



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN
INGENIERIA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“DISEÑO DE COMPONENTE MECÁNICO DE BAJO
COSTO PARA ATENUAR FUERZAS EN SISTEMA DE
LAVADORA”**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

CAMPO DE CONOCIMIENTO – DISEÑO MECÁNICO

P R E S E N T A:

DARÍO GERMÁN MARTÍNEZ RAMÍREZ

DIRECTOR DE TESIS:

DR. MARCELO LOPEZ PARRA

2010



JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Vicente Borja Ramírez

Secretario: Dr. Leopoldo González González

Vocal: Dr. Marcelo López Parra

1^{er.} Suplente: Dr. Alejandro Ramírez Reivich

2^{do.} Suplente: Dr. Adrian Espinoza Bautista

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Posgrado de Ingeniería, Ciudad Universitaria, México D.F.

TUTOR DE TESIS:
Dr. Marcelo López Parra

FIRMA

AGRADECIMIENTOS:

A Dios

Al Dr. Marcelo López Parra

A Martha y Humberto

A Romina, Graciela y Mildred

A mi hijo Renee

Al Dr. Saúl Santillán Gutiérrez

Al Dr. Yu Tang Xu

Al Mtro. Leonardo Urbiola Soto

Al Dr. Martín Ortega Breña

A mis profesores.

A mis amigos.

A las instituciones que me apoyaron.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVOS.....	2
HIPOTESIS.....	3
ANTECEDENTES.....	4
TEORIA Y DISEÑO DE COMPONENTES INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA	
I. PROBLEMÁTICA.....	22
1.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN LA LAVADORA	22
1.2 PRINCIPIOS DE BALANCEO	25
1.3 EN QUE INFLUYE CADA COMPONENTE CON EL DESEMPEÑO DE LA LAVADORA	27
II. MODELADO DEL SISTEMA DE LA TRANSMISIÓN DE LA LAVADORA...30	
2.1 MODELADO	30
2.2 CARACTERIZACION DEL SISTEMA	30
2.3 SIMPLIFICACION DEL SISTEMA	31
2.4 ACONDICIONAMIENTO DEL SISTEMA	31
2.5 MODELADO EN MOTION VIEW	31
2.6 GENERACION DE CONCEPTOS DE DISEÑO	34
2.7 COEFICIENTES DE RIGIDEZ Y AMORTIGUAMIENTO	36
2.8 OPTIMIZACION DE MODELOS	44
2.9 DESARROLLO DE CONCEPTO	45
III. ANALISIS DE RESULTADOS.....	54
CONCLUSIONES.....	68
BIBLIOGRAFIA.....	69
APENDICES.....	71
A DIAGRAMA DE FLUJO DE MODELADO	71
B DATOS Y COEFICIENTES PARA MODELO DE SIMULACIÓN	76
C PLANO DE TERCER APOYO	116
D TABLAS DE RESULTADOS EXPERIMENTALES	118

INTRODUCCIÓN

En esta tesis se presenta el rediseño de configuración de los apoyos de la flecha del sistema impulsor de una lavadora doméstica (Low cost 14 kg.).

Los principales tópicos a resolver en el campo de la rotodinámica son los niveles de vibración y las inestabilidades del rotor. Las estrategias de diseño para mejorar el balance y eliminar la inestabilidad del mecanismo consisten básicamente en proveer a los sistemas de un dispositivo para atenuar fuerzas y reducir la amplitud del movimiento del rotor.

Actualmente es posible llevar a cabo análisis de sistemas dinámicos complejos con las herramientas computacionales disponibles. Con ellas se logra un diseño óptimo en corto tiempo a través de simulaciones que pueden predecir de forma eficaz las interacciones de los componentes de un sistema mecánico bajo cargas.

El problema dinámico de la lavadora se presenta debido a las interacciones no deseables entre sus componentes como es en el caso del contacto que se produce entre el rotor y el estator. Por tanto se plantea el rediseño de la configuración de los apoyos con el propósito de lograr una mejora en el problema dinámico de la lavadora, introduciendo el uso de un modelo y simulaciones.

El trabajo de tesis está integrado por varios capítulos, en la parte correspondiente a los antecedentes se presenta la investigación bibliográfica del estado del arte de mecanismos de balanceo y de las herramientas computacionales para modelado dinámico. En el primer capítulo se aborda la descripción de los componentes mecánicos que integran la lavadora, sus interacciones y los problemas debidos al desbalanceo.

En el segundo capítulo, se expone como se llevó a cabo el proceso de modelado de la lavadora y la identificación de las variables y parámetros críticos para el análisis de diferentes configuraciones del sistema de apoyos.

En el tercer capítulo se presenta un análisis y comparación de los resultados, a partir de los cuales se discuten las ventajas y desventajas de cada concepto de acuerdo al desempeño, para finalmente seleccionar la alternativa más viable.

OBJETIVOS

Los objetivos del presente trabajo de tesis son:

Diseño, modelado, desarrollo, pruebas y análisis de componente mecánico del sistema de transmisión mecánica de una lavadora doméstica con el fin de mejorar su desempeño.

Evaluar el comportamiento del sistema mecánico impulsor de la lavadora con diferentes configuraciones de apoyos.

Rediseñar la configuración de los apoyos del sistema impulsor de la lavadora mediante una metodología basada en el uso de herramientas de simulación.

HIPOTESIS

Es posible mejorar el balance y eliminar la inestabilidad del sistema impulsor al proveerlo de un mecanismo para atenuar fuerzas y reducir la amplitud del movimiento del rotor.

ANTECEDENTES

Siempre que dos piezas tengan movimiento relativo entre ellas constituyen un cojinete, debiendo haber en esta lubricación para reducir la fricción y eliminar calor.

Un cojinete simple está formado por dos materiales en contacto, uno en contra del otro. La parte en movimiento deberá ser de mayor dureza y resistencia. Las piezas contra las cuales se mueven por lo general estarán fabricadas de material para "cojinete" como el bronce o algún polímero no metálico.

Un cojinete de elementos rodantes (con bolas o rodillos de acero endurecidos) sujetos entre pistas de acero también endurecido sirven para lograr fricciones bajas.

Los cojinetes simples se diseñan en especial para cada aplicación mientras que los elementos rodantes se seleccionan de catálogos de fabricantes para adecuarlos a cargas, velocidades y vida deseada de la aplicación en particular. Los cojinetes de elementos rodantes, dependiendo de su diseño, soportan cargas radiales y al empuje, o combinaciones de ellas.

La variedad de los cojinetes se puede dividir en deslizante (o simple) y los que contienen elementos rodantes.

LUBRICANTES

El efecto de un lubricante entre superficies deslizantes es disminuir la fricción. Los lubricantes pueden ser gaseosos, líquidos o sólidos. Los lubricantes líquidos y sólidos comparten la propiedad de tener baja resistencia al corte y alta resistencia a la corrosión. Los lubricantes líquidos son incompresibles a los niveles de esfuerzo a los que se encuentran en los cojinetes, pero es cortado con facilidad lo que reduce el coeficiente de fricción.

Los lubricantes líquidos son de uso más generalizado, y los más comunes de estos son los aceites minerales. Los lubricantes sólidos sirven para aquellas situaciones donde los líquidos no se retengan en la superficie. Los lubricantes gaseosos se aplican para lograr una fricción mucho muy baja. Los lubricantes, en particular los líquidos eliminan calor. Una menor temperatura en el cojinete reduce interacción y desgaste superficial.

LUBRICANTES LÍQUIDOS

Estos son aceites petroquímicos o sintéticos, en algunos casos también se recurre al agua. Los lubricantes conocidos como EP (de presión extrema) agregan ácidos grasos u otros compuestos, que atacan químicamente al metal, formando una capa de contaminante que protege y reduce la fricción. Los aceites se clasifican de acuerdo a su viscosidad, así como por la presencia de aditivos para aplicaciones EP. Figura 1.1 (Muestra lubricantes líquidos comunes, sus propiedades y usos característicos).

Tipos de lubricantes líquidos		
Tipo	Propiedades	Usos típicos
Aceites del petróleo (aceites minerales)	Capacidad básica de lubricación razonable, pero los aditivos producen grandes mejoras. Mala acción de lubricación a altas temperaturas	Muy amplia en general
Poliglicoles	Lubricantes bastante buenos, que no forman cieno al oxidarse	Líquido para frenos
Siliconas	Mala capacidad de lubricación, especialmente contra acero. Buena estabilidad térmica	Sellos de hule, amortiguadores mecánicos
Clorofluorocarbonos	Buenos lubricantes, buena estabilidad térmica	Compresores de oxígeno. Equipos de procesamientos químicos
Ésteres de polifenil	Rango líquido muy amplio. Excelente estabilidad térmica. Capacidad lubricante razonable	Sistemas deslizantes a alta temperatura
Ésteres de fosfato	Buenos lubricantes—Acción a alta presión	Fluido mas lubricantes hidráulicos
Ésteres dibásicos	Buenas propiedades lubricantes. Puede resistir temperaturas superiores a los aceites minerales	Motores de reacción

Fuente: *Friction and Wear of Materials*, E. Rabinowitz, 1965, reproducido con permiso de John Wiley & Sons, Inc.

Figura 1.1

LUBRICANTES DE PELICULA SOLIDA

Existen dos tipos, materiales con reducido esfuerzo cortante, que se agregan a las superficies en contacto y recubrimientos que se provoca que se formen en la interfaz del material. Estos suelen suministrarse en polvo y pueden ser llevados hasta la interfaz junto con algún aglutinante de grasa de petróleo o algún otro material. Ofrecen baja fricción y alta resistencia a altas temperaturas, esta ultima limitada por las propiedades del aglutinante. Figura 1.2 (Lubricantes de película solida, sus propiedades y usos típicos)

Tipos de lubricantes de película sólida		
Tipo	Propiedades	Usos típicos
Grafito y/o MoS ₂ + aglutinante	Lubricantes de propósito general mejores. Baja fricción (0.12-0.06) y una vida razonablemente larga ($\cong 10^4$ - 10^6 ciclos)	Cerraduras y otros mecanismos intermitentes
Teflón + aglutinante	Vida no tan larga como el tipo anterior, pero mejor resistencia a algunos líquidos	Igual que arriba
Película de grafito ahulado o de MoS ₂	Muy baja fricción (0.10-0.04) pero una vida bastante breve (10^2 - 10^4 ciclos)	Embutido profundo y otros trabajos sobre metal
Metales blandos (plomo, indio y cadmio)	Fricción más elevada (0.30-0.15) y una vida no tan larga como los tipos aglutinados con resina	Protección al asentamiento (temporal)
Película anodizada de fosfato. Otros recubrimientos químicos	Alta fricción ($\cong 0.20$). Los inhibidores de ludimiento tienen una capa superficial "esponjosa"	Recubrimiento para por debajo de la película de resina

Fuente: *Friction and Wear of Materials*, E. Rabinowitz, 1965, reproducido con permiso de John Wiley & Sons, Inc.

Figura 1.2

VISCOSIDAD

La viscosidad es una medida de la resistencia de un fluido al corte. La viscosidad varía en forma inversa a la temperatura y en forma directa a la presión, ambos de manera no lineal. Puede expresarse en viscosidad absoluta η o como viscosidad cinemática ν . Su relación se define con la siguiente ecuación:

$$\eta = \nu \rho$$

Donde ρ es la densidad de la masa del fluido. Las unidades de viscosidad absoluta η en el sistema ingles son lb-seg/in² (reyn)(μ reyn) o Pa-s(mPa) en unidades SI. Un centipoise es (cP) es 1 mPa-s. Los valores típicos de viscosidad absoluta a 20 °C (68°F) son 0.0179 cP (0.0026 μ reyn) para el aire, 1.0 cP(0.145 μ reyn) para el agua y 393 cP (57 μ reyn) para el aceite de motor sae 30. Los aceites que operan en cojinetes calientes tienen viscosidades en el rango de 1 a 5 μ reyn.

VISCOSIDAD CINEMATICA

Para determinarla con un viscosímetro capilar se mide la tasa de un flujo de fluido a través de un tubo capilar, a una temperatura en particular, a 40 o a 100°C. Para determinarla a partir de un viscosímetro rotatorio se mide el par de torsión y la velocidad de rotación de una flecha en giro dentro del interior de un cojinete a la temperatura de ensayo. Las unidades en el SI de viscosidad cinemática son cm²/sec (stoke) y las inglesas in²/sec. Los Stokes son muy grandes por lo que a menudo se recurre a los centistokes (cS).

VISCOSIDAD ABSOLUTA

Se necesita para el cálculo de la presión y el flujo de lubricantes en los cojinetes. Se determina a partir de la viscosidad cinemática medida y la densidad del fluido a la temperatura de prueba. La Figura 1.3 muestra un trazo de la variación de la viscosidad absoluta en función de la temperatura para varios aceites de petróleo comunes, designados por su número ISO y por su número SAE.

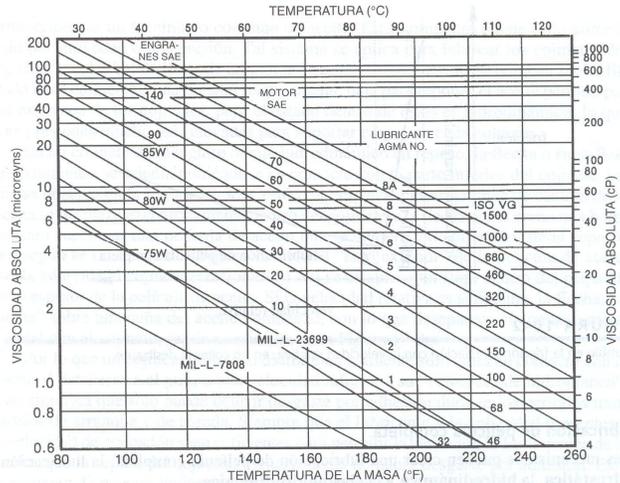


Figura 1.3

TIPOS DE LUBRICACIÓN

En el cojinete suelen ocurrir tres tipos de lubricación: de película completa, de película mixta y de lubricación marginal.

La lubricación de película completa se da cuando las superficies en los cojinetes están totalmente separadas por una película lubricante, con lo que se elimina cualquier contacto. Esta puede ser hidrostática, hidrodinámica o elasto-hidrodinámica.

La lubricación de película mixta es una combinación de película parcial de lubricante, además de algún contacto de asperezas entre superficies.

La lubricación marginal se da cuando por razones de geometría, de aspereza superficial, de exceso de carga o de carencia de lubricante suficiente, la superficie de los cojinetes entra en contacto físicamente, pudiendo ocasionar desgaste por adhesión o abrasión.

A bajas velocidades ocurre lubricación marginal, con una alta fricción correspondiente. Conforme la velocidad de deslizamiento se incrementa más allá del punto A, se empieza a formar una película hidrodinámica de fluido que reduce el contacto entre asperezas y la fricción, en régimen de película mixta. A velocidades aún superiores se forma una película completa en el punto B, separando completamente las superficies con fricción aún más reducida. A velocidades aún más elevadas, las pérdidas viscosas al corte en el lubricante incrementan la fricción. Figura 1.4

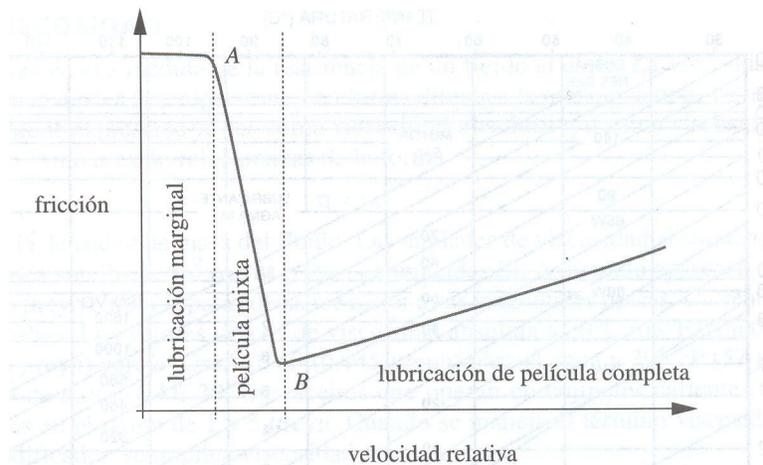


Figura 1.4

En cojinetes de muñón, durante el arranque y la parada se experimentan tres regímenes. Al comenzar a girar la flecha se encuentra en lubricación marginal. Si su velocidad máxima es suficiente, pasará a través del régimen mixto y llegará al régimen mixto de película completa, donde el desgaste se reduce casi a cero si el lubricante se mantiene limpio y no se sobrecalienta.

LUBRICACIÓN DE PELICULA COMPLETA

La lubricación completa se puede obtener por medio de la lubricación hidrostática, la lubricación hidrodinámica y la elastohidrodinámica.

Lubricación hidrostática.

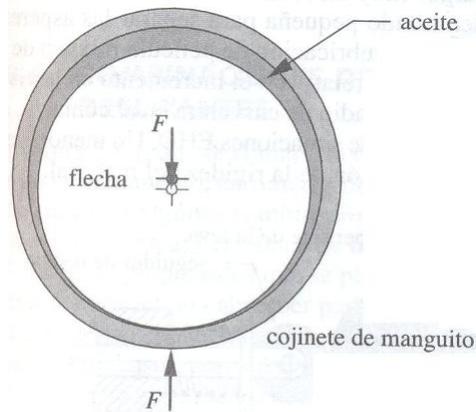
Es un suministro continuo de flujo de lubricante a la interfaz deslizante, a alguna presión hidrostática elevada ($\approx 10^2$ - 10^4 psi). Para tenerlo se requiere un depósito almacenador, una bomba para presurizar y tuberías para disminuir el lubricante. Implementado correctamente con holguras de cojinete apropiadas, este procedimiento puede eliminar todo contacto metal a metal. Así las superficies quedan separadas por el lubricante, que si se mantiene limpio y libre de contaminantes reduce casi a cero la tasa de desgaste. A una velocidad relativa igual a cero la fricción se considera como cero. Con una velocidad relativa en una interfaz lubricada, es de 0.002 a 0.010.

Lubricación hidrodinámica.

Se da con un suministro suficiente de lubricante a la interfaz en deslizamiento para permitir que la velocidad relativa de las superficies en contacto bombee lubricante dentro del espacio, que las separa, mediante una película dinámica de líquido.

Su holgura entre la flecha y el cojinete generan un anillo delgado donde se atrapa lubricante y permite así que la flecha lo bombee alrededor del anillo. En los extremos hay una trayectoria de fuga, por lo que para reemplazar lo perdido debe suministrarse continuamente aceite. Puede ser alimentado por gravedad o por presión. Se bombea aceite filtrado a los cojinetes a una presión relativamente baja para reponer lo perdido por los extremos, pero el estado dentro de estos es hidrodinámico lo que crea presiones mucho más elevadas para soportar cargas en cada cojinete.

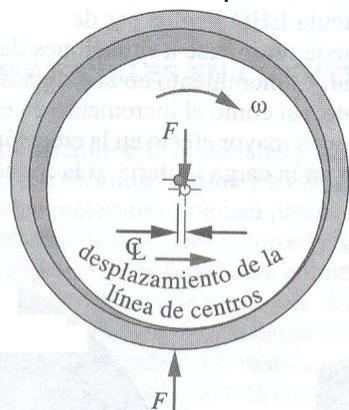
En un cojinete de manguito (journal bearing) o buje hidrodinámico en reposos, la flecha se asienta con la parte inferior del cojinete Figura 1.5



(a) Flecha estacionaria – contacto entre metales – fuerzas y centros alineados

Figura 1.5

Conforme empieza a girar la línea de centros se desplaza excéntricamente dentro del cojinete y la flecha actual como una bomba, para succionar una película de aceite que se adhiere todo alrededor de la superficie Figura 1.6.



(b) Flecha en giro lento – lubricación marginal – el punto de contacto precede a la línea de centros

Figura 1.6

Así se establece un flujo dentro del pequeñísimo espesor de la película de aceite, la flecha se “monta” sobre una pequeña cuña del aceite bombeado, con lo que desaparece el contacto metal a metal. Figura 1.7

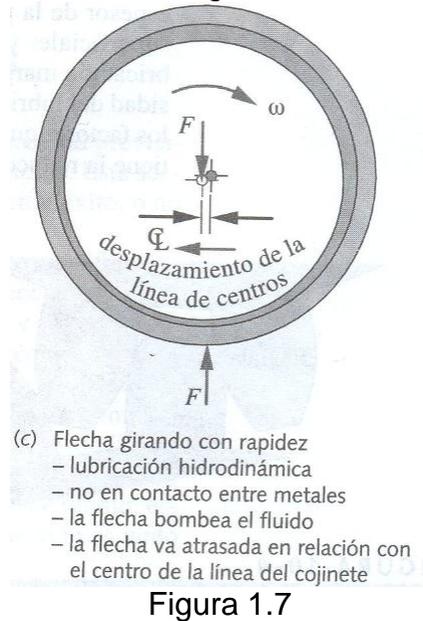


Figura 1.7

Un cojinete lubricado hidrodinámicamente sólo entra en contacto con la flecha al detenerse o al girar a una velocidad inferior a su velocidad de “hidroplaneo”. Solo puede ocurrir desgaste durante los periodos transitorios de arranque y de parada. Siempre que el lubricante y la velocidad presentes a la velocidad de operación sean suficientes para permitir la elevación hidrodinámica de la flecha, que la separa del cojinete, no habrá desgaste por adhesión. El aceite debe mantenerse libre de contaminantes, a fin de evitar otras formas de desgaste como la abrasión.

Lubricación Elastohidrodinámica

Cuando las superficies en contacto no son concordantes (Figura 1.8) resulta más difícil formar una película completa de lubricante ya que las superficies no concordantes tienen tendencia a expulsar el fluido.

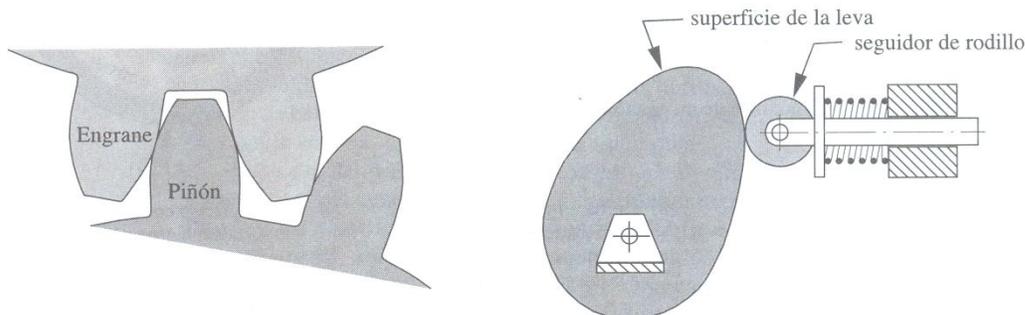


Figura 1.8

A bajas velocidades estas uniones funcionan con lubricación marginal y resultan en desgaste, con posible rozadura y raspadura. La carga crea una huella de contacto causada por las deflexiones elásticas de la superficie, esa pequeña huella de contacto puede hacer que se cree una superficie plana suficiente para que se forme una película hidrodinámica, siempre que la velocidad relativa de deslizamiento sea lo suficientemente elevada. Figura 1.4 (Cambio en relación con la velocidad relativa, en un cojinete deslizante). Este estado se conoce como lubricación elastohidrodinámica (EHD) ya que depende de las deflexiones elásticas de la superficie y que la alta presión en la zona de contacto incrementa la viscosidad del fluido.

Los engranes pueden funcionar en cualquiera de las tres zonas mostrados en la figura 10.4. En la operación de inicio alto, hay lubricación marginal, y si se prolonga causa un desgaste severo. Los cojinetes de elemento rodante pueden funcionar en cualquiera de las tres zonas.

El parámetro con el que se determina que ocurre entre contactos no concordantes, es la razón espesor de la película de aceite a aspereza de la superficie. Con el fin de obtener una lubricación de película completa y evitar el contacto entre asperezas, la aspereza superficial rms promedio (R_q) no debe ser superior a mediciones entre $\frac{1}{2}$ y $\frac{1}{3}$ del espesor de la película de aceite. Un espesor de película completa EHD normalmente es del orden de $1 \mu\text{m}$. A cargas muy elevadas o a bajas velocidades el espesor de la película llega a ser demasiado pequeño para separar las asperezas superficiales y puede retornarse a situaciones de lubricación de película mixta o de lubricación marginal. El incremento en la velocidad relativa o el incremento en la viscosidad del lubricante, así como el incremento en el radio de curvatura en el contacto, son los factores que tienen mayor efecto en la creación de EHD. Un menor efecto tiene la reducción en la carga unitaria, o la reducción de la rigidez del material.

Lubricación marginal

Se presenta cuando algunas condiciones evitan la iniciación de un estado hidrodinámico como por ejemplo cuando se tienen combinaciones en la geometría de la interfaz, niveles elevados de carga, baja velocidad o insuficiente lubricante. En esta situación, la fricción y el desgaste quedan determinados por las propiedades de las superficies en contacto y las propiedades del lubricante distintas a su viscosidad de masa. La viscosidad del lubricante resulta no ser factor debido a que bajo lubricación marginal la fricción es independiente de la velocidad.

Si la película de lubricante no es lo suficientemente gruesa (mas grande que las asperezas de la superficie) implica que en la interfaz siempre habrá algún contacto metal a metal. Superficies ásperas causaran esta situación. Si la velocidad relativa o el suministro de lubricante de una interfaz hidrodinámica se ve reducido, se pasa a una lubricación marginal. Los cojinetes de bolas y de rodillos también se pueden operar en modo de lubricación marginal si la combinación de velocidades y cargas no permiten que ocurra la lubricación elastohidrodinámica.

Combinación de materiales en cojinetes deslizantes.

Muestra combinaciones de materiales y su capacidad previsible de deslizamiento, en función de su insolubilidad mutua y otros factores. Figura 1.9

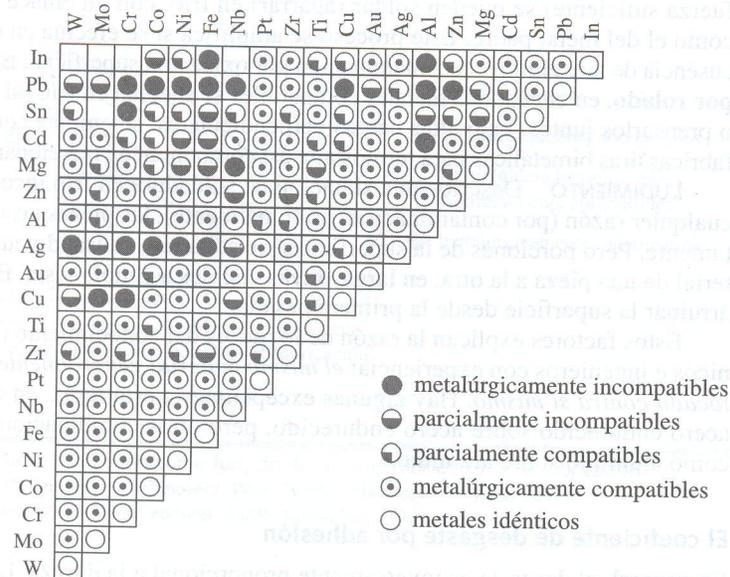


Figura 1.9

Las propiedades deseables en materiales para cojinetes es falta relativa de dureza (para absorber partículas extrañas), resistencia, maquinabilidad, lubricación, resistencia a la temperatura y a la corrosión y porosidad para absorber lubricante. El material para el cojinete puede ser tres veces menos duro que el material con el cual está en contacto, a fin de tener capacidad de incrustación de películas abrasivas. Varias clases de materiales pueden servir para cojinetes, por lo general aquellas con base de plomo, estaño o cobre. El aluminio solo no es buen material para cojinetes, aunque sí lo es en algunas aleaciones.

BABBITTS

Familia de aleaciones basadas en plomo y estaño combinadas con otros elementos, las cuales resultan muy efectivas cuando son electrodepositadas formando películas delgadas sobre un sustrato más resistente como el acero. Se emplea para los cojinetes de cigüeñal y de árbol de levas en los motores de combustión interna. Su poca dureza permite la incrustación de particulados, y se puede dejar con acabado de baja aspereza. Es necesaria una buena lubricación hidrodinámica o hidrostática, ya que su temperatura de fusión es baja y fallará rápidamente en condiciones de lubricación marginal.

Bronces

Las familias de las aleaciones de cobre, se eligen para operar contra acero o hierro fundido. El bronce es más blando que los metales ferrosos, pero tiene buena resistencia, maquinabilidad y resistencia a la corrosión. Cuando esta lubricado funciona bien contra aleaciones ferrosas. Tiene un rango de dureza que va desde el babbitt hasta el rango del acero. Los bujes de bronce resisten lubricación marginal y soportan cargas elevadas y altas temperaturas.

Fundición de hierro gris y de acero

Para situaciones de uno contra otro a bajas velocidades. El grafito libre del hierro agrega lubricidad aunque también se requiere un lubricante líquido. También se emplea acero contra acero si ambas piezas están endurecidas y lubricadas. Con una lubricación adecuada el acero funcionará contra prácticamente cualquier otro material. La dureza en general protege contra la adherencia.

Materiales sinterizados

Se forman a partir de polvo y se conservan microscópicamente porosos después del tratamiento térmico. Su porosidad les permite absorber cantidades importantes de lubricante y almacenarlo por acción capilar, así como expulsar hacia el cojinete cuanto se calienta.

Materiales no metálicos

Algunos de estos materiales ofrecen la posibilidad de operación en seco. Un ejemplo es el grafito, algunos termoplásticos como el nylon, el acetal y el teflón relleno o cargado ofrecen un coeficiente de fricción bajo contra cualquier metal, pero tienen baja resistencia y baja temperatura de fusión, que al combinarse con su mala conducción térmica, limita severamente las cargas y las velocidades de operación que pueden soportar. Los rellenos inorgánicos como el talco o la fibra de vidrio agregan una resistencia y una rigidez significativa a cualquiera de los termoplásticos, pero a costa de un coeficiente de fricción más elevado y de mayor abrasión. También en los rellenos se emplea grafito ya que este agrega lubricación, así como resistencia mecánica y resistencia a la temperatura. Resultan prácticos donde las cargas y las temperaturas sean reducidas. Figura 1.10

Materiales recomendados para cojinetes, para deslizarse sobre acero o hierro fundido

Material de cojinete	Dureza kg/mm ²	Dureza mínima de la flecha kg/mm ²	Razón de dureza
Babbitt sobre base de plomo	15-20	150	8
Babbitt sobre base de estaño	20-30	150	6
Plomo endurecido con álcalis	22-26	200-250	9
Cobre-plomo	20-23	300	14
Plata (electrodepositada)	25-50	300	8
Base de cadmio	30-40	200-250	6
Aleación de aluminio	45-50	300	6
Bronce con plomo	40-80	300	5
Bronce al estaño	60-80	300-400	5

Fuente: Wilcock and Booser, *Bearing Design and Application*, McGraw-Hill, 1957.

Figura 1.10

TEORIA DE LUBRICACIÓN HIDRODINÁMICA

La figura 1.11 a) muestra un muñón y un cojinete, concéntrico y de eje vertical. La holgura diametral c_d entre la superficie de rodamiento y el cojinete es muy pequeña, de más o menos una milésima del diámetro. Debido a que el espacio h es pequeño comparado con el radio de curvatura, se puede modelar como dos placas planas. En la figura b) se muestran estas dos placas separadas por una película de aceite, con un espacio de dimensión h . Si las placas son paralelas, la película de aceite no soportará carga transversal. Esto es también cierto en una superficie de rodamiento y cojinetes concéntricos. Un muñón horizontal concéntrico se convierte en excéntrico debido al peso de la flecha. Si el eje es vertical, el muñón puede girar de forma concéntrica con el cojinete, ya que no hay fuerza de gravedad transversal.

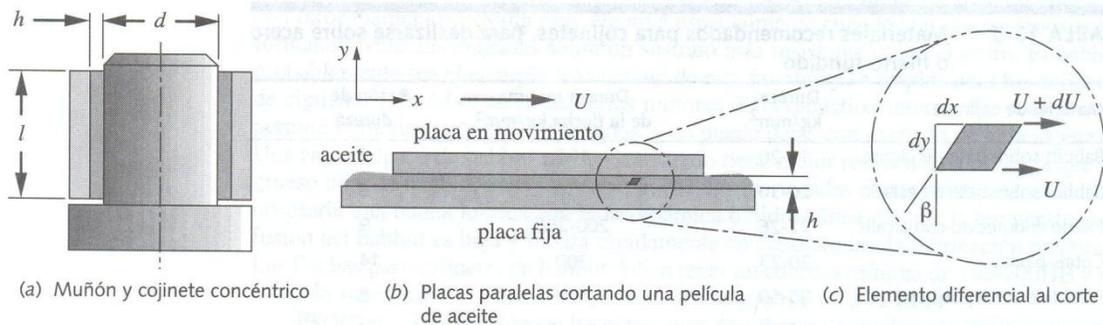


Figura 1.11

ECUACIÓN DE PETROFF PARA EL PAR DE TORSION SIN CARGA

Si se mantiene estacionaria la placa inferior de la figura 1.11 b) y se mueve la superior hacia la derecha con una velocidad U , será cortado el fluido entre las placas igual que ocurre en el espacio concéntrico de la figura a). El fluido moja y se adhiere a ambas placas, haciendo que su velocidad sea cero en la placa

La fuerza aplicada P , que se supone debe soportar un cojinete, y la velocidad de rotación n' son valores conocidos. El diámetro del cojinete se define en función de esfuerzos, deflexiones u otros. El diseño del cojinete requiere determinar una combinación adecuada de diámetro y longitud, que opera con una viscosidad adecuada de fluido, con una holgura razonable y manufacturable y con una razón de excentricidad que no permita el contacto metal a metal bajo cualquier situación esperada de carga.

Factor de carga de diseño
Numero de Ocvirk

Para comenzar con el diseño del cojinete es necesario obtener un factor de carga. Para calcular este factor se tiene la siguiente ecuación:

$$O_N = \left(\frac{P_{prom}}{\eta n'} \right) \left(\frac{d}{l} \right)^2 \left(\frac{c_d}{d} \right)^2 = 4\pi K_\varepsilon = \frac{\pi \varepsilon \left[\pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{(1 - \varepsilon^2)^2}$$

El termino que aparece entre corchetes es el factor de carga deseado, es decir el numero de Orvick O_N . Esta ecuación contiene los parámetros sobre los cuales el diseñador tiene control y muestra que cualquier combinación de estos parámetros que resulten en un mismo número de Orvick, darán una misma razón de excentricidad ε . La razón de excentricidad da una indicación de lo cerca que esta una película de aceite de fallar, dado que $h_{min} = c_r(1 - \varepsilon)$. La siguiente figura muestra un trazo de excentricidad ε en función del número de Ocvirk O_N . Una curva empírica ha sido ajustada por los datos y muestra que la teoría se queda debajo de la magnitud de la razón de excentricidad. La curva empírica se puede aproximar mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_x \cong 0.21394 + 0.38517 \log O_N - 0.0008(O_N - 60)$$

Mediante este valor empírico de ε , se puede llevar a cabo el cálculo de la carga, del par de torsión y de las presiones promedio y máxima en la película de aceite, y otros parámetros del cojinete y el espesor mínimo de la película se pueden calcular.

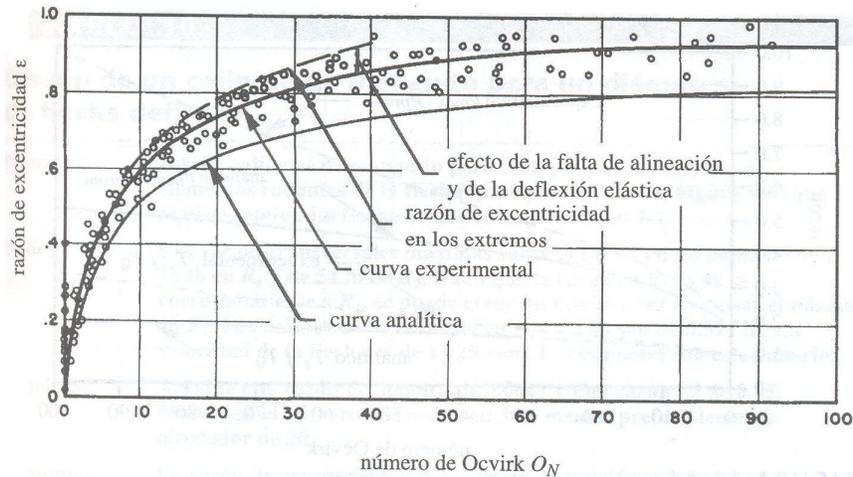


Figura 1.11

PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Por lo regular se conoce la carga y la velocidad. Si la flecha ha sido diseñada en función de esfuerzos o deflexiones su diámetro será conocido. Debera escogerse una longitud de cojinete o una razón l/d , con base en consideraciones de espacio. Razones l/d mayores darán en la película presiones inferiores, siendo todo lo demás igual. La razón de holgura se define como C_d/d . Las razones de holgura casi siempre están en el rango de 0.001 a 0.002 y a veces llegan hasta 0.003. Razones de holgura superiores incrementaran rápidamente el número de carga de O_N ya que C_d/d aparece al cuadrado. Numeros mayores de Ocvrick dan excentricidades, presiones y pares de torsión más elevados, pero a O_N mas elevados estos factores aumentan más lentamente. Una ventaja de razones de holgura mayores es un flujo de lubricante más elevado, lo que promueve una operación mas fría. Razones l/d mayores tal vez requieran razones de holgura superiores para aceptar la deflexión de la flecha.

Si todavía no estabn determinadas las dimensiones de la flecha, se puede llegar a un diámetro y longitud del cojinete a partir de la iteración de las ecuaciones del cojinete, asumiendo o suponiendo un numero de Ocvrick. Debe escogerse un lubricante de prueba y determinarse su viscosidad para las temperaturas de operación supuestas, a partir de las graficas de la figura 1.3. Una vez diseñado el cojinete se puede llevar a cabo un análisis de flujo del fluido y de transferencia térmica, a fin de determinar la velocidad requerida de flujo de aceite y la temperatura prevista de operación.

La elección del número de Ocvrick tiene un efecto significativo en el diseño. DuBois proporciona una guía al proponer que se considere un numero de carga $O_N=30$ ($\epsilon=0.82$) como límite superior de una carga "moderada", $O_N=60$ ($\epsilon=0.90$) como límite superior de una carga "pesada" y $O_N=90$ ($\epsilon=0.93$) como límite de una carga "severa". A números de carga superiores a 30, se deberá tener cuidado de controlar de cerca tolerancias de fabricación, terminados superficiales y

deflexiones. Para cojinetes de aplicación general probablemente sea mejor mantenerse debajo de un O_N de alrededor de 30.

COJINETES DE ELEMENTOS RODANTES

Desde la antigüedad se conocen los rodillos como medio para mover objetos pesados, pero no fue sino hasta el siglo 2º que mejores materiales y técnicas de manufactura permitieron la fabricación de los cojinetes de elementos rodantes. La necesidad de cojinetes para velocidades más elevadas, resistentes a altas temperaturas y baja fricción fue generada por el perfeccionamiento de turbinas de gas en las aeronaves.

Materiales

La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65. A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620 cementado. Recientes mejorías en los procesos de manufactura de los aceros han dado como resultado aceros para cojinete con un bajo nivel de impurezas. Los cojinetes fabricados con estos aceros limpios muestran una vida y confiabilidad significativamente mejoradas. Aunque los cojinetes de rodillos siempre se han considerado aceros limpios, han probado tener, por lo que se refiere a fatiga superficial, un límite de vida infinita de resistencia a la fatiga.

Manufactura

Los cojinetes de elementos rodantes son manufacturados por todos los principales fabricantes de cojinetes en el mundo, siguiendo dimensiones estándar definidas por el Anti Friction Bearing Manufacturers Association (AFBMA) y/o el International Standards Organization (ISO), y son intercambiables. Se puede estar razonablemente seguro de que al seleccionar un cojinete fabricado según estas normas por cualquier fabricante no dará como resultado en el futuro un ensamble irreparable. Incluso si dicho fabricante desaparece del negocio. El estándar AFBMA para el diseño de cojinetes ha sido adaptado por el American National Standards Institute (ANSI). Lasd normas también definen la clase de tolerancias para los cojinetes.

Comparación de cojinetes de rodamiento y deslizamiento

Los cojinetes de elementos rodantes tienen varias ventajas sobre los cojinetes de contacto deslizante, y viceversa. Hamrock menciona las siguientes ventajas de los cojinetes de rodamiento sobre los deslizantes.

Buena fricción al arranque y en operación.

Pueden soportar cargas radiales y de empuje combinadas.

Menos sensibles a interrupciones en la lubricación.

No tienen faltas de estabilidad autoexcitadas.

Buen arranque a baja temperatura.

Pueden sellar el lubricante dentro del cojinete, y lubricarse de pro vida.

Casi siempre requieren menos espacio en dirección axial.

Desventajas

Los cojinetes de rodamiento pueden fallar por fatiga.

Requieren mayor espacio en dirección radial.

Poca capacidad de amortiguación.

Mayor nivel de ruido.

Requisitos de alineación más severos.

Costo más elevado.

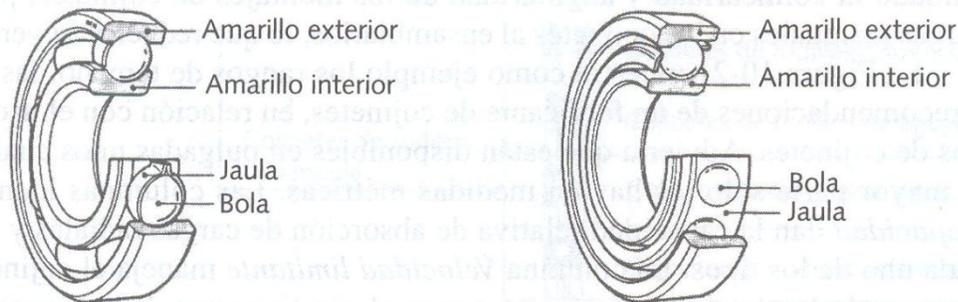
Fricción más elevada.

Tipos de cojinete de elementos rodantes

Los cojinetes de elementos rodantes se agrupan en dos categorías generales. Cojinetes de bolas y de rodillos, ambos con muchas variantes dentro de esta división.

Cojinetes de bolas

Capturan cierta cantidad de esferas de acero endurecido y rectificado entre dos pistas, una interior y otra exterior en cojinetes radiales, y una pista superior y una inferior en cojinetes de empuje. Según se muestra en la siguiente figura se emplea un reten (también conocido como jaula o sujetador) para mantener las bolas correctamente separadas alrededor de las pistas. Los cojinetes de bolas soportan cargas radiales y de empuje combinadas en un grado variado, dependiendo de su diseño y construcción.



(a) Cojinete de bola de canal profundo (Conrad) (b) Cojinete de bolas en contacto angular

Figura. (a) y (b)

La figura (a) muestra un cojinete de bolas de canal profundo, es decir, de tipo Conrad, que soportara cargas a la vez radiales y de empuje moderadas. La figura (b) muestra un cojinete de bolas de contacto angular diseñado para manejar más elevadas cargas de empuje en una dirección, así como cargas radiales. Algunos cojinetes de bolas están disponibles con guarda, para evitar la entrada de materias extrañas, y con sellos, para retener el lubricante aplicado de fábrica. Para tamaños menores y cargas más ligeras los cojinetes de bolas son menos costosos.

Cojinetes de rodillos

Tienen rodillos rectos, cónicos o contorneados entre pistas, según se muestra en la siguiente figura.

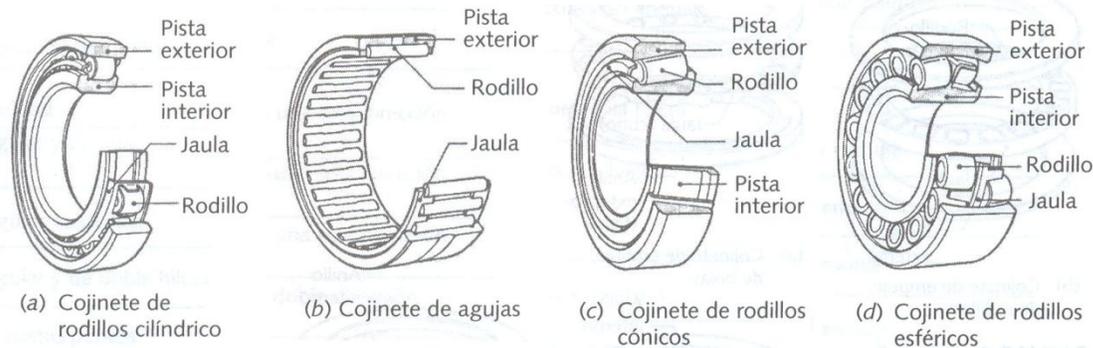


Figura (a),(b),(c) y (d)

En general los cojinetes de rodillos, pueden soportar cargas estáticas y dinámicas (impacto) superiores a los cojinetes de bolas, en razón a su línea de contacto, y son menos costosos para contactos y cargas mayores. A menos de que los rodillos sean cónicos o con contorno, solo soportan carga en una sola dirección, ya sea radial o de empuje, según el diseño de cojinete. La figura (a) muestra un cojinete de rodillos rectos y cilíndricos diseñado solo para soportar cargas radiales. Tiene muy baja fricción y flota axialmente, lo que puede ser una ventaja en flechas largas, donde la expansión térmica puede someter la carga en dirección axial a un par de cojinetes de bolas si no han sido montados adecuadamente. La figura (b) muestra un cojinete de agujas que usa rodillos de pequeño diámetro y que puede o no tener pista interna. Sus ventajas son una mayor capacidad de carga en razón de un completo total de rodillos y a una dimensión radial compacta, en particular si se usa sin pista interna. En estos casos la flecha sobre la cual giran los rodillos deberá endurecerse y rectificarse. La figura (c) muestra un cojinete de rodillos (o rodamientos) cónicos, diseñado para soportar elevadas cargas de empuje y radiales. Se montan mucho en automóviles y camiones como cojinetes para las ruedas. Los cojinetes de rodillos cónicos (y otros) se pueden dividir axialmente, lo que hace más fácil su montaje que el de los cojinetes de bolas que, por lo general, están armados de manera permanente. La figura (d) muestra un cojinete de rodillos esféricos autoalineables, que no permite ningún momento en el cojinete.

Cojinetes de empuje

Los cojinetes de bolas y de rodillos (o rodamientos) también se fabrican para carga al empuje puro como se observa en la siguiente figura.

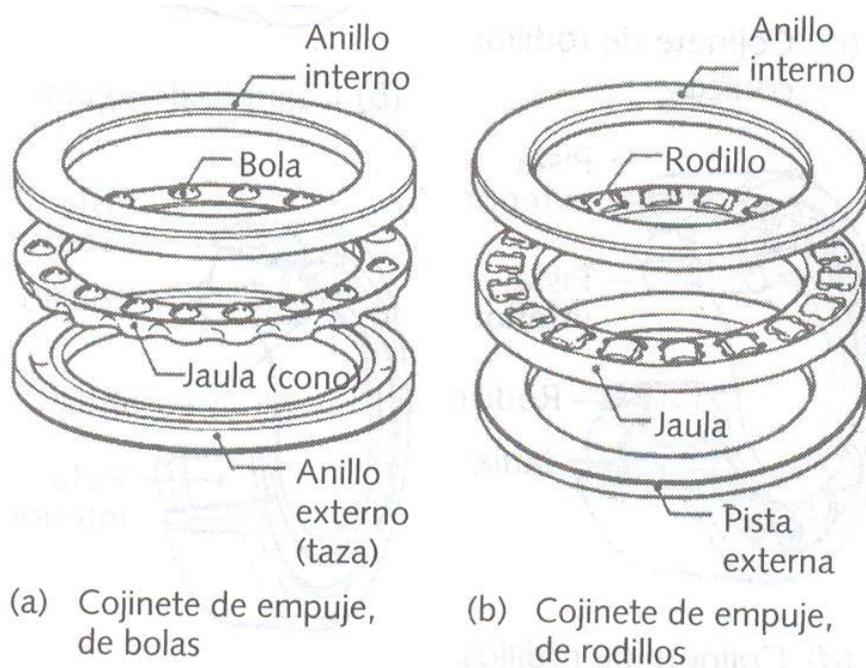


Figura (a) y (b)

Los cojinetes de empuje de rodillos cilíndricos tienen mayor fricción que los cojinetes de empuje de bolas, en razón al deslizamiento entre bolas y pistas (dado que solo un punto del rodillo puede coincidir con la velocidad lineal variable en los radios de las pistas), y no deberá emplearse en aplicaciones de alta velocidad.

Clasificaciones de los cojinetes

La figura muestra una clasificación de tipos de cojinetes de elementos rodantes.

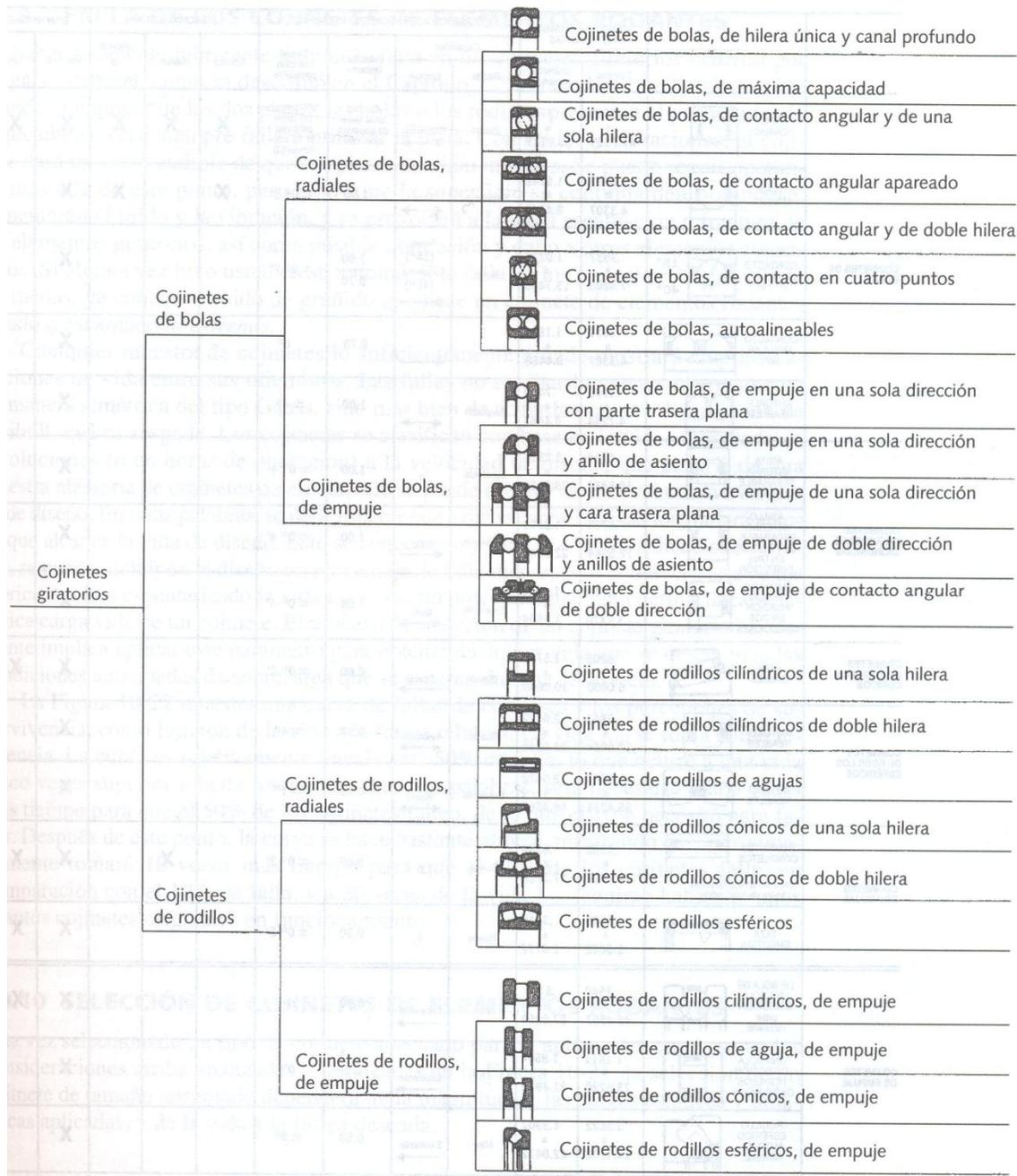


Figura. Clasificación de cojinetes.

Cada una de las categorías principales de y de rodillos se divide en subcategorías radiales y de empuje. Se tienen combinaciones de una o dos hileras, estas últimas ofreciendo una capacidad de carga más elevada. Otra posible selección es contacto unidireccional o angular siendo el primero solo para cargas puramente radiales o de empuje, y el último aceptando una combinación de ambas. Los cojinetes de bolas de canal profundo son capaces de manejar cargas radiales grandes junto con cargas de empuje pequeñas en ambas direcciones, y son los de uso más común.

El cojinete de bolas de contacto angular puede aceptar mayores cargas de empuje que el cojinete de bolas de canal profundo, aunque solo en una dirección. Para amortiguar cargas axiales en ambas direcciones, se suelen montar en pares. Los cojinetes de bolas de capacidad máxima tienen una ranura de llenado, para permitir que se inserten más bolas que las normales, dado el desplazamiento excéntrico de las pistas en el ensamble, como ocurre con el cojinete de bolas de canal profundo (tipo Conrad), aunque la ranura de llenado limita su capacidad de carga axial.

Los diseños autoalineables tienen la ventaja de aceptar algo de desalineación en la flecha, y también crean un apoyo simple para la flecha. También tiene muy baja fricción. Si en una flecha se montan cojinetes no autoalineables, deberán alinearse con cuidado la colinearidad y angularidad de los montajes de cojinetes, para evitar crear cargas residuales en los cojinetes al ensamblarlos, lo que reducirá severamente su vida.

La siguiente figura muestra como ejemplo los rangos de tamaño, las clasificaciones y recomendaciones de un fabricante de cojinetes, en relación con el uso de diversos tipos de cojinetes.

	TIPO	RANGO DE TAMAÑO EN PULGADAS		CLASIFICACIONES PROMEDIO RELATIVAS				DISPONIBLE CON			DIMENSIONES		
		Cavidad	Diámetro exterior	Capacidad		Velocidad limitante	Desalineación permisible	Grados	Sellos	Chaveta de seguridad	Métricos	pulg	
				Radial	Empuje								
COJINETES DE BOLAS	TIPO CONRAD 	.1181 a 41.7323	.3750 a 55.1181	Bueno	Razonable \longleftrightarrow	Conrad es la base de comparación 1.00	0° tolerancia radial estándar 0°12 tolerancia C3	X	X	X	X	X	
	TIPO MÁXIMO 	.6693 a 4.3307	1.5748 a 8.4646	Excelente	Malo \longleftarrow	1.00	$\pm 0^\circ 3'$	X		X	X		
	CONTACTO ANGULAR 15° / 40° 	.3937 a 7.4803	1.0236 a 15.7480	Bueno	Bueno (15°) Excelente (40°) \longleftarrow	1.00 / 0.70	$\pm 0^\circ 2'$					X	
	CONTACTO ANGULAR 35° 	.3937 a 4.3307	1.1811 a 9.4488		\longleftarrow	0.70	0°					X	
	AUTOALINEABLES 	.1969 a 4.7244	.7480 a 9.4488	Aceptable	\longleftrightarrow	1.00	$\pm 4^\circ$					X	
COJINETES DE RODILLOS CILÍNDRICOS	PISTA INTERNA SEPARABLE NO FIJADORA 	.4724 a 19.6850	1.2598 a 28.3465	Excelente	0	1.00	$\pm 0^\circ 4'$					X	
	ANILLO INTERNO SEPARABLE DE FIJACIÓN EN UNA DIRECCIÓN 	.4724 a 12.5984	1.2598 a 22.8346	Excelente	Malo \longleftarrow	1.00	$\pm 0^\circ 4'$					X	
	AUTOCONTENDIDO FIJACIÓN EN DOS DIRECCIONES 	.4724 a 3.9370	1.4567 a 8.4646	Excelente	Malo \longleftarrow	1.00	$\pm 0^\circ 4'$					X	
COJINETES DE RODILLOS CÓNICOS	SEPARABLES 	.6205 a 6.0000	1.5700 a 10.0000	Bueno	Bueno \longleftrightarrow	0.60	$\pm 0^\circ 2'$				X	X	
COJINETES DE RODILLOS ESFÉRICOS	AUTOALINEABLES 	.9843 a 12.5984	2.0472 a 22.8346	Bueno	Aceptable \longleftrightarrow	0.50	$\pm 4^\circ$					X	
	AUTOALINEABLES 	.9843 a 35.4331	2.0472 a 46.4567	Excelente	Bueno \longleftrightarrow	0.75	$\pm 1^\circ$					X	
COJINETES DE AGUJAS	COJINETES COMPLETOS con o sin anillos fijadores y ranura de lubricación 	.2362 a 14.1732	.6299 a 17.3228	Buena	0	0.60	$\pm 0^\circ 2'$		X		X	X	
	TAZA EMBUTIDA 	.1575 a 2.3622	.3150 a 2.6772	Bueno	0	0.30	$\pm 0^\circ 2'$					X	X
COJINETES DE EMPUJE	DE BOLA DE UNA SOLA DIRECCIÓN pista ranurada 	.2540 a 46.4567	.8130 a 57.0866	Malo	Excelente \longrightarrow	0.30	0°					X	X
	UNA SOLA DIRECCIÓN RODILLOS CILÍNDRICOS 	1.1811 a 23.6220	1.8504 a 31.4960	0	Excelente \longrightarrow	0.20	0°					X	
	RODILLO ESFÉRICO AUTOALINEABLE 	3.3622 a 14.1732	4.3307 a 22.0472	Malo	Excelente \longrightarrow	0.50	$\pm 3^\circ$					X	

Figura. Propiedades de los cojinetes.

Unos cuantos tipos están disponibles en pulgadas, pero la mayor parte solo los hay en medidas métricas. Las columnas identificadas como capacidad, dan la capacidad relativa de absorción de cargas radiales y de empuje para cada uno de los tipos. La columna velocidad limitante maneja el cojinete tipo Conrad como estándar de comparación, ya que es el que tiene una de las mejores capacidades en altas velocidades.

1. PROBLEMATICA

1.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN UNA LAVADORA DOMESTICA

Una lavadora doméstica es un aparato para lavar ropa, que consta de una tina, una canasta rotatoria concéntrica que recibe en su interior objetos a ser lavados, acoplada mecánicamente a un motor y balanceada en un plano por un aro, postrado en su parte superior.

SISTEMA ESTRUCTURAL

Gabinete: Estructura exterior de la lavadora que protege y sostiene el mecanismo de lavado (Sublavadora: Ensemble de sistema impulsor, hidráulico y dinámico que se encuentra dentro del gabinete.).

SISTEMA IMPULSOR

Conjunto de partes que proveen de movimiento a la lavadora (motor, flecha, etc.).

SISTEMA HIDRÁULICO

Conjunto de partes que tienen contacto con el agua en la lavadora (tina, canasta, fondo canasta, etc.).

Tina: Contenedor de agua dentro del cual se encuentra la canasta.

Canasta: Recipiente donde se coloca la ropa dentro de la lavadora.

SISTEMA DINÁMICO

Conjunto de partes de la lavadora que se encargan de controlar las reacciones de la sublavadora al movimiento de operación (aro de balance y suspensión).

Pistón: Parte de la suspensión de la lavadora que se introduce dentro del cilindro y proporciona amortiguamiento al tener desplazamiento relativo entre estos dos elementos.

Cilindro: Parte de la suspensión donde se apoya la sublavadora y donde se encuentra alojado el pistón.

Aro de balance: Parte de la lavadora que se ensambla en la canasta y proporciona un contrapeso a las cargas de desbalance durante el ciclo de centrifugado.

Todo el sistema comprende:

Un aro de balance compuesto por una base, una cubierta, una serie de paletas curvas (altas alternadas con bajas), dispuesto en el extremo libre o parte superior de una pared cilíndrica (canasta) el cual contiene un fluido denominado "de trabajo". La figura 1.1.1 nos muestra un explosionado en isométrico del aro de balance donde se pueden observar sus elementos básicos, la base que contiene a las paletas, de la cual su sección transversal que asemeja una "U", la pared

interna de menor diámetro, la pared interna de mayor diámetro además de la pared inferior.

La pared interna superior está formada por la cubierta, la cual asemeja un anillo de espesor uniforme, la cubierta es unida a la base por medio de algún pegamento o aglutinante, ya que el sellado debe ser realizado cuidadosamente, pues la cavidad interna del aro de balance se llenará de algún líquido de trabajo, preferentemente cloruro de calcio o cloruro de sodio, el cual no debe escapar a su confinamiento debido a sus propiedades corrosivas.

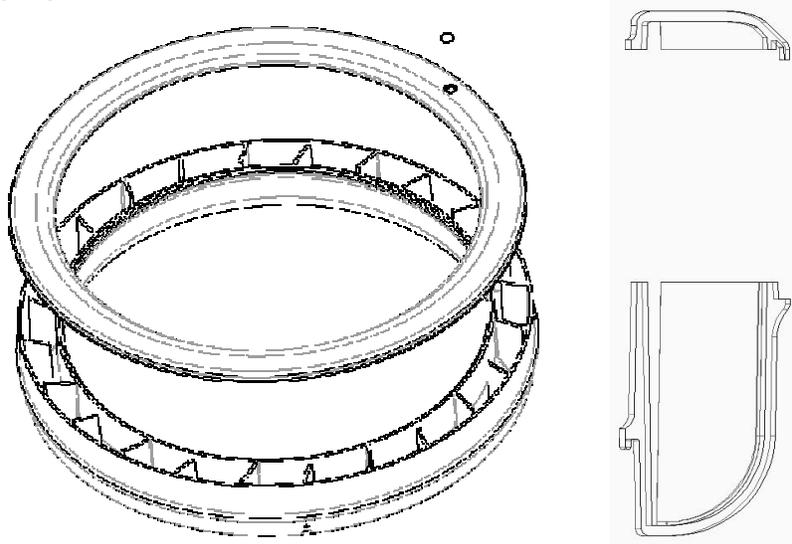


FIGURA 1.1.1

En la parte baja de dicha pared cilíndrica se encuentra el fondo de canasta, este último acopla mecánicamente en su parte central al hub, el cual es una parte de refuerzo, fabricada preferentemente en algún metal o aleación metálica ligera, esto para otorgar una mejor resistencia a los esfuerzos transmitidos por el torque de la flecha a la canasta, el hub a su vez transmite la energía al fondo de canasta, para poder rotar todo el conjunto.

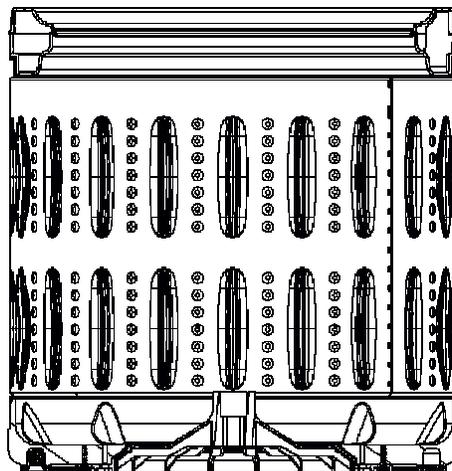


Figura 1.1.2

El diseño del fondo de canasta, cuenta con una serie de costillas de refuerzo radial y circunferencial, para proveer la rigidez y resistencia mecánica suficiente para soportar la carga estática de lavado, además de la vibración así como las cargas dinámicas que se ejercen sobre él durante las etapas de lavado o centrifugado.

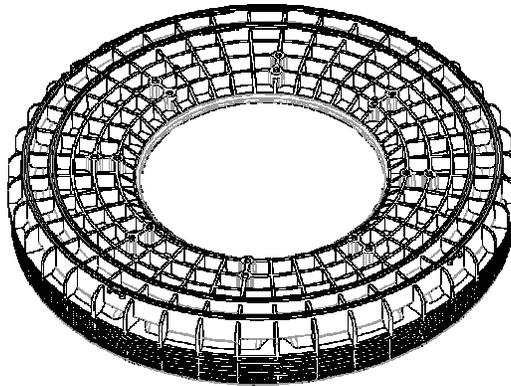


Figura 1.1.3

Para analizar el desbalance debido a cargas internas en el rotor la lavadora; el sistema que se consideró comprende una canasta de una sublavadora montada dentro de una tina. Dicha canasta es movida o accionada mediante una flecha la cual esta rígidamente acoplada a la parte baja de la canasta, mediante un eslabón intermedio (hub). Al mismo la flecha se encuentra acoplada mediante una polea inducida a un motor y a una caja de reducción planetaria, de donde obtiene energía a través de una banda que es energizada por un motor eléctrico.

La tina está compuesta en su parte baja de un fondo de canasta el cual tiene una geometría que asemeja a un disco, y aloja al hub, para girar sincronizado con este. En su parte baja cuenta con cuatro apoyos, los cuales soportan a los amortiguadores, de los cuales emanan las barras de suspensión.

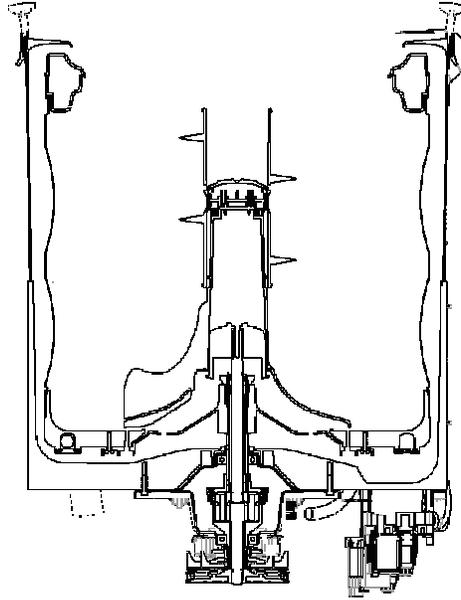


Figura 1.1.4

1.1.1 PRINCIPIOS DE BALANCEO.

El desbalance en un rotor se puede dar por diversas causas, una de ellas puede ser debida al método de fabricación, el cual haya dejado más material en un punto específico del rotor, o al contrario, una falta de uniformidad en la densidad del material. Algunas veces, pueden presentarse otros fenómenos que causan efectos vibratorios no deseados en las lavadoras; tales como una deficiente alineación de sus flechas, e inclusive debida a rodamientos defectuosos, lubricación inadecuada de los rodamientos o puntos de apoyo que causen fricción, por aflojamiento mecánico, deficiente alineación de las bandas con las poleas, etc.

Para entender el fenómeno del desbalanceo en rotores, se puede considerar a la canasta como un rotor hueco, al cual en su interior se le depositan toda clase de objetos los cuales adoptan una posición aleatoria en el interior de dicho rotor hueco. Así, se tiene en la figura 1.2.1, un rotor o canasta el cual está apoyado en sus dos extremos por la flecha, solo con fines prácticos, ya que la flecha de la lavadora realmente se encuentra en cantiléver. Esto sirve para ejemplificar lo que pasa cuando el rotor o canasta experimentan un desbalanceo estático, al colocar cargas de desbalanceo idénticas, en la misma posición angular pero en diferente plano, notamos que el centro de gravedad CG del rotor o canasta así como el eje principal de inercia se desplazan un tanto del eje de simetría del arreglo de flecha del rotor o canasta.

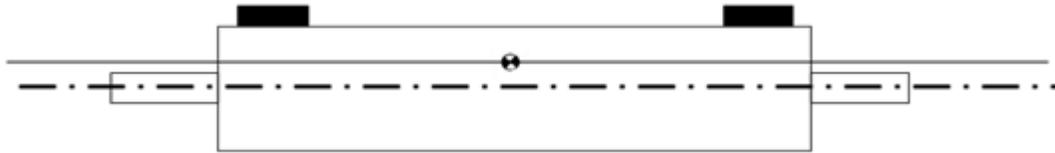


Figura 1.2.1

Otro fenómeno de desbalanceo, se presenta cuando, las cargas se colocan en los extremos del rotor o canasta pero a 180° uno del otro y en diferente plano como se muestra en la figura 1.2.1, esto ocasiona que el centro de gravedad CG se quede en su lugar, pero el eje principal de inercia se ve modificando tomando un ángulo determinado con respecto a el eje de simetría del arreglo flecha del rotor o canasta, dicho ángulo dependerá del peso de la carga de desbalanceo, suponiendo que son iguales, así como su posición a lo largo del rotor o canasta, a este fenómeno se le conoce comúnmente como desbalanceo acoplado.

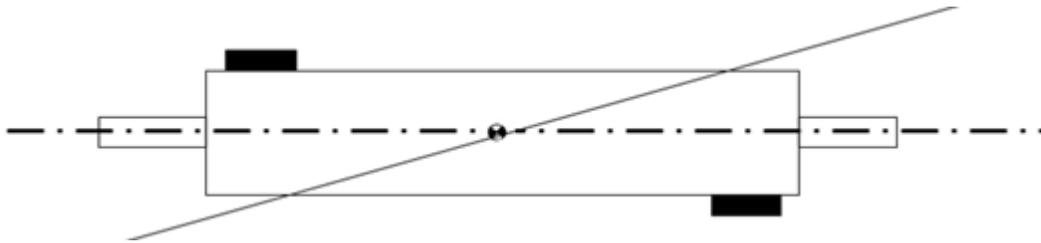


Figura 1.2.2

Otro tipo de desbalanceo, es una combinación de los dos casos anteriores, donde las cargas no se colocan en forma simétrica, inclusive, en este caso no son ni siquiera iguales, se pueden colocar aleatoriamente en cualquier lugar a lo largo de la superficie cilíndrica del rotor o canasta, esto ocasiona que el centro de gravedad CG se desplace a una posición fuera del eje de simetría, en este último supuesto el rotor o canasta tenderá a girar sobre el eje principal de inercia, y no sobre el eje de simetría, que es sobre del cual se han acoplado los cojinetes que restringen cuatro de los seis grados de libertad que pudiese tener dicho rotor o canasta; provocando entonces una indeseada vibración, cuya amplitud puede ser tan grande que provocaría el rompimiento de alguna parte, eslabón o componente.

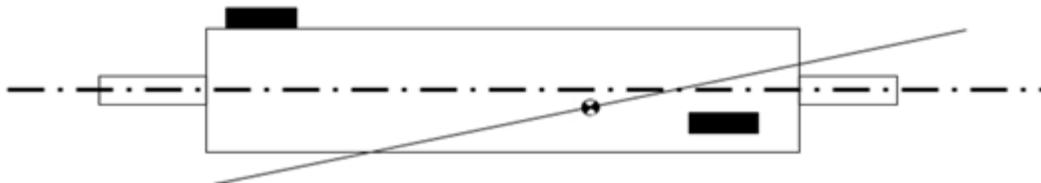


Figura 1.2.3

1.1.2 INFLUENCIA DE LOS COMPONENTES MECANICOS CON EL DESEMPEÑO DE LA LAVADORA

Para el caso de las lavadoras, éstas tienen la peculiaridad de que solo un extremo de la canasta está sujeto a la flecha, dejando un extremo libre de la canasta, dicho extremo libre tiende a describir una órbita cuasi elíptica de traslación sobre el eje de simetría, a lo que comúnmente se le conoce como: “cabeceo del rotor” al suceder esto, dicha canasta roza o golpetea la pared interior de la tina, desgastando así ambas piezas, provocando en este caso la ruptura de alguna de éstas, por otro lado dicho “cabeceo” se manifiesta como fuerzas transmitidas al gabinete de la lavadora ocasionando que ésta “brinque” e inclusive “camine”; la amplitud de éstas vibraciones impacta en la velocidad de centrifugado, que si no se cuenta con un sistema que balance, será baja, siendo evidente que al aumentar la velocidad, la amplitud de las oscilaciones del extremo libre de la canasta se elevarán.

La figura 1.3.1 nos muestra un diagrama de una sublavadora la cual consta de una canasta cuyo fondo está acoplado a una flecha, la canasta está dispuesta en el interior de una tina, la cual está colgada de los apoyos al gabinete por medio de cuatro varillas con amortiguadores. En la parte superior de la canasta se

F_{net} = FLD - FD

F_{net} = Fuerza neta resultante en el rotor o canasta.

FLD = Fuerza resultante del aro de balance.

FD = Fuerza de desbalanceo ocasionada por la masa o carga de desbalanceo.

La figura 1.3.3 ilustra un aro de balance de líquido típico, el cual ostenta una serie de aletas en su interior, éstas con el afán de resguardar al líquido en pequeñas recámaras y así irrumpir su fluir dentro de la cámara del aro de balance superior; esto ocasiona que un gran volumen de fluido de trabajo del aro de balance a 180° opuesto a la carga de desbalanceo.

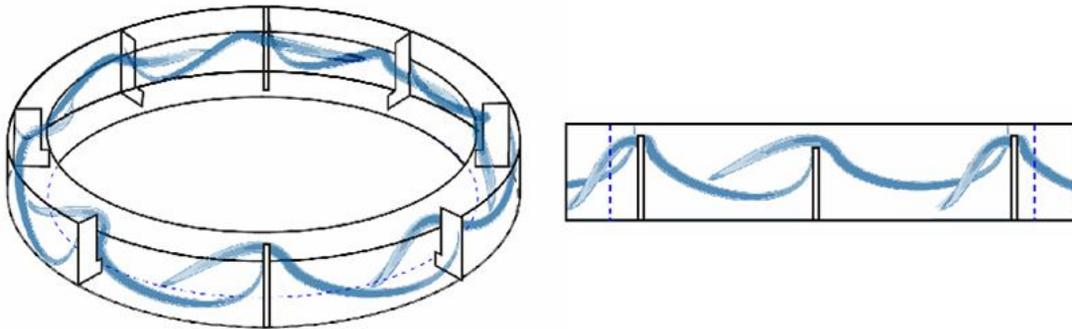


Figura 1.3.3

En el diagrama de bode figura 1.3.4 se grafica la velocidad angular de la canasta medida en revoluciones por minuto (rpm) versus vibración pico a pico medida en la cara frontal del gabinete de la lavadora, para ésta gráfica el umbral de caminado se encuentra cerca de un 1 mm, esto es que, dada una velocidad angular, sí la vibración pico a pico rebasa el milímetro, la lavadora tendera a desplazarse aleatoriamente hacia alguna dirección. También en ésta gráfica se puede apreciar las vibraciones obtenidas con el uso de distintos arreglos de aro de balance, a esto, utilizando la misma sublavadora, con la misma carga de desbalance. Se colocaron diversos aros de balance con diferentes arreglos internos, comenzando con la curva "A0" que corresponde a la línea base, donde se utilizó un aro de balance convencional, el cual utiliza paletas radiales rectas, aquí se observa que debajo de las 100 rpm tiene un pico mayor a 2 mm, después arriba de las 600 rpm la vibración se separa de las otras curvas indicando que el diseño de un aro de balance convencional no soporta altas rpm de manera óptima, así mismo arriba de las 800 rpm, existe una diferencia de alrededor de 1mm del resto de las curvas, y al llegar cerca de las 900 rpm tiene un pico mayor a los 3mm, denotando así la incapacidad de este tipo de aros de balance para balancear cargas a más de 600 rpm.

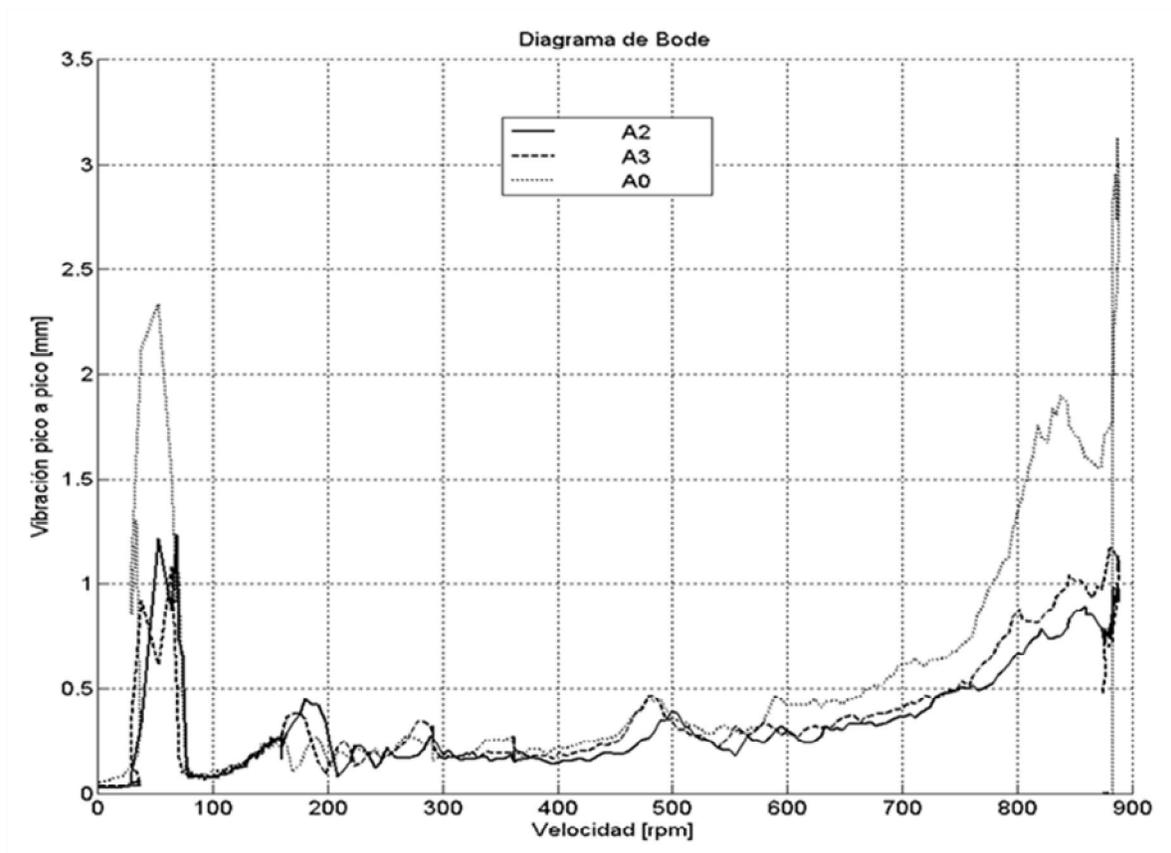


FIGURA 1.3.4 Velocidad de la canasta vs. Amplitud de la vibración

Por otro lado, la curva "A2" representada tiene un arreglo de doce paletas curvas positivas con doce paletas rectas alternadas, aminorando sensiblemente la vibración en comparación con la curva base "A0", comprobando así que las gracias a dicha configuración de paletas se llega más rápido a un estado estable, y que el estado transitorio es más corto (considerando aceleración constante), provocando también vibraciones de menor amplitud (alrededor de 1mm), teniendo un mejor comportamiento entre 600 rpm y 850 rpm. La gráfica de la curva "A3" describe un comportamiento similar a la curva "A2" y representa un aro de balance con doce paletas curvas positivas y paletas radiales rectas.

2. MODELADO DEL SISTEMA DE LA TRANSMISIÓN DE LA LAVADORA.

2.1 MODELADO

El modelado de la lavadora busca caracterizar un sistema, para poder predecir de manera efectiva su comportamiento e interacciones y así poder evaluar conceptos, antes de llevarlos a su materialización en prototipos. Las etapas que lo integran son las siguientes.

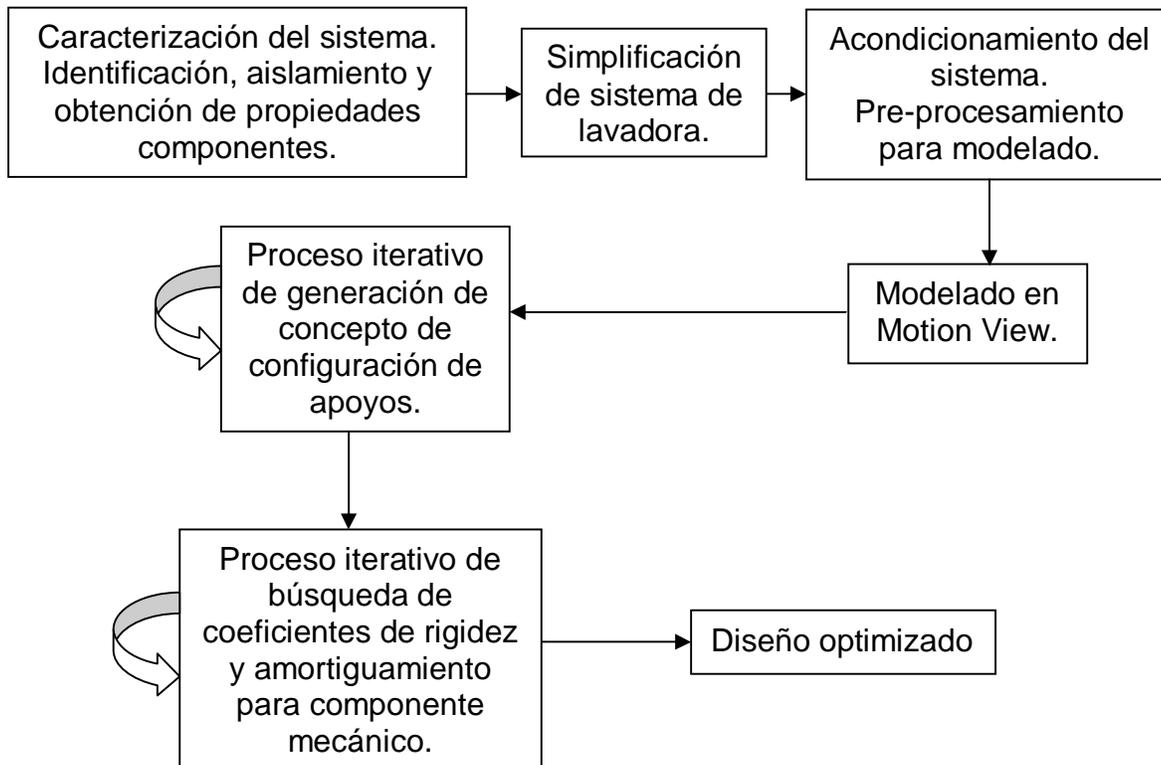


Figura 2.1.1 Modelado del sistema de la transmisión de la lavadora.

La primera etapa consistente en clasificar, separar y obtener las propiedades de los componentes, busca simplificar el sistema y preprocesarlo antes de comenzar a modelarlo en motion view. Así, con dicho modelo es posible llevar a cabo simulaciones de las cuales se obtienen parámetros a partir de los cuales se evalúa la factibilidad del concepto de diseño, iterando hasta obtener resultados dentro de un rango de comportamiento deseado.

2.2 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA

Los subsistemas de la lavadora se dividen en sistema estructural, sistema impulsor, sistema hidráulico y sistema dinámico. Para obtener sus propiedades físicas, primero se identifica los componentes que integran cada sistema, se separan de ensambles y subensambles y una vez aislados se obtienen

características tales como centro de gravedad, masa y tensor de inercia de cada componente.

Siguiendo con el orden establecido anteriormente se comienza con la identificación de los componentes del ensamble del sistema estructural de la lavadora, el cual está compuesto por el gabinete, tornillos niveladores, marcos inferiores para soporte de patas y marcos superiores para soporte de suspensión. Después se lleva a cabo el desensamble del sistema impulsor, compuesto por el motor, rotor, flecha, apoyos, plato superior y plato inferior. A continuación se desensambla el sistema hidráulico, el cual está conformado por la tina, canasta, fondo de canasta y todas aquellas pequeñas partes que tienen contacto con el agua. Finalmente se lleva a cabo la separación de las piezas del ensamble del sistema dinámico el cual comprende el ensamble de la suspensión integrado por el pistón, el cilindro, la varilla, rondanas de soporte, rotulas y resorte. Así mismo dentro de este subsistema se encuentra el aro de balance que proporciona contrapeso a las cargas de desbalance.

Al tener los componentes aislados se pueden caracterizar para utilizar sus propiedades al modelar en motion view.

2.3 SIMPLIFICACIÓN DEL SISTEMA

Del modelo virtual en Pro-E, una vez aislado en subsistemas, se llevan a cabo diferentes preprocesos para depurar los modelos y extraer información. Las salidas obtenidas son un modelo simplificado libre de geometrías triviales para el modelado dinámico, así como aquellas que dan complejidad al mallado sin aportar funcionalidad. El archivo final se guarda en extensión (*.iges) para poder usarlo en la herramienta de mallado Hyper Mesh.

2.4 ACONDICIONAMIENTO DEL SISTEMA

Teniendo como entrada para Hyper-Mesh el modelo simplificado de Pro-E, se crean nodos en los puntos de interés de cada componente, se copian las coordenadas de cada uno de ellos a una base de datos y se genera un nuevo archivo de extensión (*.h3d) para el uso de los gráficos en la herramienta de modelado dinámico Motion View. Modificado en la segunda parte. INCLUIR FIGURAS

2.5 MODELADO EN MOTION VIEW

Para comenzar con el modelado en motion view se generan puntos en base a las coordenadas obtenidas en Pro-E de los centros de gravedad, así como las obtenidas en Hyper Mesh para los puntos de interés de cada componente. A continuación se generan cuerpos a los cuales se les asocian los puntos de los centros de gravedad, masas y tensores de inercia respectivamente.

Para el sistema dinámico de suspensión es necesario definir dentro del modelo cuatro cilindros denominados como cilindro frontal derecho, cilindro frontal izquierdo, cilindro posterior derecho y cilindro posterior izquierdo. De la misma

manera las varillas y los resortes se clasifican y se asocian respectivamente hasta completar el subensamble del sistema.

Es importante diferenciar los resortes entre frontales y posteriores debido a que tienen diferente constante de elasticidad. Esto es necesario ya que el peso del motor se carga a la parte trasera de la canasta, y por lo tanto el centro de gravedad es excéntrico. Sin embargo, a pesar de que la lavadora tiene un contrapeso para desplazar el centro de gravedad lo más próximo a la flecha, esto no es suficiente ya que otros factores como la geometría del plato y la ubicación de la bomba de agua contribuyen a este desbalance que se compensa a través de la diferencia entre los resortes.

Se generan nuevos gráficos, donde se carga el archivo de extensión (*.h3d) resultante del procesamiento en Hyper Mesh y se asocia a cada cuerpo. Después se definen las diferentes articulaciones que están presentes en el sistema (rotacionales, traslacionales, fijas o universales) correspondientes a los elementos de mayor interés en el modelado, como son los apoyos en la flecha y los extremos de las cuatro suspensiones.

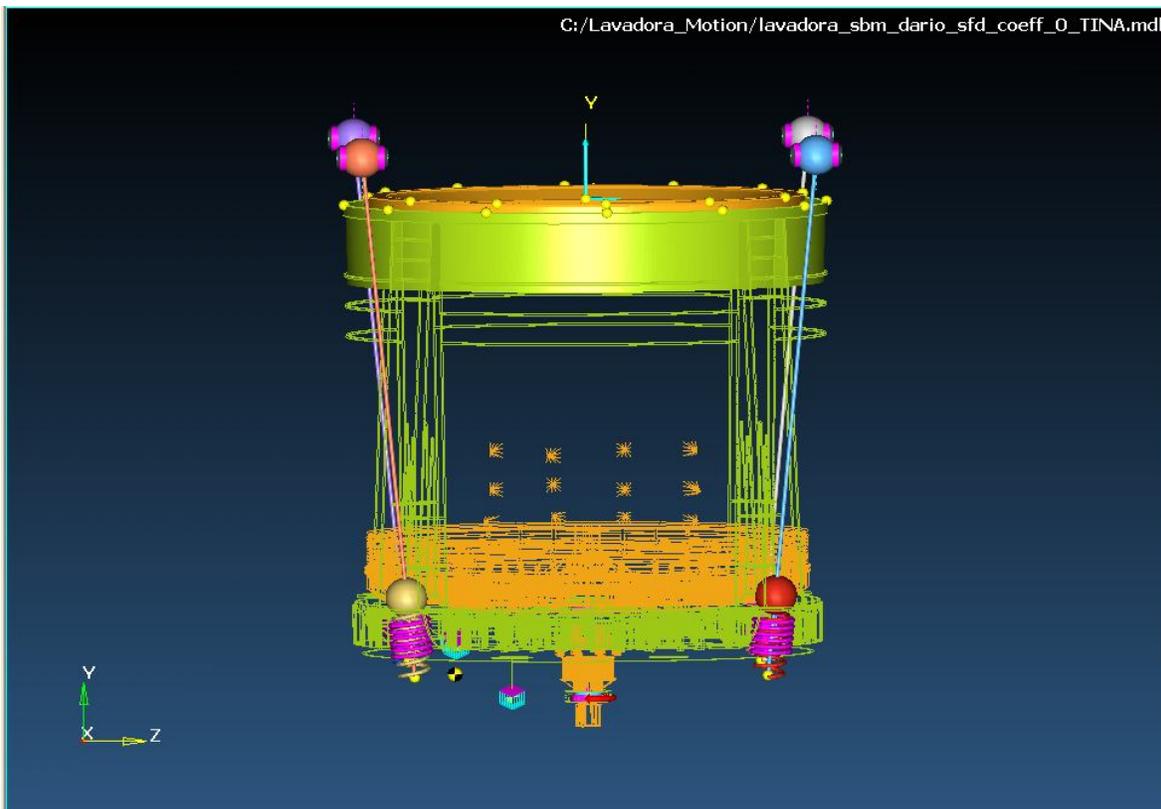


Figura 2.1.1

Para definir el movimiento del sistema se obtiene una curva de velocidad contra tiempo, que se agrega a partir de un archivo de extensión (*.txt). Al contar con

dicha curva es posible establecer el movimiento asociando la velocidad a los componentes del rotor.

Finalmente se establecen las salidas de interés del modelo, como son la fuerza en los apoyos de la flecha y en el sistema de suspensión.

Ya con el modelo completo de la lavadora se simula una condición crítica de desbalanceo consistente en 16 lb de ropa (carga distribuida) y 3 lb (carga puntual) y que será considerada línea base. A partir de este primer estado se obtiene la fuerza en los resortes de la suspensión.

FD = 21.6122 [lb] (Fuerza en resorte frontal derecho)

FI = 22.1698 [lb] (Fuerza en resorte frontal izquierdo)

PD = 24.5296 [lb] (Fuerza en resorte posterior derecho)

PI = 24.4781 [lb] (Fuerza en resorte posterior izquierdo)

A continuación la componentes (x, y) de la fuerza en uno de los apoyos y el momento flexionante como valores base o parámetros de referencia.

Fuerza en baleros

Componente en X

34.0731 [lb]

Componente en Z

40.9874 [lb]

Momento flexionante

146.576 [lb-in]

2.1 GENERACIÓN DE CONCEPTOS DE DISEÑO

La canasta de lavado se puede entender como un rotor largo, el cual solo tiene sujeción por uno de sus extremos a la flecha. Esta condición permite colocar en la parte baja o fondo de la canasta un tercer apoyo, siempre y cuando se consideren algunas restricciones, como es el espacio entre tina y canasta que debe ser mínimo. Si la distancia es mayor se tendrá que utilizar más agua de la necesaria para efectuar el lavado o enjuague, resultando en un uso ineficiente del vital líquido. Otra restricción es la distancia o “gap” entre tina y canasta. Si esta crece, la lavadora completa también aumenta en altura, en este supuesto, ocasionaría dificultades para extraer los artículos a lavar que se posan sobre la cara interior del fondo de la canasta; además de que cualquier cambio implicaría nuevos moldes y troqueles, lo cual incrementa el costo exponencialmente. Estos factores harían perder el costo beneficio de un tercer apoyo. Por las razones expuestas anteriormente, el espacio entre tina y canasta es muy preciado, debiendo el diseñador en todo momento tratar que ésta distancia no incremente, sino al contrario que cada vez sea más corta; por lo tanto, la solución propuesta para la configuración de los apoyos debe tomar todas estas limitaciones en consideración. Así, a partir del modelo original y sus restricciones es posible comenzar a generar conceptos tomando en cuenta lo anterior para aprovechar el espacio disponible optimizando su uso.

En la siguiente figura se muestra la cavidad disponible entre la tina y la canasta. A pesar de que el modelo virtual no tiene limitaciones dimensionales y para el tipo de componente mecánico sus efectos no están en función de estas propiedades ya que es posible colocarlos en cualquiera de las coordenadas a lo largo de la flecha donde haya contacto entre rotor y estator; es importante tener presente las coordenadas y volumen de esta cavidad ya que es la que se emplea para colocar una aproximación de dicho componente mecánico.

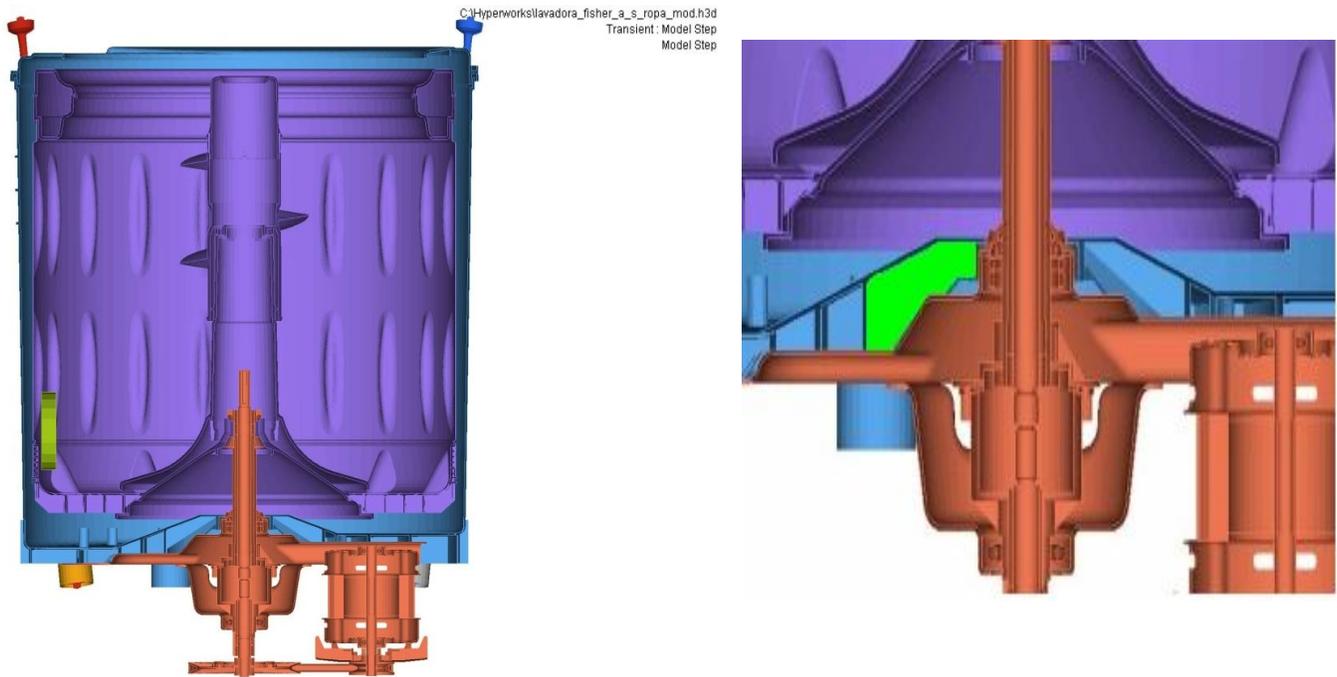


Figura 2.6.1

Así del modelo virtual se obtiene la altura a la cual se encuentra la cavidad disponible para un prototipo y en estas coordenadas se define un nuevo nodo (hyper mesh) al cual se asocia el nuevo componente mecánico.

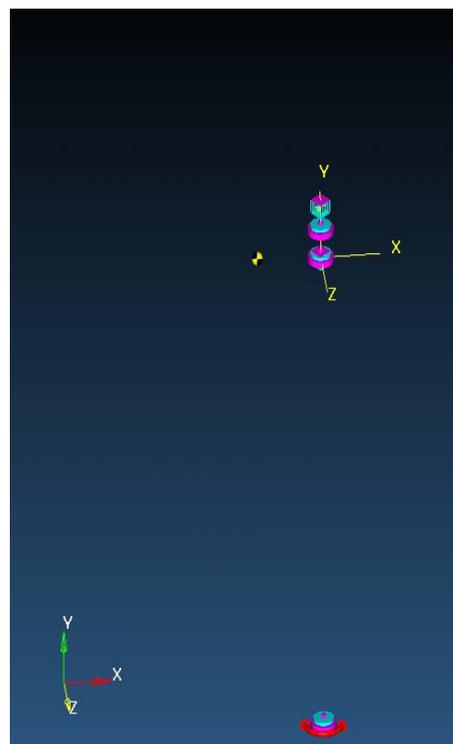
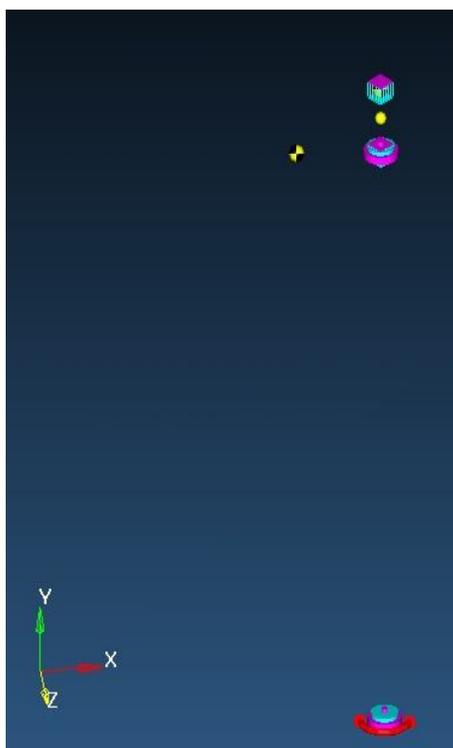


Figura 2.6.2

Este componente requiere ser conectado al rotor y al estator, sin embargo dichos contactos se encuentran ocupados en la definición del balero superior, por lo tanto es necesario definir dos cuerpos que físicamente equivaldría a tener extensiones de los cuerpos anteriores.

Buscar como se definieron los cuerpos falsos e imprimir pantallas.

En la siguiente figura 2.6.3 se muestra la ventana donde se declaran las variables que definen al apoyo tipo bushing en el ambiente de modelado de motion view. En el campo correspondiente al rotor denominado "Body 1", se declara el cuerpo definido anteriormente como una extensión de la canasta (rotor) llamada dummy_body_s (cuerpo falso superior) y a la extensión del estator como dummy_body_i (cuerpo falso inferior). Así mismo define sus coordenadas de ubicación y orientación.

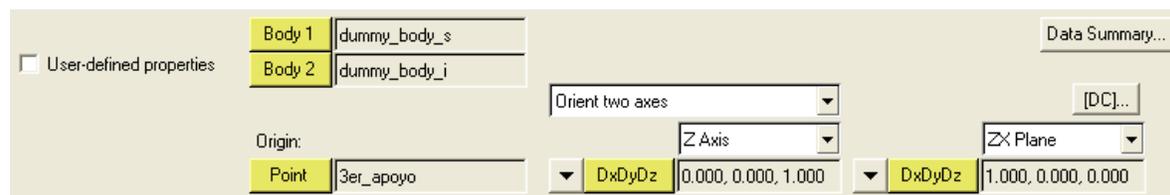


Figura 2.6.3

Así mismo, se declaran las componentes en X y Z (No hay componentes en el eje vertical Y) de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento que diferencian a un apoyo tipo SFD (ya que para un balero convencional el entorno de modelado la considera infinita).

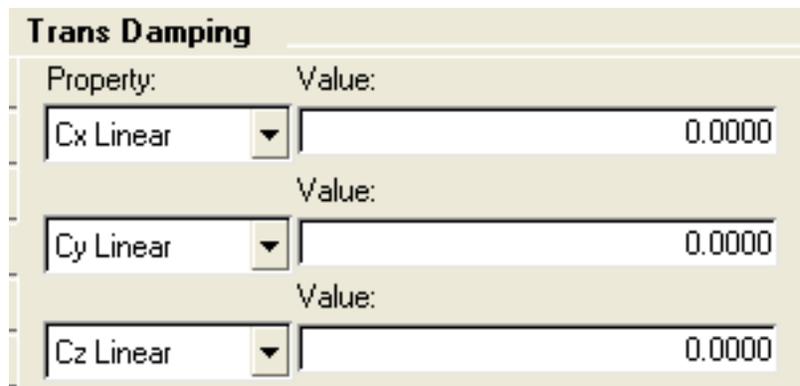


Figura 2.6.4

2.2 COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO Y RIGIDEZ

Para determinar el coeficiente de amortiguamiento se consideran las variables del rotor y los baleros, así como la viscosidad del lubricante utilizado. Mientras que la rigidez al ser una constante se asigna directamente.

Para llevar a cabo un mapeo general del comportamiento del componente en las iteraciones se maneja el siguiente rango de magnitudes.

- 1287075.794 lb/in
- 128707.5794 lb/in
- 12870.75794 lb/in
- 1287.075794 lb/in
- 128.7075794 lb/in
- 12.87075794 lb/in
- 1.287075794 lb/in

Se desarrollaron templates de las formulas donde se incluyen los parámetros y las variables que definen a los SFDs con ayuda de herramientas computacionales de cálculo como MATHCAD, con lo cual se optimiza el tiempo de diseño al iterar más rápidamente dichos valores.

DATA for rotor

$W_T := 600 \cdot 4.448 \cdot \text{newton}$		Rotor weight
$g := 9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$		Gravitational acceleration
$W := \frac{W_T}{2}$	$W = 1.334 \times 10^3 \text{ newton}$	Load per bearing
$M := \frac{W}{g}$	$M = 136.024 \text{ kg}$	1/2 rotor mass

DATA for rotor

$W_T := 19.410122 \cdot 4.448 \cdot \text{newton}$		Rotor weight
$g := 9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$		Gravitational acceleration
$W := \frac{W_T}{3}$	$W = 28.779 \text{ newton}$	Load per bearing
$M := \frac{W}{g}$	$M = 2.934 \text{ kg}$	rotor mass

BEARING GEOMETRY

$R := 0.075 \text{ m}$ journal radius

$D := 2 \cdot R \quad D = 0.15 \text{ m}$ journal diameter

$L := 2 \cdot 0.025 \text{ m}$ bearing length $\text{RPM}_{\text{max}} := 1200$

$c := 0.060 \text{ mm}$ radial clearance

$\mu_R := 2.5 \cdot 10^{-6} \cdot 6894.757 \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$ fluid viscosity at reference $T_R := 50$ $\alpha := 0.030$

1/2 shaft stiffness $k_{\text{shaft}} := 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{\text{newton}}{\text{m}}$ $a := 0.2 \cdot c$ Amplitude of imbalance on rotor disk

Static shaft deflection due to rotor weight $\delta = \frac{W}{k_{\text{shaft}}}$
= % of clearance $\Gamma := \frac{\delta}{c}$ $\Gamma = 2.224$

$\mu := \mu_R \cdot e^{-\alpha \cdot (T - T_R)}$ $\mu = 0.013 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ Operating viscosity

BEARING GEOMETRY

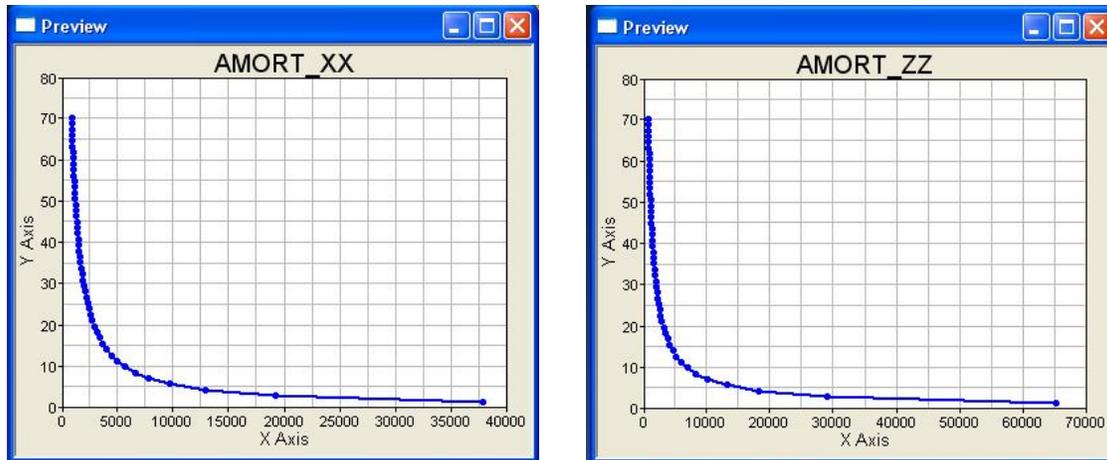
$$\begin{aligned} R &:= 0.015 \cdot \text{m} && \text{journal radius} \\ D &:= 2 \cdot R \quad D = 0.03 \text{m} && \text{journal diameter} \\ L &:= 0.01299 \cdot \text{m} && \text{bearing length} \quad \text{RPM}_{\text{max}} := 670 \\ c &:= 0.060 \cdot \text{mm} && \text{radial clearance} \\ \mu_R &:= 2.5 \cdot 10^{-6} \cdot 6894.757 \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2} && \text{fluid viscosity at reference} \quad T_R := 50 \quad \alpha := 0.030 \\ \text{1/2 shaft stiffness} \quad k_{\text{shaft}} &:= 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{\text{newton}}{\text{m}} && a := 0.2 \cdot c \quad \text{Amplitude of imbalance on rotor disk} \\ \text{Static shaft deflection due to rotor weight} &&& \delta := \frac{W}{k_{\text{shaft}}} \\ = \% \text{ of clearance} &&& \Gamma := \frac{\delta}{c} \quad \Gamma = 0.144 \\ \mu &:= \mu_R \cdot e^{-\alpha \cdot (T - T_R)} && \mu = 0.013 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \quad \text{Operating viscosity} \end{aligned}$$

Después de modificar las variables, se observa que los cambios más notables en las curvas de amortiguamiento se obtienen al probar distintos valores de viscosidad, adquiridos de una base de datos de lubricantes comerciales (referencia?) Referencia de base de datos (con carta de toxicidad dentro de normas).

Valores de viscosidad seleccionados:

$\mu=0.014$ [N*s/m²] (SAE 10)
 $\mu=0.030$ [N*s/m²] (SAE 10W-30)
 $\mu=0.042$ [N*s/m²] (SAE 30)
 $\mu=0.051$ [N*s/m²] (DOW CORNING 510/100)
 $\mu=0.060$ [N*s/m²] (ISO 150)
 $\mu=0.079$ [N*s/m²] (SYN-STAR GL 75W-140)
 $\mu=0.086$ [N*s/m²] (ISO 220)
 $\mu=0.087$ [N*s/m²] (RP SYN FILM GT 220)

Con los anteriores valores de viscosidad se obtienen ocho pares de curvas de coeficientes de amortiguamiento, que se introducen a la simulación al ser declaradas en la definición del tercer apoyo.

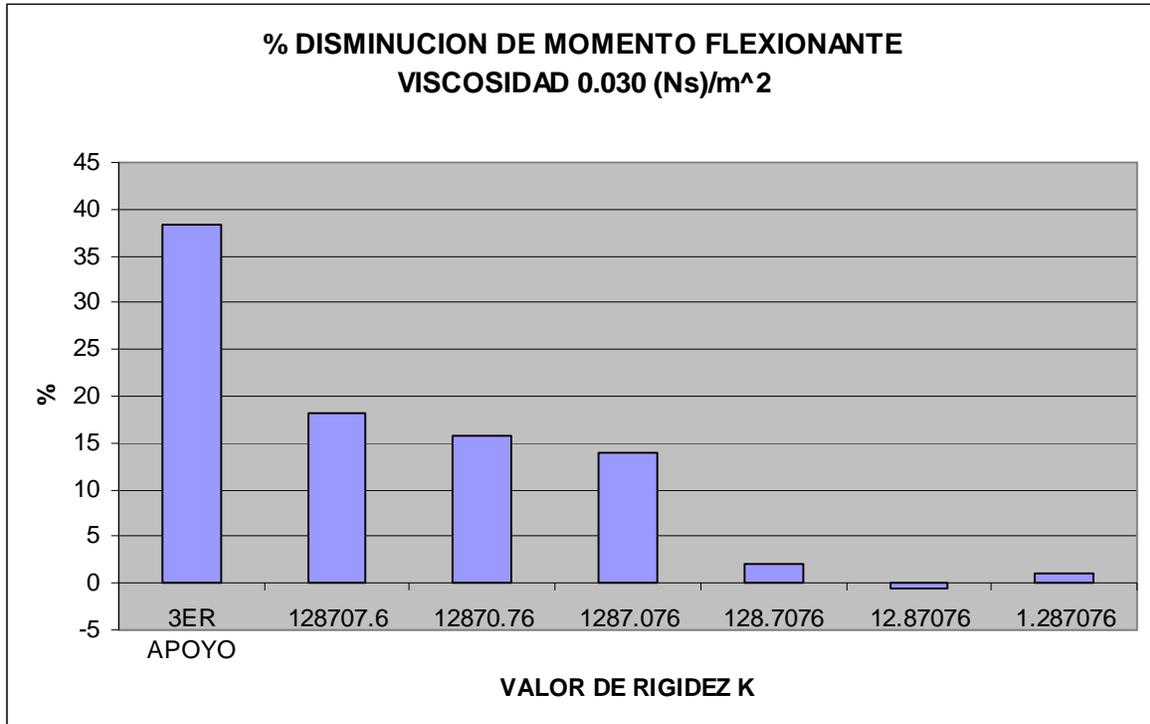


Trans Damping			
Property:	Curve:	Interpolation:	Independent variable:
Fx Curve	Curve	AKIMA	-VX[.]
Value:			
Cy Linear	0.0000		
Fz Curve	Curve	AKIMA	-VZ[.]

Figura 2.6.6 Curvas de amortiguamiento

Con los valores de rigidez y amortiguamiento obtenidos se llevan a cabo las correspondientes simulaciones, iterativamente hasta alcanzar valores donde se atenúen las fuerzas en los baleros y en el sistema de suspensión de la lavadora, dando por consecuencia la reducción de las vibraciones en el sistema de la lavadora.

Con el modelo definido para diferentes configuraciones de apoyos, se analiza la fuerza en la suspensión y el momento flexionante, en todas las posibles combinaciones de rigidez y amortiguamiento.



Gráfica 2.6.7 Momento flexionante

Otros modelos de la lavadora que se han desarrollado son específicamente para evaluar los componentes de la suspensión por lo que la modificación de los coeficientes que definen sus propiedades tiene un efecto directo en la fuerza en los resortes.

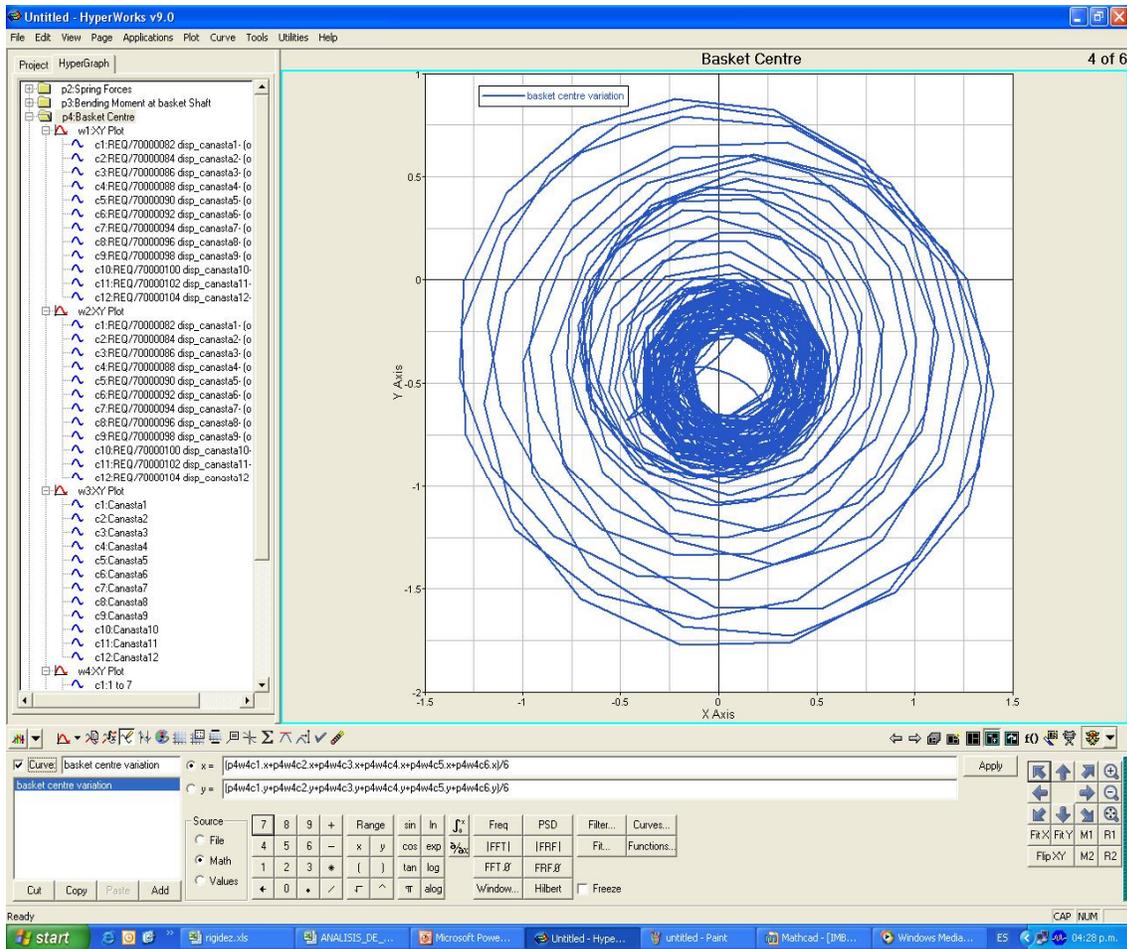
En este caso la fuerza en los resortes (carga en suspensión), no mostró una variación significativa, por lo que no se consideró su análisis. Además de que fue necesario reducir de 450 a 50 datos el muestreo para optimizar el tiempo de simulación, por lo que dichas variaciones se consideran despreciables al ser de menor magnitud que el error numérico previsto para este tipo de simulación.

Del análisis de la fuerza en los baleros (carga en apoyos) se encontró una disminución de un 10 a un 20 %, para coeficientes de rigidez altos, es decir a mayor rigidez es mejor el desempeño de los rodamientos.

Para obtener una variable más perceptible, de acuerdo al resultado esperado (mejora del GAP entre tina y canasta), se analizó el desplazamiento de la órbita que describe el centro de la canasta a la altura del aro de balance con respecto al centro del balero superior.

En el programa de modelado se eligen dos nodos correspondientes al centro del balero superior y al centro de la canasta. Se determina como salida la trayectoria de dichos puntos y se grafica durante el periodo transitorio y periodo estable.

En la siguiente figura se presenta la salida correspondiente a la trayectoria definida por el punto indexado al centro de la canasta.



Gráfica 2.6.8

A partir de la sobreposición del desplazamiento de las orbitas órbita que describen el centro de la canasta a la altura del aro de balance y el centro del balero superior se analiza el desfase de las orbitas, la magnitud y su comportamiento en el estado estable.

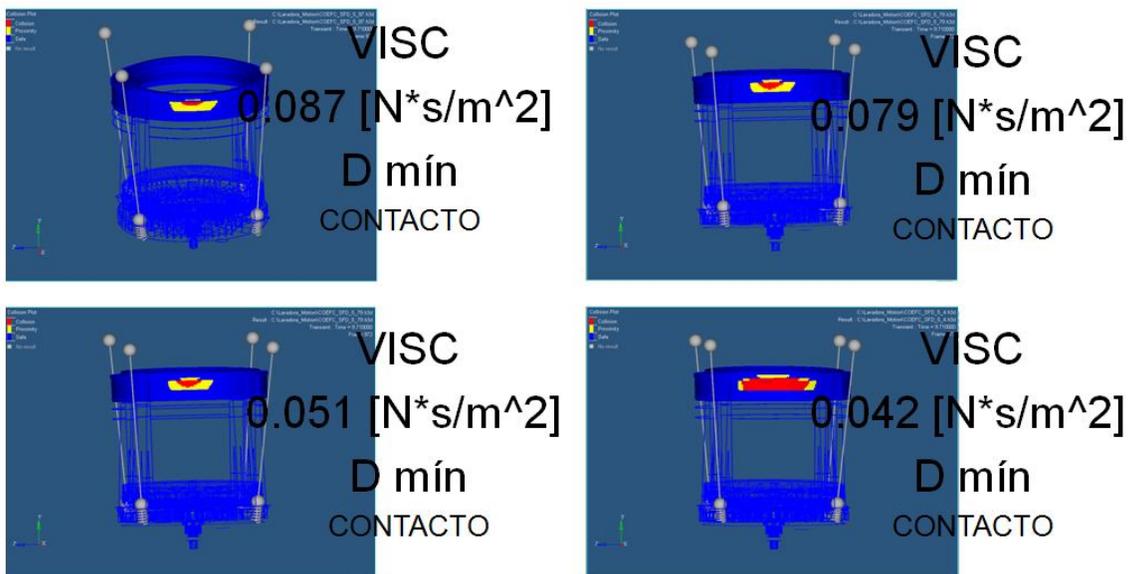
Se llevan a cabo las iteraciones correspondientes a todas las combinaciones posibles de los valores de rigidez y amortiguamiento obtenidos con las herramientas de cálculo.

Así para un valor de rigidez de 120 klb/in, se obtiene un caso óptimo para una curva de amortiguamiento que se obtiene con un coeficiente de viscosidad de 0.087 [Ns/m²] donde se observa una órbita más cerrada y uniforme durante el estado estable aunque no se tenga la misma situación durante el estado transitorio.

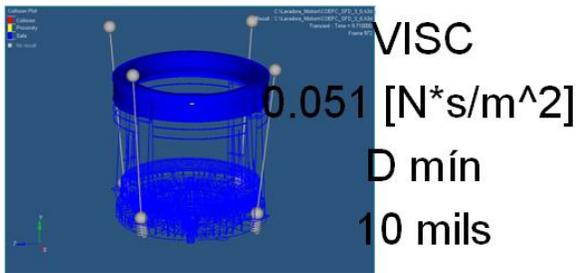
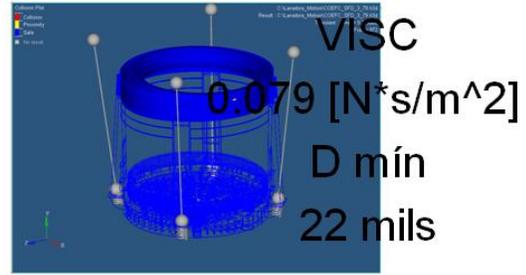
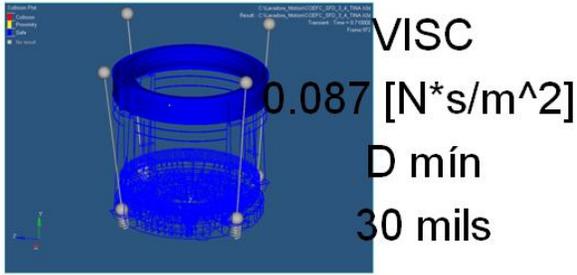
Figura 2.6.10

Del análisis se encontró que a pesar de que en algunos casos se observan órbitas más cerradas los mejores casos se presentan cuando se sincroniza el desplazamiento de la canasta con el rotor y como se esperaba con un valor adecuado de rigidez y amortiguamiento se obtiene un aumento en el *gap*. Es decir, no guarda una relación lineal la rigidez respecto al amortiguamiento, por lo tanto hay que hacer un mapeado con la relación que guardan entre sí para poder encontrar los coeficientes que en combinación nos den el resultado óptimo.

En la siguiente figura se presenta el análisis del *gap* entre la tina y la canasta para un valor de rigidez de 120 lb/in y distintos valores de amortiguamiento en función de la viscosidad del lubricante, donde las zonas resaltadas en rojo representan contacto y las zonas en amarillo representan cualquier valor del *gap* menor 250 milésimas de pulgada.



En la siguiente figura se presentan los resultados obtenidos a partir de una rigidez de 120 Klb/in y distintos coeficientes de amortiguamiento.



El valor esperado de mejora en el *GAP* es de 250 milésimas, que es lo que se ha obtenido para la nueva tina **considerando todas las modificaciones** que se han llevado a cabo.

2.3 OPTIMIZACION DE MODELOS

El mejor valor de distancia mínima que se obtuvo del mapeo de valores de rigidez y amortiguamiento fue un promedio de 30 milésimas, correspondiente a un tercer apoyo (tipo SFD) con una magnitud de rigidez de 120,000 lb/in. Así a partir de este mejor caso se comenzó a iterar buscando la relación óptima entre los coeficientes de rigidez y amortiguamiento.

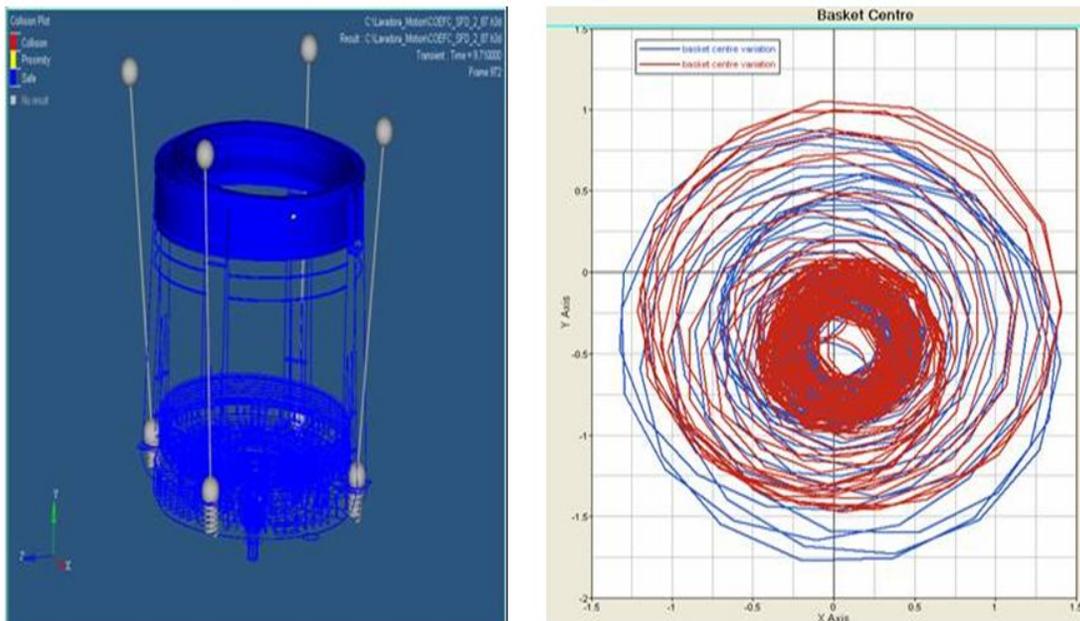


FIGURA 2.6.11

Así mismo se analizó la simulación de un tercer apoyo convencional, como punto de referencia para valorar la mejora obtenida con un balero tipo SFD y se observa que en este caso la distancia mínima es de 64 mils. Esto es, que mejora el gap y por mucho que se aproxime la tina a la canasta no se sobrepasara dicha distancia. El resultado anterior es lógico puesto que entre más apoyos mas se rigidiza la flecha, sin embargo, este hecho ignora las restricciones de espacio y con un solo tercer apoyo convencional que se agregue no es posible optimizarlo más. Por lo tanto se continúa iterando con un balero SFD.

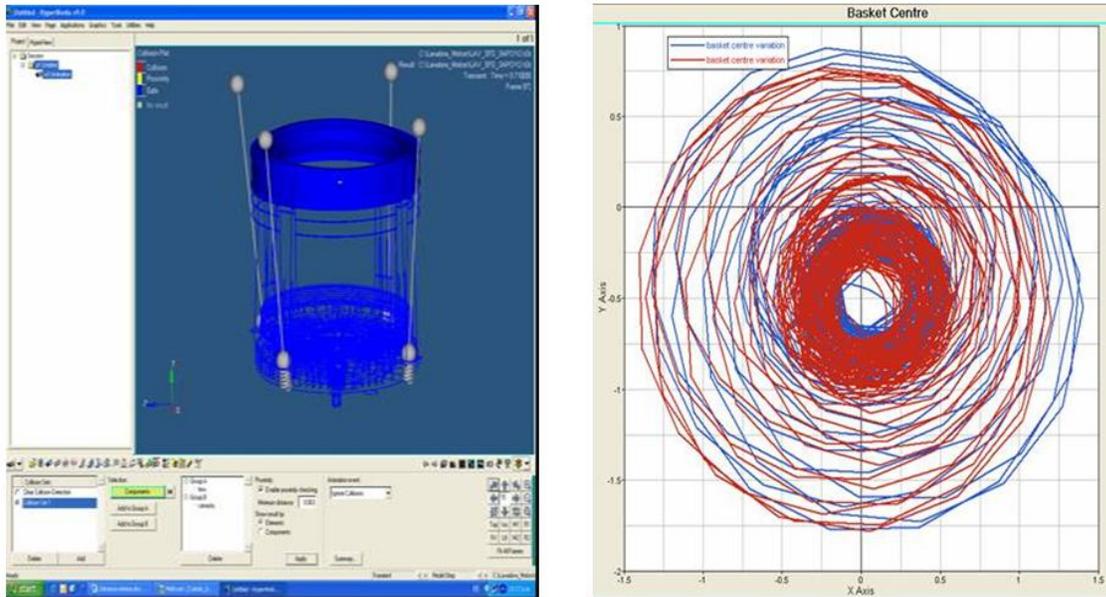


Figura 2.6.12

De acuerdo a los resultados obtenidos, es factible que el SFD mejore el desempeño de la lavadora, así que para tener una aproximación de la influencia de dicho componente se propone la implementación de un prototipo de material visco-elástico con la geometría de la cavidad disponible entre el plato superior y la tina.

2.9 DESARROLLO DE CONCEPTO

El primer sólido se modelo de acuerdo al volumen disponible entre el plato superior y la tina, respetando la geometría de las venas de la tina.

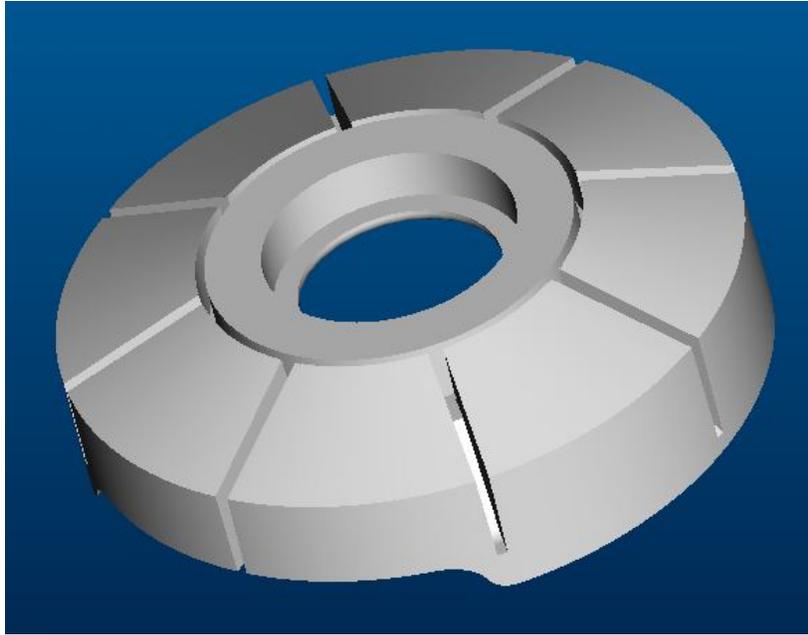


FIGURA 2.6.14

Una vez que se obtuvo el modelo sólido, se validó el dispositivo mediante un análisis de elemento finito lineal de esfuerzos y deformaciones.

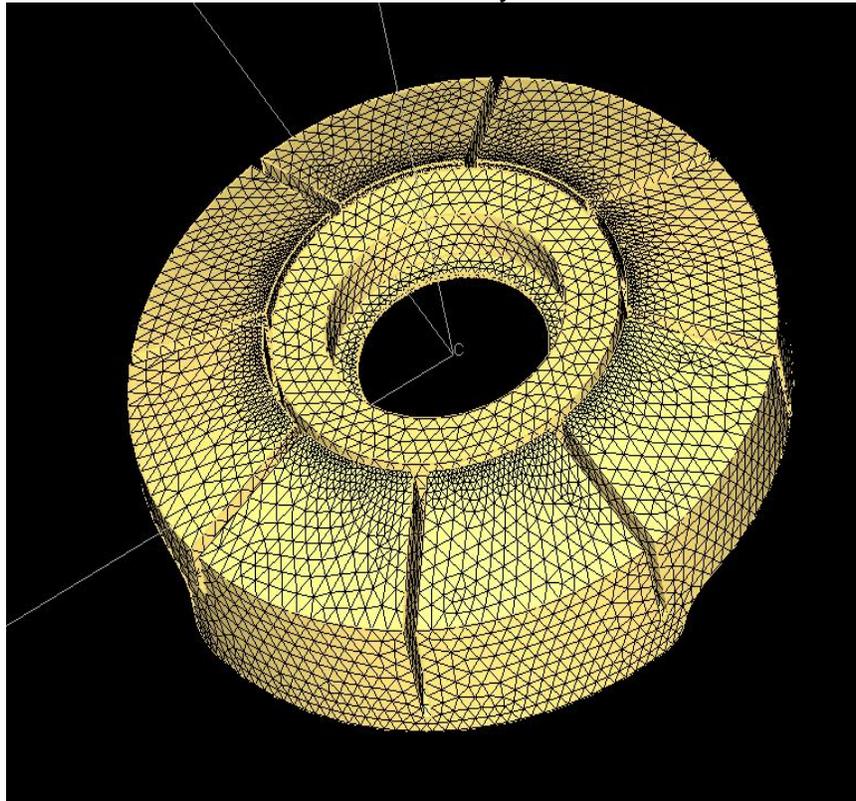


FIGURA 2.6.15

En este caso se consideró una fuerza en forma de presión sobre una superficie en base a la fórmula de contacto entre superficies cilíndricas.

$$P_{\text{prom}} := \frac{f}{2 \cdot a \cdot l}$$

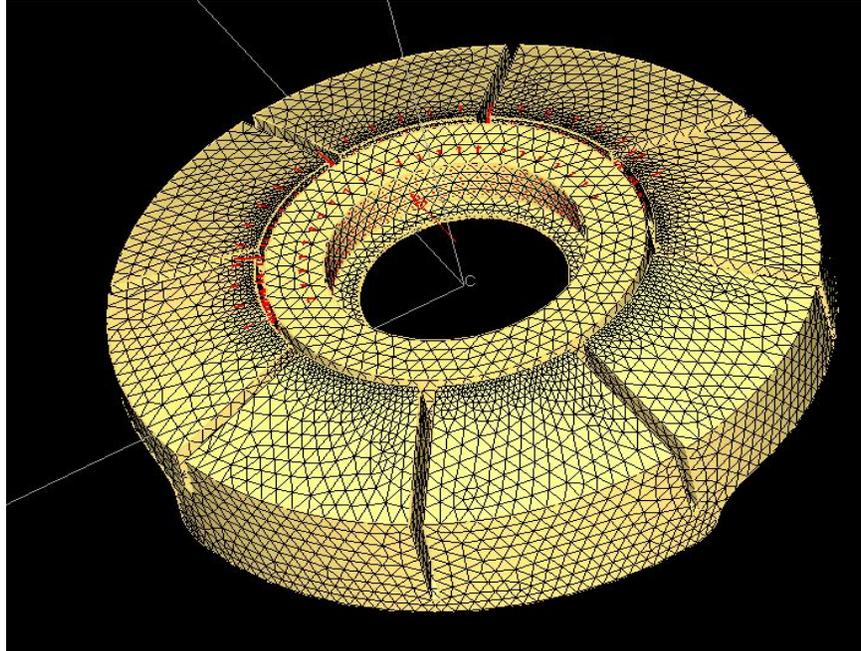


FIGURA 2.6.16

Se especificaron las restricciones de desplazamiento.

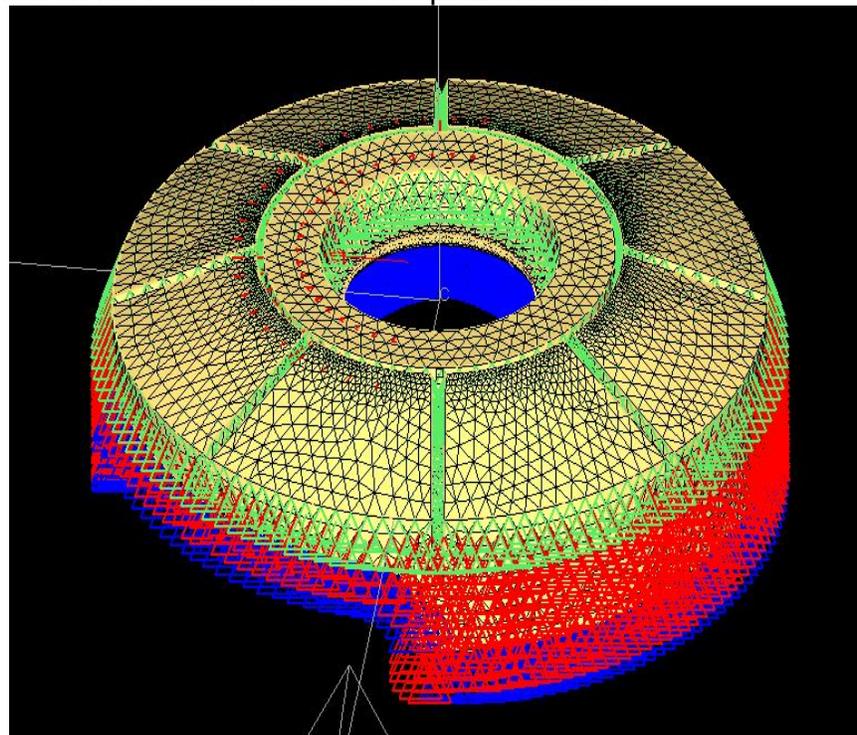


FIGURA 2.6.17

Se llevaron a cabo las simulaciones para nueve materiales diferentes con diez valores de fuerza. Las iteraciones se muestran en la figura con el máximo desplazamiento en rojo.

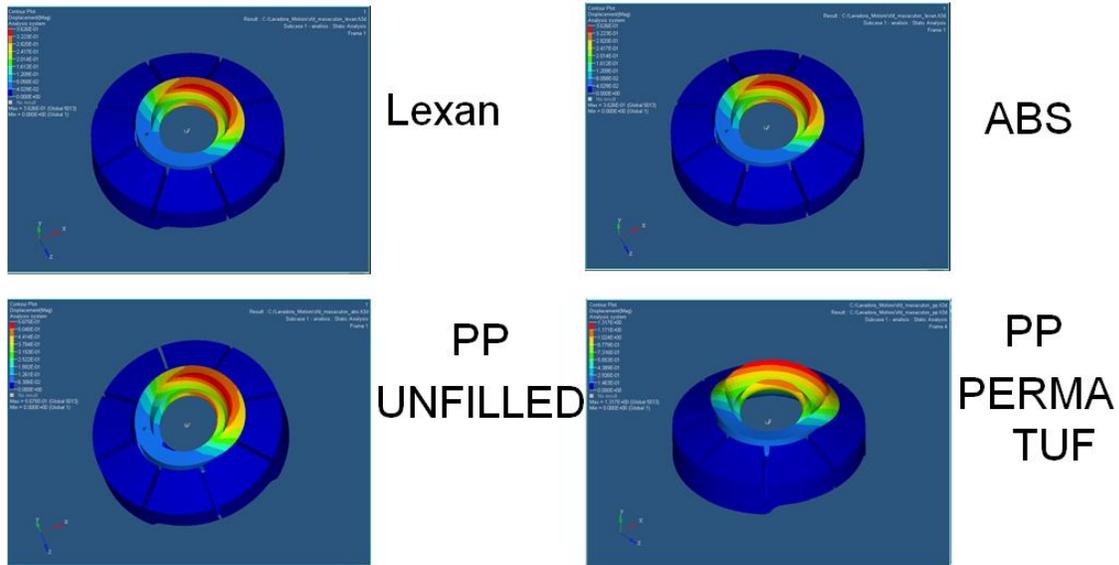


Figura 2.6.18

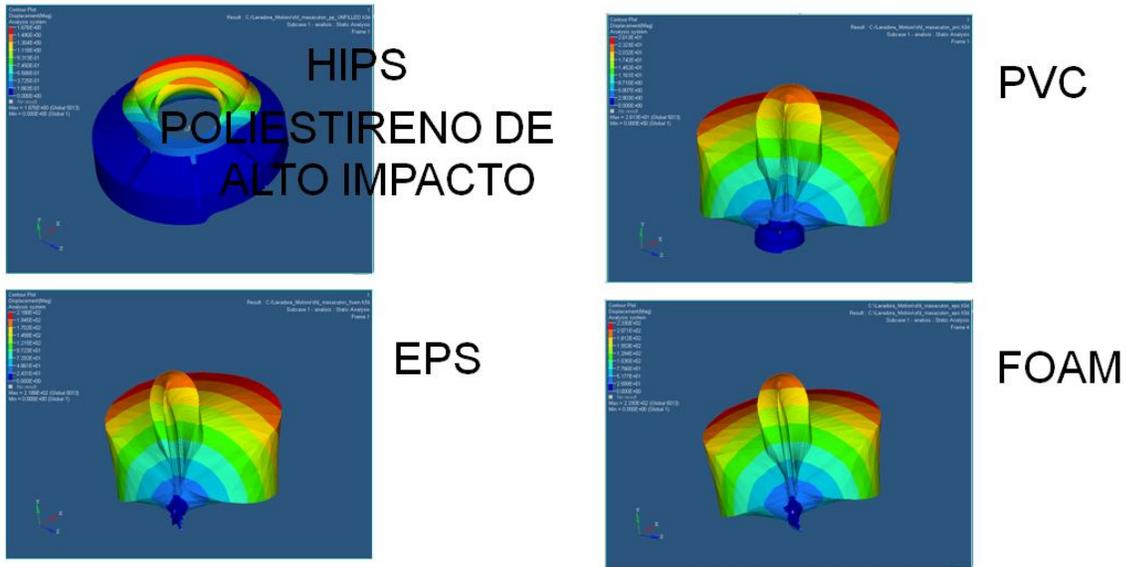


FIGURA 2.6.19

La rigidez se obtuvo a partir de las gráficas de desplazamiento vs deformación, considerando la geometría y la configuración de aplicación de la carga.

$$K := \frac{F}{X}$$

Como era de esperarse se observa que el máximo desplazamiento se encuentra en el centro del contacto y el mínimo en los bordes. El cociente que forman la fuerza y el desplazamiento, fue muy bajo, lo que nos indica que dicha geometría

tiene baja rigidez. Así mismo se puede observar que la única parte del componente que actúa es el cilindro interior.

Con el fin de cumplir con los requerimientos, se modificó la geometría del primer prototipo, tomando en cuenta la rigidez que debe tener, así como las restricciones de volumen y el máximo aprovechamiento del material. Por lo tanto se optó por hacer continua la geometría del componente, es decir eliminar la vena que lo secciona en dos cilindros.

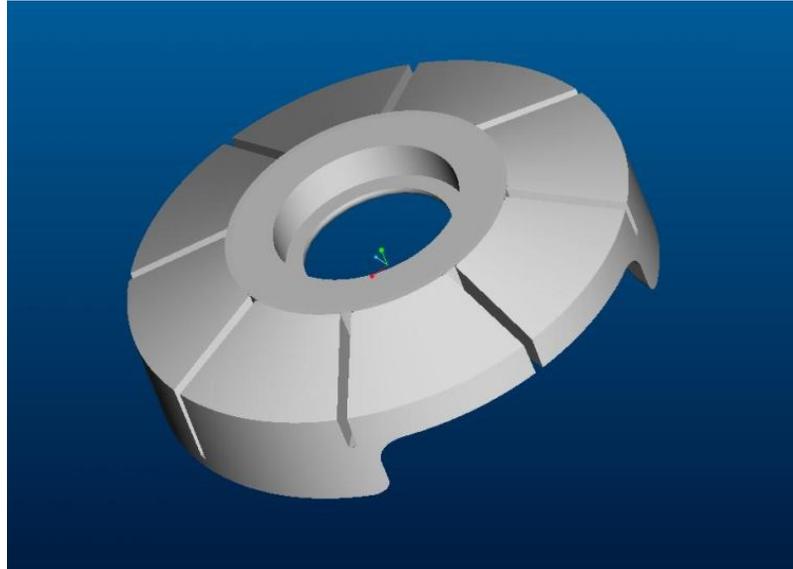


Figura 2.6.20

Nuevamente se malló el modelo, se fijaron restricciones y se aplicó una presión, para poder validarlo.

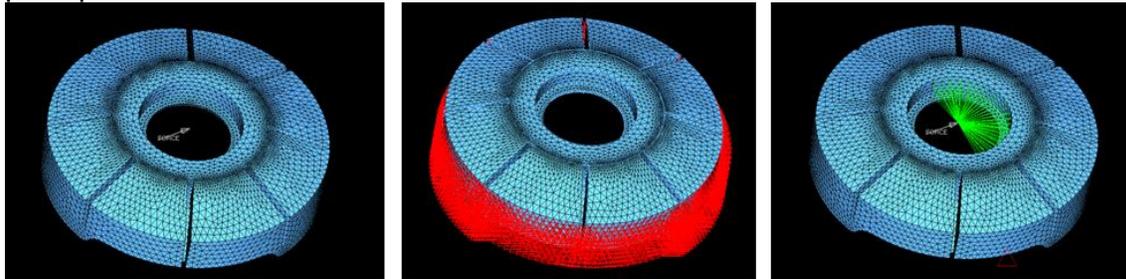


Figura 2.6.21

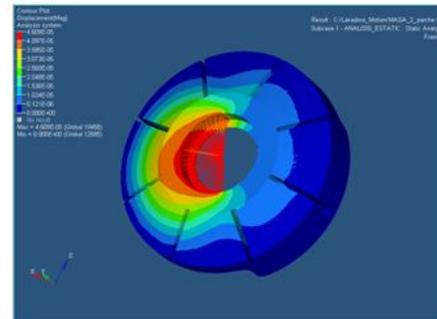
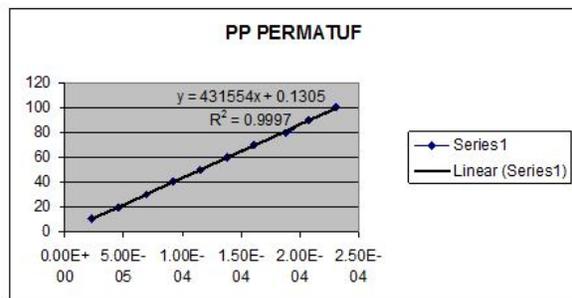
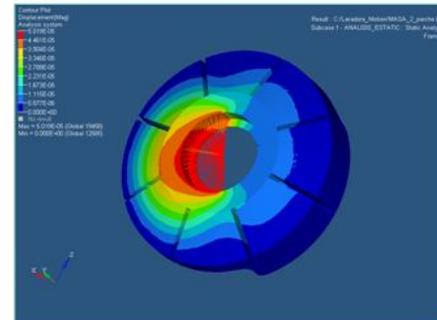
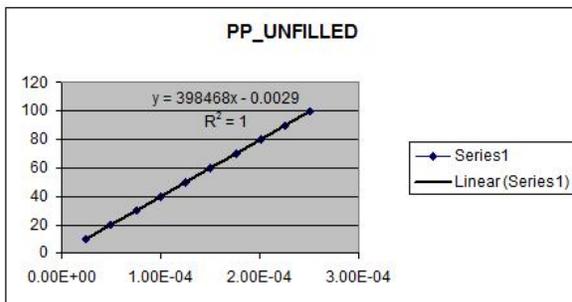
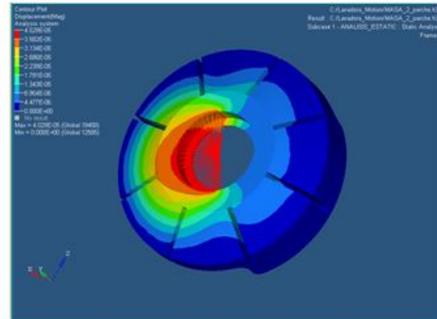
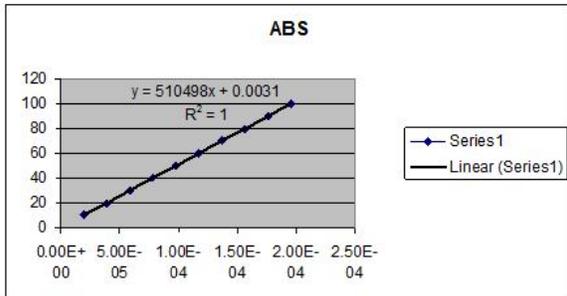
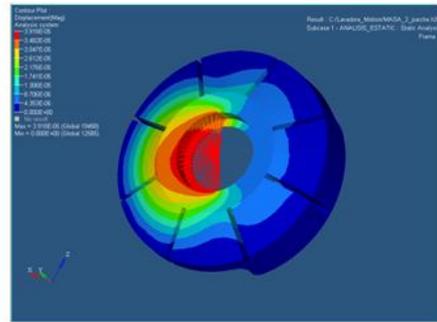
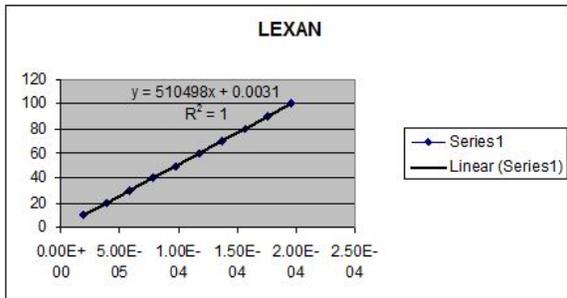


Figura 2.6.22

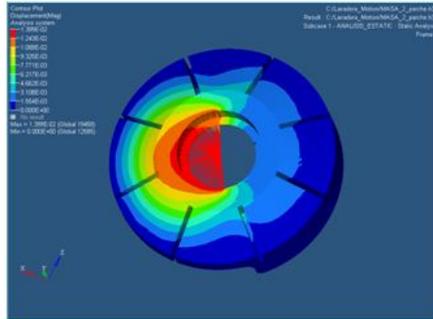
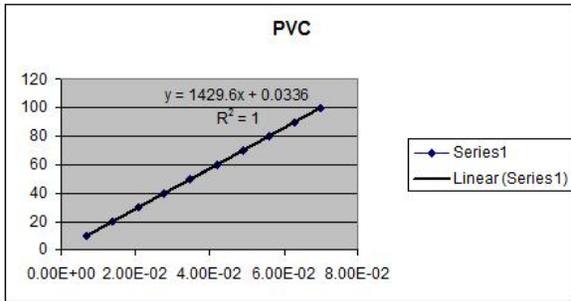
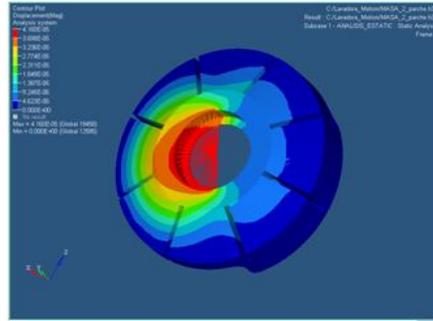
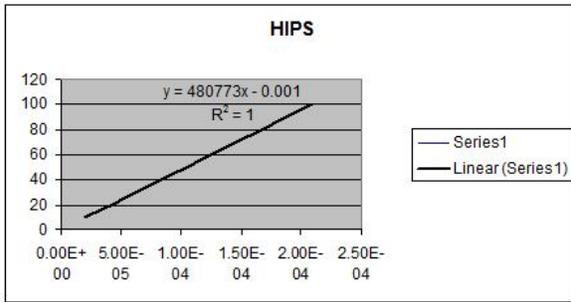


Figura 2.6.23

Esta elección en el cambio de la geometría ayudó a aumentar la rigidez de manera notable. Además de que presenta flexibilidad en el diseño pues únicamente es necesario remover una vena de la tina, sin perder rigidez ya que la geometría del mismo componente se la aporta.

A partir de las iteraciones con los diez materiales seleccionados se determinó que la mejor opción es el Lexan con el cual se obtuvieron resultados similares a los obtenidos durante la simulación.

LEXAN
 RIGIDEZ 5.05E+5 LB/IN
 VISCOSIDAD 0.017 Ns/m²

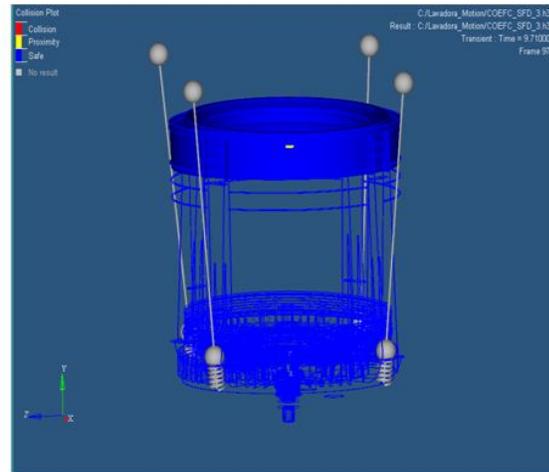
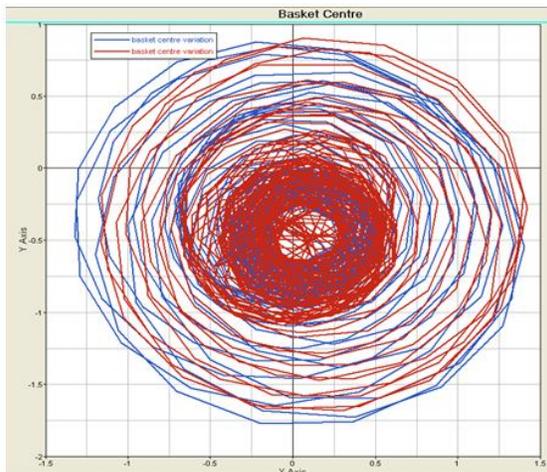


Figura 2.6.24

Del material con el que actualmente se cuenta Mabe en su laboratorio de prototipos se buscó el más aproximado a la rigidez óptima obtenida en las iteraciones realizadas con diez materiales diferentes y la elección fue Polietileno de ultra alta densidad. A pesar de ser un material aproximado tuvo muy buen desempeño ya que con él se logro no solo igualar el resultado que con el Lexan, sino que se mejoro al obtener 90 milésimas de gap mínimo.

Propiedades

Rigidez $K=646,083 \text{ lb/in}$

Distancia mínima. 90 mils

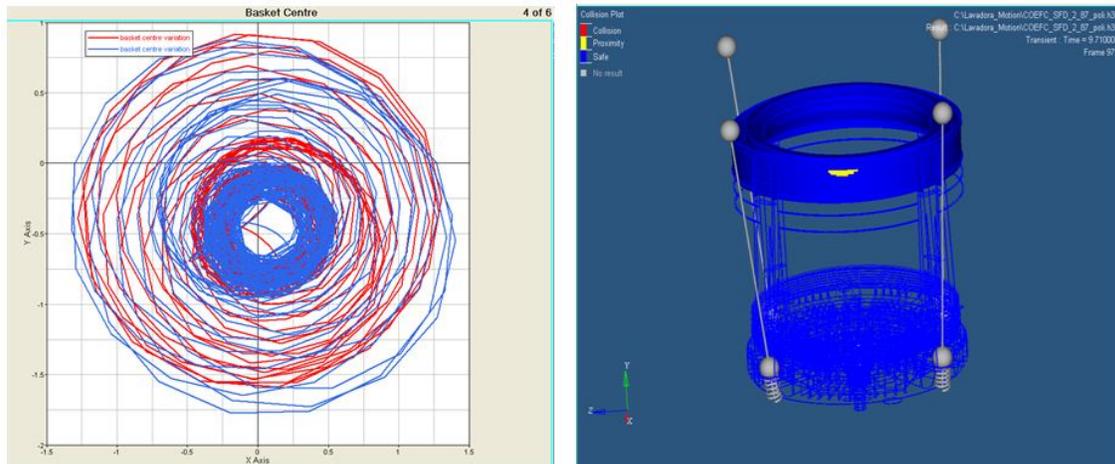


FIGURA 2.6.25

Con los coeficientes de rigidez obtenidos a partir de la geometría del elemento se iteró nuevamente y se obtuvieron valores de GAP tres veces mejores para polímeros de ingeniería como Lexan y ABS, con lo que se determinó la aproximación del material disponible, es adecuada, dando un valor de 90 mils.

Así se llevó a cabo la elaboración de un prototipo en laboratorio por medio de una máquina de control numérico, con material antes mencionado.

Una vez que se cuenta con el modelo físico, se elige una variable para llevar a cabo la correlación entre el sistema con el prototipo y el modelo en motion view. Como antes se mencionó, el análisis de la fuerza en la suspensión no es representativo debido a que la incertidumbre del tipo de modelado es mayor. Por lo tanto se decide medir deformaciones, esfuerzos y Von Mises a través de instrumentación (galgas extensiométricas para acero) del plato superior en cuatro puntos correspondientes a los cuadrantes críticos.



Figura 2.7.1

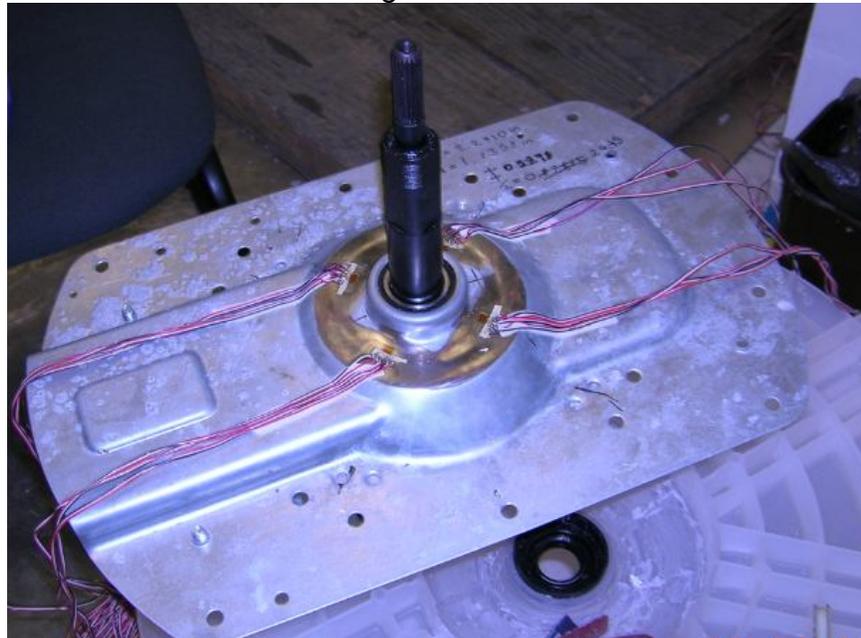


FIGURA 2.7.2

Se mide la línea base sin el tercer apoyo vs Sistema con tercer apoyo, en condiciones libre y con desbalanceo.

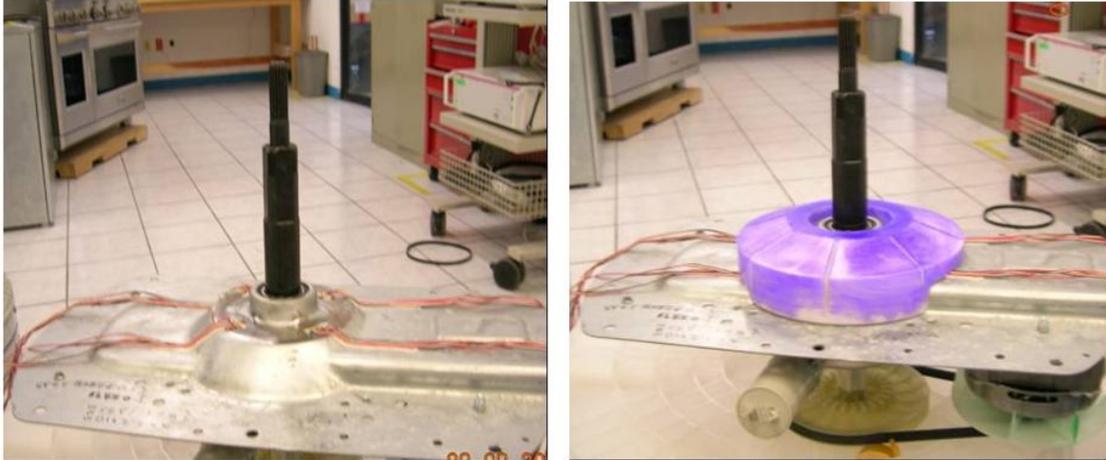
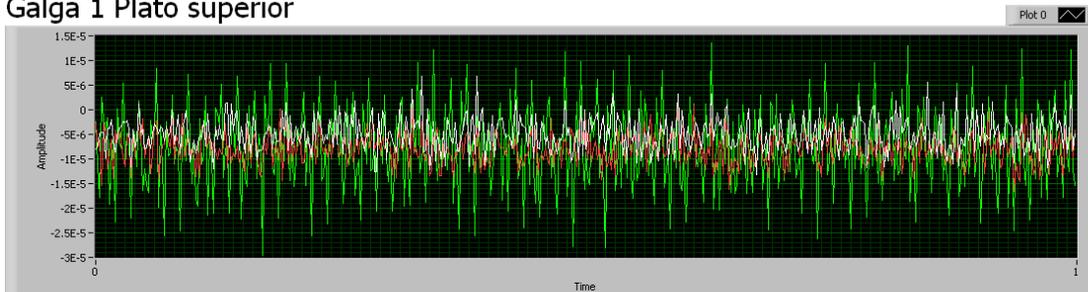


FIGURA 2.7.3

La adquisición de los datos se lleva a cabo en una interfaz en Lab-View por medio de un PXI. En ella se adquieren datos en el dominio del tiempo, pero para su análisis es necesario aplicar a dichos datos la transformada de Fourier para analizarlos en el dominio de la frecuencia.

En la figura X.X.X se muestra la interfaz del adquiridor así como las graficas de correspondientes a las cuatro galgas extensiométricas en las cuales se puede apreciar las tres componentes a las que es sensible el sensor (en verde blanco y rojo).

Galga 1 Plato superior



Galga 2 Plato superior

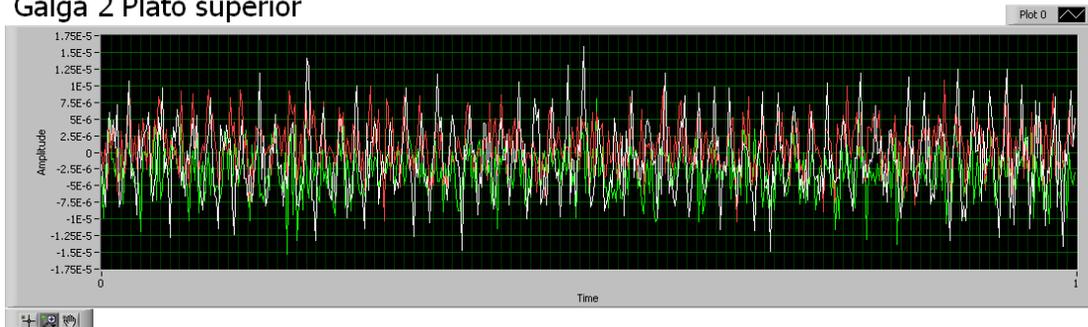


Figura 2.7.4

3. ANALISIS DE RESULTADOS

Pruebas experimentales con el prototipo

Extensimetría

Una roseta extensométrica es, por definición, un arreglo de dos o más mallas de sensado juntas, individualmente orientadas para medir las tensiones normales a lo largo de diferentes direcciones de la superficie subyacente de la pieza en prueba. Para el caso de estrés biaxial, con las direcciones principales desconocidas, tres mediciones independientes (en diferentes direcciones) son necesarias para determinar las deformaciones y tensiones principales. E incluso cuando las direcciones principales son conocidas de antemano, las mediciones dos mallas independientes son necesarias para obtener las deformaciones y tensiones principales.

Se tienen tres tipos básicos de rosetas:

(Tee) Dos redes perpendiculares entre sí.

(45° Rectangular) Tres redes, donde la segunda y la tercer red se encuentran desplazadas angularmente de la primera, 45° y 90°, respectivamente.

(60° Delta) Tres redes, con la segunda y tercer red desplazadas angularmente 60° y 120° respectivamente, de la primera.

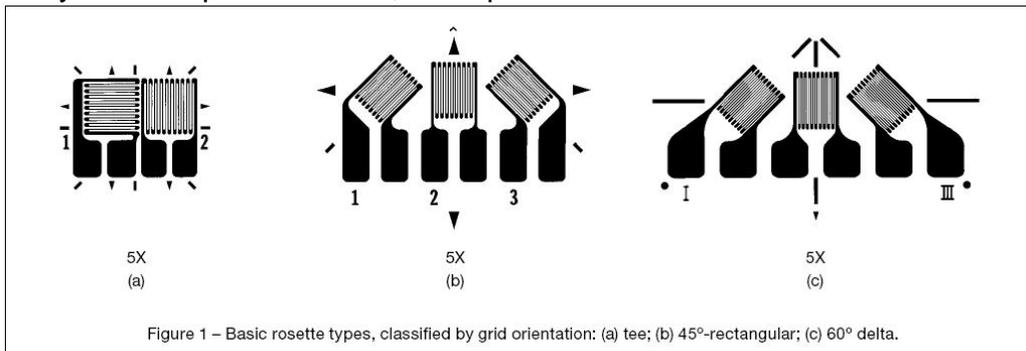


Figura 1. Tipos de rosetas.

Como se ilustra en la Figura 2, las rosetas, rectangular y delta, pueden aparecer en cualquiera de varias geometrías diferentes, pero funcionalmente equivalentes.

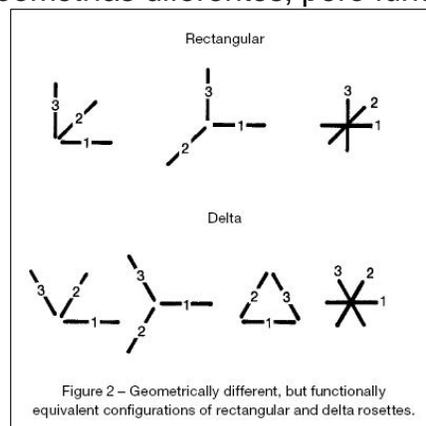


Figura 2. Distribuciones geométricas

Debemos ser conscientes de que, si bien el uso de la roseta galga es, en muchos casos, una condición necesaria para la obtención de las deformaciones principales, no es una condición suficiente para hacerlo con precisión. La selección y aplicación de las rosetas es fundamental para su utilización con éxito en el análisis experimental de la tensión.

Consideraciones sobre la elección de la roseta

Al elegir la roseta se debe considerar el material, el número de compensación, la temperatura de operación, la longitud de la galga, y otras características del extensómetro adecuadas a la aplicación prevista. Además de los parámetros básicos, otros dos parámetros son importantes en la selección de roseta, y estos son:

- (1) el tipo roseta - tee, rectangular, o delta, y
- (2) la construcción roseta - planar (un plano) o apilados (en capas).

La roseta "T" se debe utilizar sólo cuando las direcciones principales son conocidas. Sin embargo, se debe tener cuidado en casos particulares (flexión, tensión axial, etc.) que afectan a las direcciones de los ejes principales. También debe prestarse atención a las irregularidades geométricas, tales como los agujeros, las costillas o las esquinas, que localmente pueden alterar las direcciones principales y producir un error de magnitud debido a la mala alineación de la roseta. Como regla general, si existe incertidumbre acerca de las direcciones principales, una roseta de tres elementos rectangulares o delta es preferible. La roseta "T" se puede instalar con sus ejes en cualquier ángulo si se conocen con precisión los ejes principales.

Cuando las direcciones principales se desconocen, un elemento rectangular o delta es siempre necesario, y la roseta se puede instalar sin tener en cuenta la orientación. Funcionalmente, hay pocas opciones entre las rosetas, rectangular y delta. Debido a que la distancia entre ejes en la roseta delta es la separación máxima angular uniforme (en realidad 120°), esta roseta produce el muestreo óptimo de la deformación subyacente. Las rosetas rectangulares han sido históricamente la más popular de los dos, sobre todo porque las relaciones de reducción de datos son algo más simples. En la actualidad, sin embargo, con la generalización del acceso a las computadoras y calculadoras programables es baja la ventaja de la roseta angular. Como resultado de lo anterior, la elección entre rosetas rectangulares y delta es más en base a consideraciones sobre la aplicación práctica, como la disponibilidad, la compatibilidad con el espacio disponible para la instalación, la conveniencia del acuerdo a la especificación de soldadura, etc.

Para la roseta rectangular (Figura 3), en su modo planar, está grabada sobre la cubierta, con todos los elementos medidores en un solo plano. La roseta apilada

es producida por el montaje y laminación de dos o tres medidores de un solo elemento uno sobre otro con la orientación adecuada.

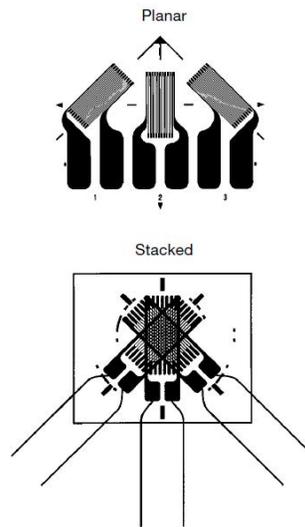


Figure 3 – Rectangular rosettes (of the same gage length) in planar and stacked construction.

Cuando los gradientes de tensión en el plano son bajos, se selecciona la roseta planar. Esta forma de roseta ofrece las siguientes ventajas en estos casos:

- Es delgada y flexible, con una mayor adaptabilidad a las superficies curvas;
- Mayor disipación de calor en la superficie de prueba;
- Estabilidad;
- Libertad en cable conductor de enrutamiento.

Las desventajas principales de la roseta plana surgen de la mayor superficie cubierta por la parte sensible del medidor.

Cuando el espacio disponible para la instalación del sensor es pequeño, una roseta apilada es la opción. Así mismo, si el gradiente de tensión en el plano superficial es grande, los elementos individuales de un medidor de roseta planar pueden sentir los diferentes campos de tensión y magnitudes. Por lo tanto, para una longitud de la galga determinada, la roseta apilada ocupa menor área, y tiene los centroides (centro geométrico) de todas las redes sobre el mismo punto de la superficie en prueba. Es por ello, que la roseta apilada ofrece la lectura más cercana a los métodos de medición en un punto.

Las redes de roseta apilada tienen el mismo factor y sensibilidad transversal, mientras que las redes de una roseta planar se diferencian en estas propiedades, debido a sus orientaciones en relación con la dirección de la superficie sensible al esfuerzo.

Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que la roseta apilada es notablemente más rígida y menos ajustable que la plana, porque las rutas de conducción de calor para una roseta apilada son mucho más largas y el problema de la disipación de

calor puede ser crítico cuando la roseta está instalada en un material con baja conductividad térmica.

Teniendo en cuenta una baja disipación de calor, las rosetas apiladas pueden no ser la mejor opción para su uso en plásticos y otros materiales no metálicos. Una roseta apilada también puede dar indicaciones erróneas cuando se aplica en una muestra delgada a flexión, ya que el plano de la red del nivel más alto en puede ser de hasta 0,0045 en [0,11 mm] por encima de la superficie de la muestra. En resumen, la roseta apilada normalmente debe reservarse para aplicaciones en las que el requisito de superficie mínima dicta su selección.

Numeración de elementos sensores

"Numeración", se refiere a la secuencia numérica (o alfabética) en la que los elementos de medición se identifican en la roseta durante la deformación. Es fundamental, para la correcta y completa interpretación de las mediciones de la roseta.

En cualquier roseta de tres elementos, la mala interpretación de la secuencia de rotación (hacia la derecha o hacia la izquierda), por ejemplo, puede llevar a la dirección principal (de los esfuerzos) incorrecta. En el caso de la roseta rectangular, un orden de numeración incorrecto producirá magnitudes de esfuerzos y direcciones completamente erróneas. Estos errores se producen cuando la secuencia de numeración del usuario difiere de la empleada en la derivación de las relaciones de reducción de datos.

Para obtener resultados correctos utilizando las relaciones de reducción de datos, las redes de rosetas de tres elementos deben ser numeradas en forma particular. Siempre es necesario en una roseta rectangular, por ejemplo, que el número de cuadrícula 1 y 3 se asignen a dos redes perpendiculares entre sí. Con una roseta rectangular, el eje de la cuadrícula 2 debe ser 45 ° de giro, en el mismo sentido. Del mismo modo, con una roseta delta, los ejes de las redes 2 y 3 deberán ser de 60 ° y 120 ° de giro respectivamente.

Es preferible la numeración hacia la izquierda, porque es coherente con la práctica habitual de la ingeniería, que denota la medición angular antihoraria con signo positivo.

En la Figura 4 se ejemplifica la numeración de la red para varios tipos representativos de rosetas.

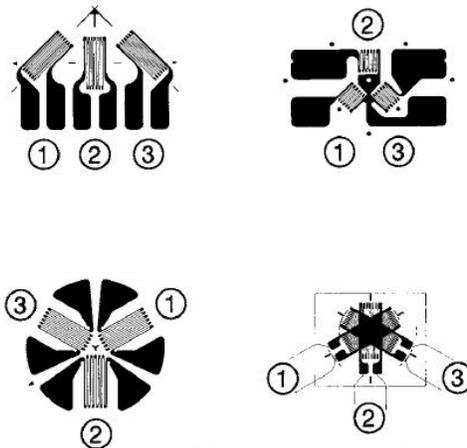


Figure 4 – Counterclockwise numbering of grids in Vishay Micro-Measurements general-purpose strain gage rosettes (see text).

Figura 4. Ejemplos de numeración en rosetas.

A primera vista, podría parecer que los patrones de galga (b) y (c) están numerados en sentido horario en lugar de antihorario. Pero cuando estos patrones se examinan más de cerca, y cuando el eje de la cuadrícula 2 se ha incorporado a través de la red de diámetro del círculo para satisfacer las normas precedentes de numeración, se puede observar que la numeración de la roseta es antihorario en todos los casos.

Las ecuaciones para el cálculo de deformaciones principales a partir de las tres mediciones de la roseta se derivan de lo que se conoce como una relación de transformación de esfuerzos. La relación de transformación expresa la tensión normal en cualquier dirección en una superficie de ensayo en términos de dos medidores principales y el ángulo desde el eje principal en la dirección del esfuerzo especificado. Esto puede observarse fácilmente con la ayuda del círculo de Mohr, como se muestra en la Figura 5. Ahí puede verse que el esfuerzo normal en cualquier ángulo θ (los ángulos en el círculo de Mohr son el doble los ángulos físicos sobre la superficie de prueba) con el eje principal se expresa mediante:

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos 2\theta \quad (1)$$

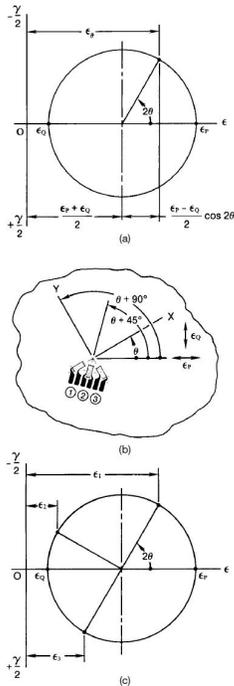


Figure 5 – Strain transformation from the principal strains to the strain in any direction: (a) ϵ_x in terms of principal strains ϵ_p and ϵ_q , as shown by Mohr's circle for strain; (b) rectangular rosette installed on a test surface, with Grid 1 at the arbitrary angle θ from the major principal axis; (c) axes of the rectangular rosette superimposed on Mohr's circle for strain.

Figura 5. Círculo de Mohr

La figura 5b representa una pequeña área de la superficie de ensayo, con una roseta rectangular, y con el sistema de referencia (# 1) orientado a θ grados desde ϵ_p . el círculo de Mohr, con los ejes de la roseta superpuestos, se muestra en la figura 5c.

Por sucesivamente sustituyendo en la ecuación (1) los ángulos de las tres direcciones de cuadrícula, la cepa detectada por cada cuadrícula se puede expresar de la siguiente manera:

La figura 5b representa una pequeña área de la superficie de ensayo, con una roseta rectangular instalado, y con el sistema de referencia (# 1) orientado a θ grados desde ϵ_p . En la figura 5c se muestra el círculo de Mohr, con los ejes de la roseta superpuestos. Sucesivamente sustituyendo en la ecuación (1) los ángulos de las tres direcciones, los esfuerzos detectados por cada red se puede expresar de la siguiente manera:

$$\varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos 2\theta \quad (2a)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos 2(\theta + 45^\circ) \quad (2b)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos 2(\theta + 90^\circ) \quad (2c)$$

Cuando la roseta está instalada en una parte de una superficie de prueba, sometida a un estado de deformación arbitraria, las variables en el lado derecho de las ecuaciones (2) son desconocidos. Sin embargo, los esfuerzos ε_1 , ε_2 y ε_3 se puede medir. Así, mediante la resolución de ecuaciones (2) de forma simultánea para las cantidades desconocidas ε_P , ε_Q , y θ , las deformaciones principales y el ángulo puede ser expresado en términos de los tres esfuerzos medidos. Lo que sigue es el resultado de este procedimiento:

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (3)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (4)$$

Si la roseta está debidamente numerada, las deformaciones principales se pueden calcular de la ecuación (3) mediante la sustitución de las tensiones medidas para ε_1 , ε_2 y ε_3 . Las alternativas más y menos en la ecuación (3) son el rendimiento máximo y mínimo algebraicamente de las deformaciones principales, respectivamente.

El ángulo θ (Ecuación 4) representa el ángulo agudo con respecto al eje principal al sistema de referencia de la roseta, como se indica en la Figura 5. En la práctica del análisis experimental de la tensión, es algo más fácil de visualizar, si esto es reexpresado como el ángulo de la red 1 al eje principal. Para cambiar el sentido del ángulo sólo requiere invertir signo de la Ecuación (4). Por lo tanto:

$$\phi_{P,Q} = -\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (5)$$

La dirección física del ángulo agudo dada por la ecuación (4) o la ecuación (5) siempre es la izquierda si es positivo, y la derecha si es negativo. La única diferencia es que θ se mide desde el eje principal a la red 1, mientras que ϕ se mide a partir de la red 1 al eje principal.

Desafortunadamente, ya que $\tan 2\phi \equiv \tan 2(\phi + 90^\circ)$, el ángulo calculado se puede referir a cualquiera de los ejes principales, y por lo tanto, la identificación de la ecuación (5) queda como $\phi_{P,Q}$. Esta ambigüedad fácilmente se puede resolver (por la roseta rectangular) mediante la aplicación de las siguientes reglas:

- (a) if $\varepsilon_1 > \varepsilon_3$, then $\phi_{P,Q} = \phi_P$
- (b) if $\varepsilon_1 < \varepsilon_3$, then $\phi_{P,Q} = \phi_Q$
- (c) if $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$ and $\varepsilon_2 < \varepsilon_1$, then $\phi_{P,Q} = \phi_P = -45^\circ$
- (d) if $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$ and $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$, then $\phi_{P,Q} = \phi_P = +45^\circ$
- (e) if $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$, then $\phi_{P,Q}$ is indeterminate (equal biaxial strain).

El razonamiento que subyace en las normas precedentes se hace evidente cuando se hace un dibujo del círculo de Mohr correspondiente a los esfuerzos, y los ejes de la roseta, suponiéndolos como la figura 5c.

El desarrollo anterior se ha aplicado a la roseta rectangular, pero el mismo procedimiento puede ser utilizado para obtener las correspondientes ecuaciones de reducción de datos para la roseta delta como se muestra en la Figura 6. Cuando los ángulos de la red θ , $\theta + 60^\circ$ y $\theta + 120^\circ$ son sucesivamente sustituidos en la ecuación (1), el resultado de nuevo son tres ecuaciones que pueden resolverse de forma simultánea para las deformaciones principales y el ángulo. Así, para la roseta delta:

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \pm \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (6)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{3}(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)}{2\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3} \right) \quad (7)$$

Como en el caso de la ecuación (4), el ángulo θ calcula a partir de la ecuación (7) donde se refiere al desplazamiento angular de la red al eje principal. El sentido del ángulo de nuevo se puede cambiar mediante la inversión de su signo para dar el ángulo de la red 1 al eje principal:

$$\phi_{P,Q} = -\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{3}(\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}{2\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3} \right) \quad (8)$$

En todos los casos [ecuaciones (4), (5), (7) y (8)], los ángulos se interpretan en el sentido contrario si es positivo, y la derecha si es negativo.

La ecuación (8) presenta la misma ambigüedad con respecto a $2\theta \tan$ y $\tan 2(\theta + 90^\circ)$ que la ecuación (5). Como antes, la ambigüedad puede resolverse fácilmente (por la roseta delta), considerando la magnitud relativa (algebraicamente) entre las mediciones de tensión individuales:

$$(a) \text{ if } \varepsilon_1 > \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{2}, \text{ then } \phi_{P,Q} = \phi_P$$

$$(b) \text{ if } \varepsilon_1 < \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{2}, \text{ then } \phi_{P,Q} = \phi_Q$$

$$(c) \text{ if } \varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{2}, \text{ and } \varepsilon_2 < \varepsilon_1, \text{ then } \phi_{P,Q} = \phi_P = -45^\circ$$

$$(d) \text{ if } \varepsilon_1 = \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{2}, \text{ and } \varepsilon_2 > \varepsilon_1, \text{ then } \phi_{P,Q} = \phi_P = +45^\circ$$

(3) if $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$ then $\phi_{P,Q}$ is indeterminate
(equal biaxial strain)

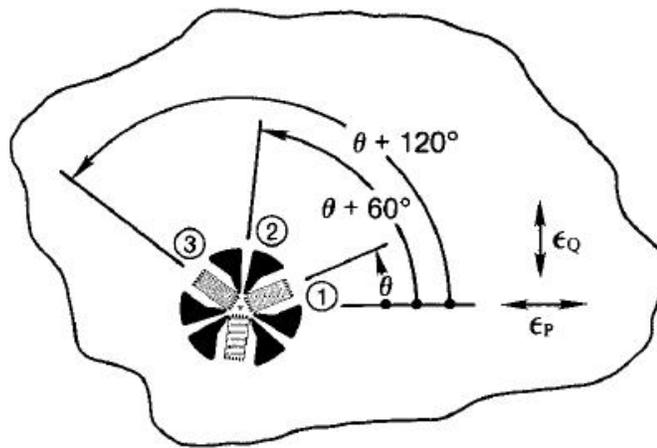
Cuando el ángulo principal se calcula de forma automática de la ecuación (5) o la ecuación (8), siempre es necesario, para evitar la situación de división por cero si $\varepsilon_1 = \varepsilon_3$ con una roseta rectangular, o $\varepsilon_1 = (\varepsilon_2 + \varepsilon_3) / 2$ con una roseta delta. Por esta razón, el equipo debe ser programado para realizar (c) y (d), en cada caso, antes de calcular el arco tangente.

Una vez que las deformaciones principales han sido obtenidas de la ecuación (3) o la ecuación (6), el estado de deformación en la superficie de la pieza de prueba está completamente definida. Si se desea, la deformación angular máxima se puede obtener directamente de:

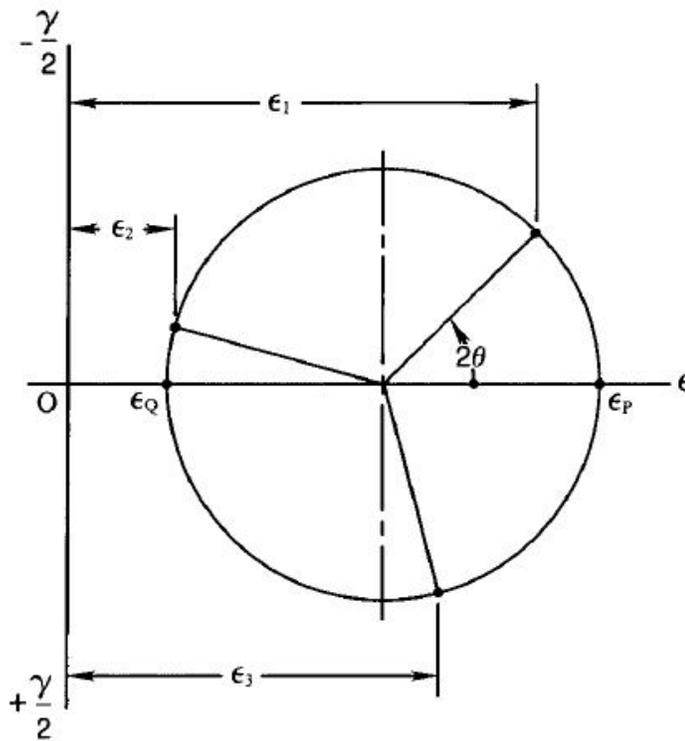
$$\gamma_{MAX} = \varepsilon_P - \varepsilon_Q \quad (9)$$

La comprensión intuitiva del estado de esfuerzos también se puede mejorar trazando el círculo de Mohr correspondiente a escala. En las ecuaciones (3) y (6), el primer término representa, en cada caso, la distancia desde el origen hasta el centro del círculo, y el segundo término representa el radio, o $\gamma_{MAX}/2$. Con el

ángulo φ calculado, la penetración adicional se puede obtener mediante la superposición de los ejes de la red de la roseta en el círculo de Mohr, como en las Figuras 5c y 6b.



(a)



(b)

Figure 6 – Delta rosette: (a) installed on a test surface, with Grid 1 at the angle of θ from the major principal strain direction; (b) rosette grid axes superimposed on Mohr's circle for strain. Note that Grid 2 is to be viewed as $+60^\circ$ (CCW) from Grid 1 in the rosette, and $+120^\circ$ in Mohr's circle.

ESFUERZOS PRINCIPALES

Una roseta de tres elementos sirve para determinar las deformaciones principales en un estado de estrés biaxial cuando las direcciones de los ejes principales son desconocidas. El objetivo habitual de análisis experimental de la tensión, sin embargo, es obtener los esfuerzos principales, para la comparación con algún criterio de falla.

La instrumentación con galga, permite calcular las deformaciones principales. Si el material de ensayo es homogéneo en su composición, y es isotrópico en sus propiedades mecánicas (es decir, las propiedades son las mismas en todas las direcciones), y si la tensión/deformación es lineal, la tensión es proporcional a la deformación, entonces la forma biaxial de la ley de Hooke se puede utilizar para convertir las deformaciones principales en los esfuerzos principales. Este procedimiento requiere, por supuesto, conocer el módulo de elasticidad (E) y el coeficiente de Poisson (ν) del material. La ley de Hooke para el estado de estrés biaxial se puede expresar de la siguiente manera.

$$\sigma_P = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_P + \nu\epsilon_Q) \quad (10a)$$

$$\sigma_Q = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_Q + \nu\epsilon_P) \quad (10b)$$

Los valores numéricos de las deformaciones principales calculan de la ecuación (3) o la ecuación (6) y se puede sustituir en la ecuación (10), junto con las propiedades elásticas, para obtener los esfuerzos principales. Como alternativa, la ecuación (3) o la ecuación (6) en función del tipo roseta pueden ser sustituidas en la ecuación (10) para expresar los esfuerzos principales directamente en términos de los tres esfuerzos medidos y las propiedades del material. Los resultados son los siguientes:

Rectangular:

$$\sigma_{P,Q} = \frac{E}{2} \left[\frac{\epsilon_1 + \epsilon_3}{1-\nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1+\nu} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2} \right] \quad (11)$$

Delta:

$$\sigma_{P,Q} = \frac{E}{3} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{1 - \nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \right] \quad (12)$$

Cuando el material de ensayo es isótropo y elástico lineal en sus propiedades mecánicas (como se requiere para la validez de la conversión anterior), los ejes principales coinciden con las direcciones de las deformaciones principales.

Debido a esto, el ángulo desde la primera red de la roseta de la dirección del esfuerzo principal está dado por la ecuación (5) para las rosetas rectangulares, y por la ecuación (8) para rosetas delta.

Selección, aplicación y reducción de datos

Relación de transformación

Considere una pequeña área de una superficie de ensayo, como se muestra en la Figura A-1.

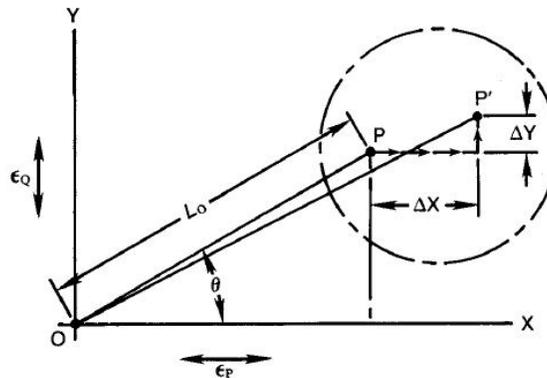


Figure A-1

La línea OP, de longitud L_0 , y el ángulo θ desde el eje X, se traza en la superficie el estado sin esfuerzos. Cuando son uniformes las deformaciones principales ϵ_P , ϵ_Q , y se aplican en las direcciones de los ejes X e Y, respectivamente, el punto P se mueve a P' como consecuencia de los desplazamientos ΔX y ΔY (exagerados en el dibujo).

Es evidente en la figura que:

$$\Delta X = \epsilon_P (L_0 \cos \theta) \quad (A-1)$$

$$\Delta Y = \epsilon_Q (L_0 \sin \theta) \quad (A-2)$$

También se puede ver (Figura A-2), ampliando el detalle en las proximidades de los puntos P y P', que para los esfuerzos pequeños:

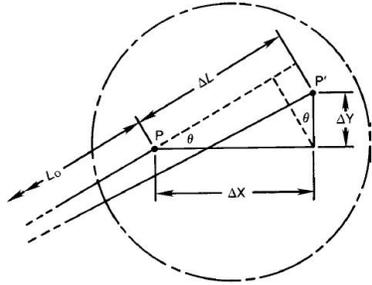


Figure A-2

$$\Delta L \approx \Delta X \cos \theta + \Delta Y \sin \theta \quad (\text{A-3})$$

Sustituyendo las ecuaciones (A-1) y (A-2),

$$\Delta L \approx L_O (\varepsilon_P \cos^2 \theta + \varepsilon_Q \sin^2 \theta) \quad (\text{A-3})$$

O,

$$\varepsilon_\theta = \frac{\Delta L}{L_O} = \varepsilon_P \cos^2 \theta + \varepsilon_Q \sin^2 \theta \quad (\text{A-5})$$

Pero,

$$\cos^2 \theta = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\theta)$$

$$\sin^2 \theta = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\theta)$$

Después de sustituir las identidades anteriores,

$$\varepsilon_\theta = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos 2\theta \quad (\text{A-6})$$

Quedando finalmente las ecuaciones de reducción de datos.

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + [2\varepsilon_2 - (\varepsilon_1 + \varepsilon_3)]^2} \quad (\text{A-7})$$

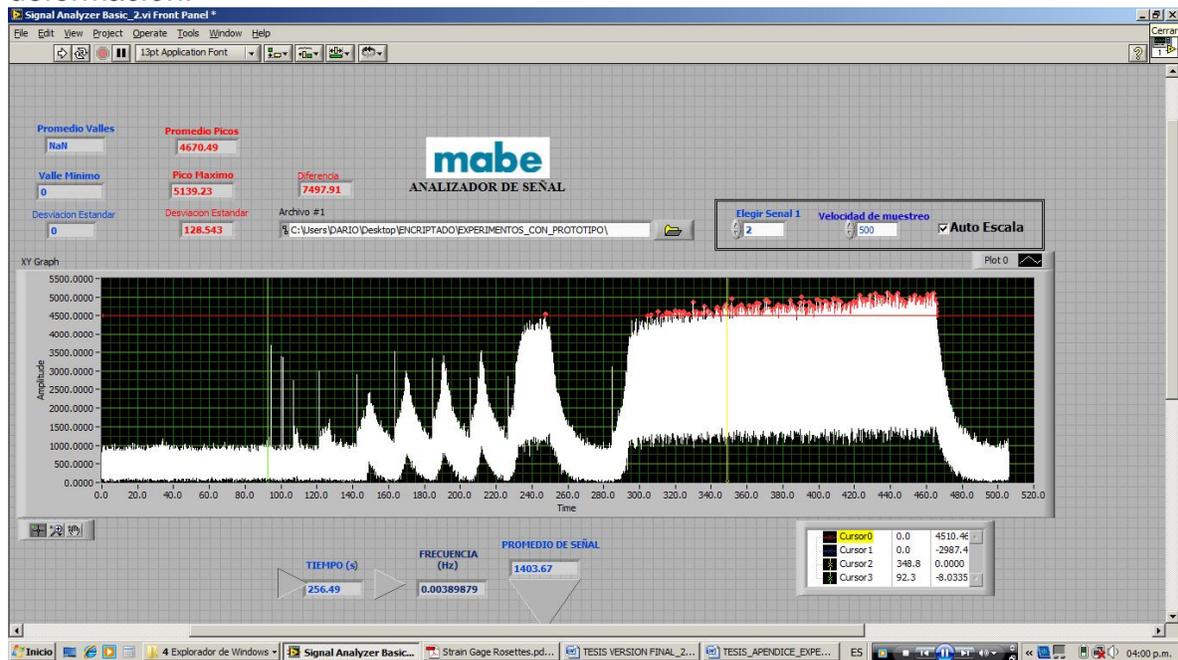
$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \sqrt{[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2]} / 2 \quad (\text{A-8})$$

$$\varepsilon_{P,Q} = C \pm \sqrt{(C - \varepsilon_1)^2 + (C - \varepsilon_2)^2} \quad (\text{A-9})$$

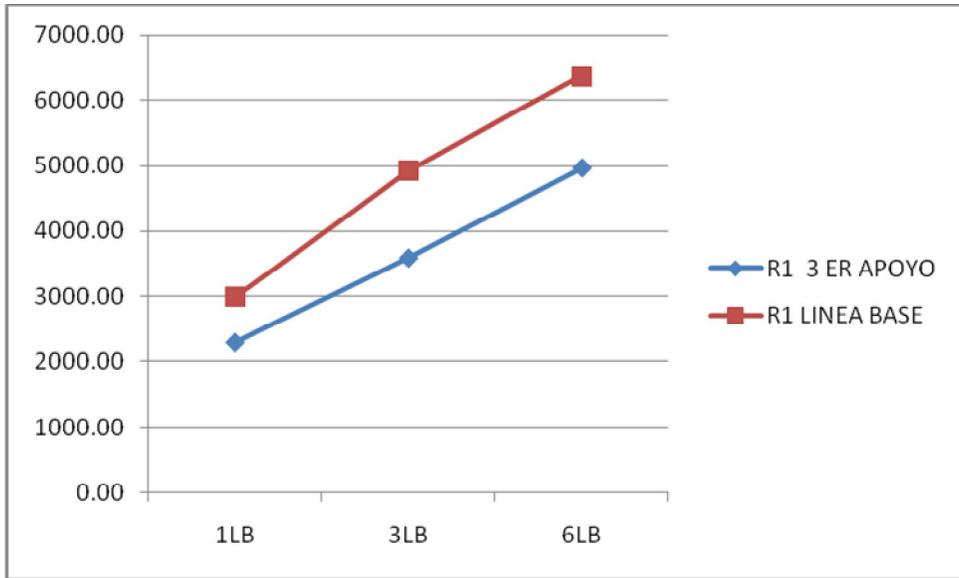
Donde

$$C = \frac{\epsilon_1 + \epsilon_3}{2}$$

Así con las formulas anteriores implementadas el LabView fue posible reducir los datos adquiridos por las rosetas, es decir se obtuvo una relación esfuerzo-deformación.



Del análisis obtenido se puede observar la disminución de la resultante de los esfuerzos P y Q en el caso del tercer apoyo, para las cuatro rosetas con respecto a la línea base.



Conclusiones

A partir del uso de las herramientas de simulación se logró rediseñar la configuración de los apoyos del sistema impulsor de la lavadora.

Se diseñó un componente mecánico a través del modelado de diferentes configuraciones del sistema de transmisión de una lavadora doméstica.

El modelado dinámico de las diferentes configuraciones de un tercer apoyo en el sistema impulsor del electrodoméstico, permitió evaluar las interacciones entre los componentes mecánicos críticos que lo componen. Se probó un tercer apoyo convencional y un apoyo tipo SFD.

Del modelo dinámico se obtuvieron los valores de las variables que se utilizaron como parámetros de referencia de la mejora del desempeño de las diferentes configuraciones del sistema de apoyos y a partir del análisis de estas se evaluó y seleccionó el concepto a desarrollar. La mejora inmediata (aunque con un único valor alcanzable, es decir, no es posible optimizarla) se presentó al agregar un tercer apoyo convencional, sin embargo esta fue superada en las iteraciones correspondientes al SFD; por lo que se eligió este último concepto.

Por medio de la variación de las propiedades del SFD (rigidez y amortiguamiento) se logró obtener valores óptimos de acuerdo a los criterios de evaluación de los conceptos.

Finalmente con la correlación entre el modelo dinámico computacional y los resultados experimentales se comprobó que es posible mejorar el balance y eliminar la inestabilidad del sistema impulsor al proveerlo de un mecanismo para atenuar fuerzas y reducir la amplitud del movimiento del rotor.

Bibliografía

Ortega Breña, Martín. (2008).“Caracterización, evaluación, simulación, optimización y diseño de una suspensión de lavadora”

L. Urbiola, Some recommendations on the use of transfer functions for parameter identification of mechanical and structural linear systems, Congreso Anual SOMIM octubre 2001.

L. Urbiola, General formulation of the instrumental variable filter (IVF) method for parameter identification of n-dof mechanical and structural linear systems, Congreso Anual SOMIM octubre 2001.

Delgado Marquez, Adolfo. (2005). “Identification of force coefficients in a squeeze film damper with a mechanical seal”

Vivek Vaibhav, Choundhry. “Experimental evaluation of wire mesh for design as a bearing damper”

C. W. Stammers and T. Sireteneau, 1998, “Vibration control of machines by use of semi-active dry friction damping”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 209(4).

Joon-Hyun Lee, Ed Berger, Jay H. Kim, 2005, “Feasibility study of a tunable friction damper”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 283, pp.

Ender Cigeroglu, H. Nevzat Ozguven, 2006, “Nonlinear vibration analysis of bladed disks with dry friction dampers”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 295.

Jeong-Hoon Kim, Chong-Won Lee, 2003, “Semi-active damping control of suspension systems for specified operational response mode”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 260.

K. Hashiguchi, S. Ozaki, T. Okayasu, 2005, “Unconventional friction theory based on the subloading surface concept”, International Journal of Solids and Structures, Vol. 42.

Chengwu Duan, Rajendra Singh, 2005, “Transient responses of a 2-dof torsional system with nonlinear dry friction under harmonically varying normal load”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 285.

Albert C. J. Luo, Brandon C. Gegg, 2006, “Stick and non-stick periodic motions in periodically forced oscillators with dry friction”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 291.

Dupont, P. Kasturi, A. Stokes, 1997, "Semi-active control of friction dampers", Journal of Sound and Vibration, Vol. 202(2).

Ender Cigeroglu, Wangming Lu, Chia-Hsiang Menq, 2006, "One dimensional dynamic microslip friction model", Journal of Sound and Vibration, Vol. 292.

Daniel Fischer, Rolf Isermann, 2004, "Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions", Control Engineering Practice, Vol. 12.

G. Csaba, 1998, "Forced Response analysis in time and frequency domains of a tuned bladed disk with friction dampers", Journal of Sound and Vibration, Vol. 214(3).

N. K. Chandiramani, K. Srinivasan, J. Nagendra, 2006, "Experimental study of stickslip dynamics in a friction wedge damper", Journal of Sound and Vibration, Vol. 291.

Vishay Micro-Measurements Tech Note TN-504,
"Strain Gage Thermal Output and Gage Factor Variation with Temperature".

Troke, .W., "Flat versus Stacked Rosettes",
Experimental Mechanics, May, 1967, pp. 24A-28A.

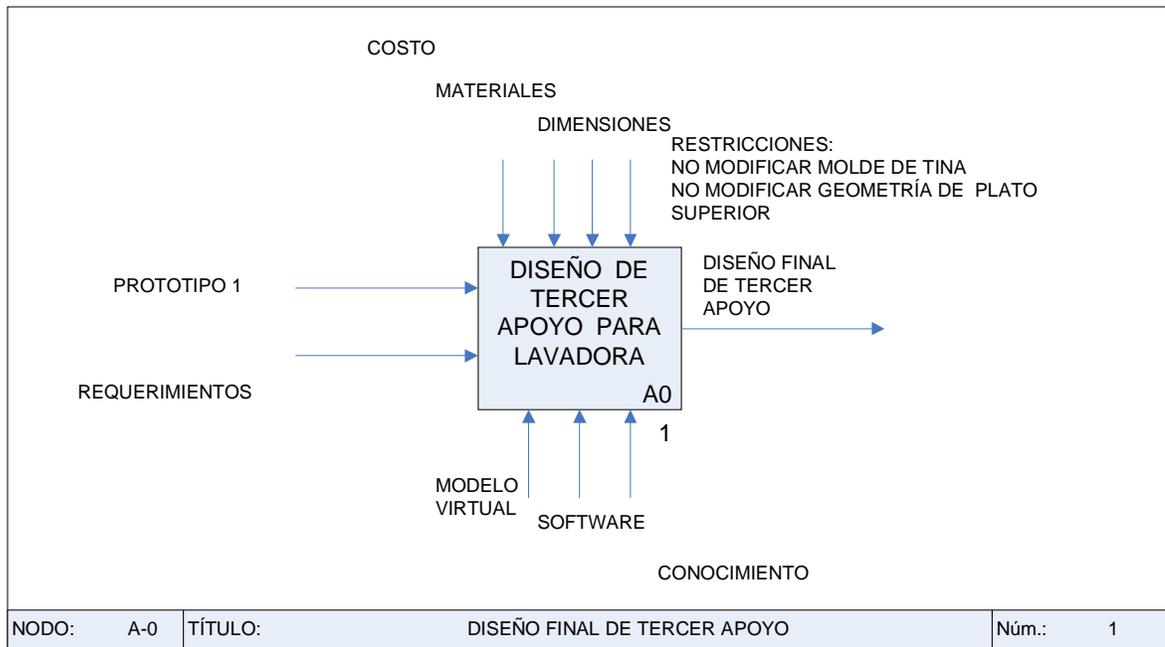
Tsai, S.W. and H.T. Hahn, Introduction to Composite Materials, Technomic Publishing Company, 1980.

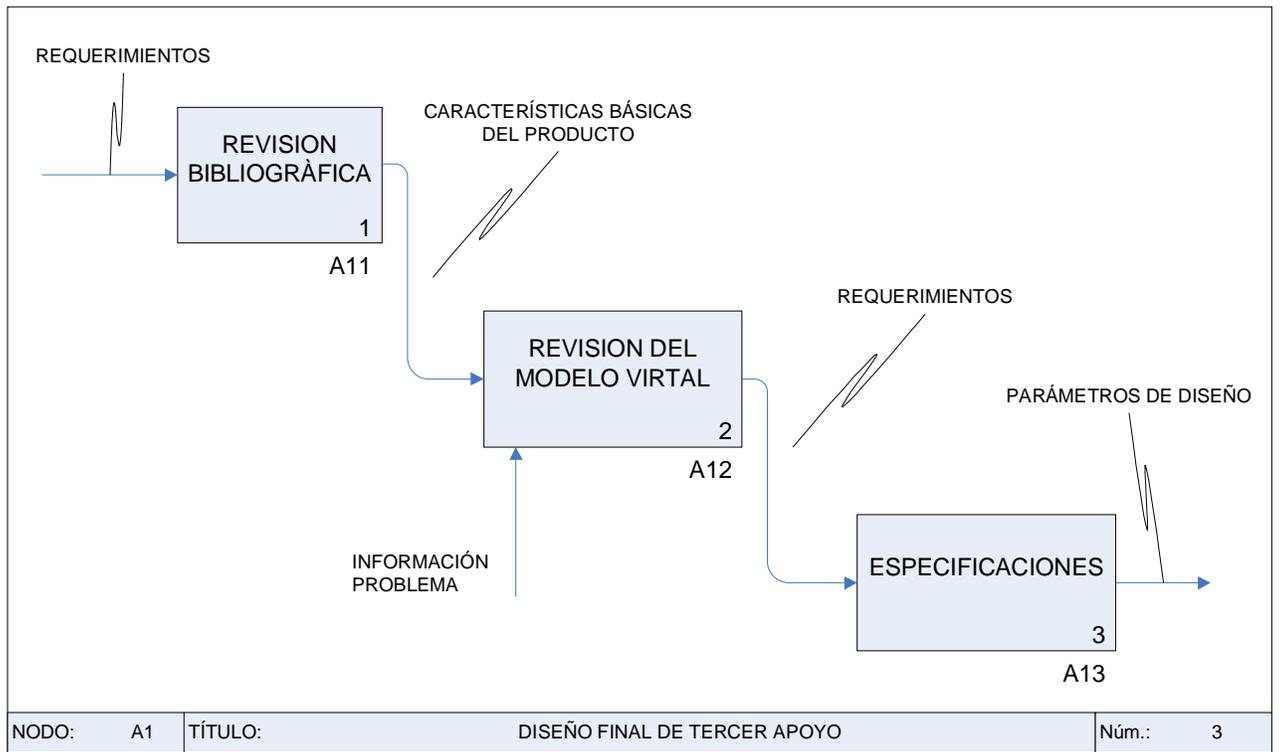
Meyer, M.L., Interpretation of Surface-Strain Measurements in terms of Finite Homogeneous Strains". Experimental Mechanics, December, 1963, pp. 294-301.

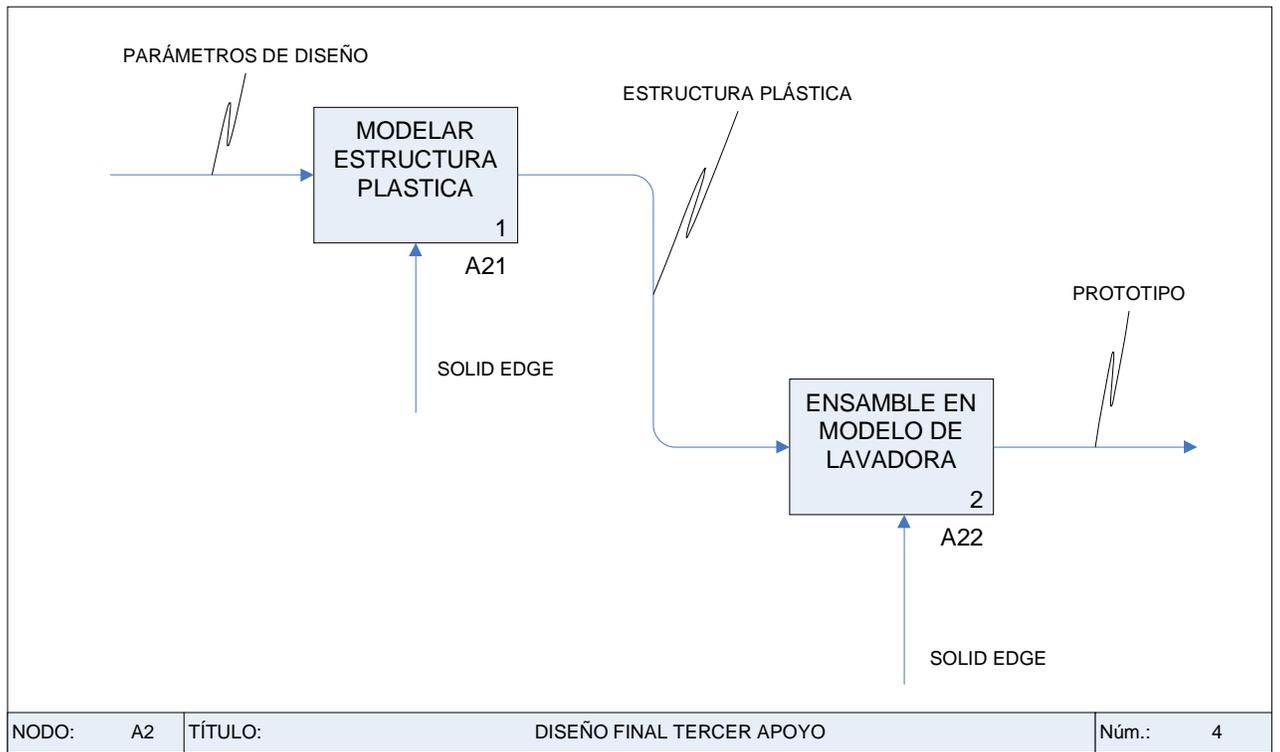
APÉNDICE A

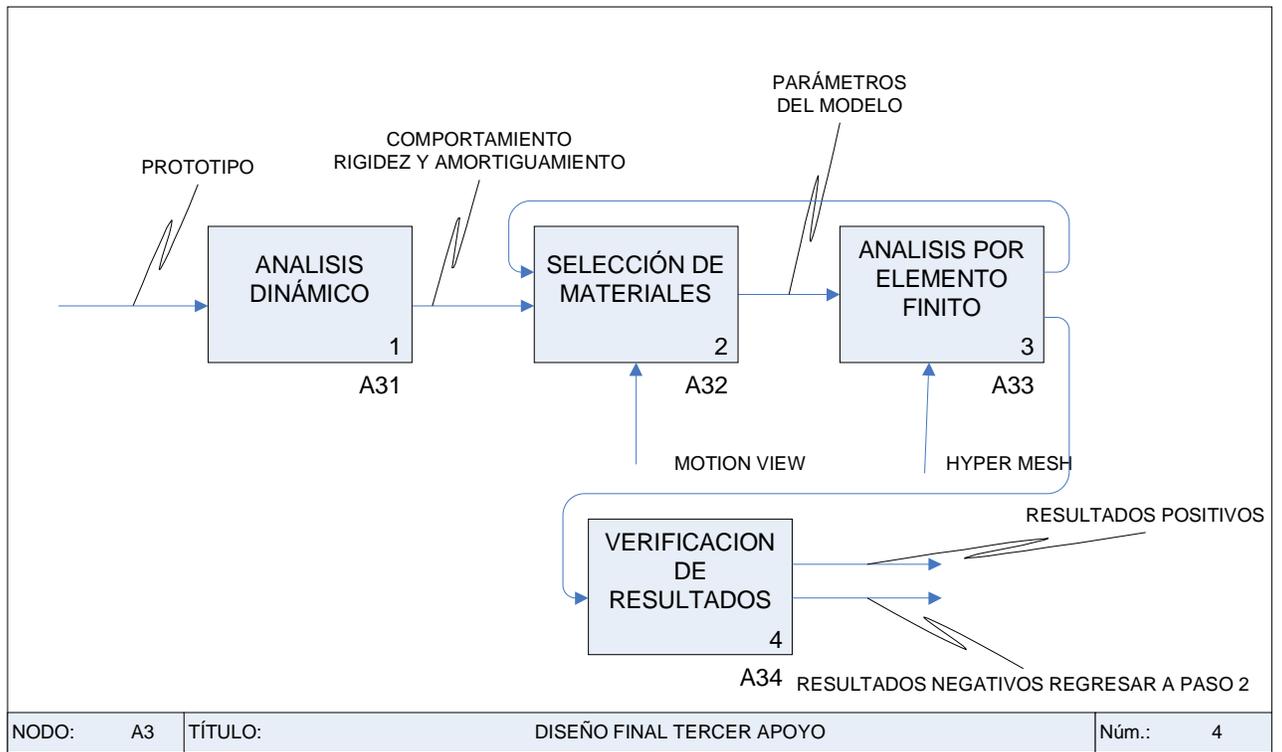
DIAGRAMA DE FLUJO DE MODELADO

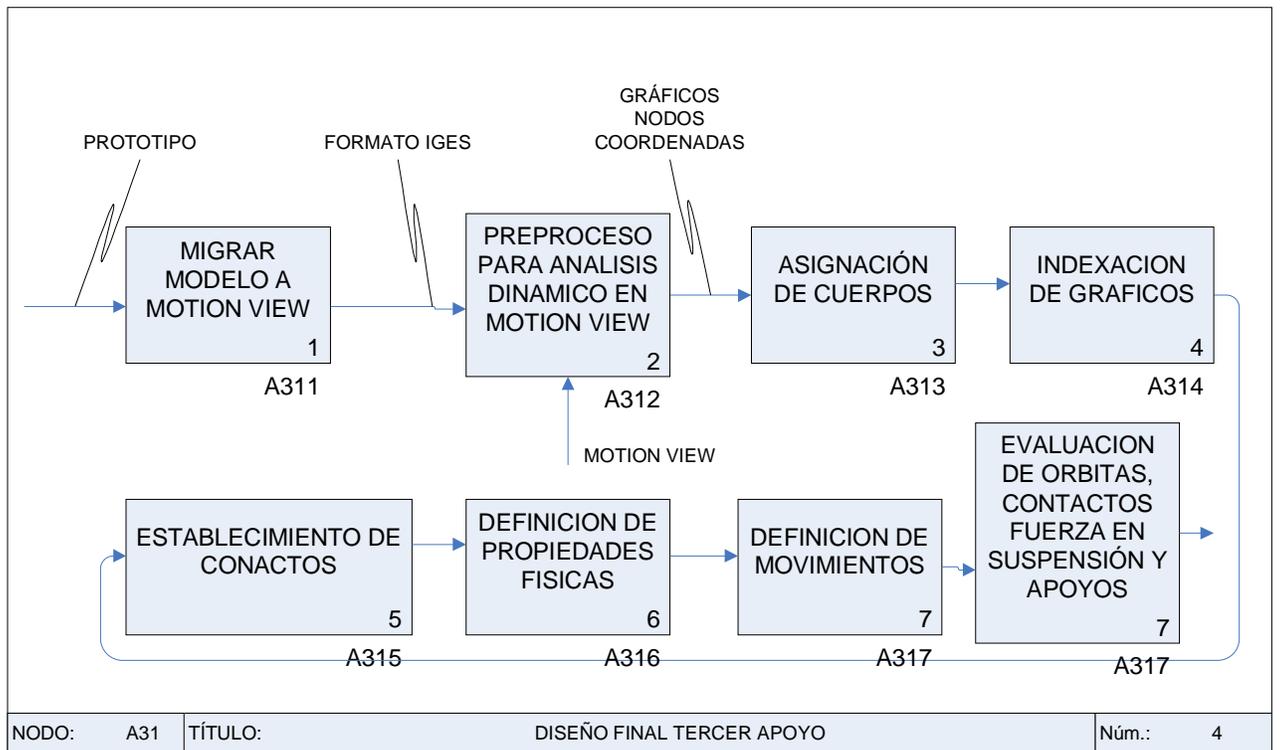
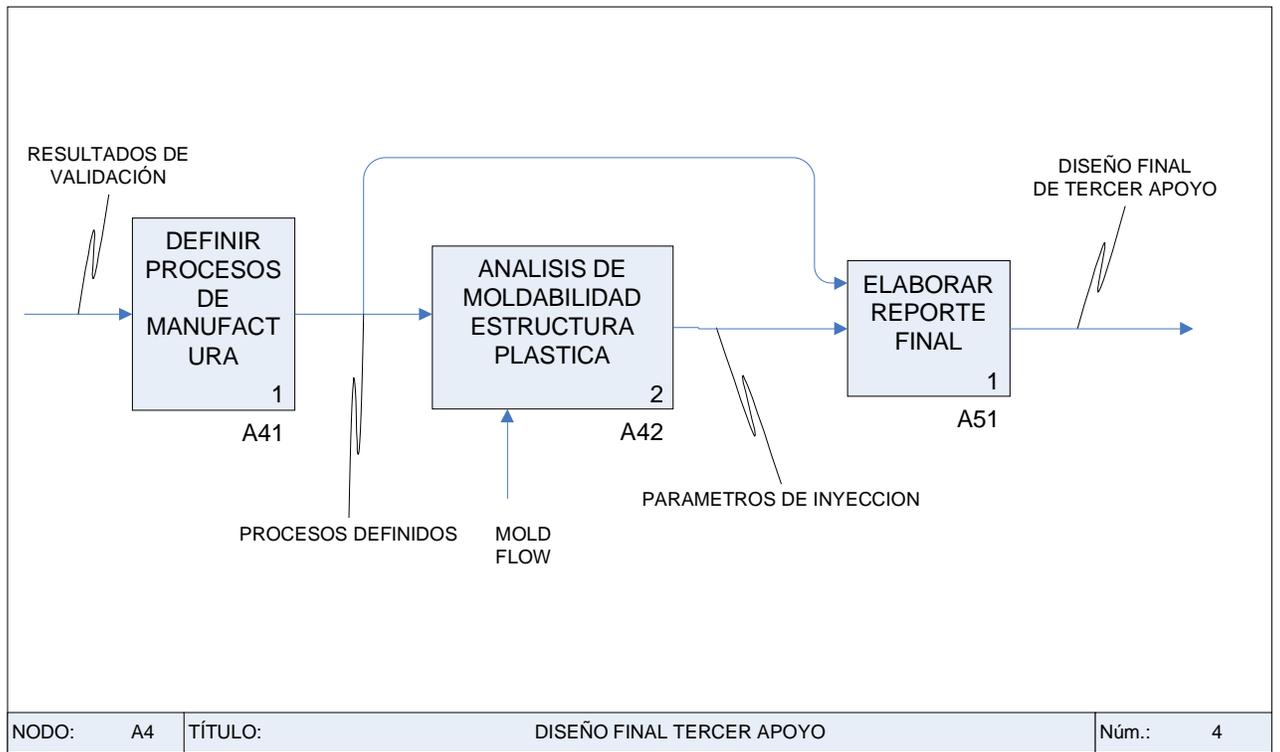
DIAGRAMA IDEF







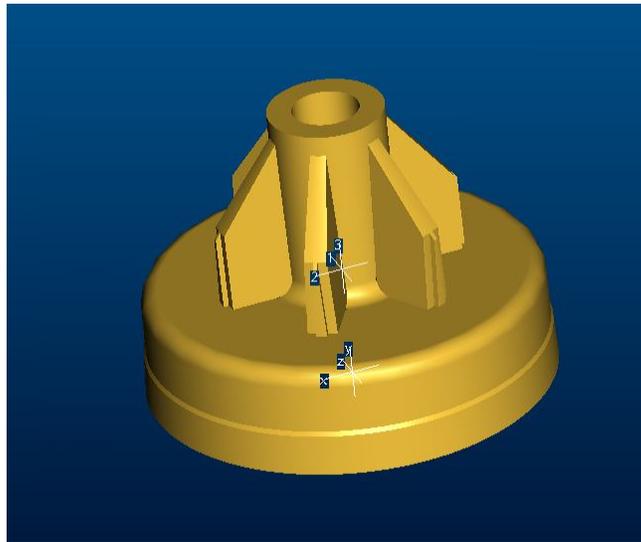




APÉNDICE B

DATOS Y COEFICIENTES PARA MODELO DE SIMULACIÓN

Suspensión



VOLUME = 4.0432430e-01 INCH^3
SURFACE AREA = 9.2809387e+00 INCH^2
DENSITY = 5.2110000e-02 POUND / INCH^3
MASS = 2.1069339e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1889P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 4.2429216e-01 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D1889P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.1917214e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.8388406e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 7.1917206e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1889P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 3.3987381e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.8388406e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.3987373e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 3.3987363e-03 3.3987391e-03 4.8388406e-03

ROTATION MATRIX from _189D1889P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

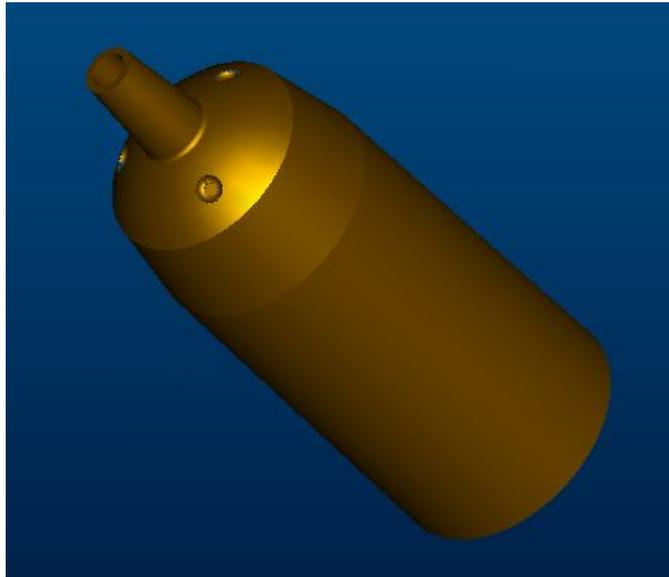
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _189D1889P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 4.0163659e-01 4.0163676e-01 4.7923132e-01 INCH



VOLUME = 1.6335400e+00 INCH^3

SURFACE AREA = 3.9658691e+01 INCH^2

DENSITY = 3.2520000e-02 POUND / INCH^3

MASS = 5.3122722e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1890P001 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 1.9620785e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D1890P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.9189023e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00

Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.8119479e-02 0.0000000e+00

Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.9189025e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1890P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 8.7380925e-02 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.8119479e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 8.7380945e-02

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 2.8119479e-02 8.7380878e-02 8.7380992e-02

ROTATION MATRIX from _189D1890P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _189D1890P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 90.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 7.2755106e-01 1.2825315e+00 1.2825323e+00 INCH



VOLUME = 8.0915600e-02 INCH^3

SURFACE AREA = 2.1710287e+00 INCH^2

DENSITY = 3.0000000e-01 POUND / INCH^3

MASS = 2.4274680e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _143B9474P001_REP1 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.5000000e-02 INCH

INERTIA with respect to _143B9474P001_REP1 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.0002608e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.0002608e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.8695607e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _143B9474P001_REP1 coordinate frame:
(POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.9511046e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.9511046e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.8695607e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 1.9511046e-03 1.9511046e-03 3.8695607e-03

ROTATION MATRIX from _143B9474P001_REP1 orientation to PRINCIPAL AXES:

1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _143B9474P001_REP1 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 2.8350682e-01 2.8350682e-01 3.9925841e-01 INCH



VOLUME = 1.3057199e-02 INCH³

SURFACE AREA = 4.9341818e-01 INCH²

DENSITY = 3.0000000e-01 POUND / INCH³

MASS = 3.9171597e-03 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _143B9475P001_REP1 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.5000000e-02 INCH

INERTIA with respect to _143B9475P001_REP1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 8.7671756e-05 0.0000000e+00 0.0000000e+00

Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 8.7671757e-05 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.5431326e-04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _143B9475P001_REP1 coordinate frame:
(POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.9739508e-05 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 7.9739508e-05 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.5431326e-04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 7.9739507e-05 7.9739509e-05 1.5431326e-04

ROTATION MATRIX from _143B9475P001_REP1 orientation to PRINCIPAL AXES:

1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _143B9475P001_REP1 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.4267607e-01 1.4267607e-01 1.9847965e-01 INCH



VOLUME = 1.1347948e+00 INCH^3

SURFACE AREA = 1.9321297e+01 INCH^2

DENSITY = 2.9570000e-01 POUND / INCH^3

MASS = 3.3555883e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2150P004 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 -1.2501000e+01 INCH

INERTIA with respect to _189D2150P004 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.1259528e+01 -6.5291203e-07 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz -6.5291203e-07 7.1259528e+01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.3361605e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2150P004 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.8820072e+01 -6.5291203e-07 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz -6.5291203e-07 1.8820072e+01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.3361605e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 2.3361605e-03 1.8820072e+01 1.8820073e+01

ROTATION MATRIX from _189D2150P004 orientation to PRINCIPAL AXES:

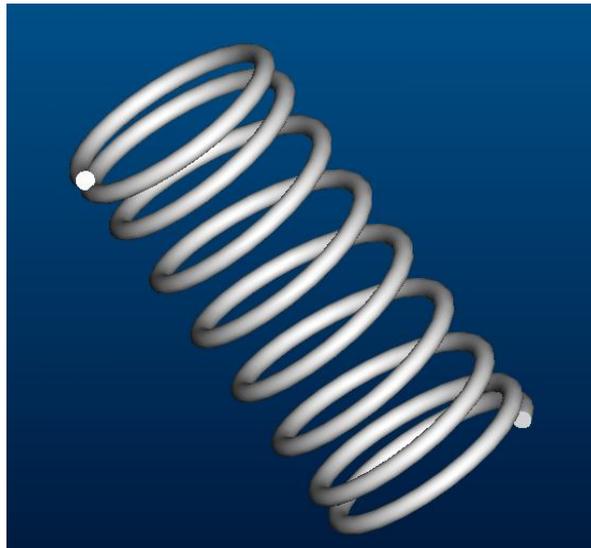
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _189D2150P004 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 8.3438600e-02 7.4890426e+00 7.4890429e+00 INCH



VOLUME = 2.1119909e-01 INCH^3

SURFACE AREA = 8.7401481e+00 INCH^2

DENSITY = 2.7570000e-01 POUND / INCH^3

MASS = 5.8227589e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2083P001 coordinate frame:

X Y Z -1.1269942e+00 -5.7031540e-03 -1.7798078e-02 INCH

INERTIA with respect to _228C2083P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.6397309e-02 -7.5520601e-04 -1.0458626e-03

Iyx Iyy Iyz -7.5520601e-04 1.1699371e-01 5.1292332e-05

Izx Izy Izz -1.0458626e-03 5.1292332e-05 1.1713728e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2083P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.6376970e-02 -3.8095275e-04 1.2208572e-04

Iyx Iyy Iyz -3.8095275e-04 4.3019475e-02 5.7202734e-05

Izx Izy Izz 1.2208572e-04 5.7202734e-05 4.3179591e-02

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 1.6370961e-02 4.3007148e-02 4.3197928e-02

ROTATION MATRIX from _228C2083P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.99989 -0.01502 0.00000

0.01430 0.95216 0.30525

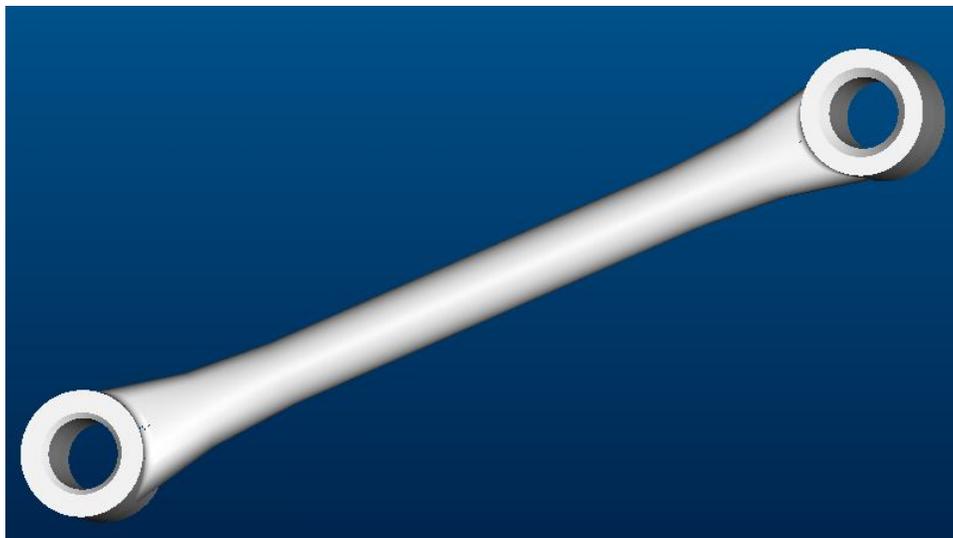
-0.00458 -0.30522 0.95227

ROTATION ANGLES from _228C2083P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -17.773 0.000 0.861

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 5.3024024e-01 8.5942091e-01 8.6132500e-01 INCH



VOLUME = 7.9990443e-01 INCH^3

SURFACE AREA = 9.5097254e+00 INCH^2
DENSITY = 4.2630000e-02 POUND / INCH^3
MASS = 3.4099926e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2119P002_REF_5 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 -1.1929182e-04 2.4683922e+00 INCH

INERTIA with respect to _228C2119P002_REF_5 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 3.1911959e-01 0.0000000e+00 1.2380131e-08
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 3.1944237e-01 2.8333129e-06
Izx Izy Izz 1.2380131e-08 2.8333129e-06 1.2205362e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2119P002_REF_5 coordinate frame:
(POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.1135011e-01 0.0000000e+00 1.1402660e-08
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.1167289e-01 -7.2077169e-06
Izx Izy Izz 1.1402660e-08 -7.2077169e-06 1.2205358e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 1.2205353e-03 1.1135011e-01 1.1167289e-01

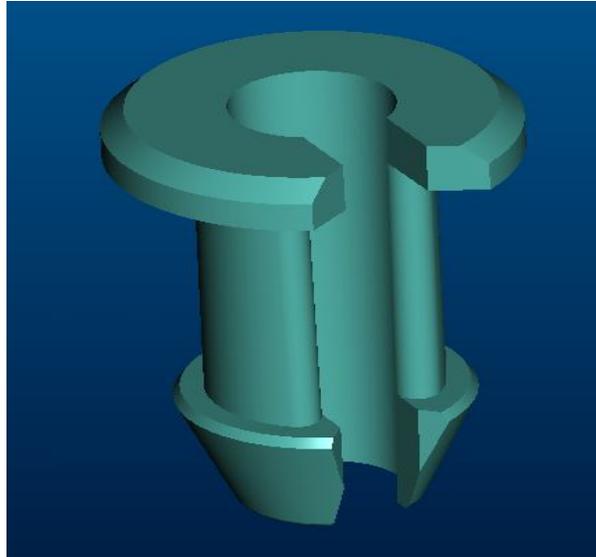
ROTATION MATRIX from _228C2119P002_REF_5 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	1.00000	-0.00001
0.00007	0.00001	1.00000
1.00000	0.00000	-0.00007

ROTATION ANGLES from _228C2119P002_REF_5 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.004 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.8919012e-01 1.8070435e+00 1.8096607e+00 INCH



VOLUME = 7.5372883e-02 INCH³
SURFACE AREA = 2.3143565e+00 INCH²
DENSITY = 3.7900000e-02 POUND / INCH³
MASS = 2.8566323e-03 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2207P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 -2.4294343e-01 -3.4303734e-02 INCH

INERTIA with respect to _228C2207P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 4.4177849e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.2602096e-04 -2.1577545e-05
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 -2.1577545e-05 4.5991409e-04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2207P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.6981420e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.2265942e-04 2.2292474e-06
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 2.2292474e-06 2.9131134e-04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 1.2262996e-04 2.6981420e-04 2.9134080e-04

ROTATION MATRIX from _228C2207P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	-1.00000	-0.00001
0.99991	0.00000	0.01321
-0.01321	-0.00001	0.99991

ROTATION ANGLES from _228C2207P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -0.757 0.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 2.0719112e-01 3.0733020e-01 3.1935483e-01 INCH



VOLUME = 4.2280128e-01 INCH³

SURFACE AREA = 9.9055945e+00 INCH²

DENSITY = 5.2110000e-02 POUND / INCH³

MASS = 2.2032175e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1903P001 coordinate frame:

X Y Z -5.1482131e-02 5.8786995e-01 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D1903P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.4996870e-02 7.1547440e-04 0.0000000e+00

Iyx Iyy Iyz 7.1547440e-04 4.1279608e-03 0.0000000e+00

Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.4579503e-02

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D1903P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.3827471e-03 4.8675091e-05 0.0000000e+00

Iyx Iyy Iyz 4.8675091e-05 4.0695665e-03 0.0000000e+00

Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 6.9069861e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 4.0688516e-03 6.9069861e-03 7.3834621e-03

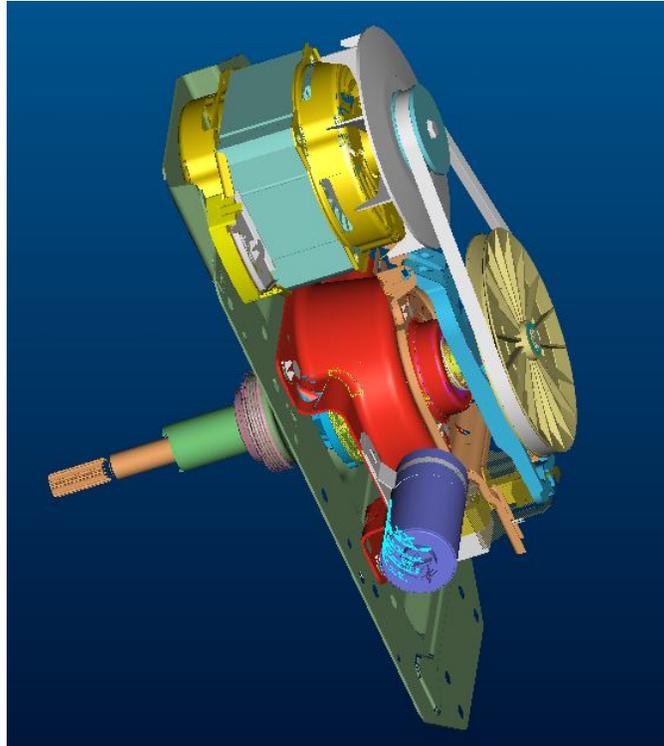
ROTATION MATRIX from _189D1903P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

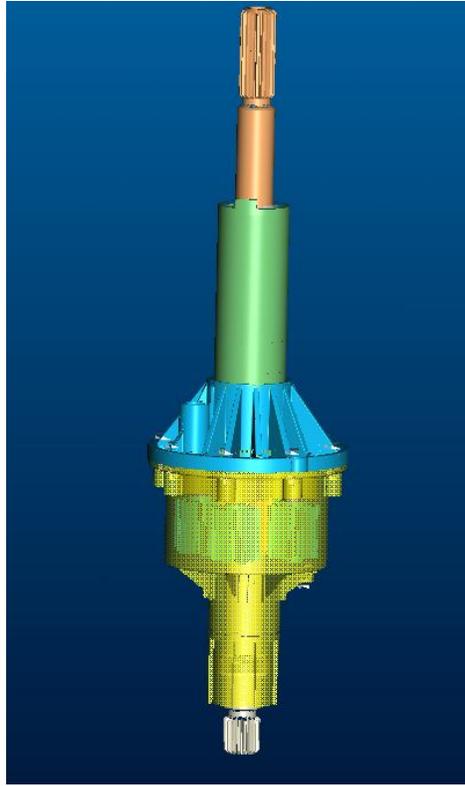
-0.01469 0.00000 0.99989

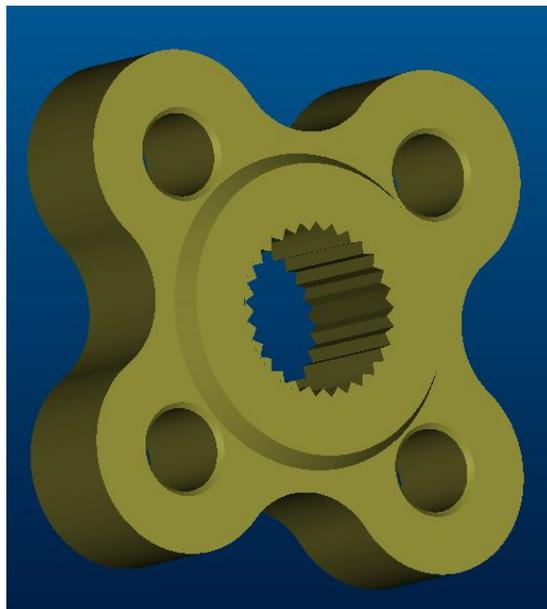
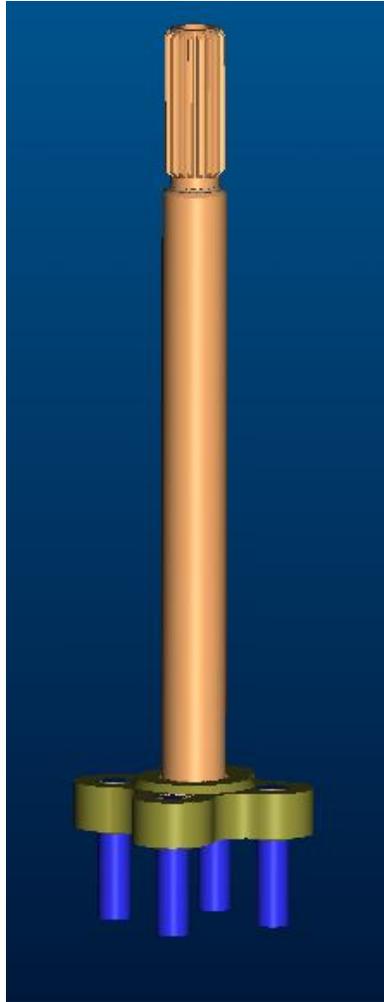
0.99989	0.00000	0.01469
0.00000	1.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _189D1903P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.013 89.158 180.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 4.2974145e-01 5.5990663e-01 5.7889706e-01 INCH
Sistema Impulsor







VOLUME = 1.1144489e+00 INCH^3
SURFACE AREA = 1.1648184e+01 INCH^2
DENSITY = 2.3663400e-01 POUND / INCH^3
MASS = 2.6371650e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2192P002 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 -2.9635218e-01 INCH

INERTIA with respect to _228C2192P002 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.0312923e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0312921e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.4910236e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2192P002 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.9968426e-02 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 7.9968408e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.4910236e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 7.9968408e-02 7.9968426e-02 1.4910236e-01

ROTATION MATRIX from _228C2192P002 orientation to PRINCIPAL AXES:

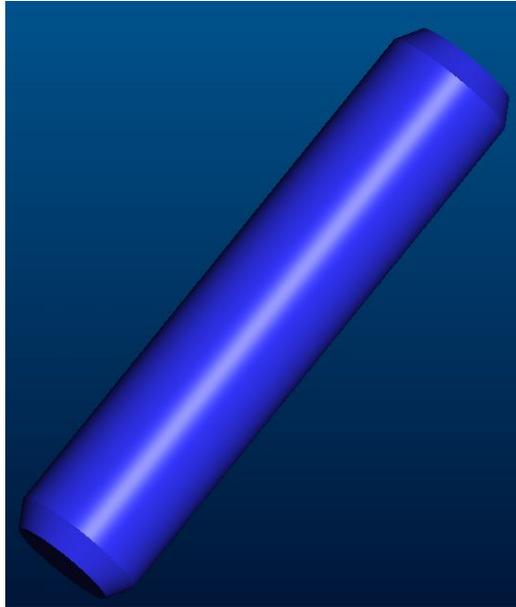
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _228C2192P002 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 5.5066893e-01 5.5066900e-01 7.5192341e-01 INCH



VOLUME = 1.1042363e-01 INCH³
SURFACE AREA = 1.5234144e+00 INCH²
DENSITY = 2.8180000e-01 POUND / INCH³
MASS = 3.1117378e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2183P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 -7.1850000e-01 INCH

INERTIA with respect to _323B2183P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.1445349e-02 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.1445348e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.8215618e-04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2183P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 5.3812435e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 5.3812431e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.8215618e-04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 3.8215618e-04 5.3812425e-03 5.3812440e-03

ROTATION MATRIX from _323B2183P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _323B2183P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.1082020e-01 4.1585295e-01 4.1585301e-01 INCH



VOLUME = 2.3058476e+00 INCH³

SURFACE AREA = 1.8569845e+01 INCH²

DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³

MASS = 6.5393608e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2948P002 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 -2.6139958e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D2948P002 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 7.7484580e+00 1.2145526e-06 -3.2429263e-07

Iyx Iyy Iyz 1.2145526e-06 7.7484575e+00 0.0000000e+00

Izx Izy Izz -3.2429263e-07 0.0000000e+00 3.0915155e-02

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2948P002 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 3.2801297e+00 1.2145526e-06 -4.3927208e-07

Iyx Iyy Iyz 1.2145526e-06 3.2801293e+00 0.0000000e+00

Izx Izy Izz -4.3927208e-07 0.0000000e+00 3.0915155e-02

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 3.0915155e-02 3.2801283e+00 3.2801307e+00

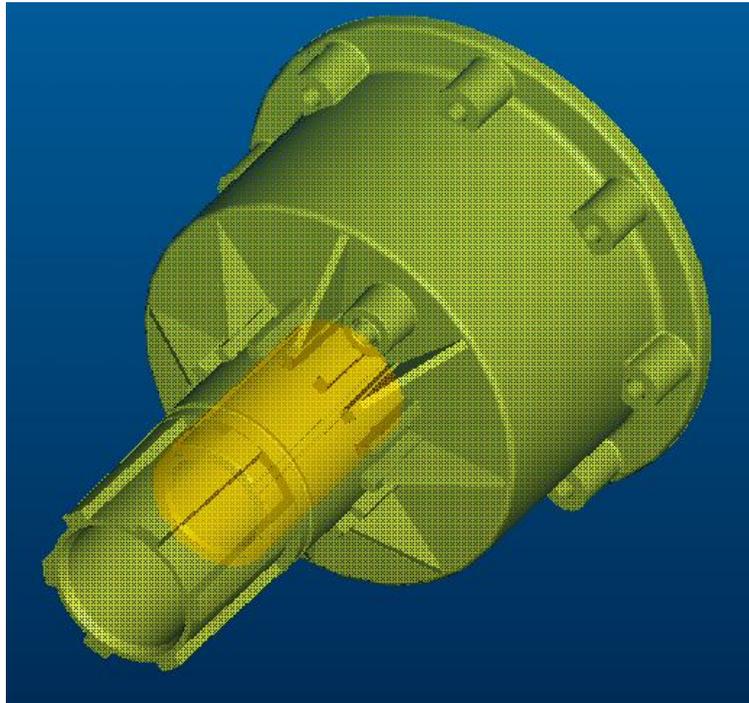
ROTATION MATRIX from _189D2948P002 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000 1.00000 0.00000

0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _189D2948P002 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 2.1742930e-01 2.2396377e+00 2.2396385e+00 INCH





VOLUME = 3.9432220e+00 INCH³
SURFACE AREA = 7.3423551e+01 INCH²
DENSITY = 5.7100000e-02 POUND / INCH³
MASS = 2.2515798e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2672P001_REF1 coordinate frame:
X Y Z 2.1723960e-03 -5.0477047e-03 1.4383360e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D2672P001_REF1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 8.1499669e-01 2.2679259e-04 -9.2949620e-04
Iyx Iyy Iyz 2.2679259e-04 8.1378547e-01 2.1494874e-03
Izx Izy Izz -9.2949620e-04 2.1494874e-03 2.7297226e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2672P001_REF1 coordinate frame:
(POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 3.4918178e-01 2.2432360e-04 -2.2595961e-04
Iyx Iyy Iyz 2.2432360e-04 3.4797524e-01 5.1477396e-04
Izx Izy Izz -2.2595961e-04 5.1477396e-04 2.7296546e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 2.7296125e-01 3.4793887e-01 3.4922236e-01

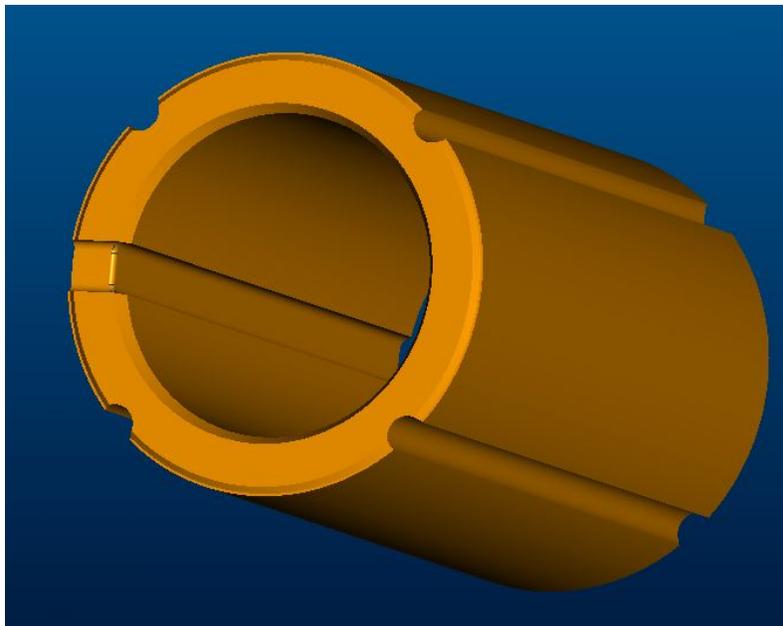
ROTATION MATRIX from _189D2672P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00298	-0.17632	-0.98433
-0.00687	0.98431	-0.17634
0.99997	0.00729	0.00173

ROTATION ANGLES from _189D2672P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 89.439 -79.843 89.030

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.1010495e+00 1.2431050e+00 1.2453957e+00 INCH



VOLUME = 3.8763095e-01 INCH³
SURFACE AREA = 7.7475342e+00 INCH²
DENSITY = 2.3844000e-01 POUND / INCH³
MASS = 9.2426723e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2194P001 coordinate frame:
X Y Z -2.7322096e-03 7.4148278e-01 -2.7322103e-03 INCH

INERTIA with respect to _228C2194P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 7.4247705e-02 1.9857656e-04 5.9141462e-05
Iyx Iyy Iyz 1.9857656e-04 1.3223580e-02 1.9857661e-04
Izx Izy Izz 5.9141462e-05 1.9857661e-04 7.4247697e-02

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2194P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 2.3431107e-02 1.1330525e-05 5.9831425e-05
Iyx Iyy Iyz 1.1330525e-05 1.3222200e-02 1.1330525e-05
Izx Izy Izz 5.9831425e-05 1.1330525e-05 2.3431099e-02

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 1.3222175e-02 2.3371271e-02 2.3490959e-02

ROTATION MATRIX from _228C2194P001 orientation to PRINCIPAL AXES:
-0.00110 -0.70708 0.70713
1.00000 0.00000 0.00156
-0.00110 0.70713 0.70708

ROTATION ANGLES from _228C2194P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -0.126 45.002 90.089

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 3.7822712e-01 5.0285456e-01 5.0414051e-01 INCH



VOLUME = 2.8321751e-01 INCH³
SURFACE AREA = 8.7687213e+00 INCH²
DENSITY = 5.0900000e-02 POUND / INCH³
MASS = 1.4415771e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2193P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 5.0022252e-01 INCH

INERTIA with respect to _228C2193P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 5.2153297e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 5.2178769e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.3702079e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2193P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.6081785e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.6107256e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.3702079e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 1.3702079e-03 1.6081785e-03 1.6107256e-03

ROTATION MATRIX from _228C2193P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	1.00000	0.00014
0.00000	-0.00014	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _228C2193P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 3.0830054e-01 3.3400132e-01 3.3426572e-01 INCH





VOLUME = 2.5299080e-01 INCH³
SURFACE AREA = 6.6701488e+00 INCH²
DENSITY = 5.7100000e-02 POUND / INCH³
MASS = 1.4445775e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2673P001_REF1 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.3528327e-01 INCH

INERTIA with respect to _189D2673P001_REF1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 4.4616319e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.4616330e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.5736702e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2673P001_REF1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.7245689e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.7245700e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.5736702e-03

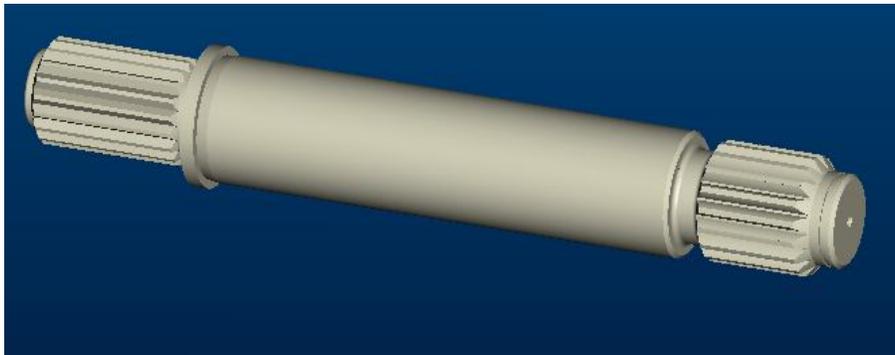
PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 1.5736702e-03 1.7245619e-03 1.7245770e-03

ROTATION MATRIX from _189D2673P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 1.00000 0.00000
0.00000 0.00000 1.00000

1.00000 0.00000 0.00000

ROTATION ANGLES from _189D2673P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 3.3005510e-01 3.4551664e-01 3.4551816e-01 INCH



VOLUME = 1.1857921e+00 INCH³
SURFACE AREA = 1.0058221e+01 INCH²
DENSITY = 2.8180000e-01 POUND / INCH³
MASS = 3.3415622e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2195P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.0534558e+00 INCH

INERTIA with respect to _228C2195P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.8777853e+00 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.8777853e+00 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.4918489e-02

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2195P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 4.6875530e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.6875530e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.4918489e-02

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 1.4918489e-02 4.6875530e-01 4.6875530e-01

ROTATION MATRIX from _228C2195P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

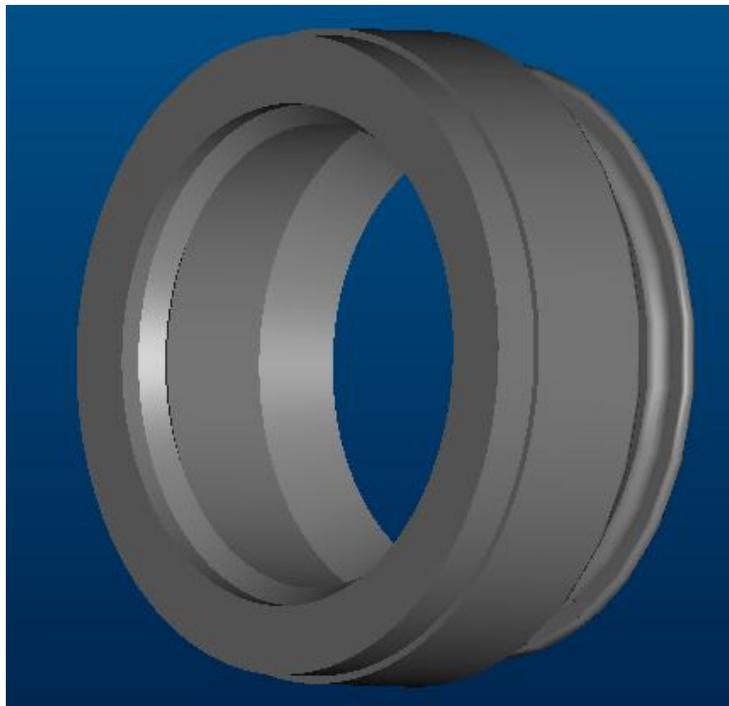
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _228C2195P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 2.1129424e-01 1.1843998e+00 1.1843998e+00 INCH



VOLUME = 7.4781204e-02 INCH^3
SURFACE AREA = 2.3792320e+00 INCH^2
DENSITY = 3.4320900e-02 POUND / INCH^3
MASS = 2.5665582e-03 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF coordinate frame:
X Y Z 1.6299251e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _323B1321P001_REF coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 3.5793754e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.7200698e-04 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.7200688e-04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF coordinate frame: (POUND * INCH^2)

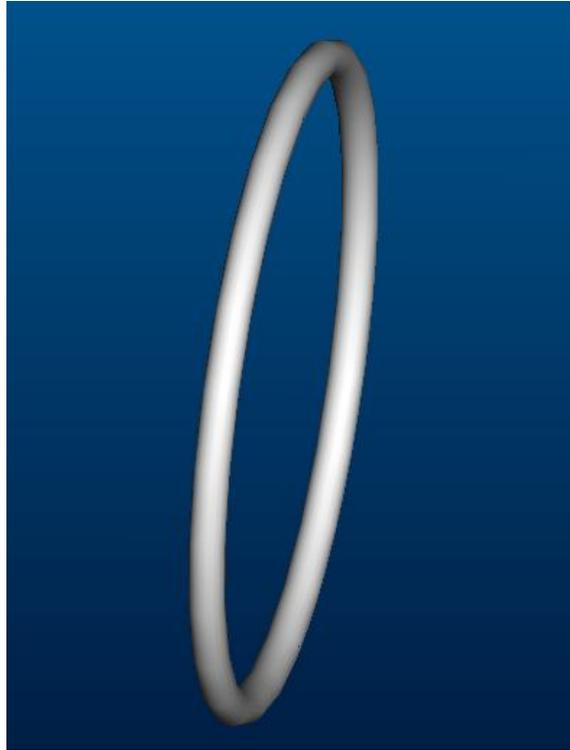
INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 3.5793754e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 2.0382236e-04 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 2.0382225e-04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)
I1 I2 I3 2.0382214e-04 2.0382247e-04 3.5793754e-04

ROTATION MATRIX from _323B1321P001_REF orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 0.00000 1.00000
1.00000 0.00000 0.00000
0.00000 1.00000 0.00000

ROTATION ANGLES from _323B1321P001_REF orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 90.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 2.8180592e-01 2.8180615e-01 3.7344622e-01 INCH



VOLUME = 2.8345504e-03 INCH³
SURFACE AREA = 2.8345504e-01 INCH²
DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³
MASS = 8.0387565e-04 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF1 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _323B1321P001_REF1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0384546e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 5.2003116e-05 6.8463144e-12
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 6.8463144e-12 5.2003120e-05

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF1 coordinate frame: (POUND * INCH²)

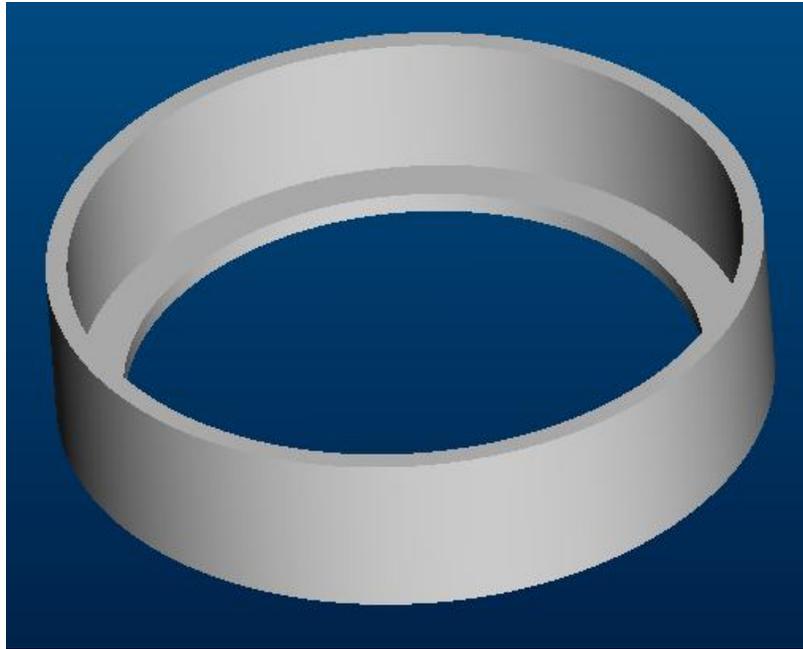
INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0384546e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 5.2003116e-05 6.8463144e-12
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 6.8463144e-12 5.2003120e-05

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 5.2003125e-05 5.2003111e-05 1.0384546e-04

ROTATION MATRIX from _323B1321P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 0.00000 1.00000
1.00000 0.00000 0.00000
0.00000 1.00000 0.00000

ROTATION ANGLES from _323B1321P001_REF1 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 90.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 2.5434329e-01 2.5434325e-01 3.5941758e-01 INCH



VOLUME = 1.5936907e-02 INCH³
SURFACE AREA = 1.3940189e+00 INCH²
DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³
MASS = 4.5196908e-03 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF2 coordinate frame:
X Y Z 8.2615566e-02 0.0000000e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _323B1321P001_REF2 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 7.2032367e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.0863854e-04 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.0863854e-04

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B1321P001_REF2 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 7.2032367e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 3.7779015e-04 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 3.7779015e-04

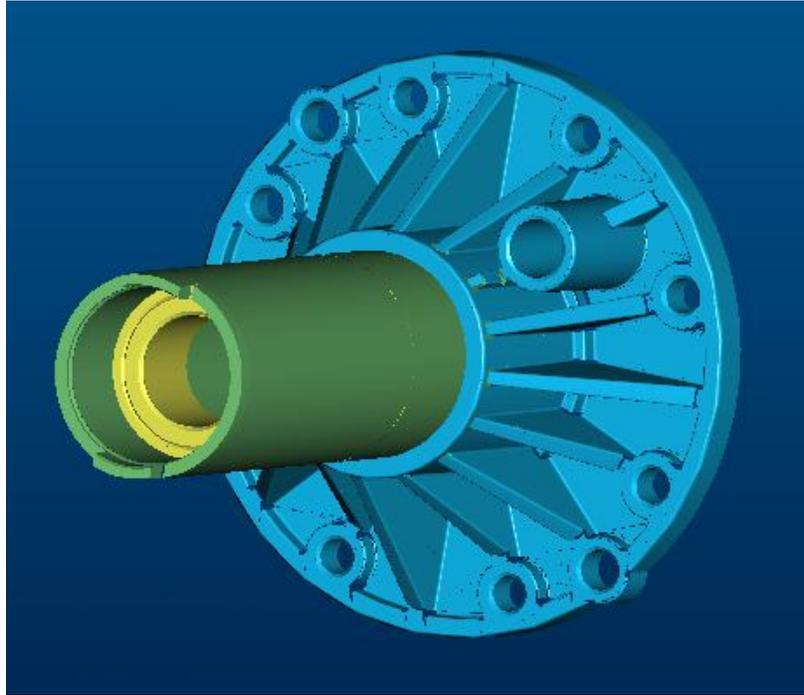
PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 3.7779015e-04 3.7779016e-04 7.2032367e-04

ROTATION MATRIX from _323B1321P001_REF2 orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 0.00000 1.00000

1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000

ROTATION ANGLES from _323B1321P001_REF2 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 90.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 2.8911522e-01 2.8911522e-01 3.9921742e-01 INCH





VOLUME = 2.5554500e+00 INCH^3

SURFACE AREA = 4.2908901e+01 INCH^2
DENSITY = 5.5274800e-02 POUND / INCH^3
MASS = 1.4125199e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C1166P001 coordinate frame:
X Y Z -1.7098195e-02 3.6286710e-01 1.7098209e-02 INCH

INERTIA with respect to _228C1166P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.1758346e-01 1.6262261e-03 2.8873185e-03
Iyx Iyy Iyz 1.6262261e-03 1.6160523e-01 -1.6262267e-03
Izx Izy Izz 2.8873185e-03 -1.6262267e-03 1.1758346e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C1166P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 9.8943161e-02 7.4984615e-04 2.8460237e-03
Iyx Iyy Iyz 7.4984615e-04 1.6152264e-01 -7.4984604e-04
Izx Izy Izz 2.8460237e-03 -7.4984604e-04 9.8943157e-02

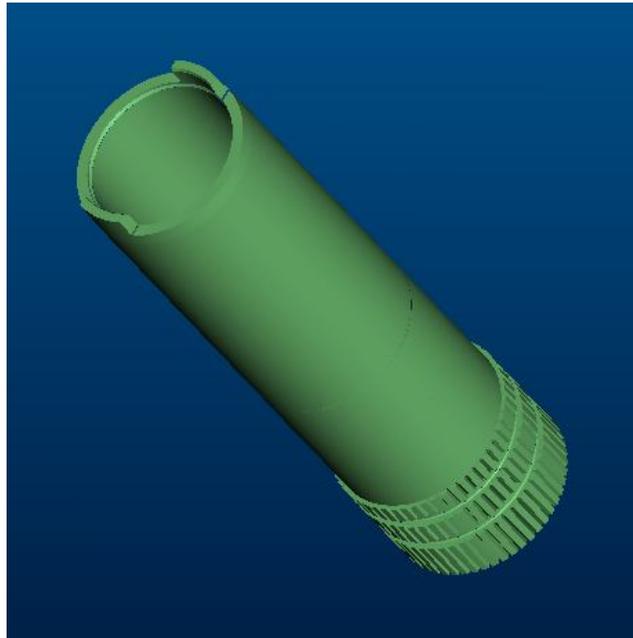
PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 9.6079952e-02 1.0178918e-01 1.6153982e-01

ROTATION MATRIX from _228C1166P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

-0.70701	0.70711	0.01146
0.01620	0.00000	0.99987
0.70701	0.70711	-0.01146

ROTATION ANGLES from _228C1166P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.656 0.656 -134.996

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 8.2474388e-01 8.4889412e-01 1.0694057e+00 INCH



VOLUME = 1.3785877e+00 INCH³
SURFACE AREA = 3.2006773e+01 INCH²
DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³
MASS = 3.9096610e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D3217P001 coordinate frame:

X Y Z 0.000000e+00 2.071264e+00 0.000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _189D3217P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.3488196e+00 0.000000e+00 0.000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.000000e+00 1.1761101e-01 0.000000e+00
Izx Izy Izz 0.000000e+00 0.000000e+00 2.3481742e+00

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D3217P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 6.7152147e-01 0.000000e+00 0.000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.000000e+00 1.1761101e-01 0.000000e+00
Izx Izy Izz 0.000000e+00 0.000000e+00 6.7087609e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 1.1761101e-01 6.7087609e-01 6.7152147e-01

ROTATION MATRIX from _189D3217P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	-0.00016	1.00000
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00016

ROTATION ANGLES from _189D3217P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 89.991 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 5.4847197e-01 1.3099406e+00 1.3105705e+00 INCH



VOLUME = 2.7844459e-01 INCH^3

SURFACE AREA = 3.9162412e+00 INCH^2
DENSITY = 2.2398900e-01 POUND / INCH^3
MASS = 6.2368526e-02 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2129P003 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 2.9502382e-01 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _323B2129P003 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.2659498e-02 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0893868e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.2659500e-02

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2129P003 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

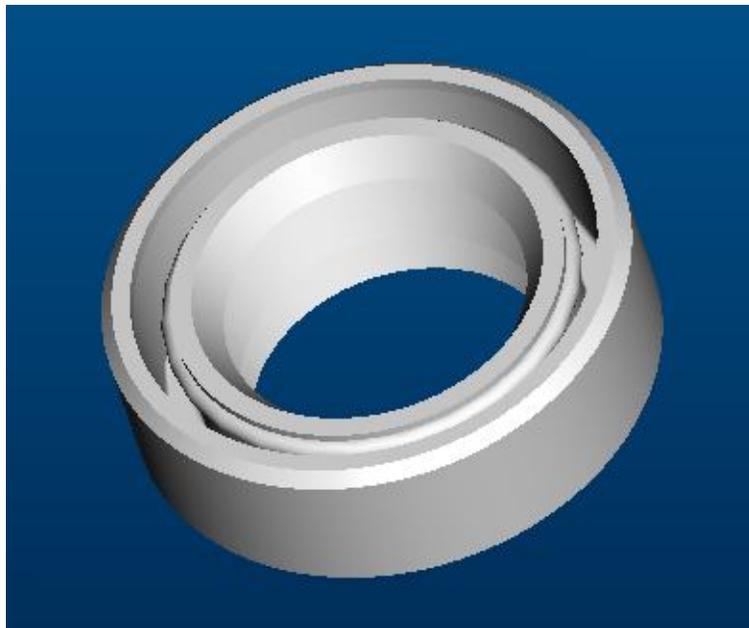
INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 7.2310002e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0893868e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 7.2310027e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)
I1 I2 I3 7.2309974e-03 7.2310055e-03 1.0893868e-02

ROTATION MATRIX from _323B2129P003 orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 1.00000 0.00000
0.00000 0.00000 1.00000
1.00000 0.00000 0.00000

ROTATION ANGLES from _323B2129P003 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 3.4049941e-01 3.4049960e-01 4.1793459e-01 INCH



VOLUME = 1.0913405e-01 INCH^3
SURFACE AREA = 4.2595958e+00 INCH^2
DENSITY = 6.8886000e-02 POUND / INCH^3
MASS = 7.5178084e-03 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2130P002 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 2.0719973e-01 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _323B2130P002 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0697351e-03 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.3597232e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.0697354e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _323B2130P002 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

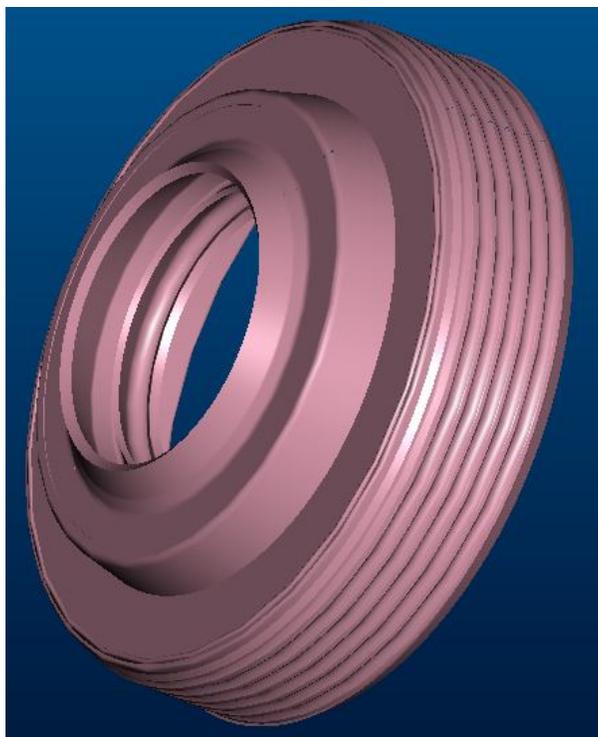
INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 7.4698265e-04 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.3597232e-03 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 7.4698287e-04

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)
I1 I2 I3 7.4698252e-04 7.4698300e-04 1.3597232e-03

ROTATION MATRIX from _323B2130P002 orientation to PRINCIPAL AXES:
0.00000 1.00000 0.00000
0.00000 0.00000 1.00000
1.00000 0.00000 0.00000

ROTATION ANGLES from _323B2130P002 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z -90.000 0.000 -90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 3.1521697e-01 3.1521707e-01 4.2528457e-01 INCH



VOLUME = 1.1591616e+00 INCH³
SURFACE AREA = 2.3246243e+01 INCH²
DENSITY = 9.3516728e-02 POUND / INCH³
MASS = 1.0840100e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2113P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.7190246e-01 INCH

INERTIA with respect to _228C2113P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 8.6501904e-02 8.9581358e-08 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 8.9581358e-08 8.6501963e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.1488251e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2113P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 6.2361876e-02 8.9581358e-08 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 8.9581358e-08 6.2361934e-02 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.1488251e-01

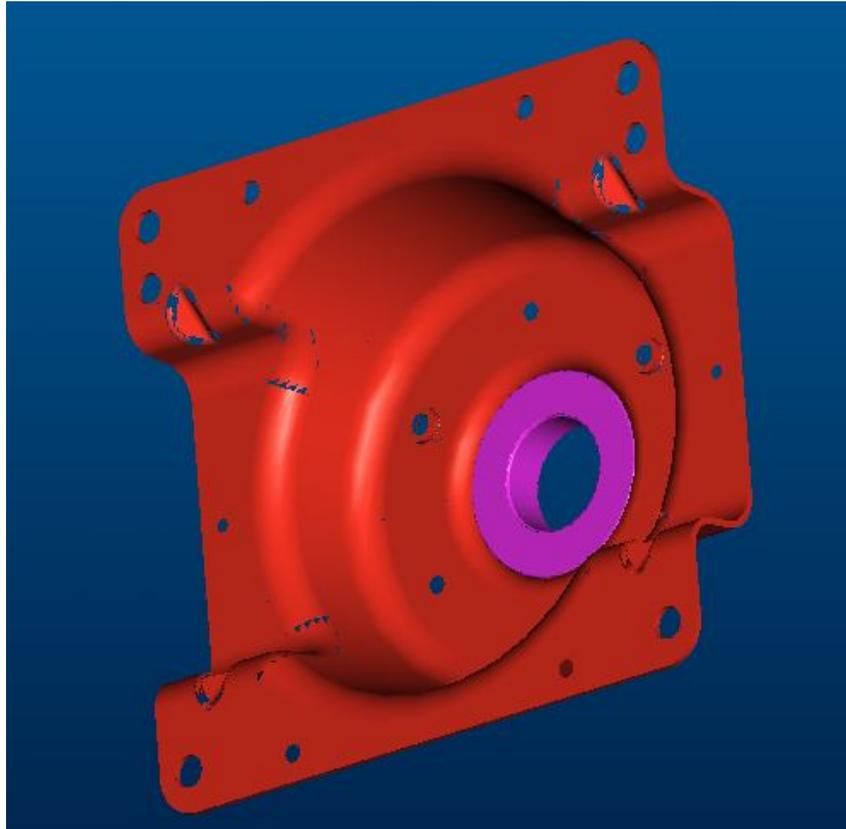
PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 6.2361811e-02 6.2361999e-02 1.1488251e-01

ROTATION MATRIX from _228C2113P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _228C2113P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:
R1 R2 R3 7.5847751e-01 7.5847865e-01 1.0294620e+00 INCH





VOLUME = 1.0619652e+00 INCH³
SURFACE AREA = 1.4412705e+01 INCH²
DENSITY = 2.3562448e-01 POUND / INCH³
MASS = 2.5022499e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2007P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _228C2007P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0309163e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0309164e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.9315714e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2007P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 1.0309163e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0309164e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.9315714e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)
I1 I2 I3 1.0309161e-01 1.0309166e-01 1.9315714e-01

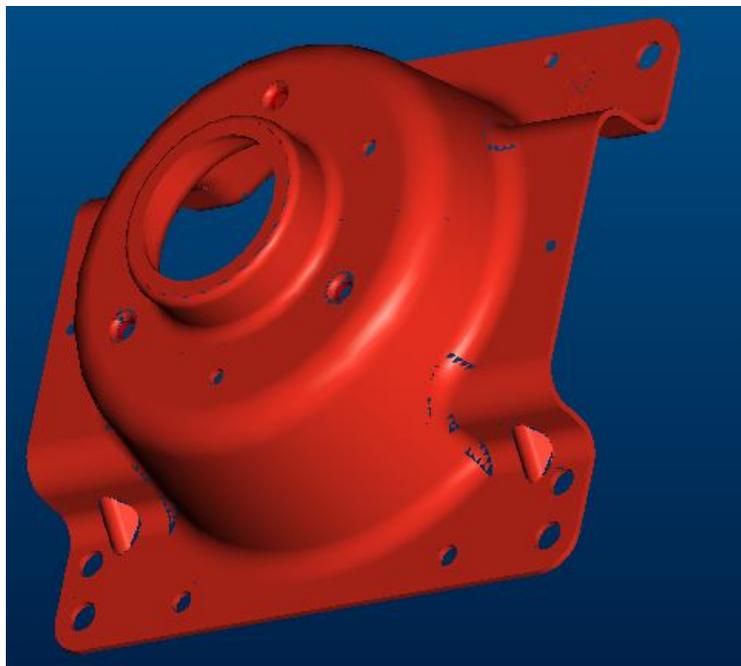
ROTATION MATRIX from _228C2007P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _228C2007P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):
angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 6.4186886e-01 6.4186904e-01 8.7859766e-01 INCH



VOLUME = 5.4036572e+00 INCH³
SURFACE AREA = 1.4781807e+02 INCH²
DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³
MASS = 1.5324718e+00 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2650P001 coordinate frame:
X Y Z 1.5605134e-04 1.1454314e+00 -2.2249516e-02 INCH

INERTIA with respect to _189D2650P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 8.8699469e+00 0.0000000e+00 -5.9110943e-04
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.1437127e+01 -1.2704082e-03
Izx Izy Izz -5.9110943e-04 -1.2704082e-03 9.0028707e+00

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2650P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 6.8585652e+00 2.7382317e-04 -5.9643028e-04
Iyx Iyy Iyz 2.7382317e-04 1.1436368e+01 -4.0325903e-02
Izx Izy Izz -5.9643028e-04 -4.0325903e-02 6.9922475e+00

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 6.8585625e+00 6.9918843e+00 1.1436734e+01

ROTATION MATRIX from _189D2650P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

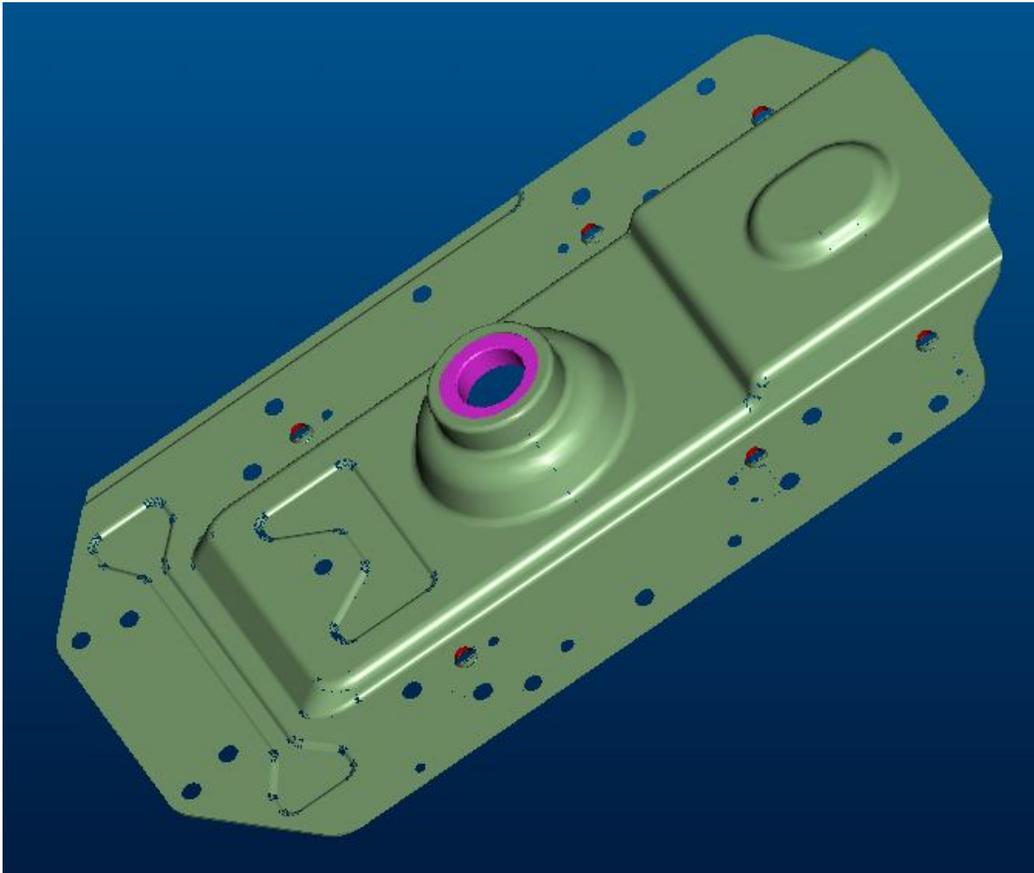
0.99999	-0.00445	-0.00006
-0.00002	0.00907	-0.99996
0.00446	0.99995	0.00907

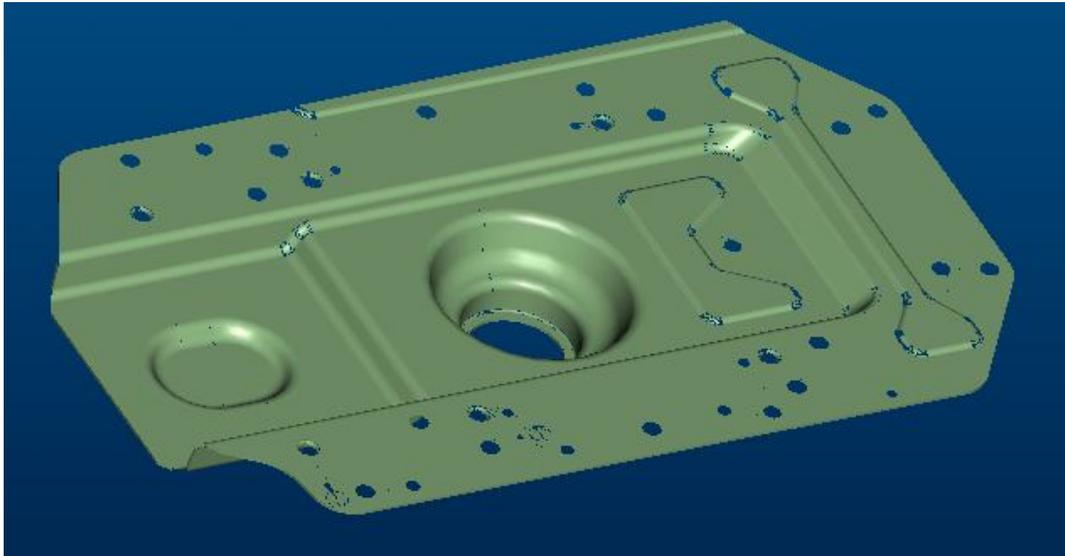
ROTATION ANGLES from _189D2650P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 89.480 0.000 0.255

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 2.1155355e+00 2.1359982e+00 2.7318369e+00 INCH





VOLUME = 1.0370977e+01 INCH³
SURFACE AREA = 3.5136400e+02 INCH²
DENSITY = 2.8359900e-01 POUND / INCH³
MASS = 2.9411986e+00 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2648P001 coordinate frame:
X Y Z 2.3469036e-01 -3.7063445e-01 4.1106109e-02 INCH

INERTIA with respect to _189D2648P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.1661549e+01 2.2036266e+00 -5.9665388e-01
Iyx Iyy Iyz 2.2036266e+00 8.1025275e+01 -6.4739588e-03
Izx Izy Izz -5.9665388e-01 -6.4739588e-03 6.1303893e+01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2648P001 coordinate frame: (POUND * INCH²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 2.1252547e+01 1.9477884e+00 -5.6827952e-01
Iyx Iyy Iyz 1.9477884e+00 8.0858306e+01 -5.1284119e-02
Izx Izy Izz -5.6827952e-01 -5.1284119e-02 6.0737861e+01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH²)

I1 I2 I3 2.1180858e+01 6.0745727e+01 8.0922129e+01

ROTATION MATRIX from _189D2648P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

0.99937	-0.01419	-0.03266
-0.03261	0.00392	-0.99946
0.01431	0.99989	0.00346

ROTATION ANGLES from _189D2648P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 89.802 -1.872 0.814

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 2.6835494e+00 4.5446003e+00 5.2453138e+00 INCH



VOLUME = 1.0619652e+00 INCH³
SURFACE AREA = 1.4412705e+01 INCH²
DENSITY = 2.3562448e-01 POUND / INCH³
MASS = 2.5022499e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2007P001 coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 0.0000000e+00 INCH

INERTIA with respect to _228C2007P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.0309163e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0309164e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.9315714e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _228C2007P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 1.0309163e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 1.0309164e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 1.9315714e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 1.0309161e-01 1.0309166e-01 1.9315714e-01

ROTATION MATRIX from _228C2007P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

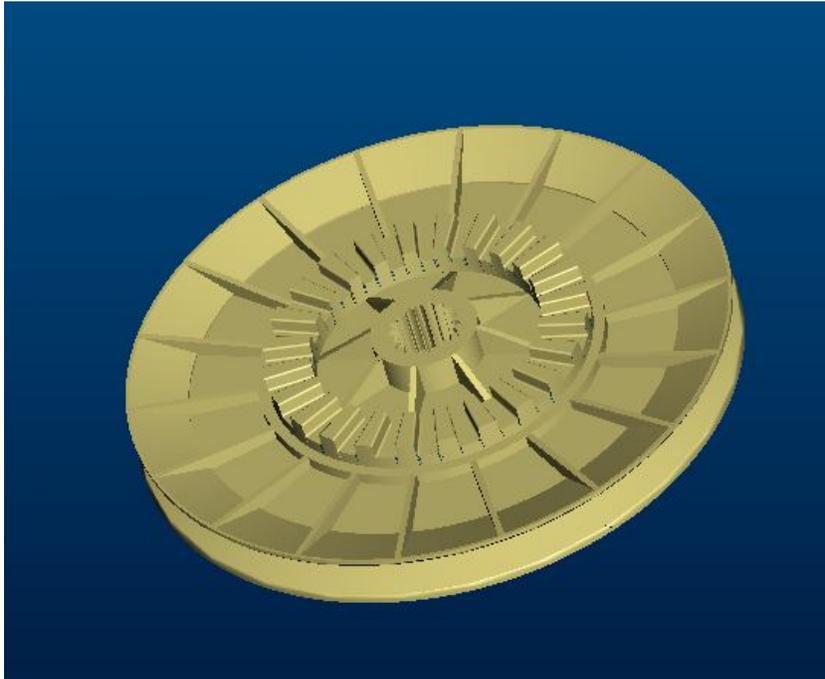
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _228C2007P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 0.000 0.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 6.4186886e-01 6.4186904e-01 8.7859766e-01 INCH



VOLUME = 4.7661008e+00 INCH^3
SURFACE AREA = 9.9993062e+01 INCH^2
DENSITY = 4.9855700e-02 POUND / INCH^3

MASS = 2.3761729e-01 POUND

CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2652P001 coordinate frame:
X Y Z 0.0000000e+00 0.0000000e+00 4.9312414e-02 INCH

INERTIA with respect to _189D2652P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 4.0028923e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 4.0028920e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 7.8860384e-01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _189D2652P001 coordinate frame: (POUND * INCH^2)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz 3.9971141e-01 0.0000000e+00 0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz 0.0000000e+00 3.9971138e-01 0.0000000e+00
Izx Izy Izz 0.0000000e+00 0.0000000e+00 7.8860384e-01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (POUND * INCH^2)

I1 I2 I3 3.9971131e-01 3.9971148e-01 7.8860384e-01

ROTATION MATRIX from _189D2652P001 orientation to PRINCIPAL AXES:

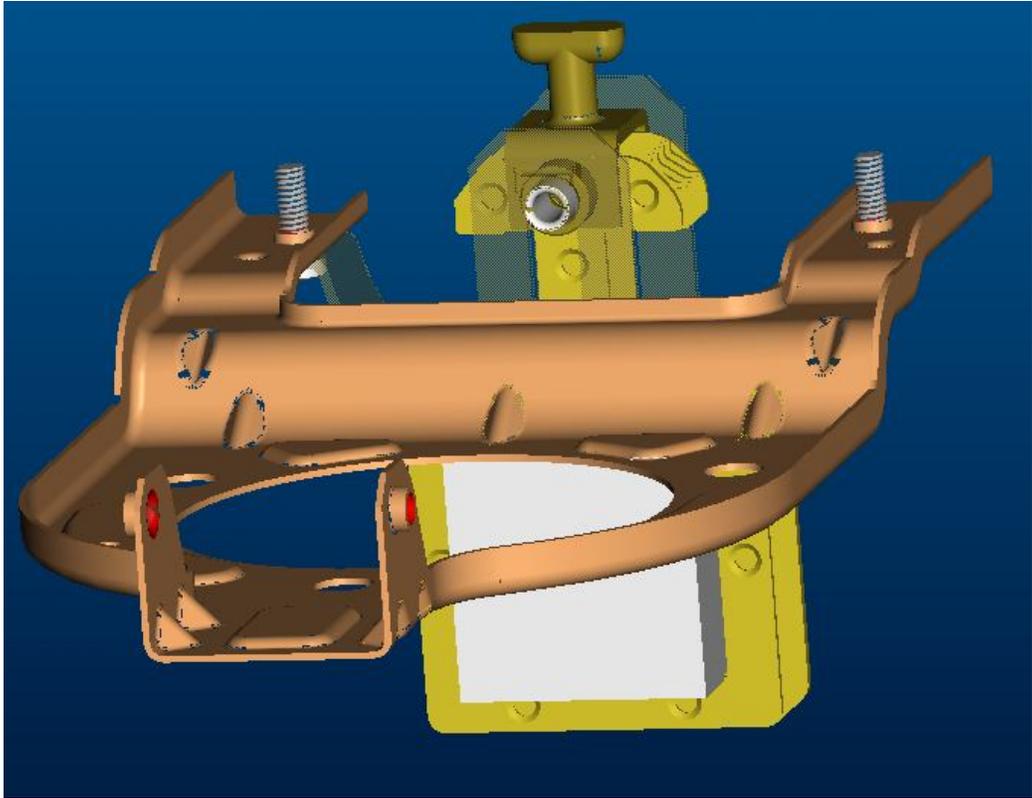
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _189D2652P001 orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 0.000 0.000

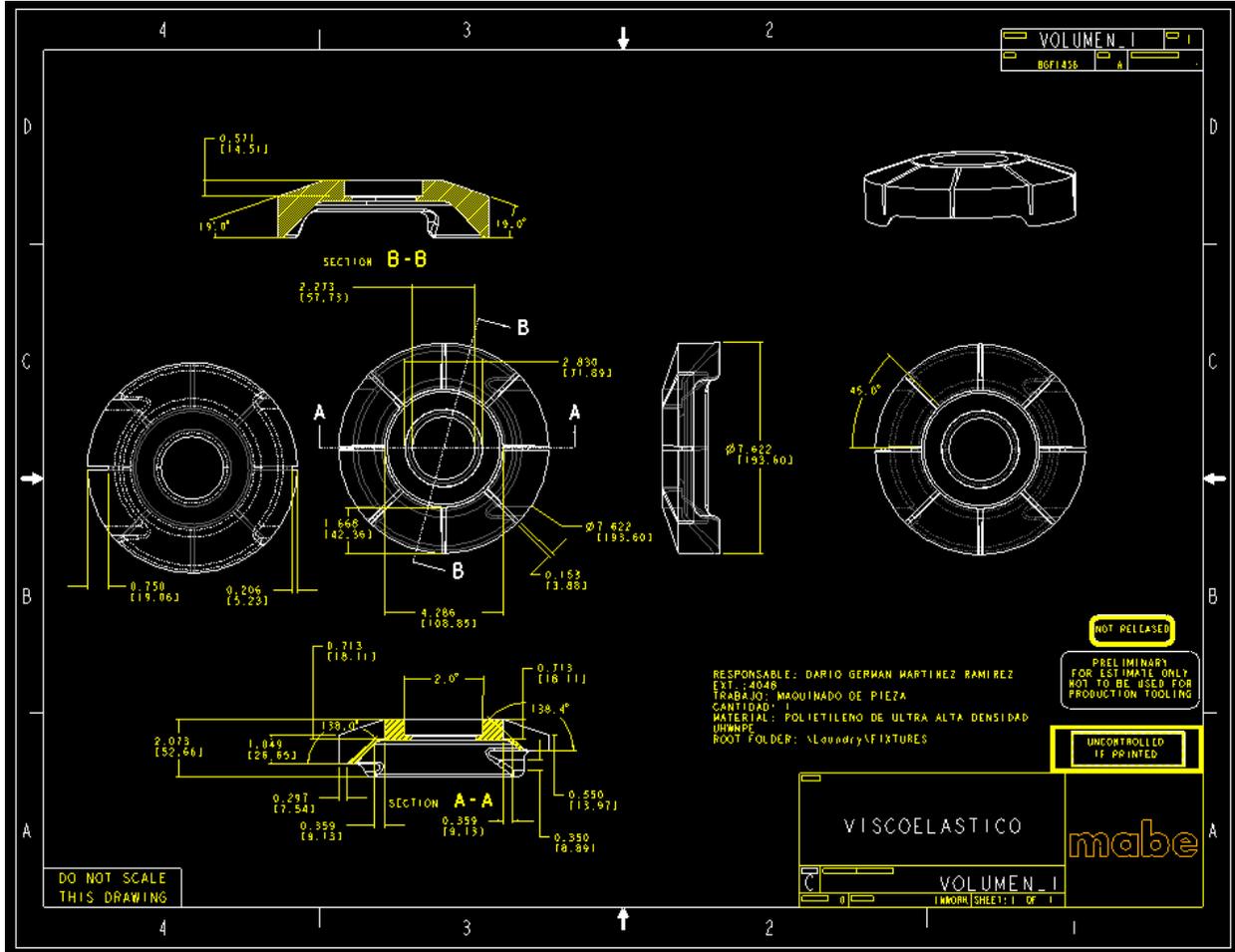
RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.2969828e+00 1.2969830e+00 1.8217569e+00 INCH



APÉNDICE C

PLANO DE TERCER APOYO

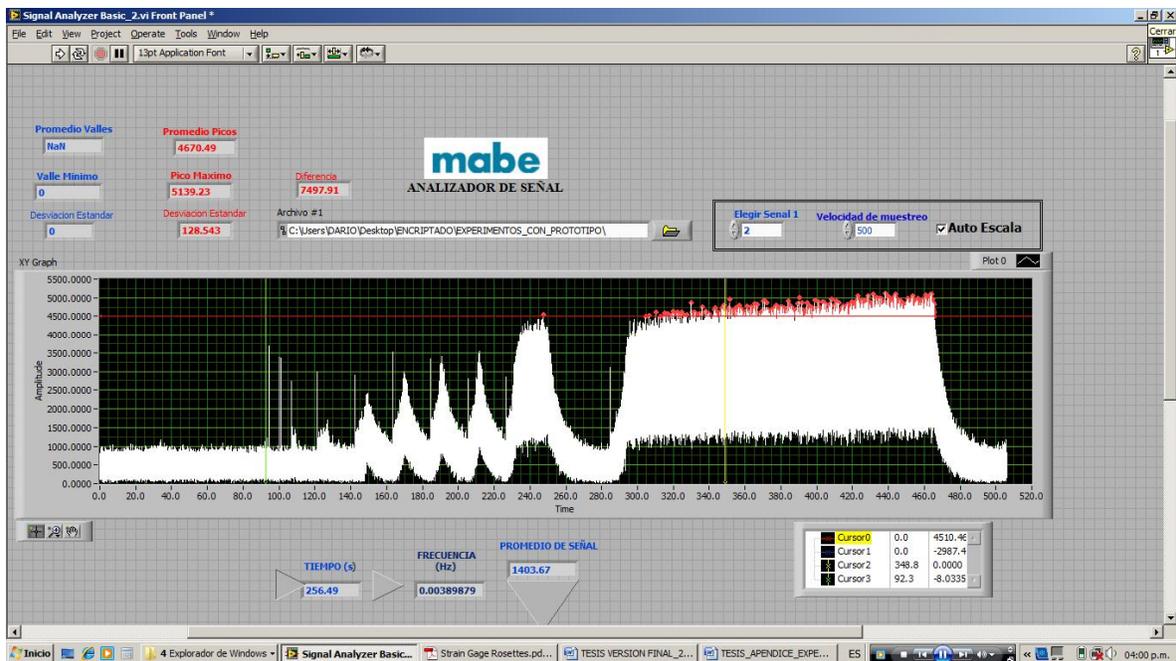




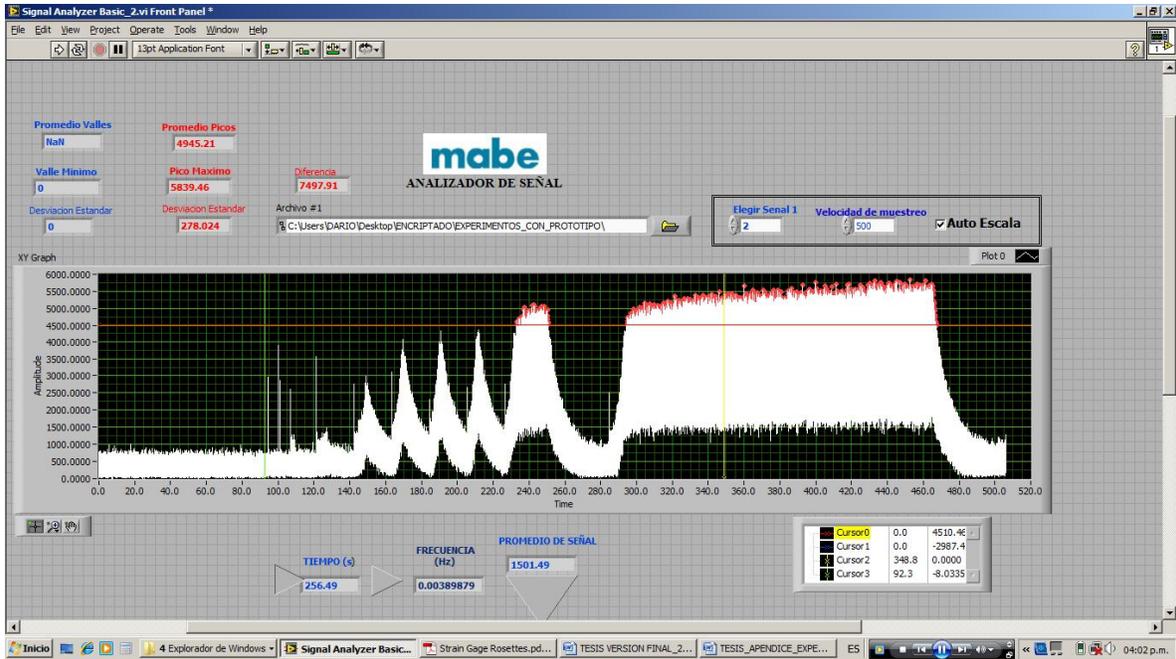
APÉNDICE D

RESULTADOS EXPERIMENTALES

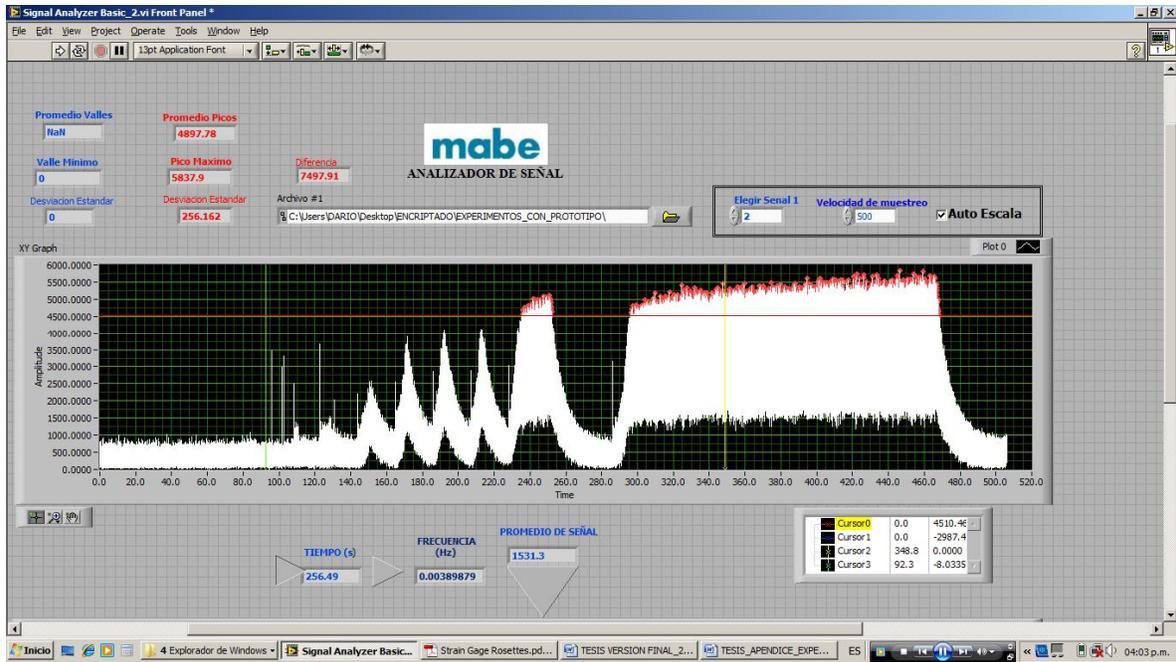
ROSETA LINEA BASE 1-ILB-1



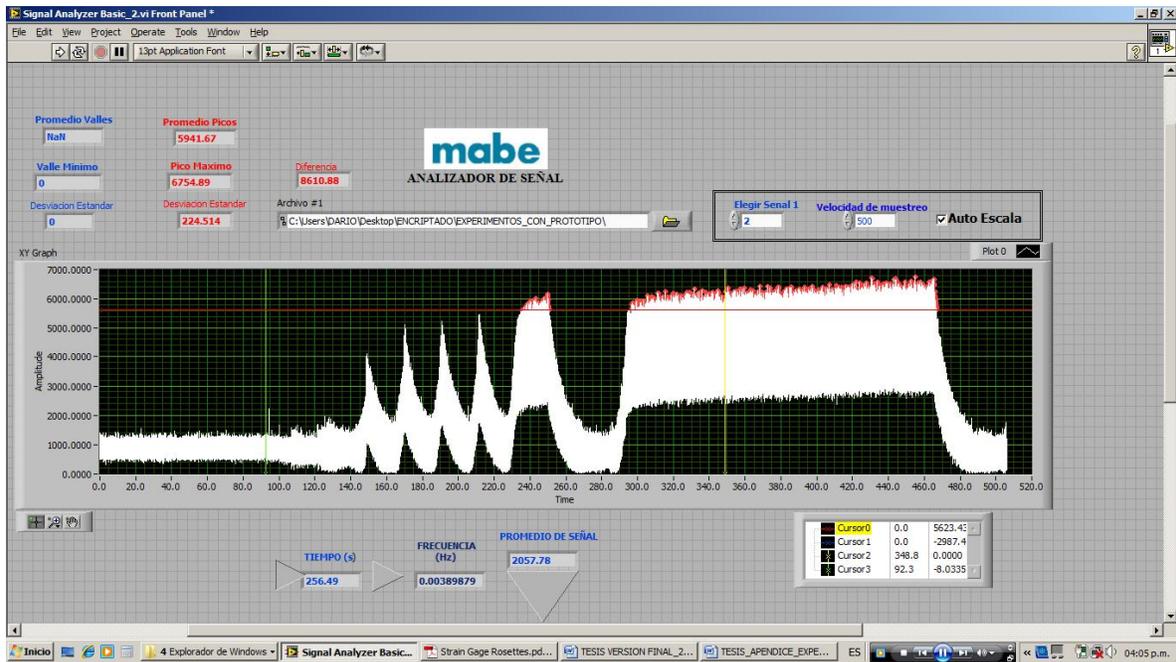
ROSETA LINEA BASE 1-ILB-2



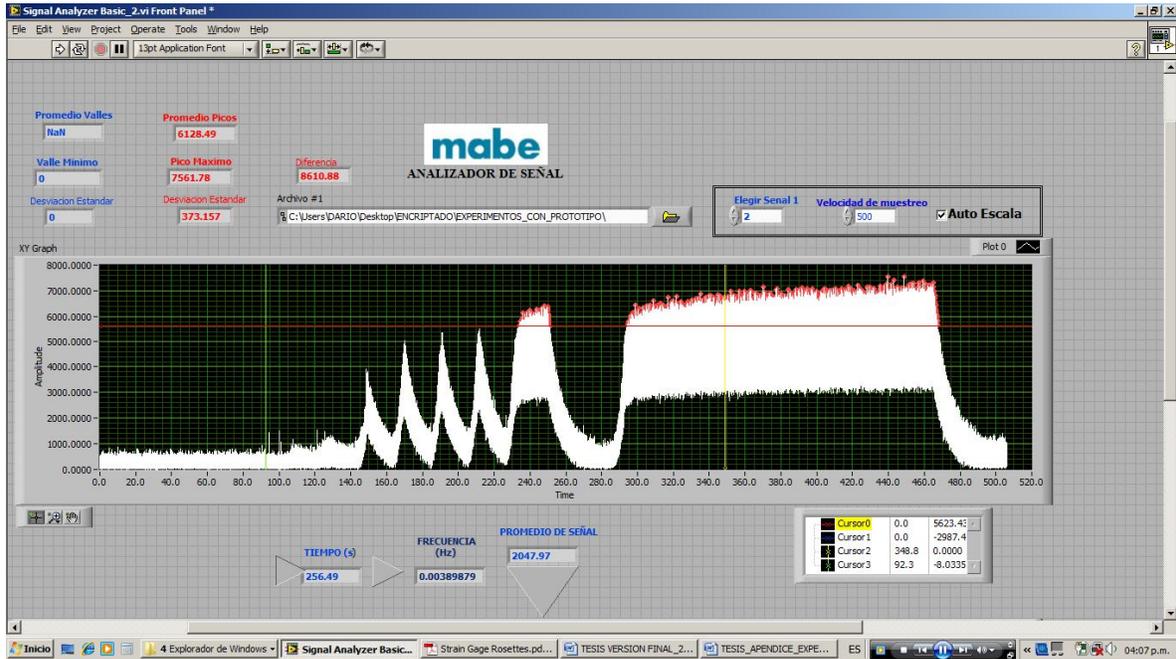
ROSETA LINEA BASE 1-ILB-3



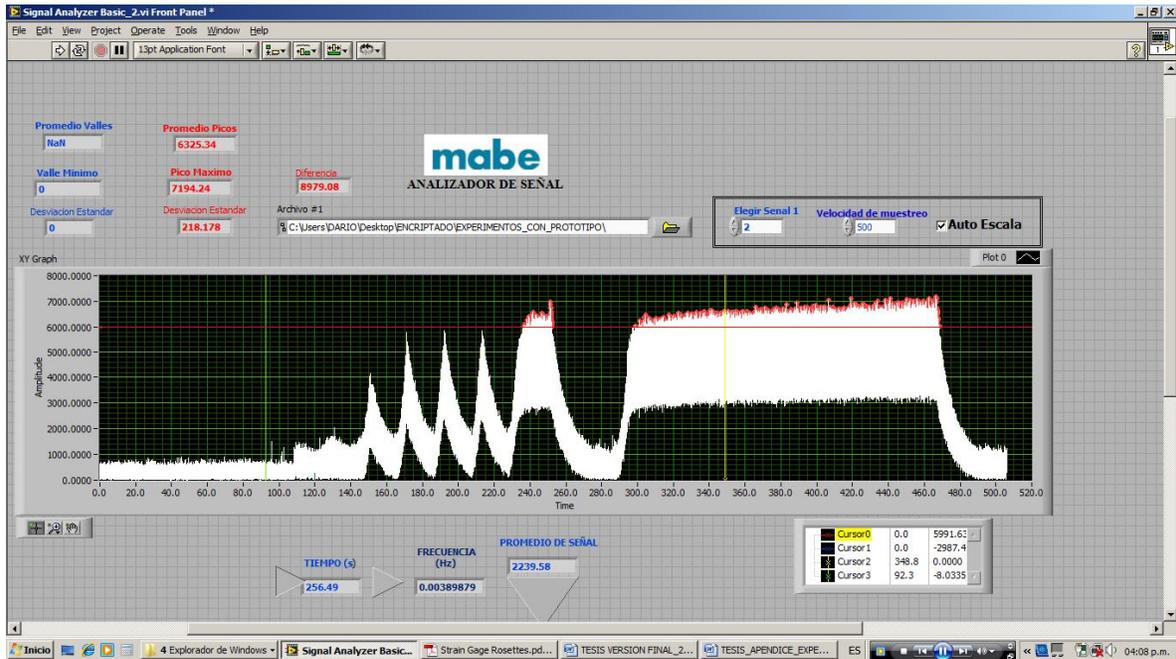
ROSETA LINEA BASE 2-1LB-1



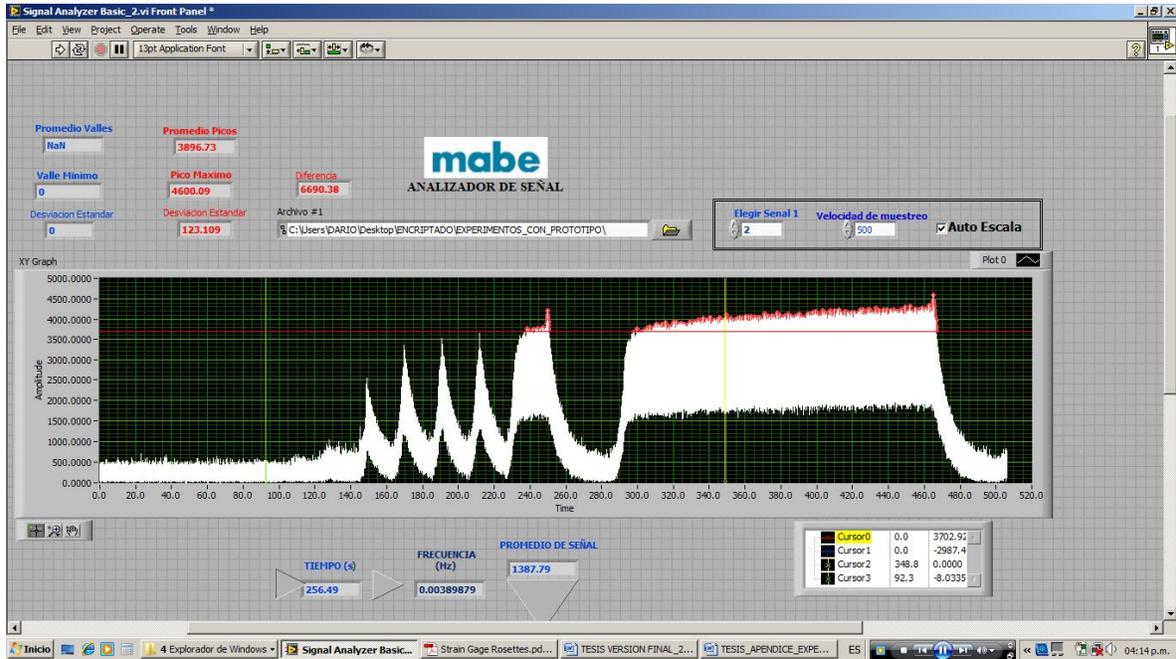
ROSETA LINEA BASE 2-1LB-2



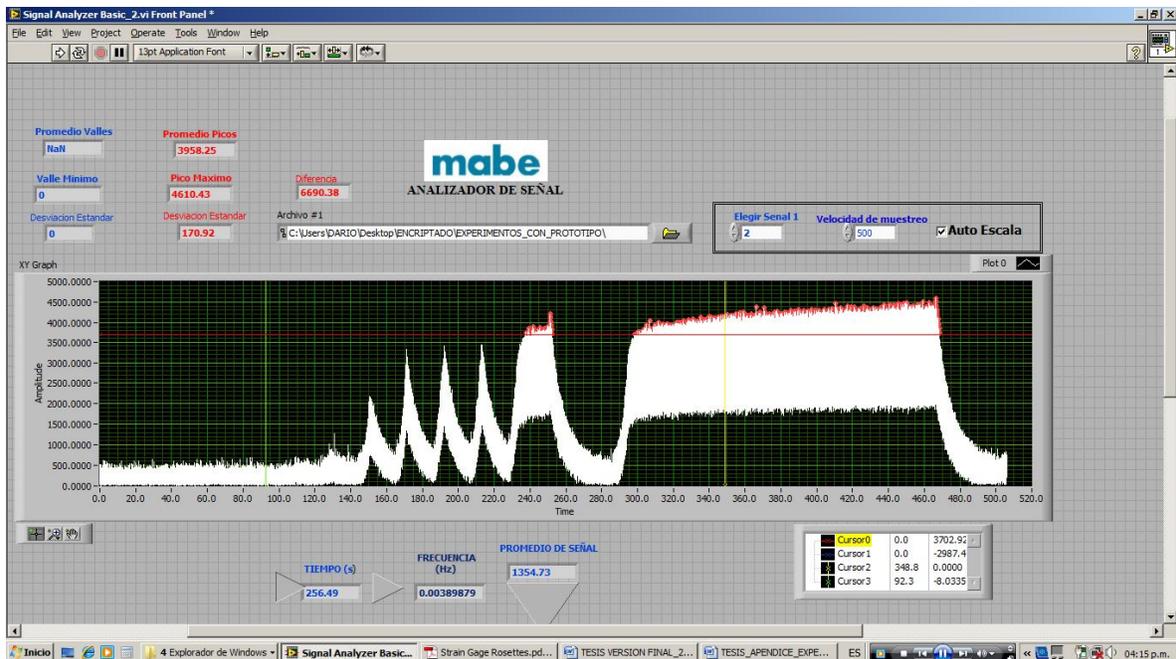
ROSETA BASE LINE 2-1LB-3



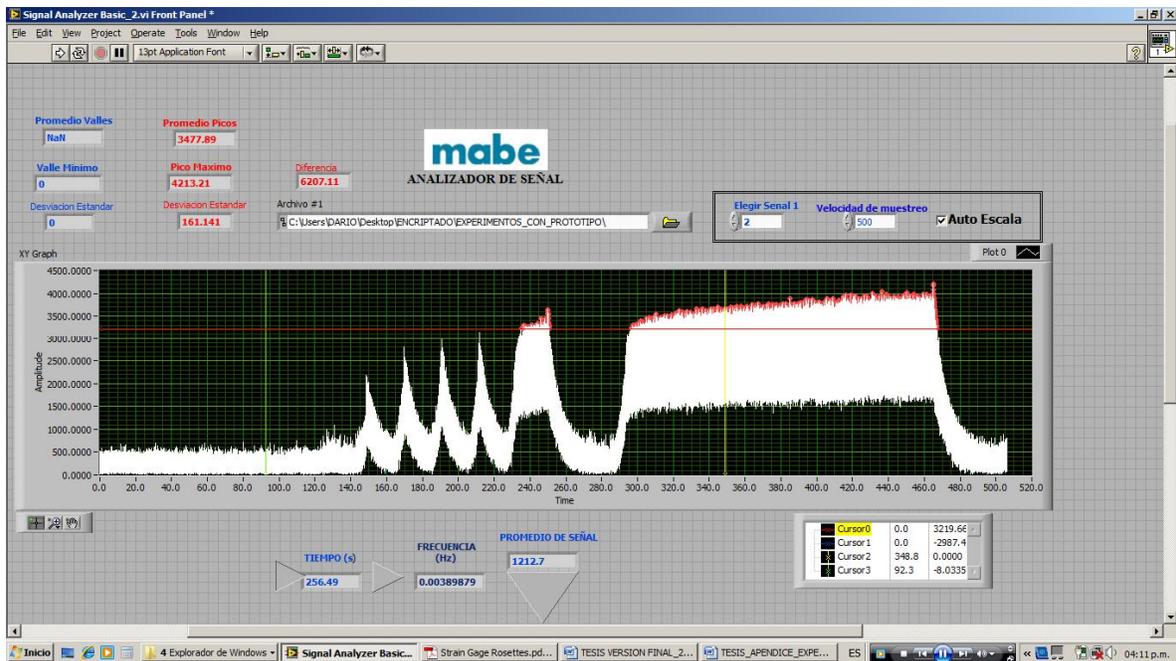
ROSETA LINEA BASE 3-1LB-1



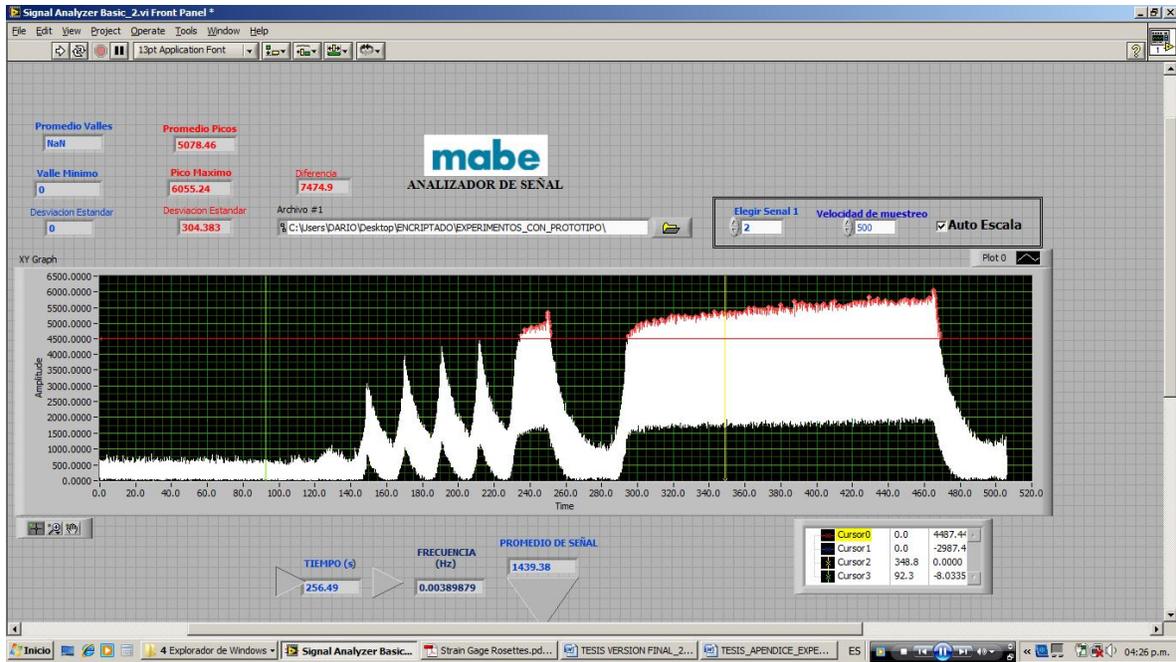
ROSETA 3-1LB-2



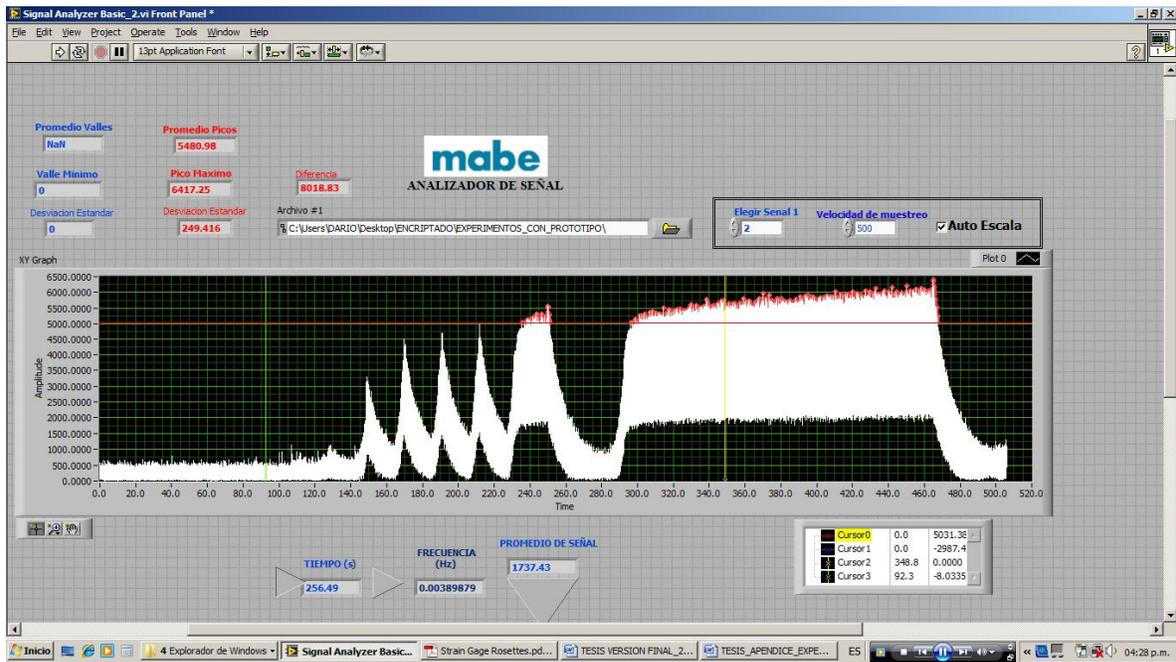
ROSETA LINEA BASE 3-1LB-3



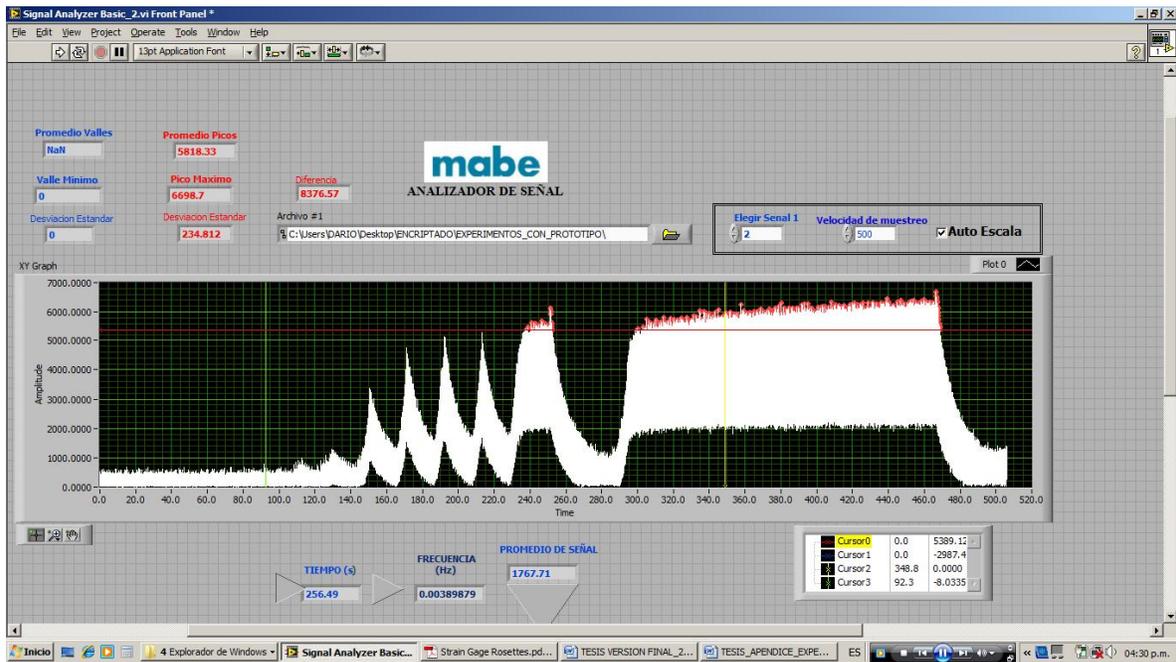
ROSETA LINEA BASE 4-1LB-1



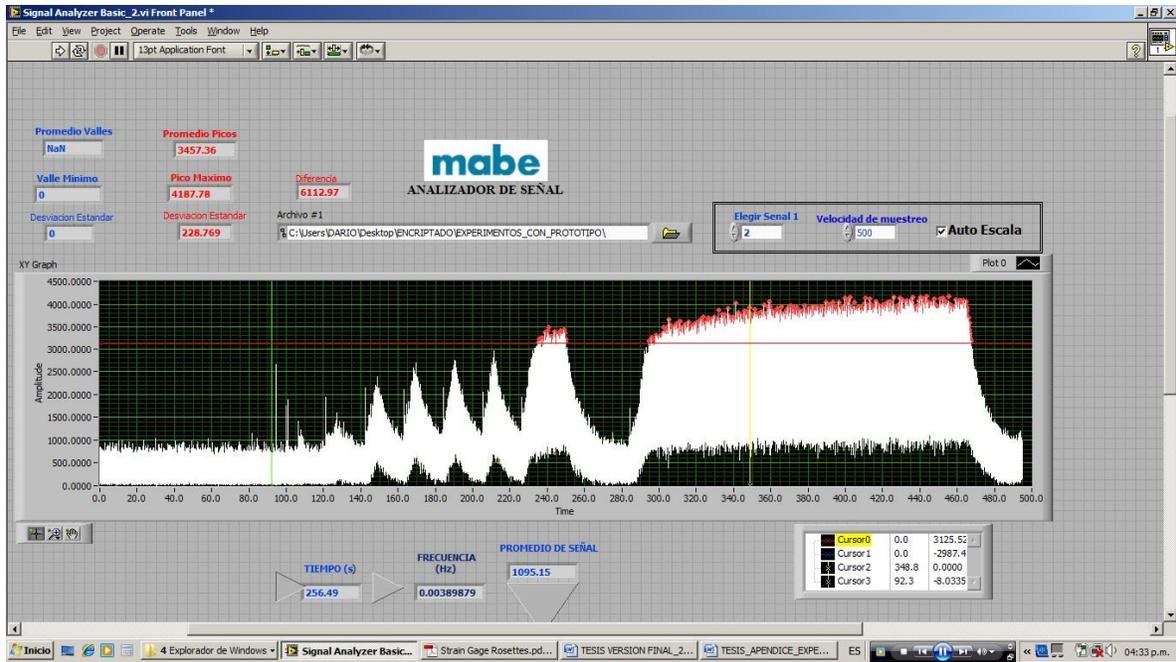
ROSETA LINEA BASE 4-1LB-2



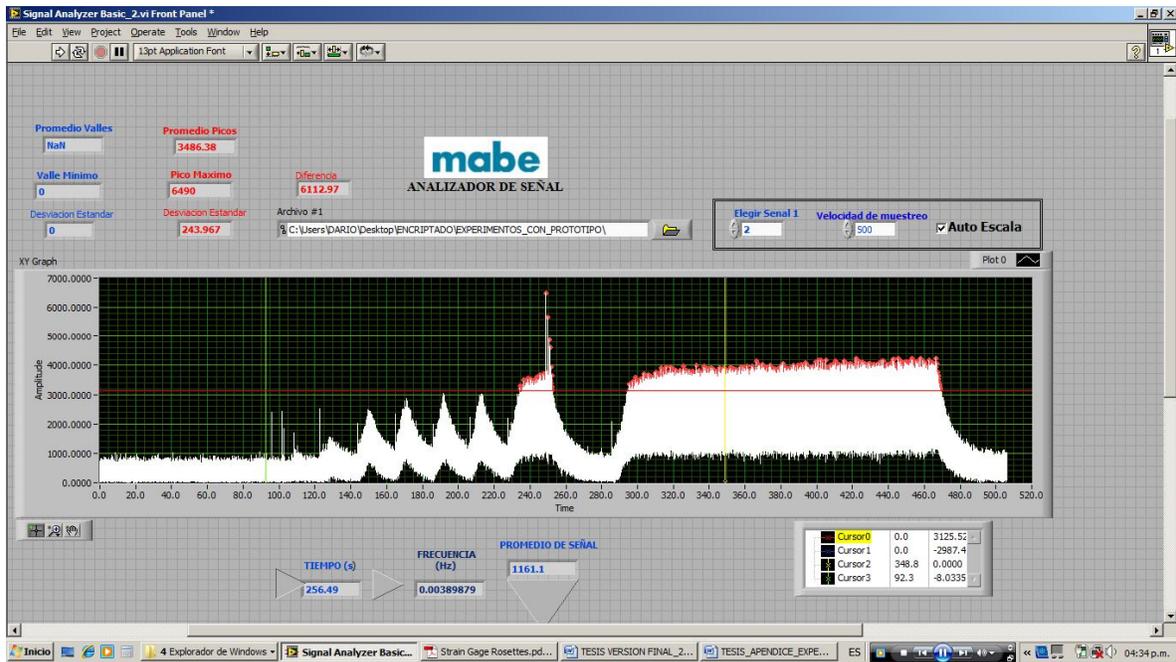
ROSETA LINEA BASE 4-1LB-3



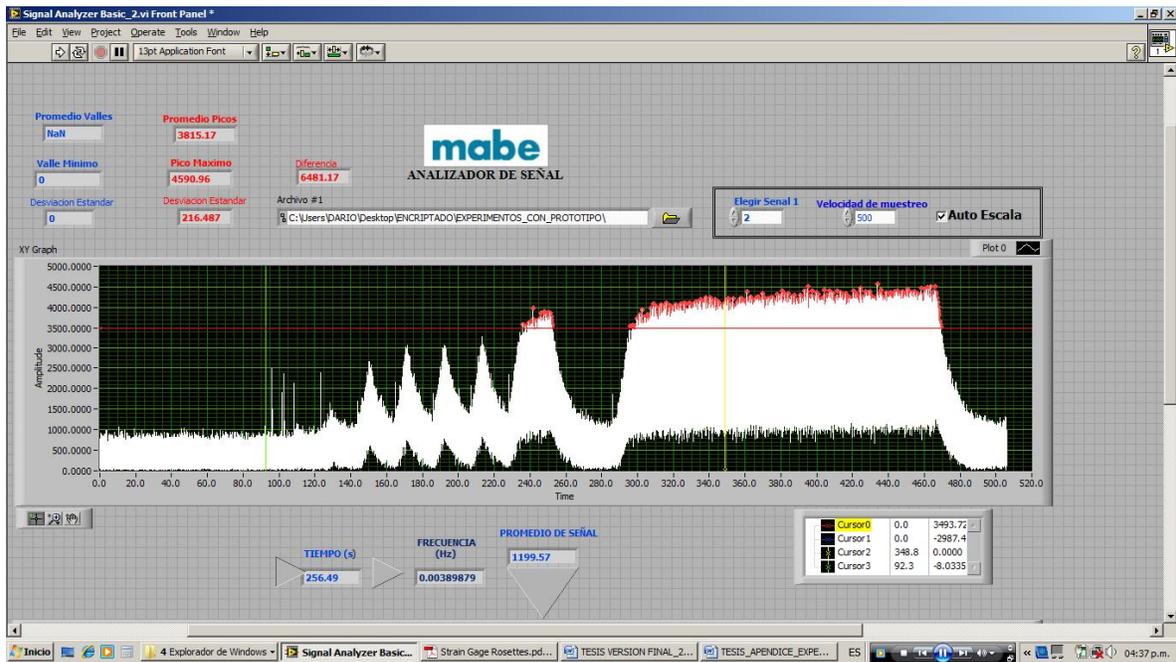
ROSETA LINEA BASE 1-3L-1



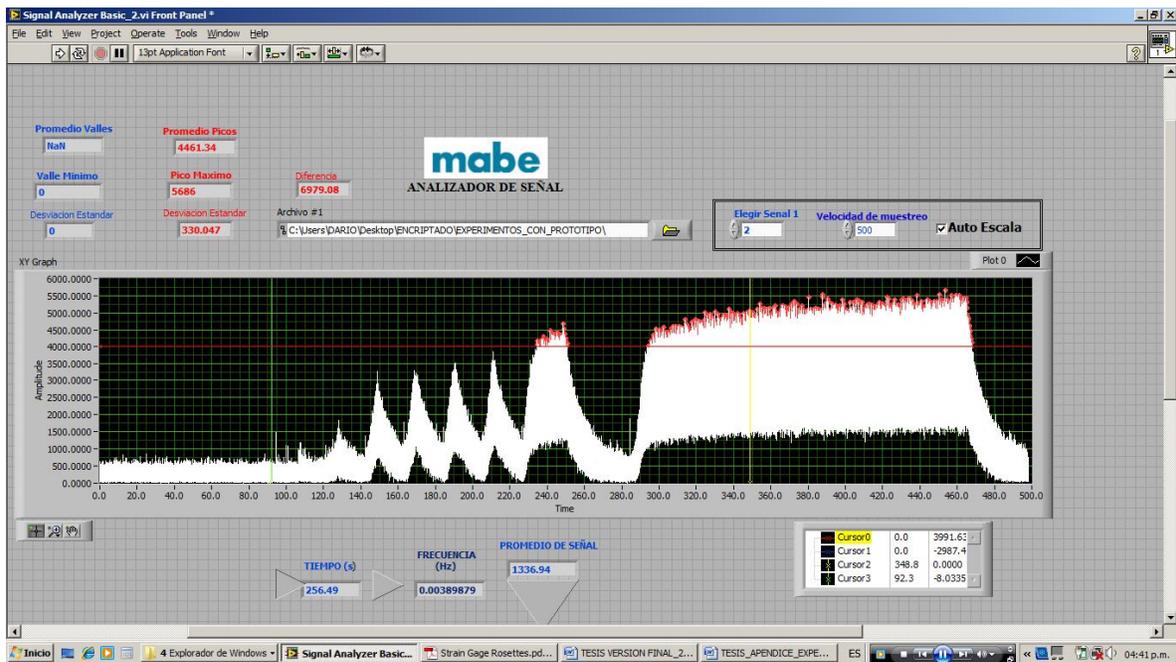
ROSETA LINEA BASE 1-3L-2



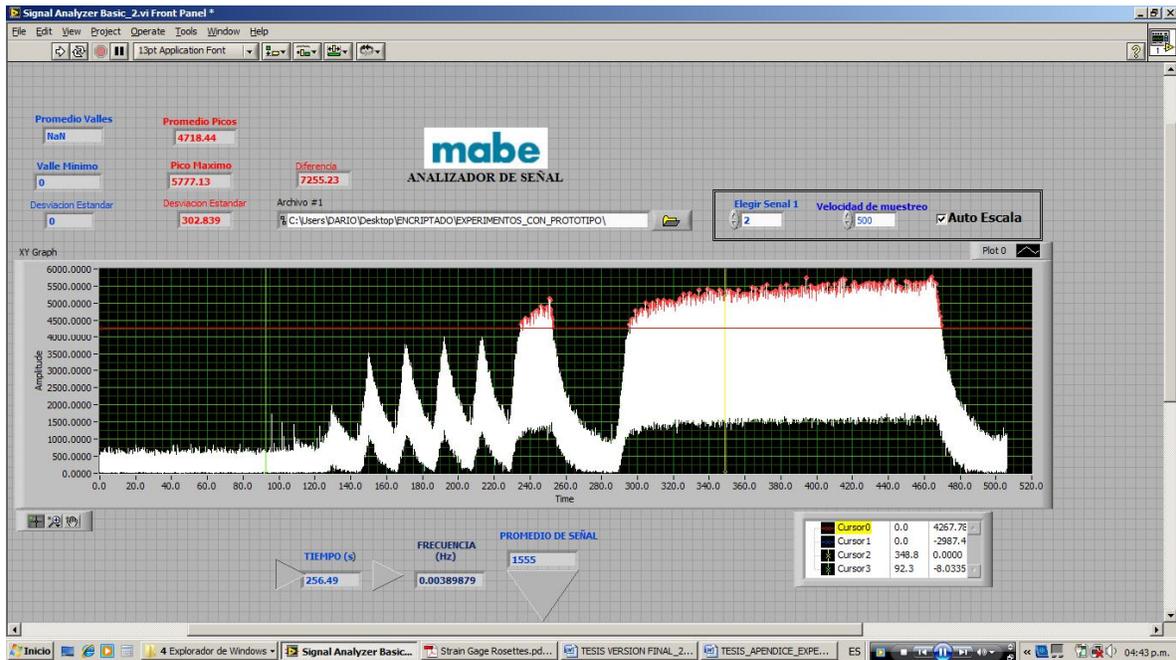
ROSETA LINEA BASE 1-3L-3



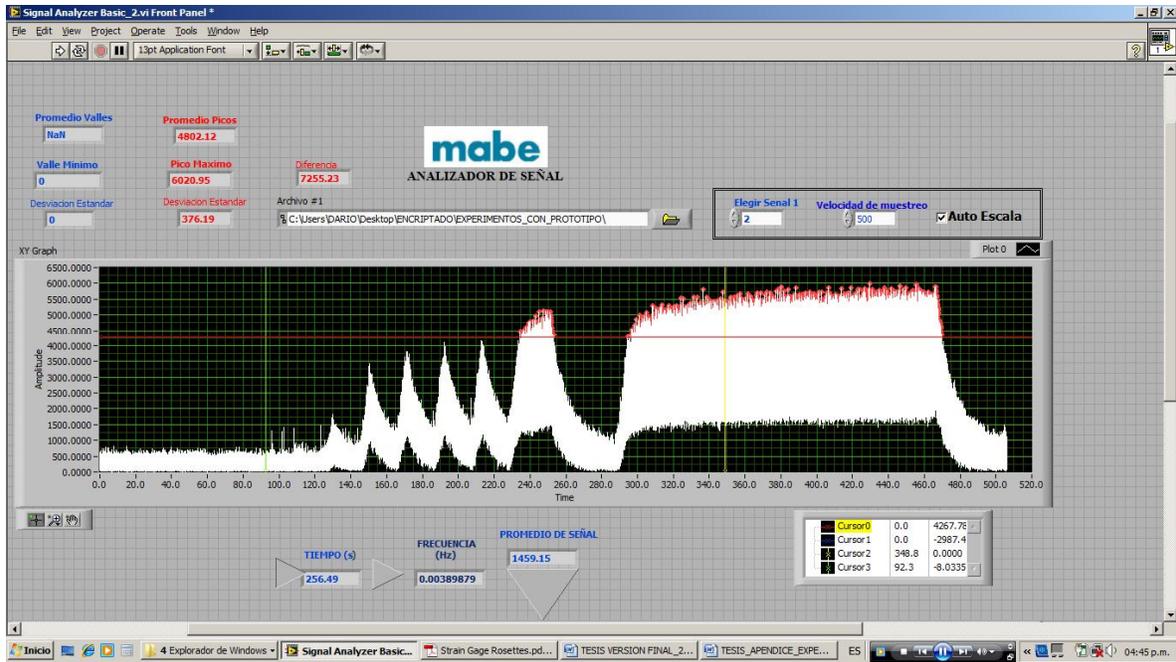
ROSETA LINEA BASE 2-3L-1



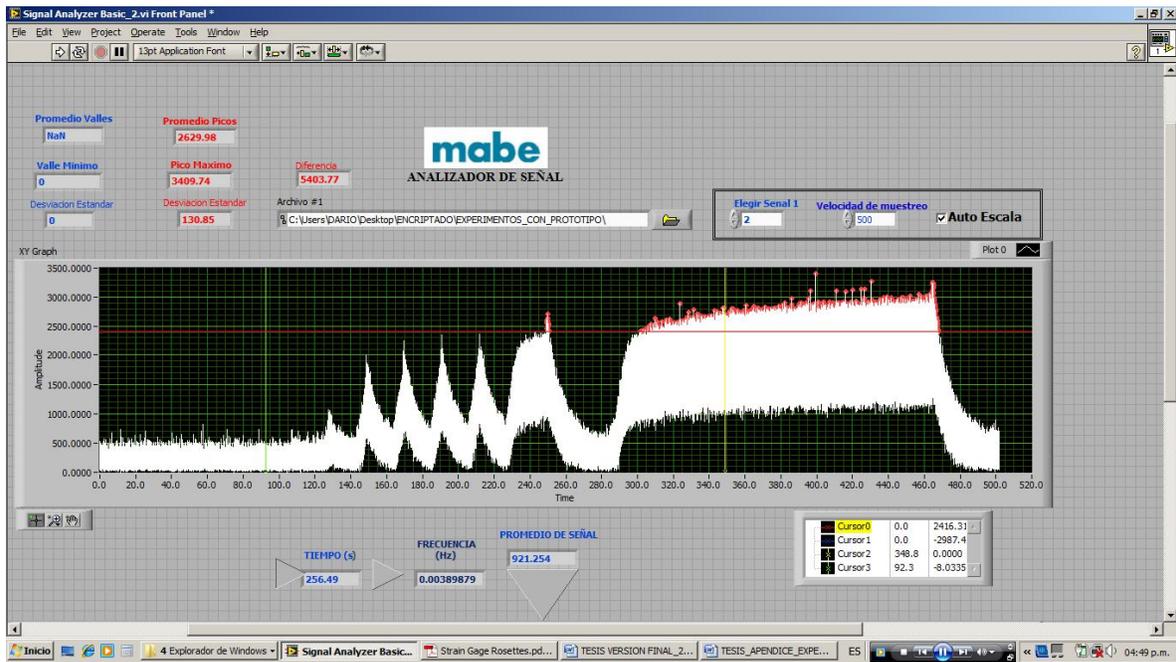
ROSETA LINEA BASE 2-3L-2



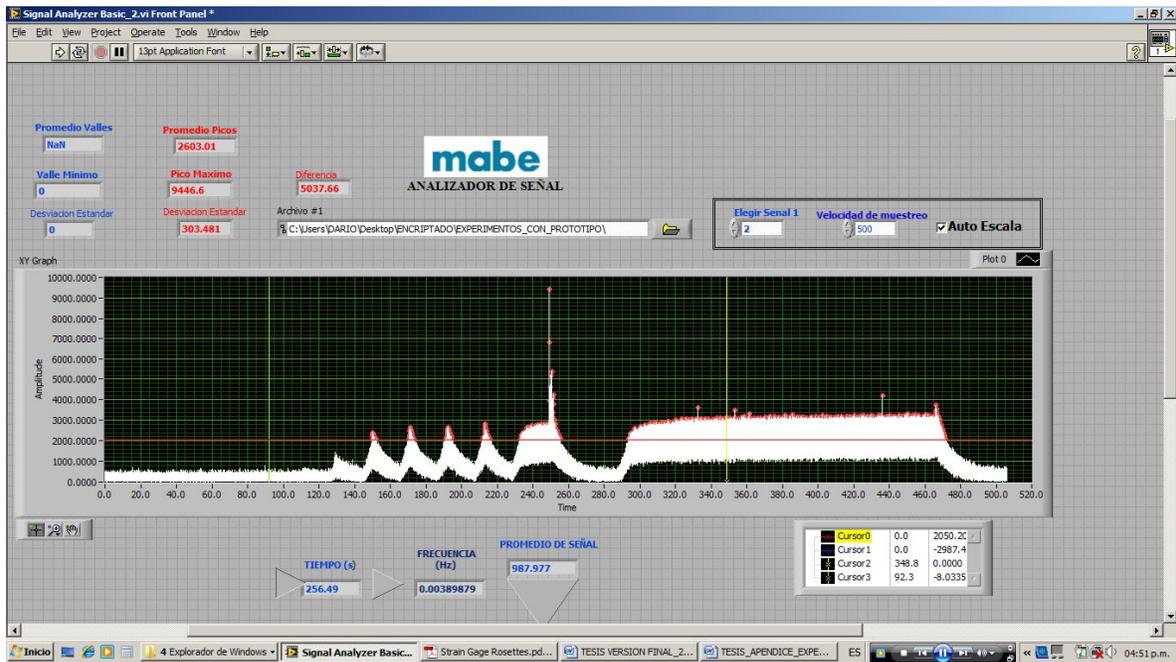
ROSETA 2-3L-3



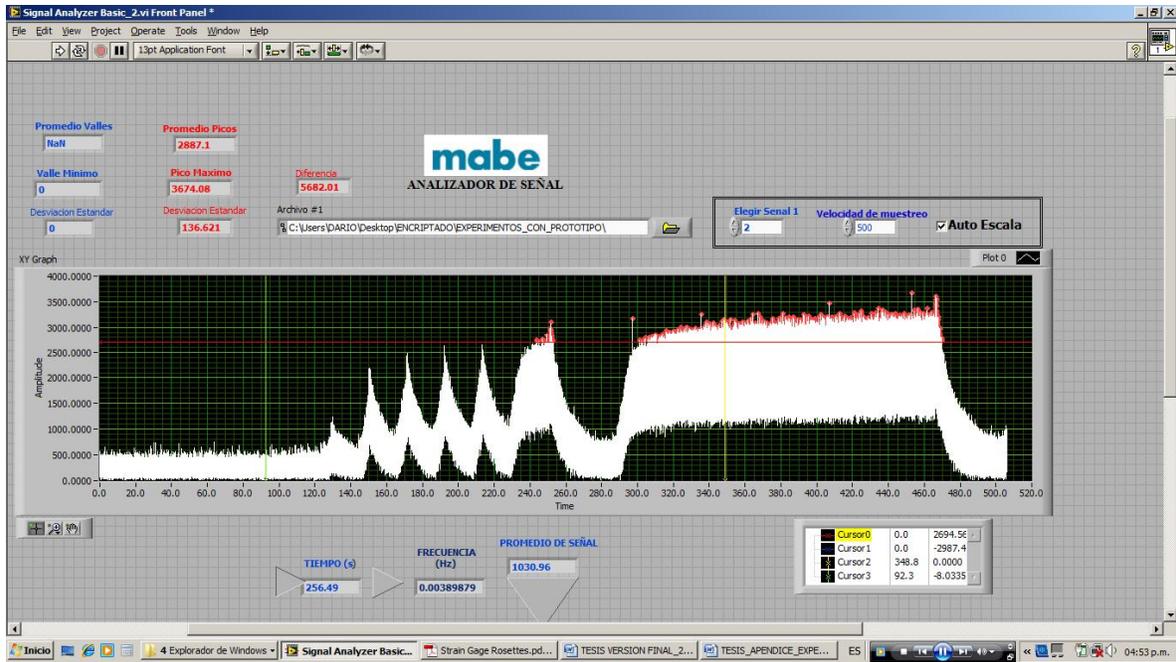
ROSETA LINEA BASE 3-3L-1



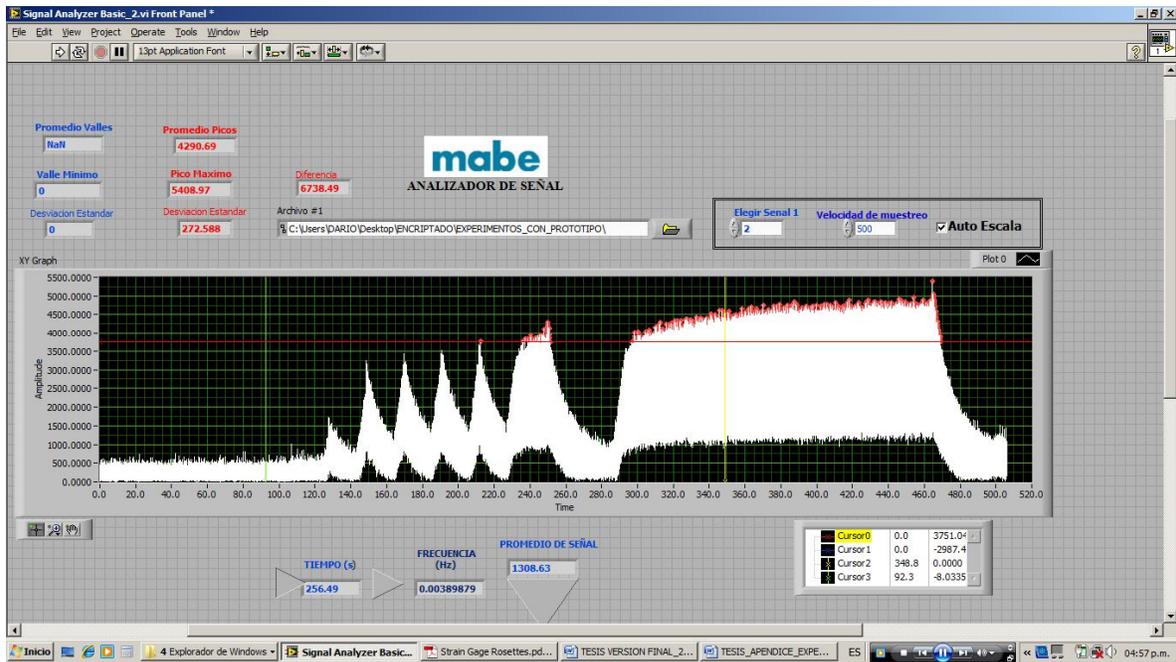
ROSETA LINEA BASE 3-3L-2



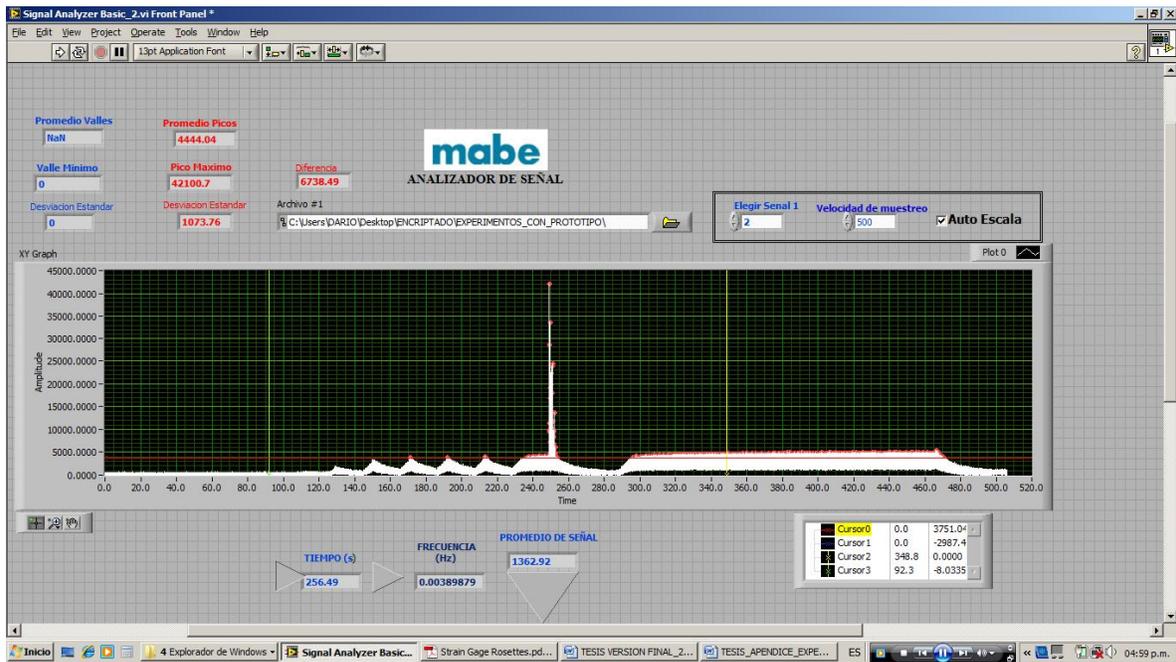
ROSETA LINEA BASE 3-3L-3



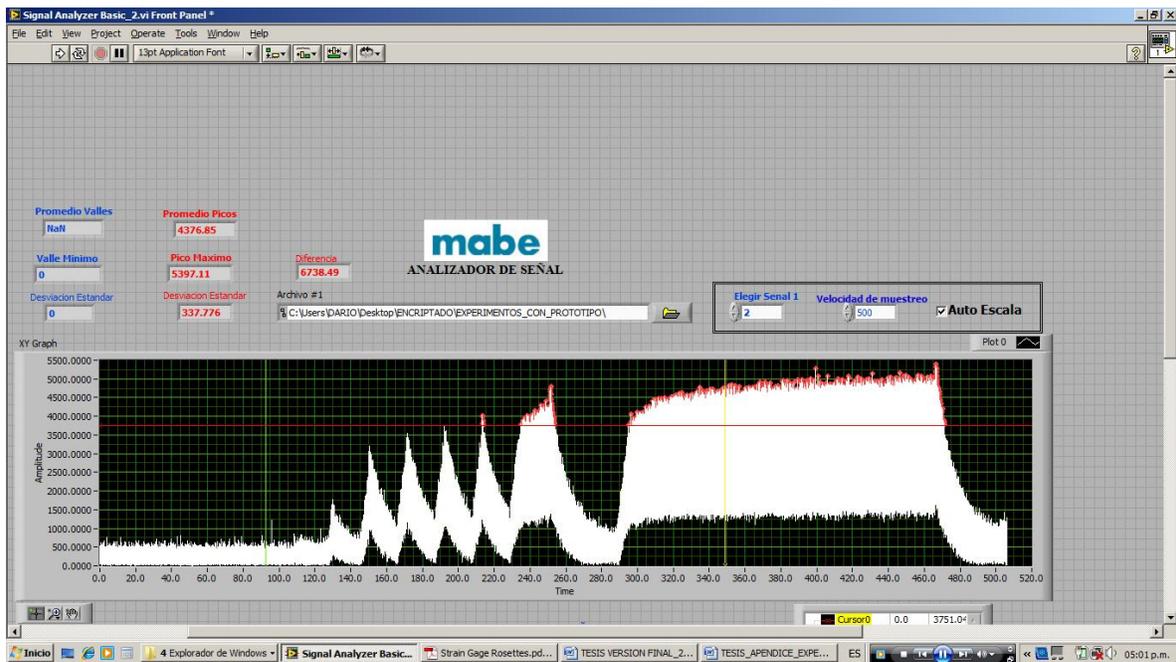
ROSETA LINEA BASE 4-3L-1



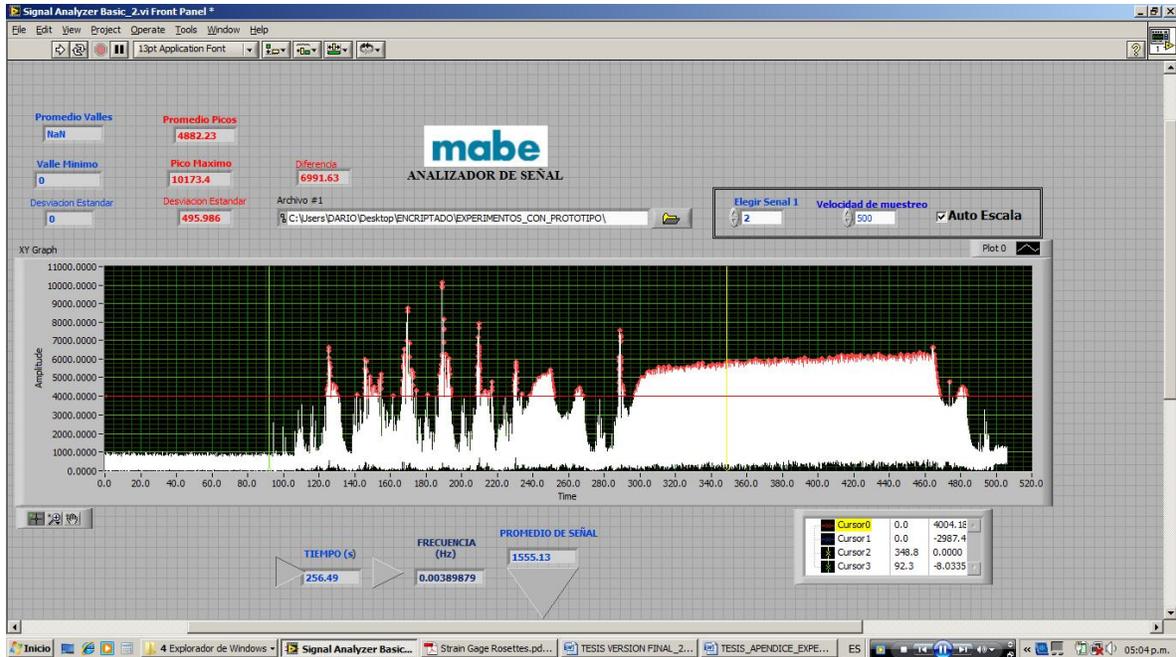
ROSETA LINEA BASE 4-3L-2



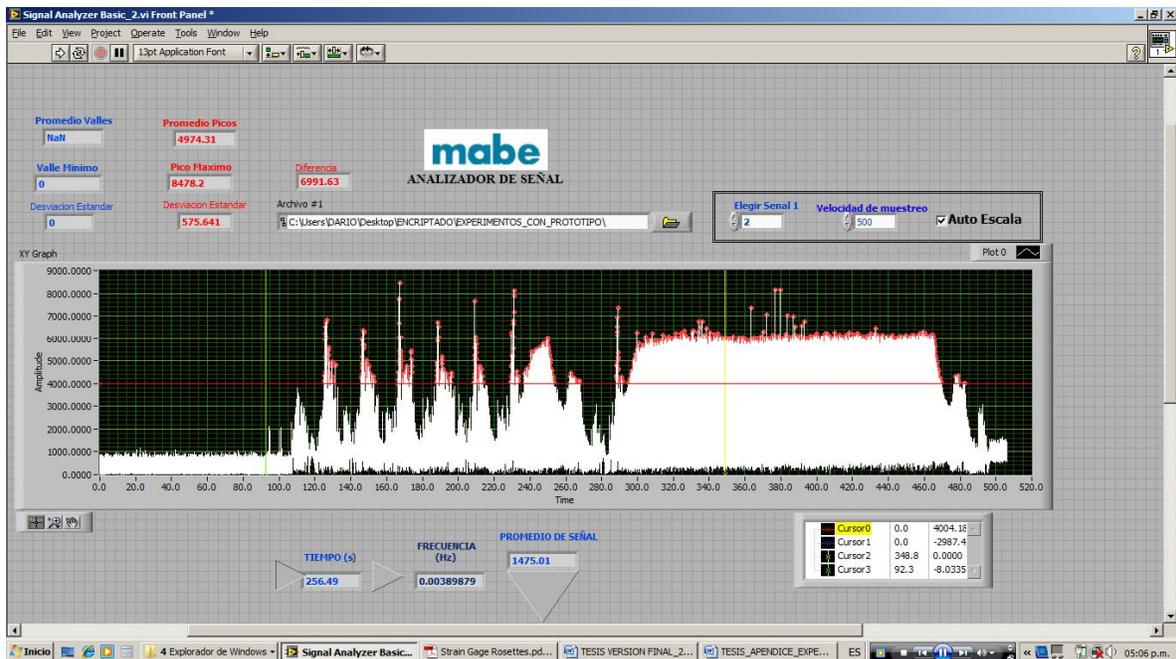
ROSETA LINEA BASE 4-3L-3



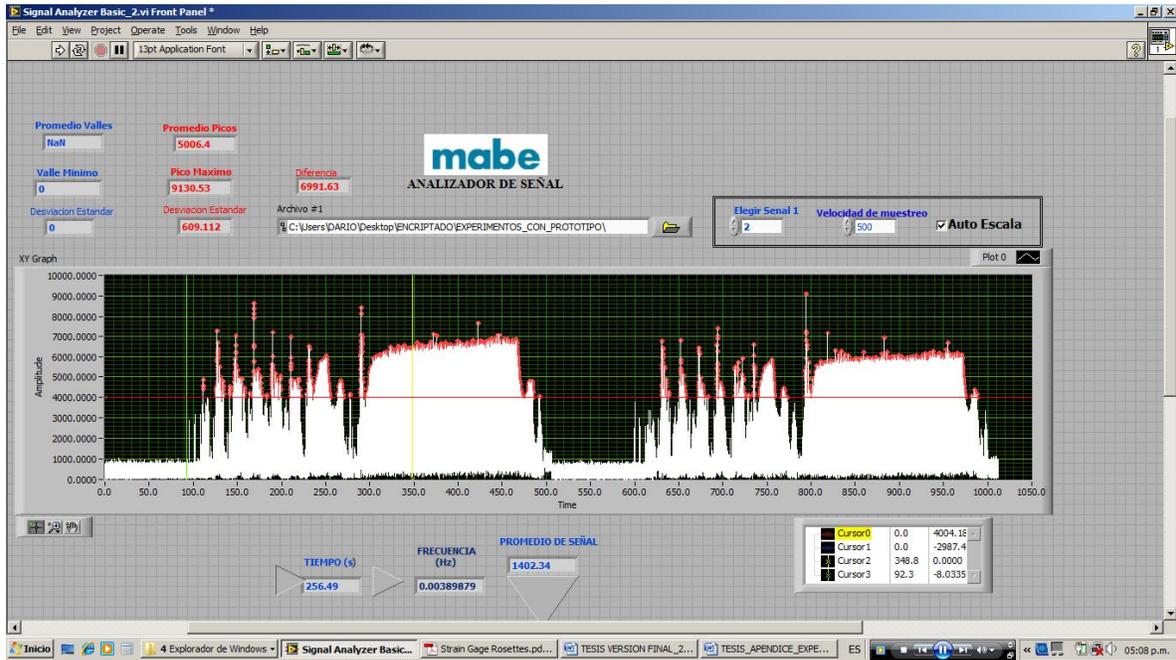
ROSETA LINEA BASE 1-6L-1



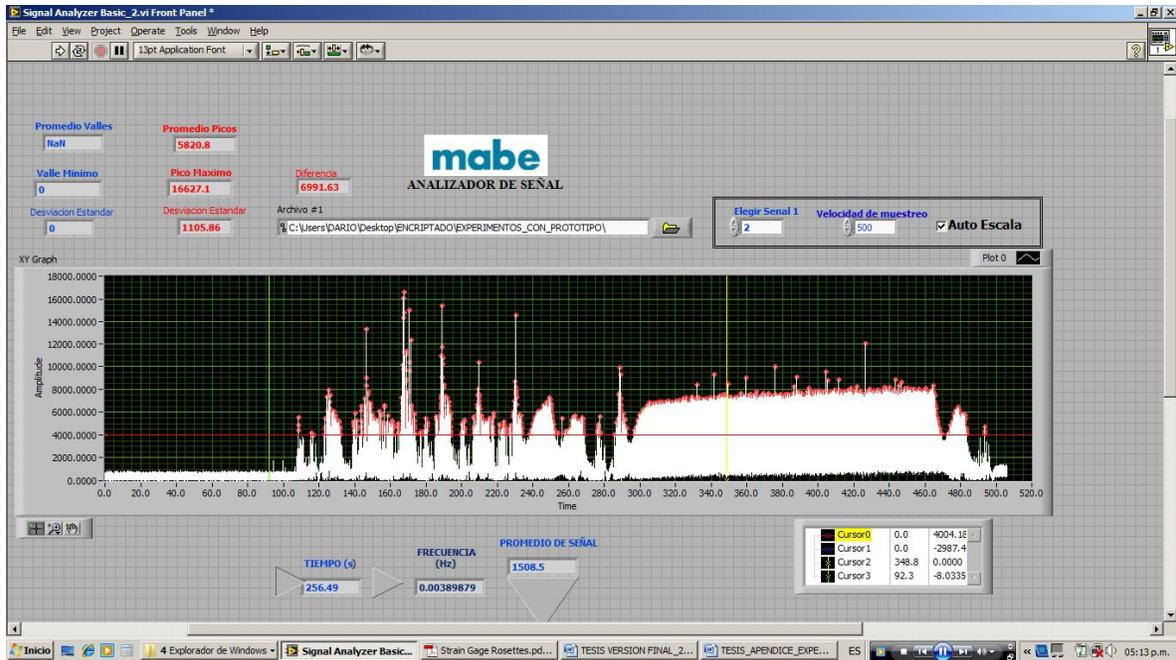
ROSETA LINEA BASE 1-6L-2



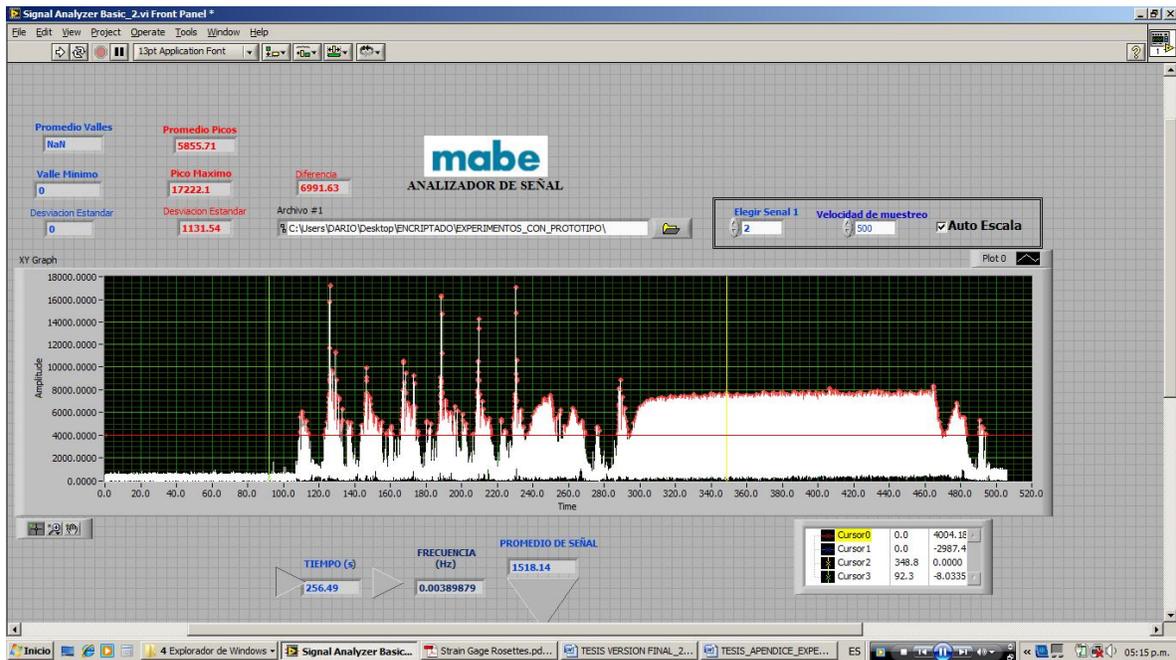
ROSETA LINEA BASE 1-6L-3



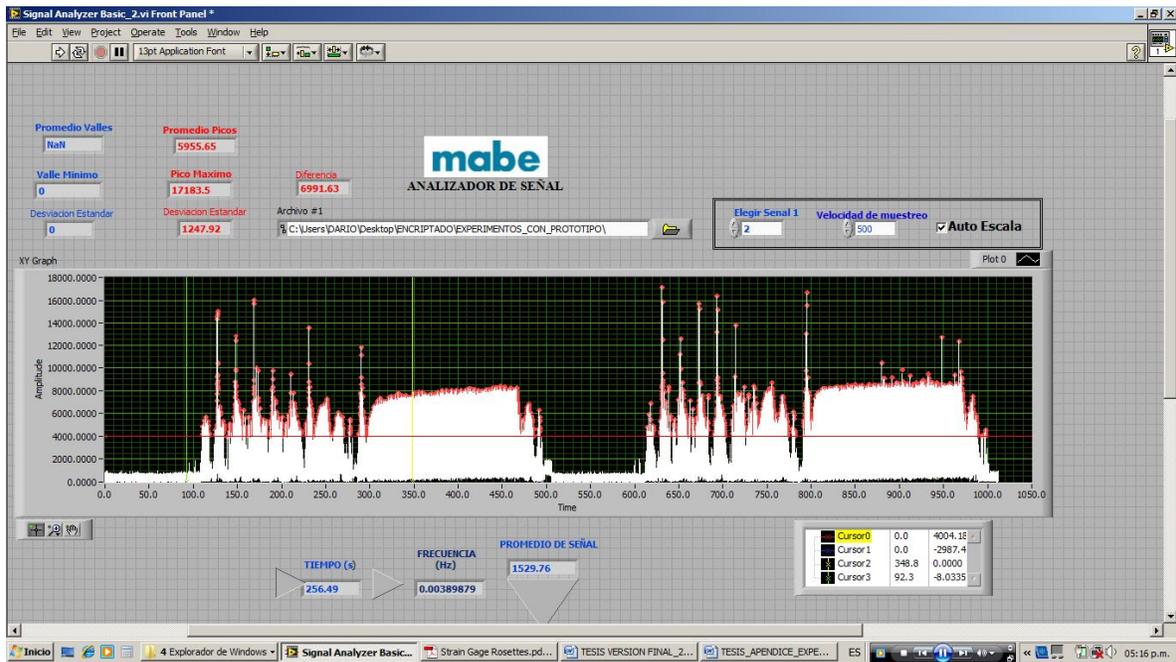
ROSETA LINEA BASE 2-6L-1



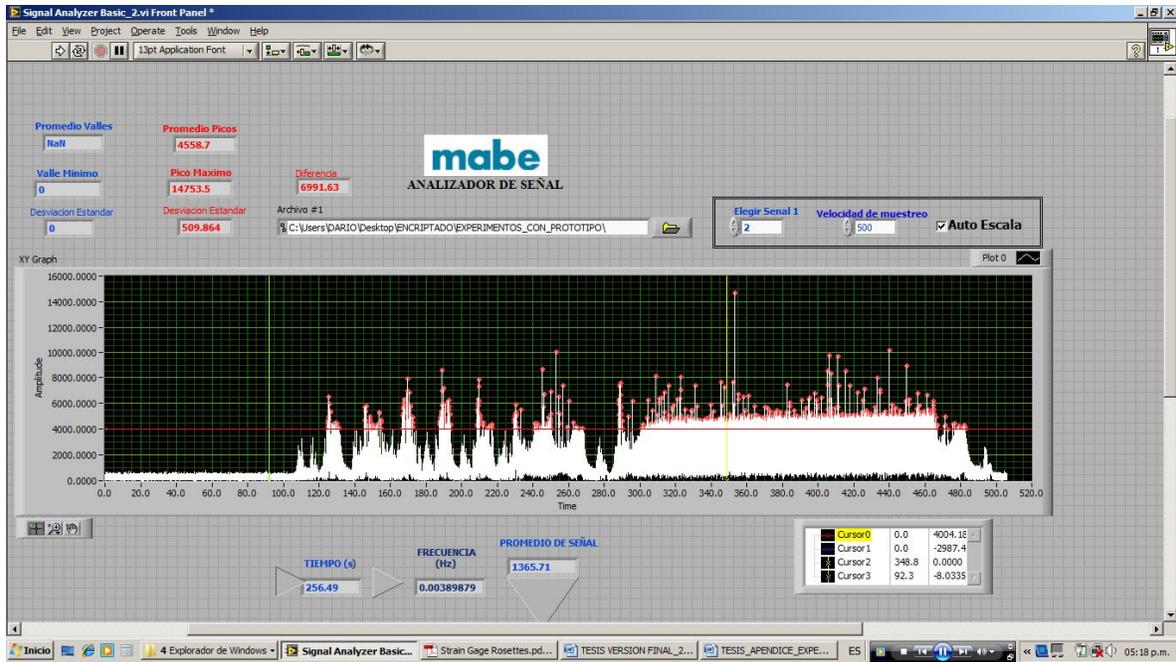
ROSETA LINEA BASE 2-6L-2



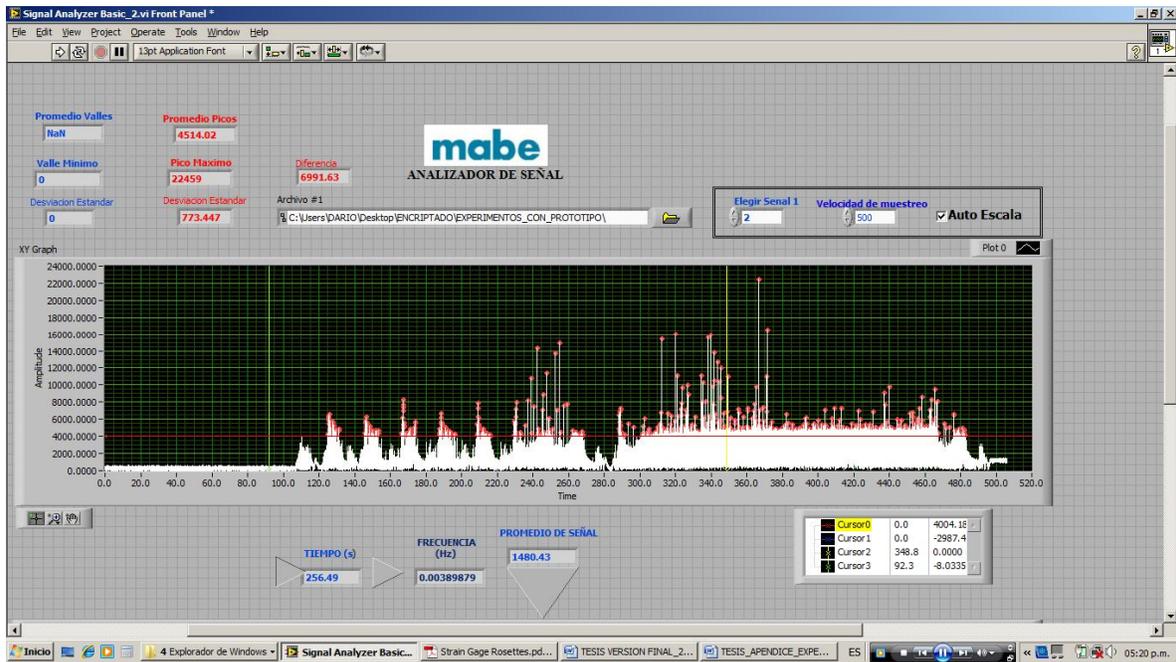
ROSETA LINEA BASE 3-6L-3



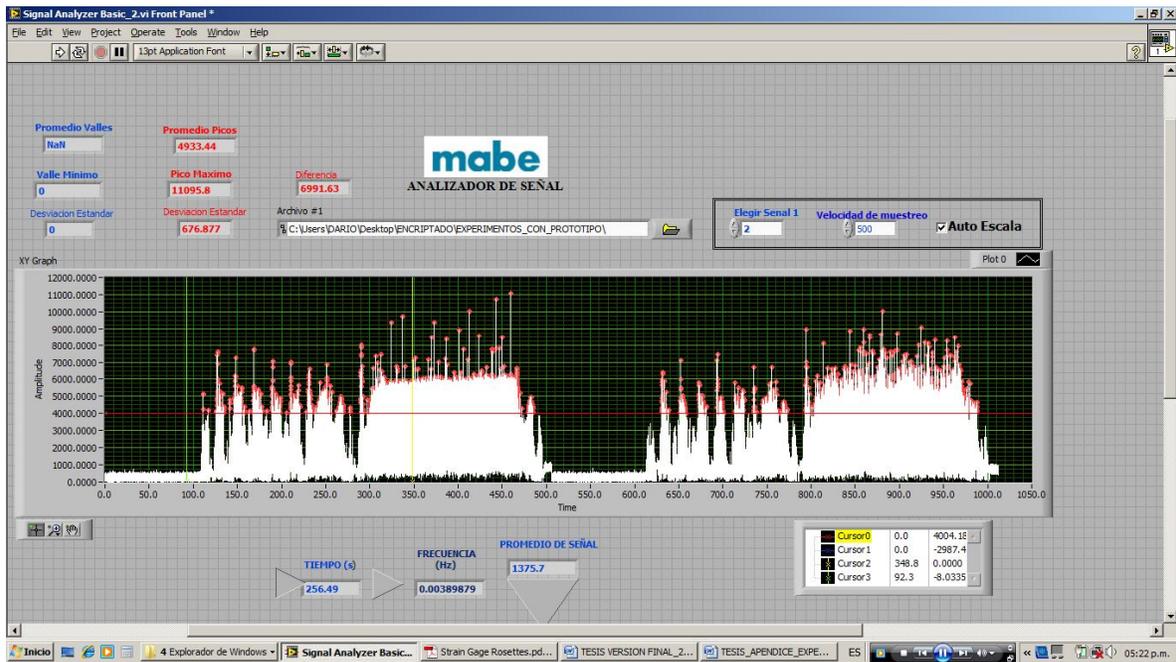
ROSETA LINEA BASE 3-6L-1



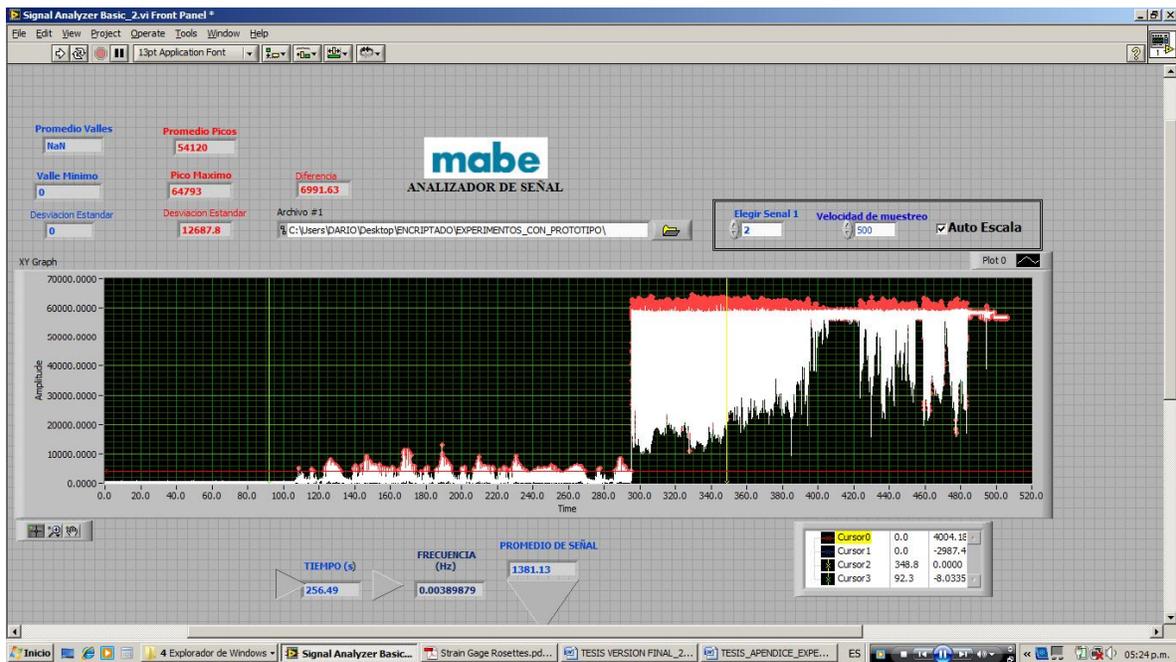
ROSETA LINEA BASE 3-6L-2



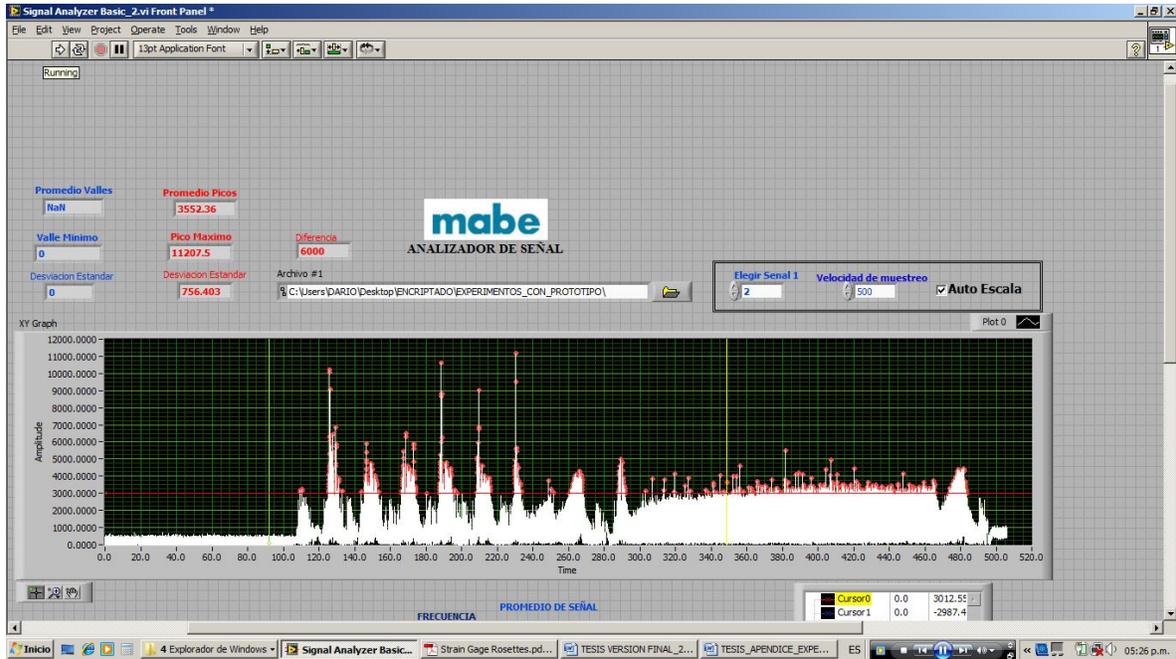
ROSETA LINEA BASE 3-6L-3



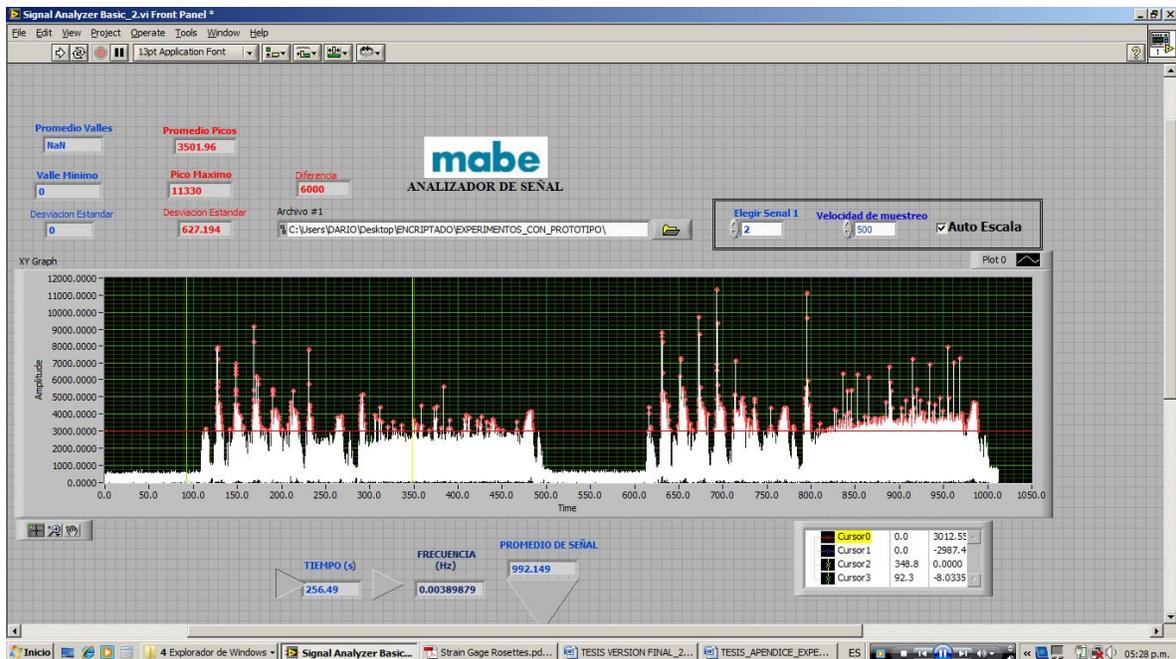
ROSETA LINEA BASE ERROR 4-6L-1



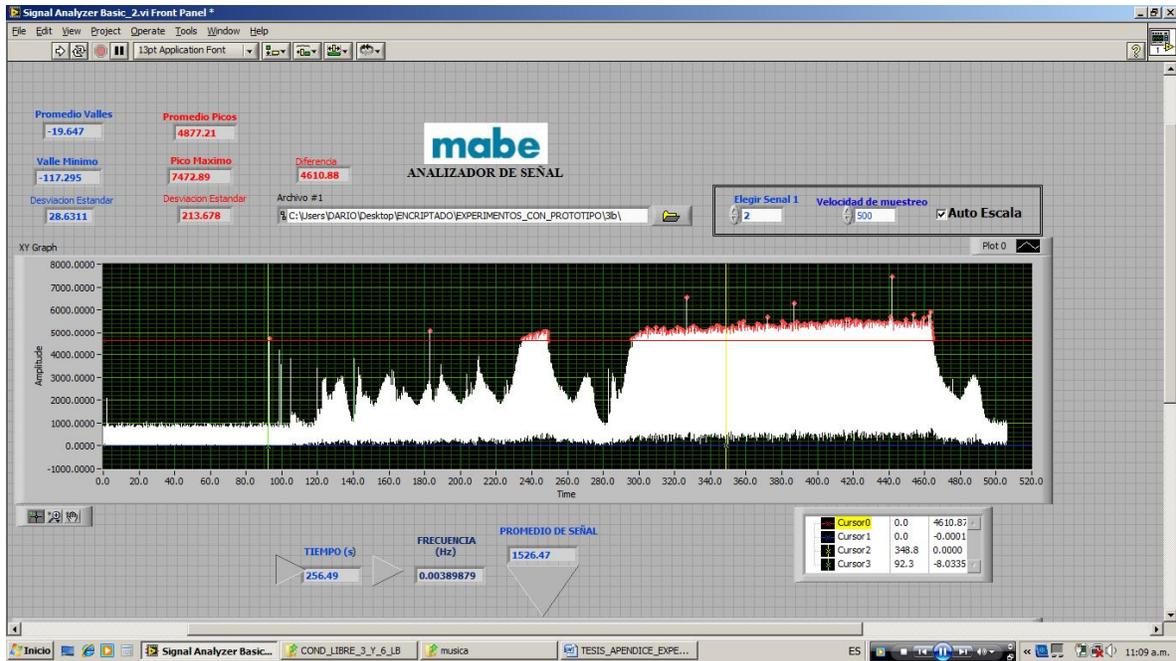
ROSETA LINEA BASE 4-6L-2



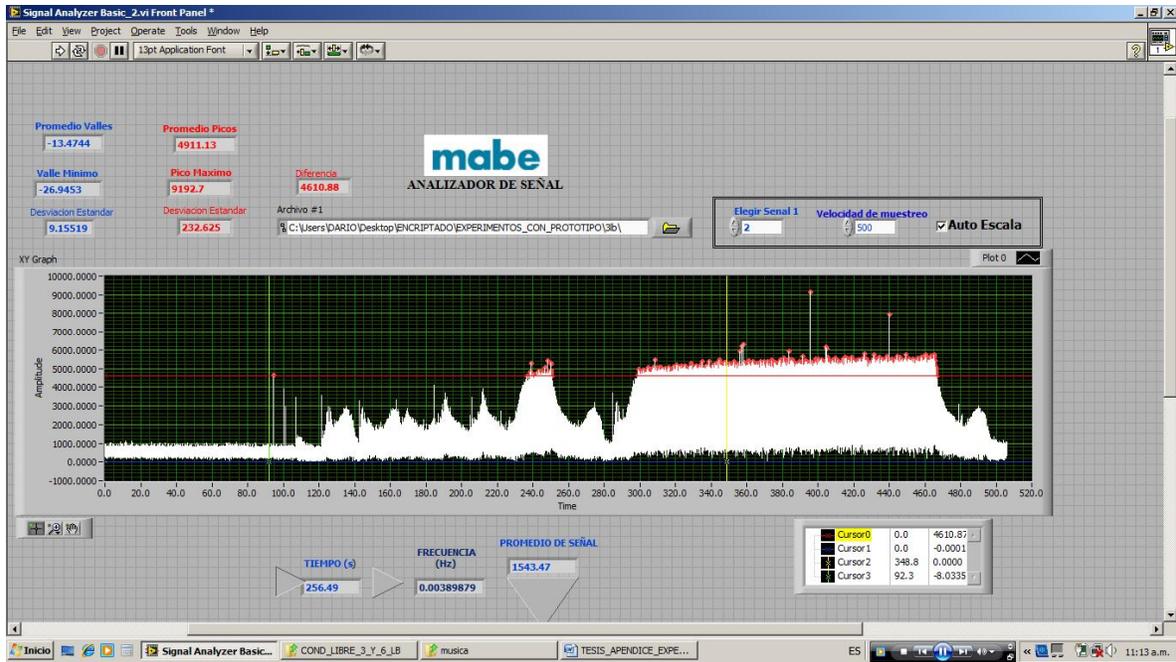
ROSETA LINEA BASE 4-6L-3



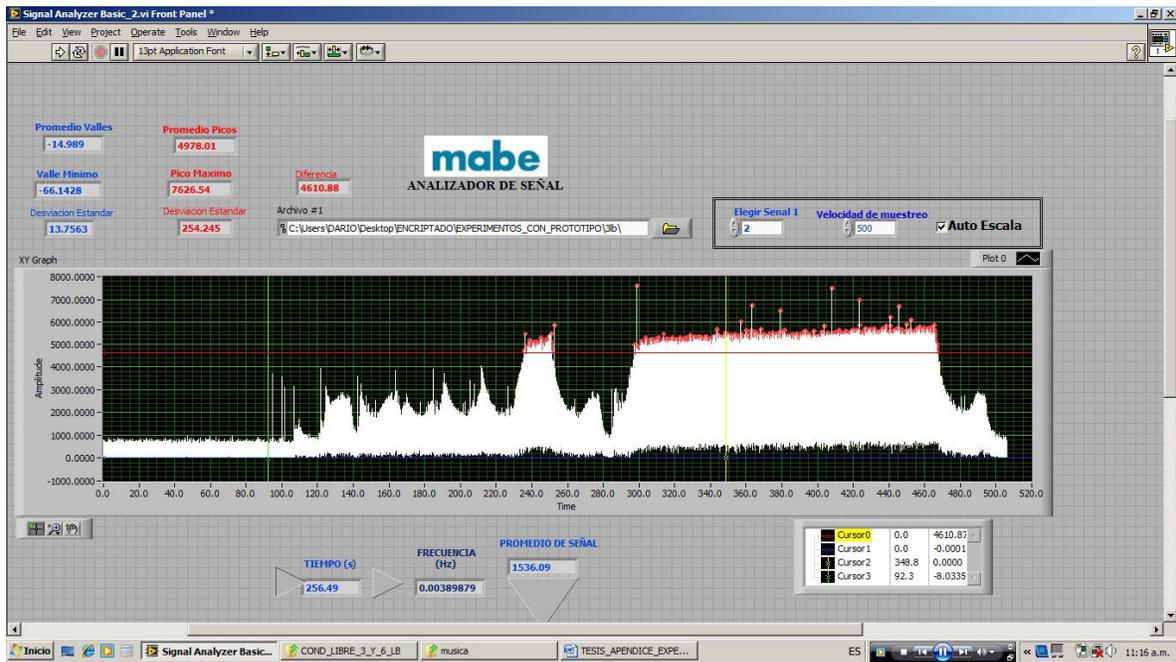
ROSETA TERCER APOYO 1-3L-1



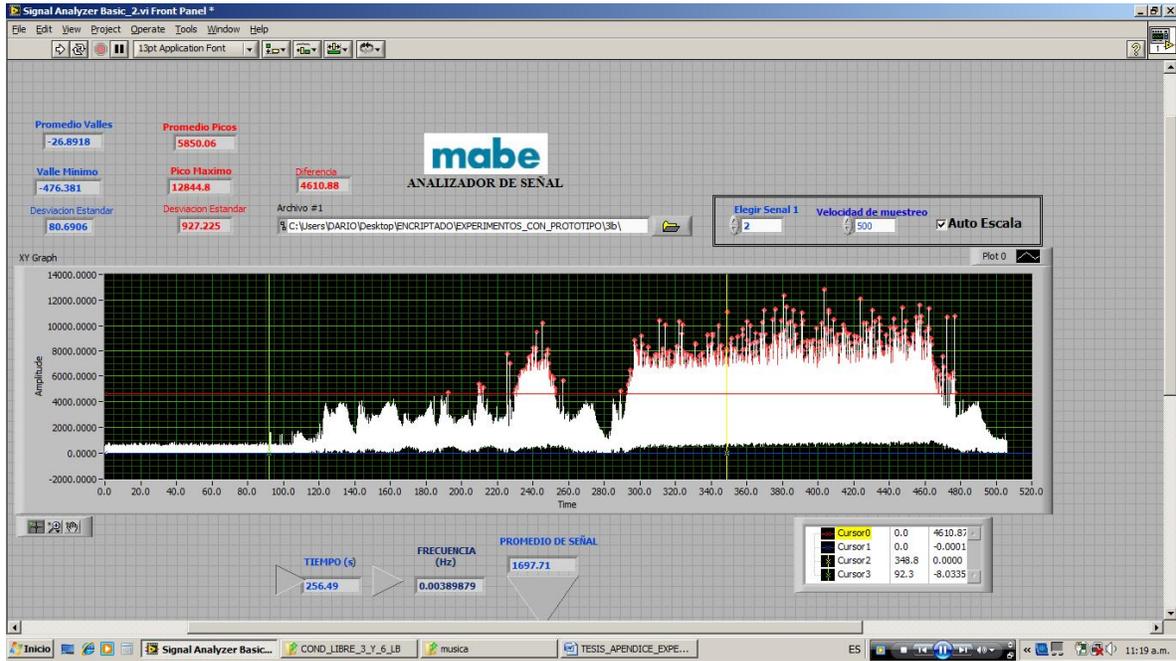
ROSETA TERCER APOYO 1-3L-2



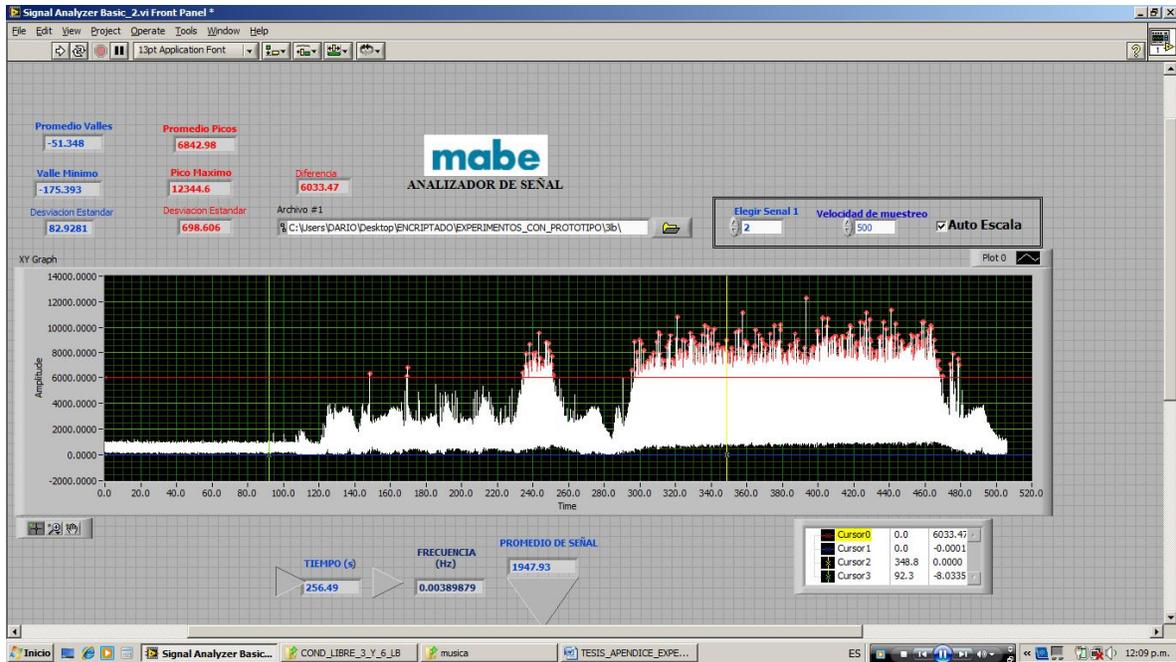
ROSETA TERCER APOYO 1-3L-3



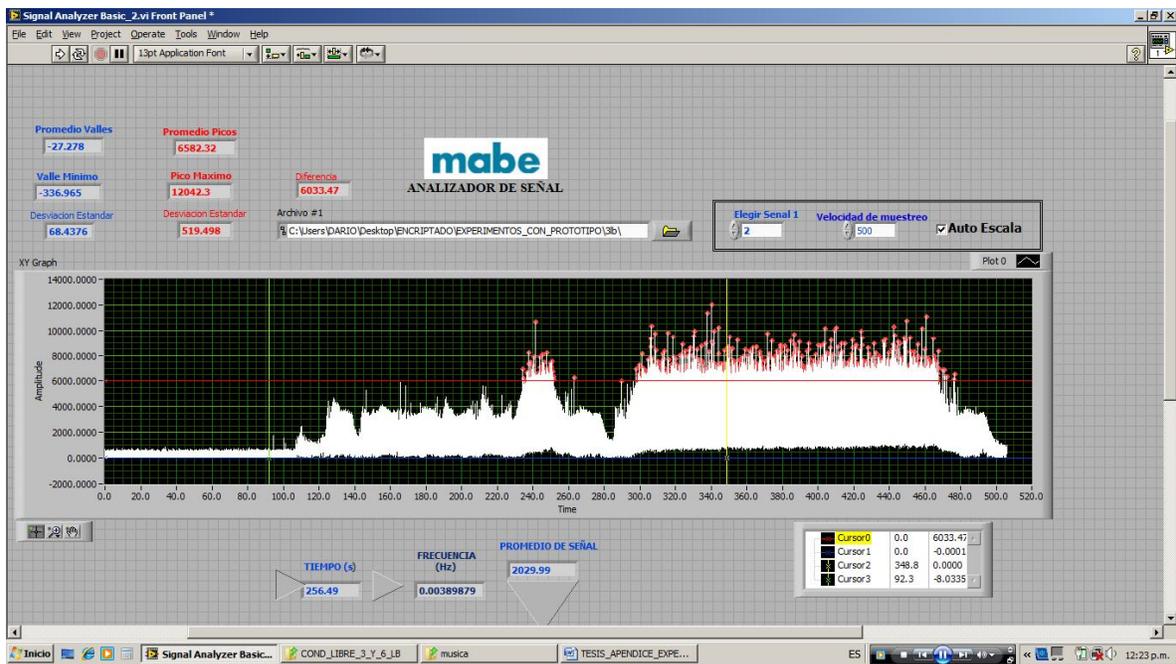
ROSETA TERCER APOYO 2-3L-1



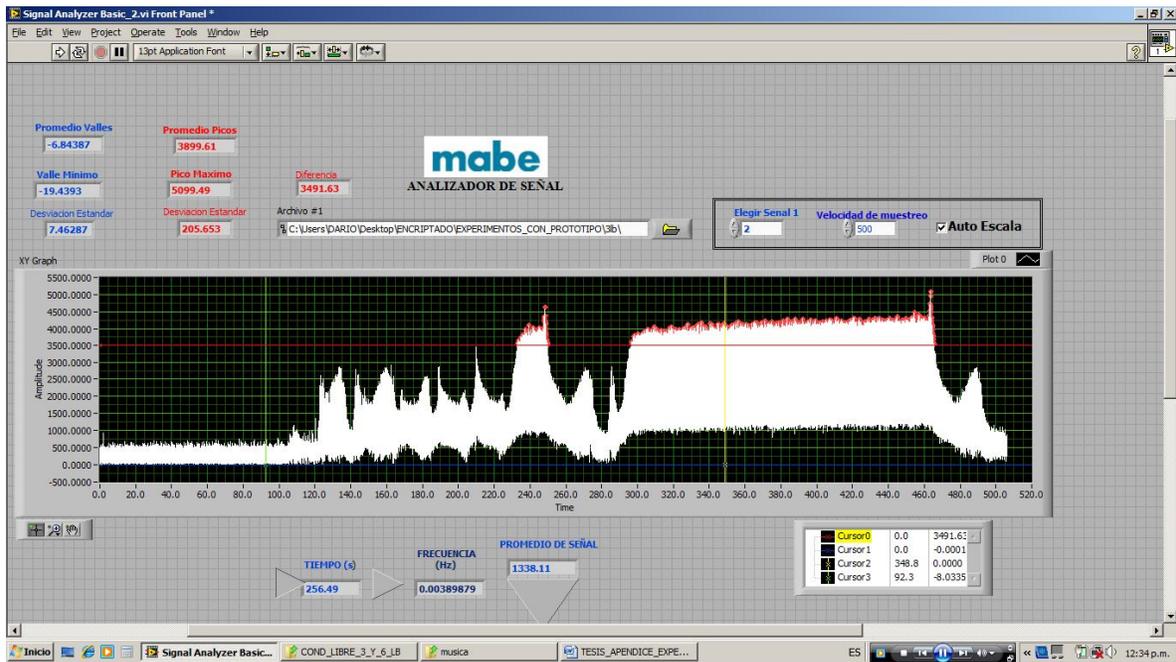
ROSETA TERCER APOYO 2-3L-2



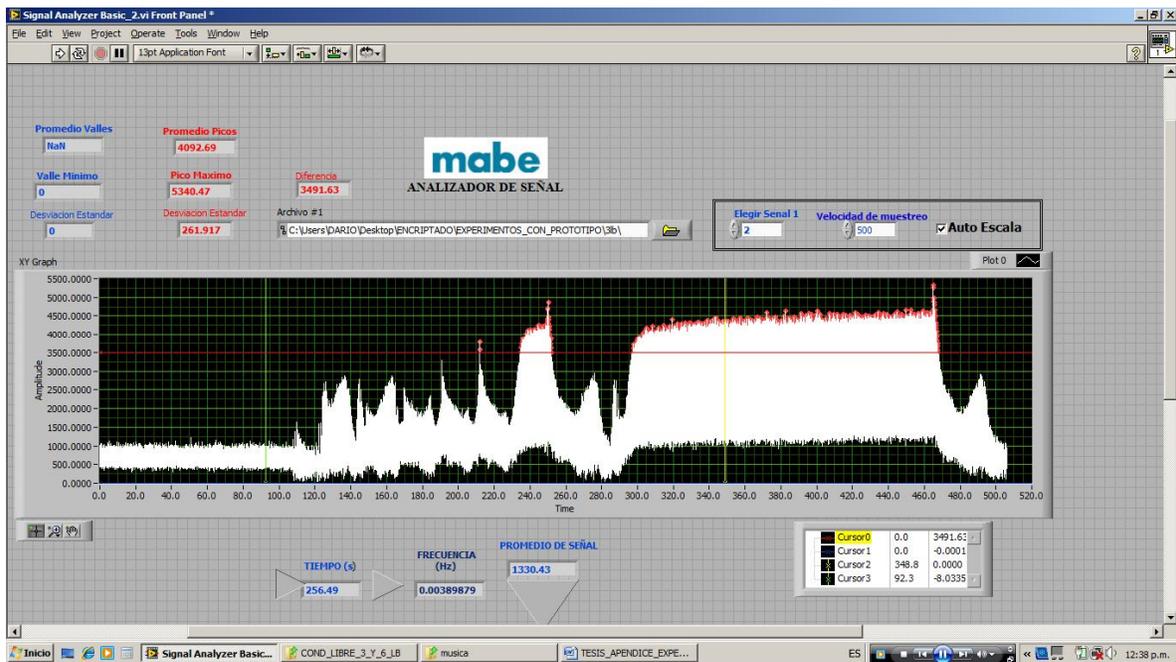
ROSETA TERCER APOYO 2-3L-3



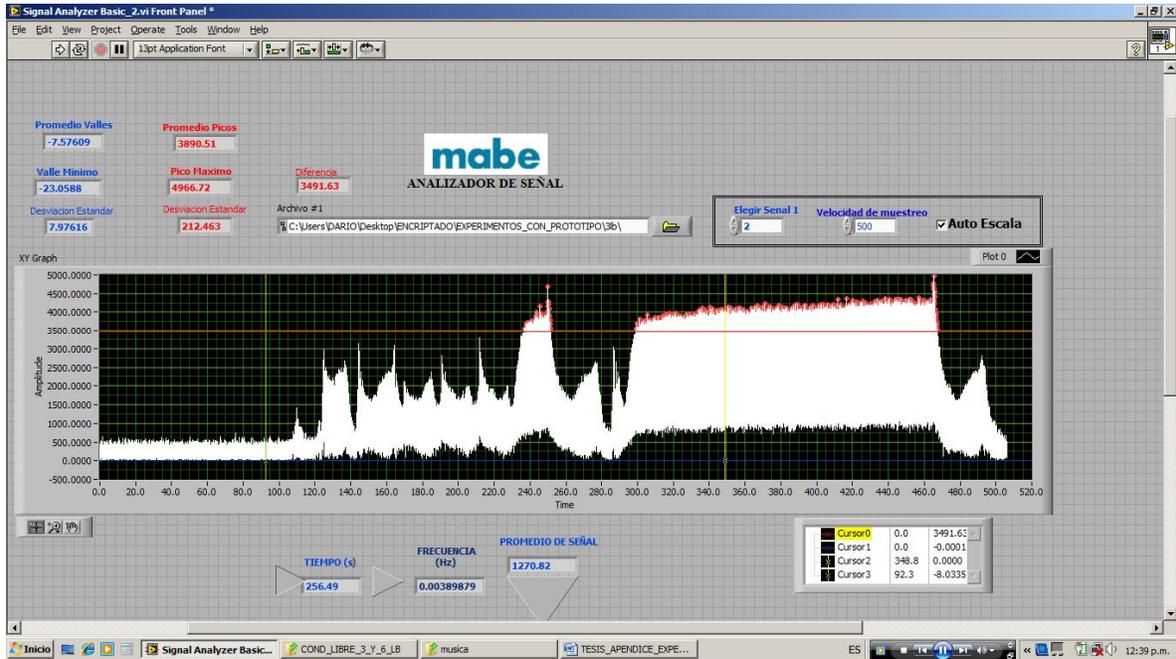
ROSETA TERCER APOYO 3-3L-1



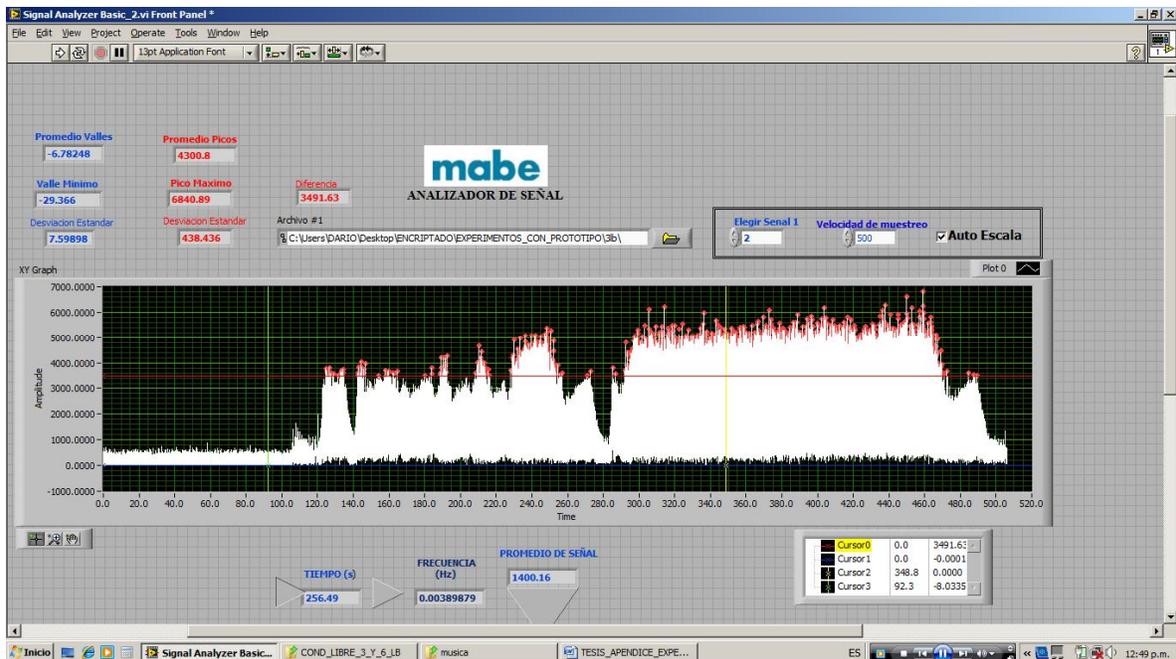
ROSETA TERCER APOYO 3-3L-2



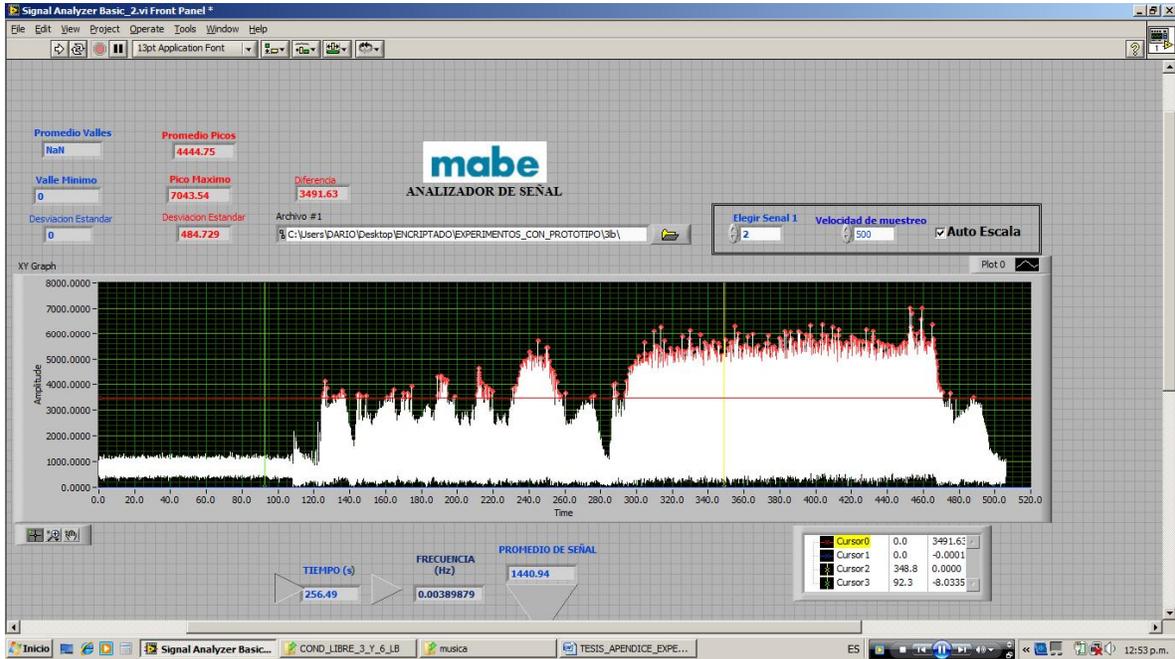
ROSETA TERCER APOYO 3-3L-3



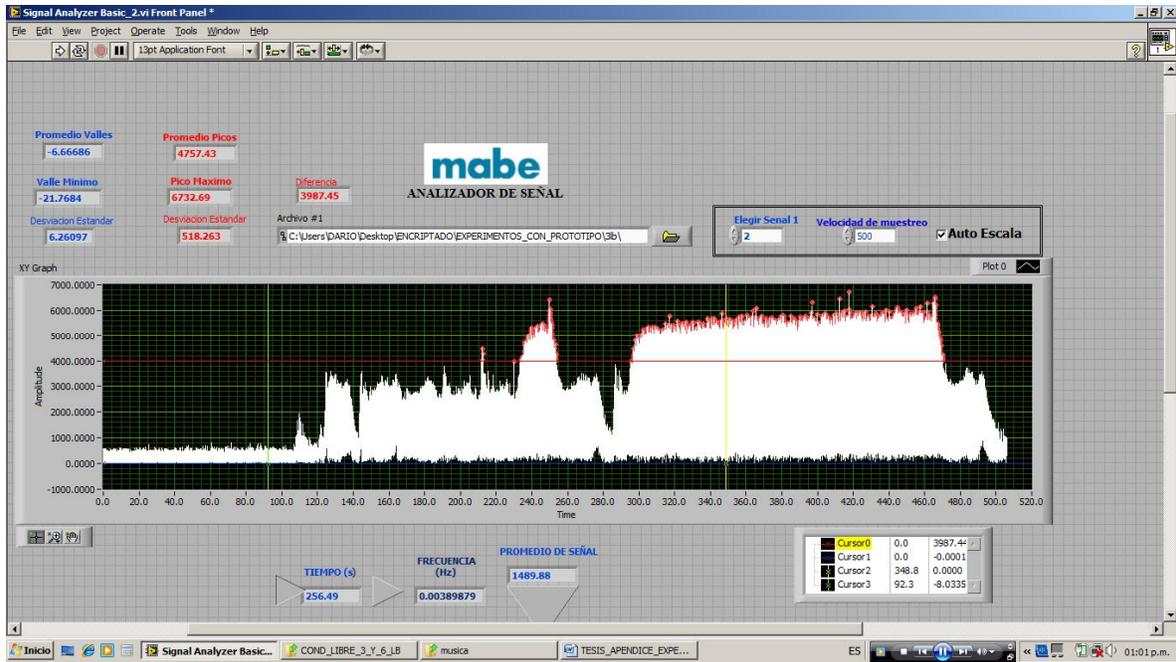
ROSETA TERCER APOYO 4-3L-1



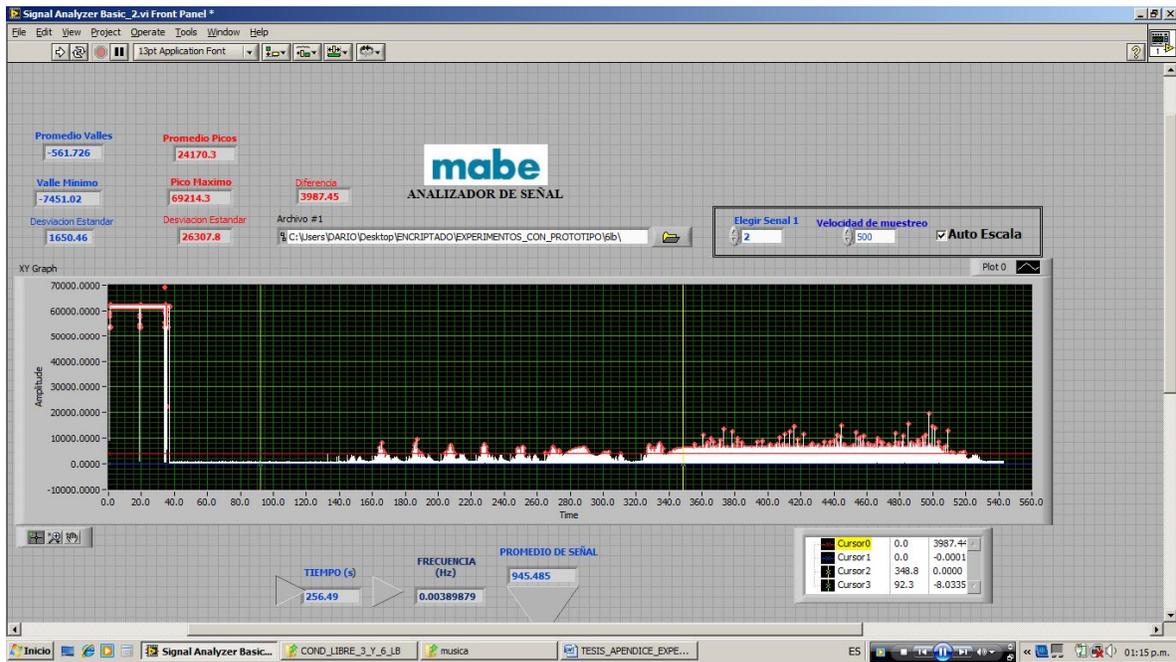
ROSETA TERCER APOYO 4-3L-2



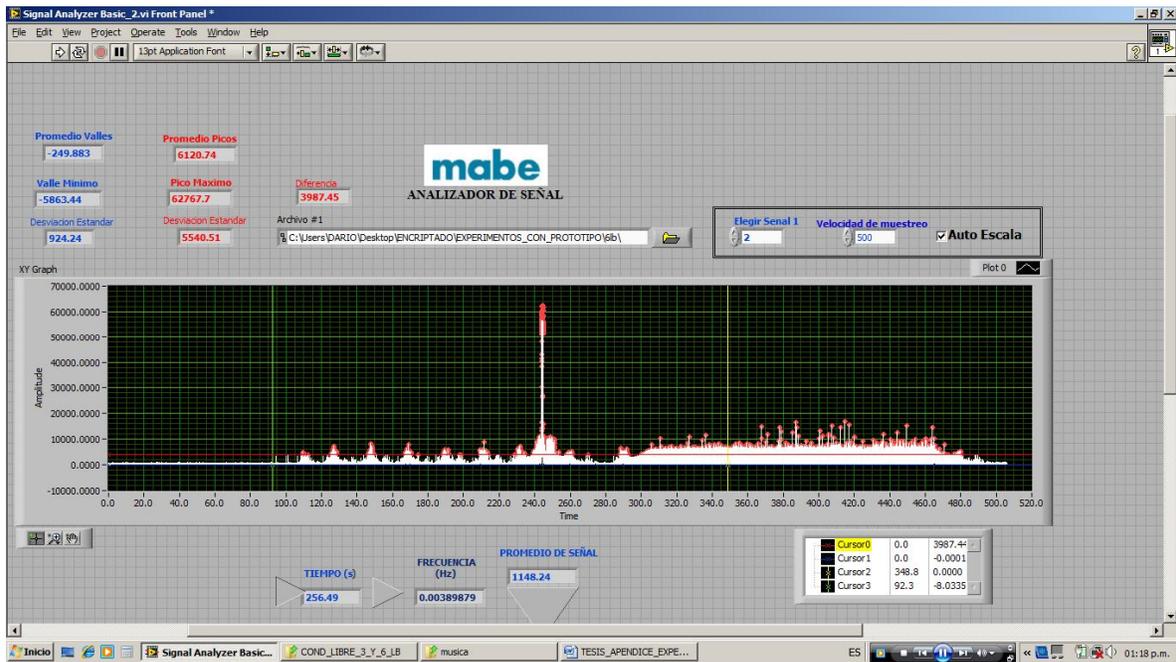
ROSETA TERCER APOYO 4-3LB-3



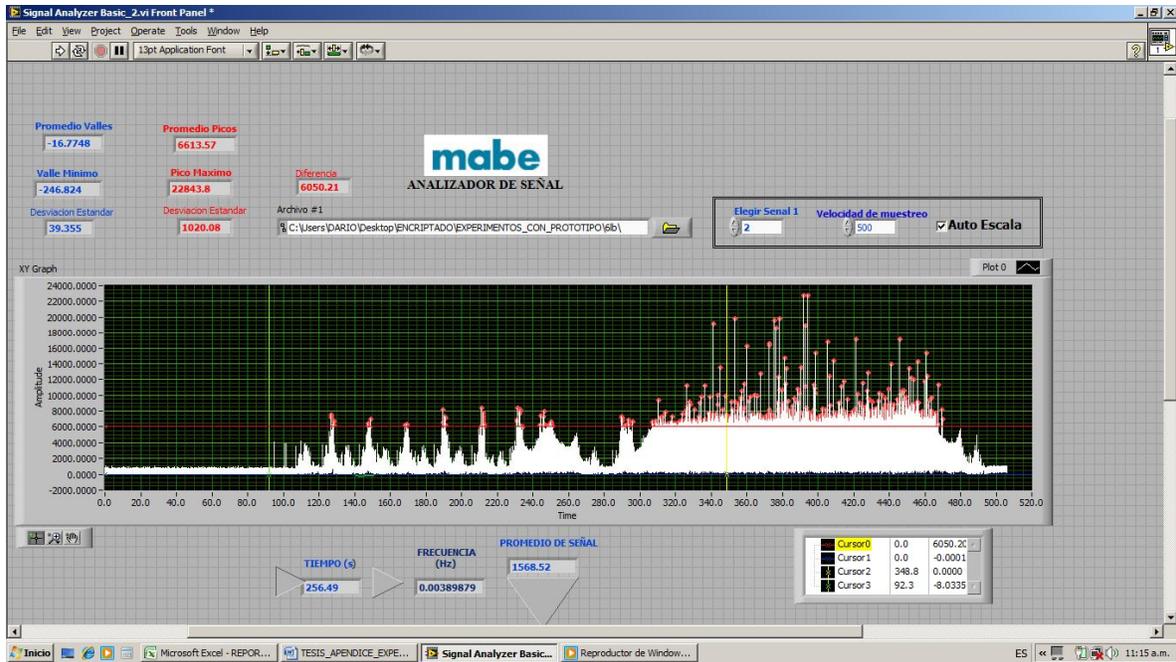
ROSETA TERCER APOYO 1-6L-1



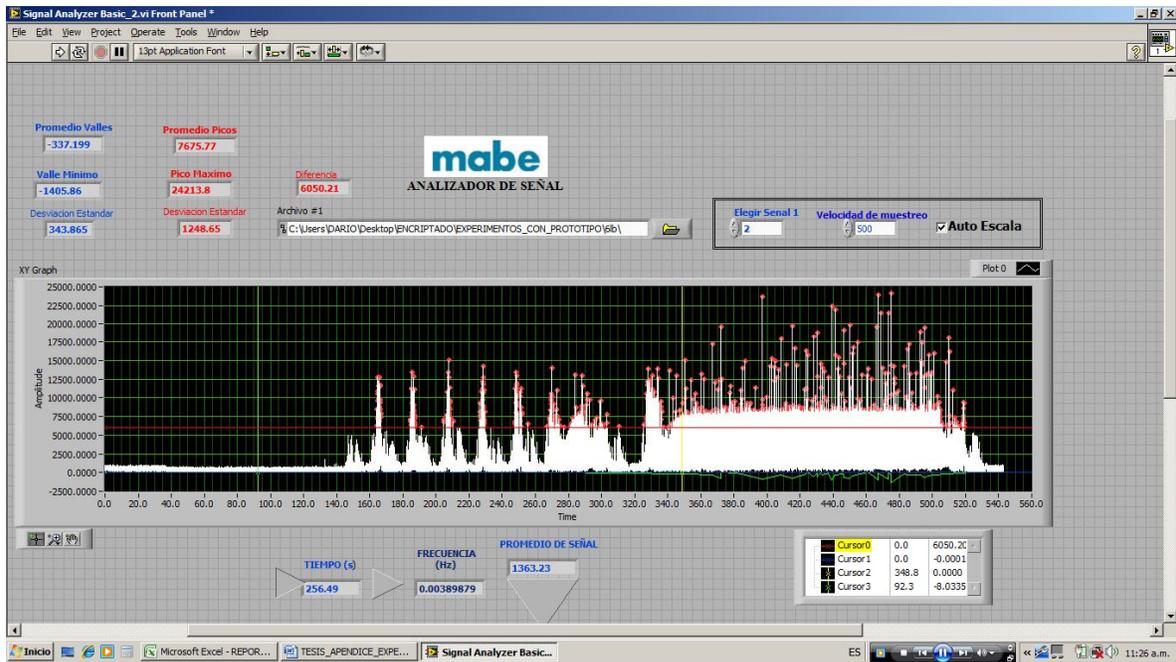
ROSETA TERCER APOYO 1-6L-2



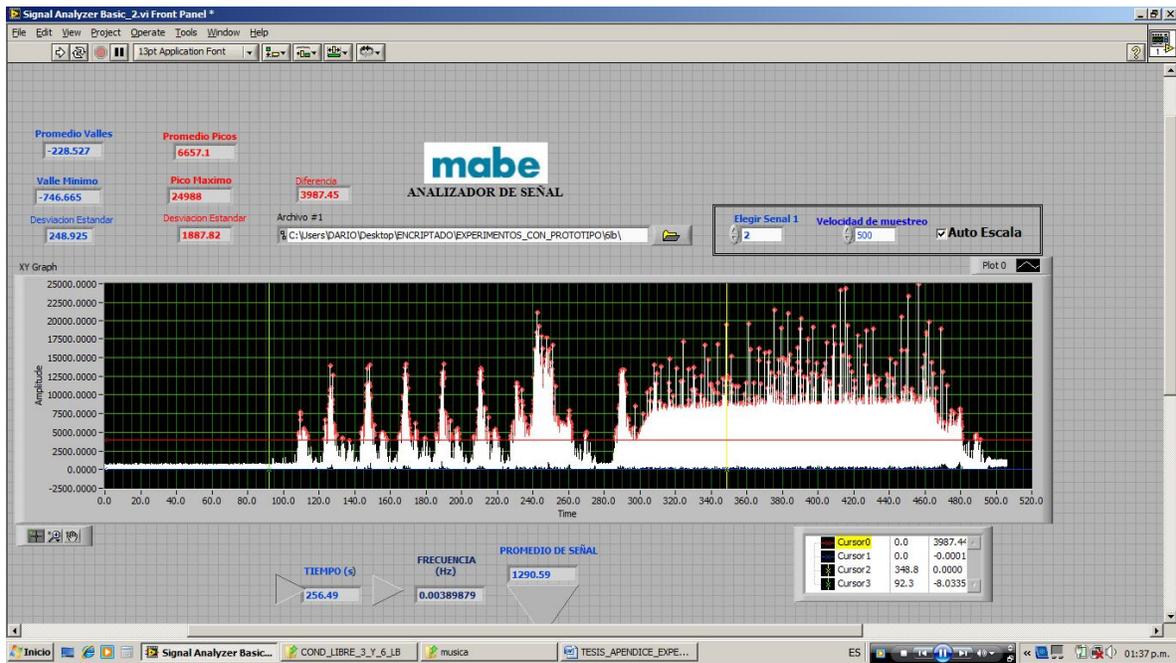
ROSETA TERCER APOYO 1-6L-3



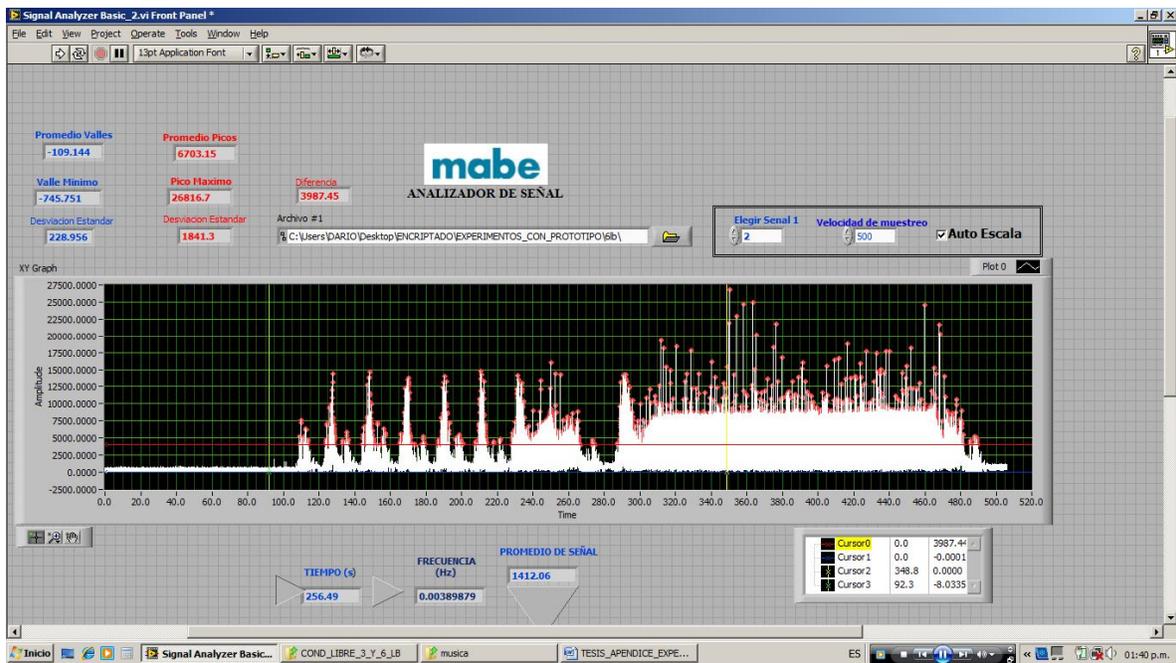
ROSETA TERCER APOYO 2-6L-1



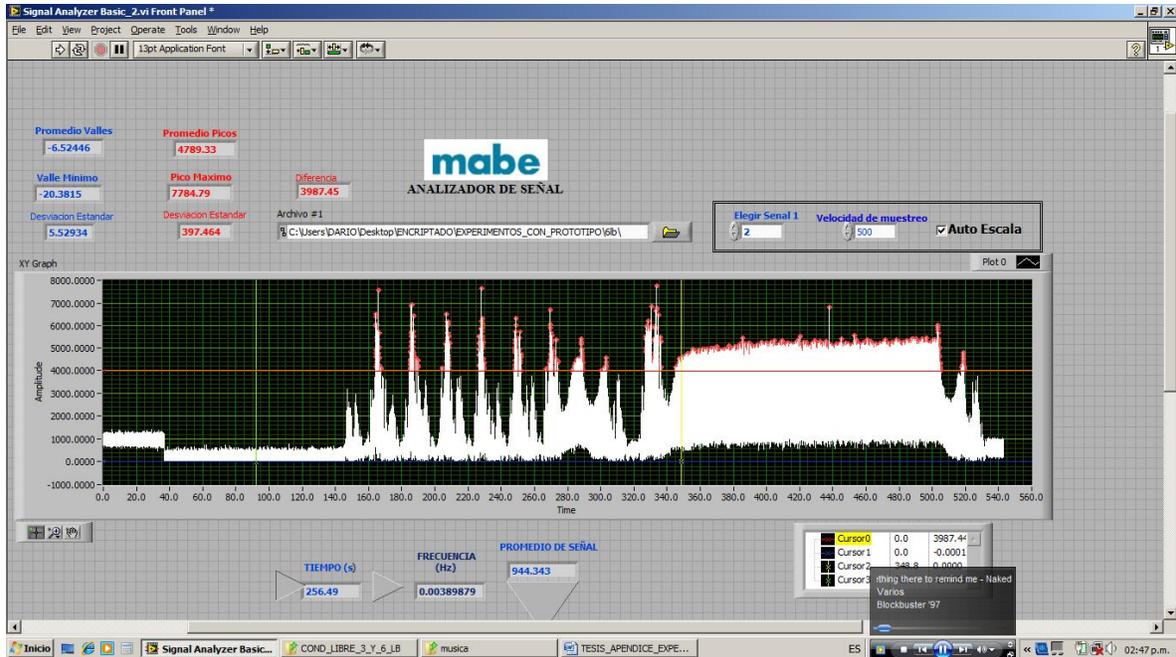
ROSETA TERCER APOYO 2-6L-2



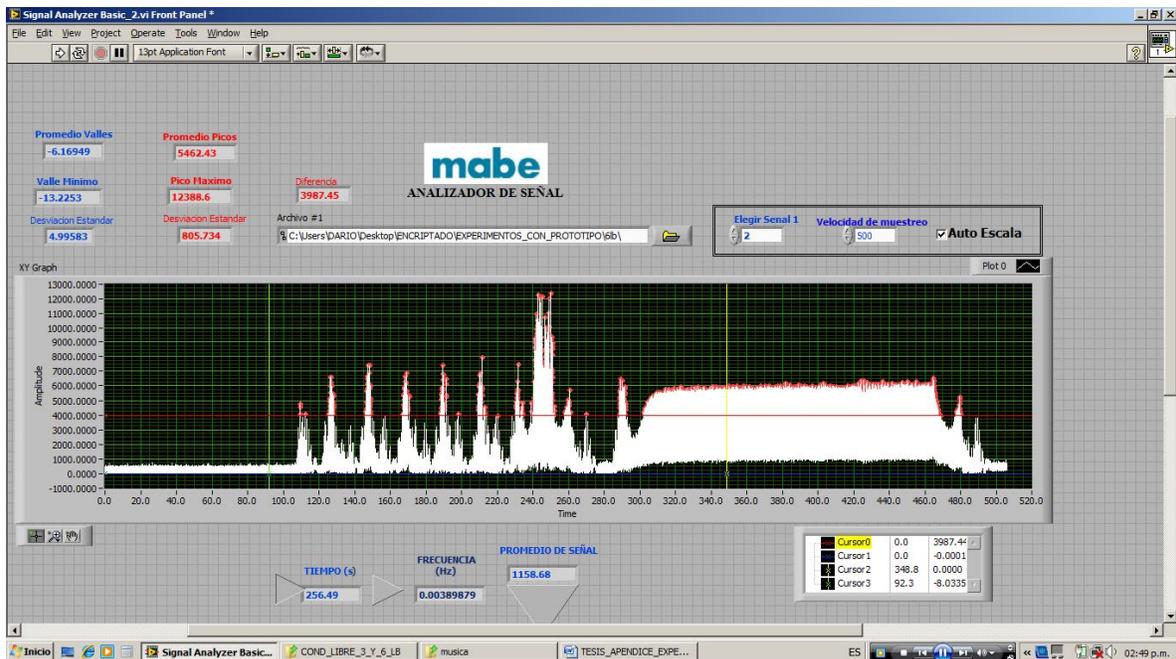
ROSETA TERCER APOYO 2-6L-3



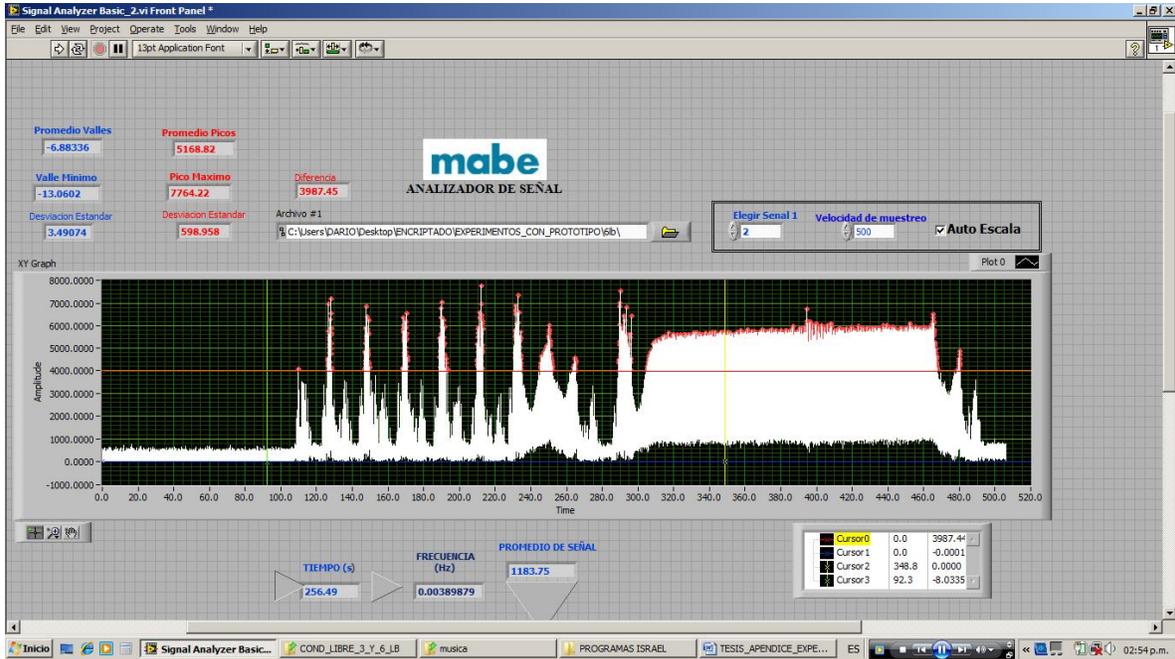
ROSETA TERCER APOYO 3-6L-1



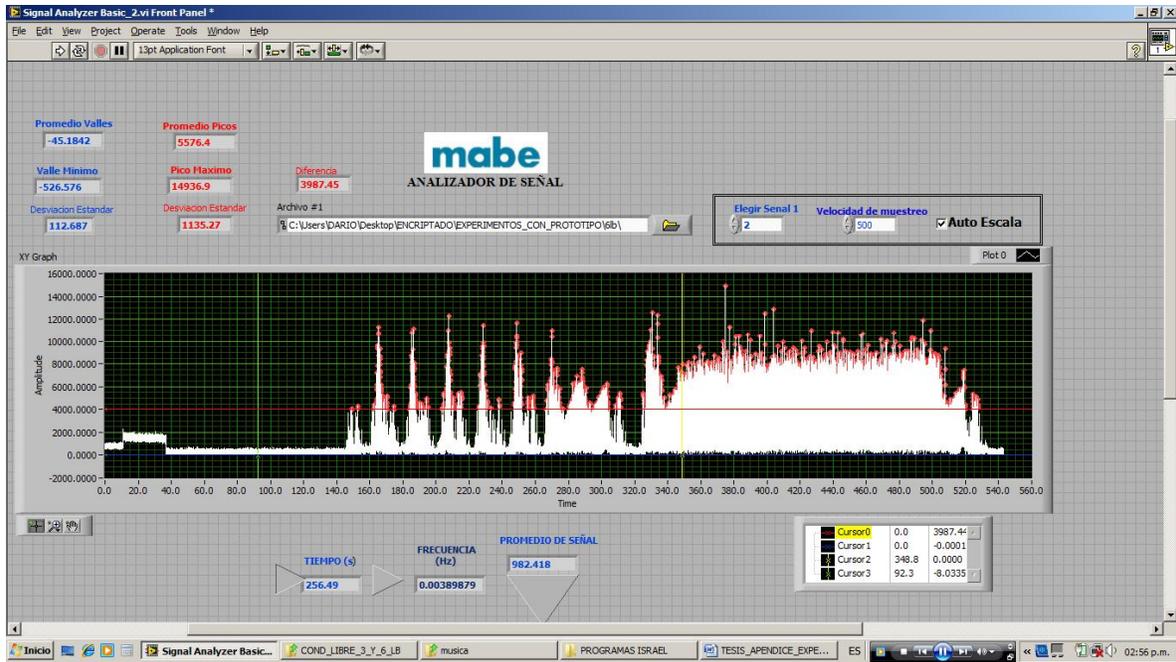
ROSETA TERCER APOYO 3-6L-2



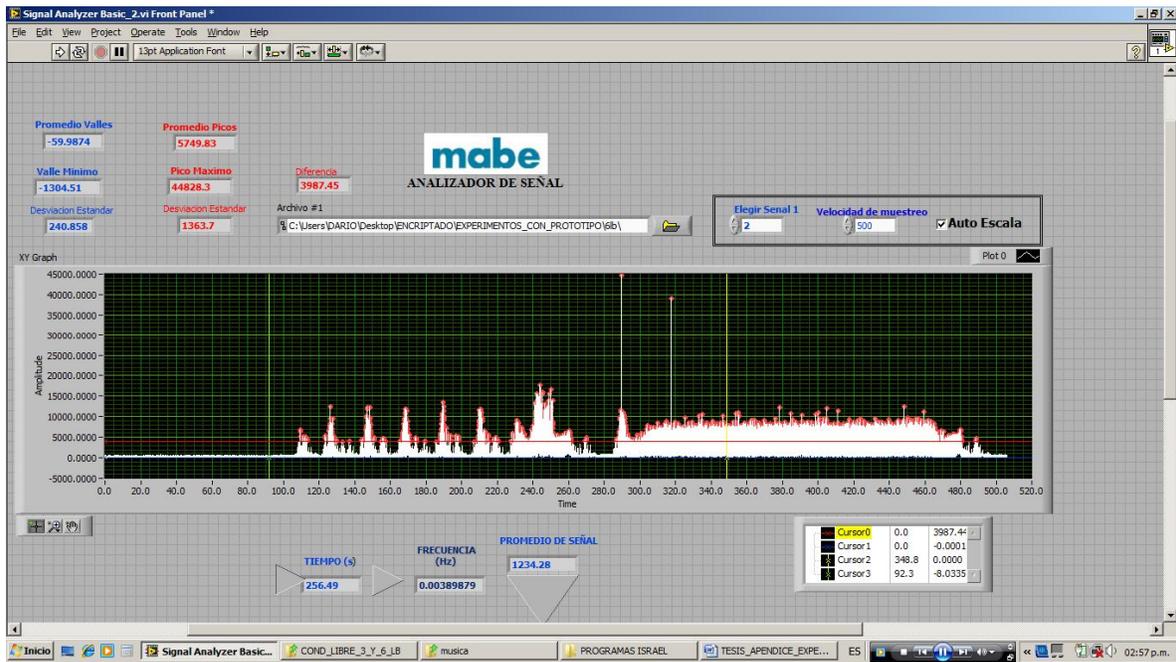
ROSETA TERCER APOYO 3-6L-3



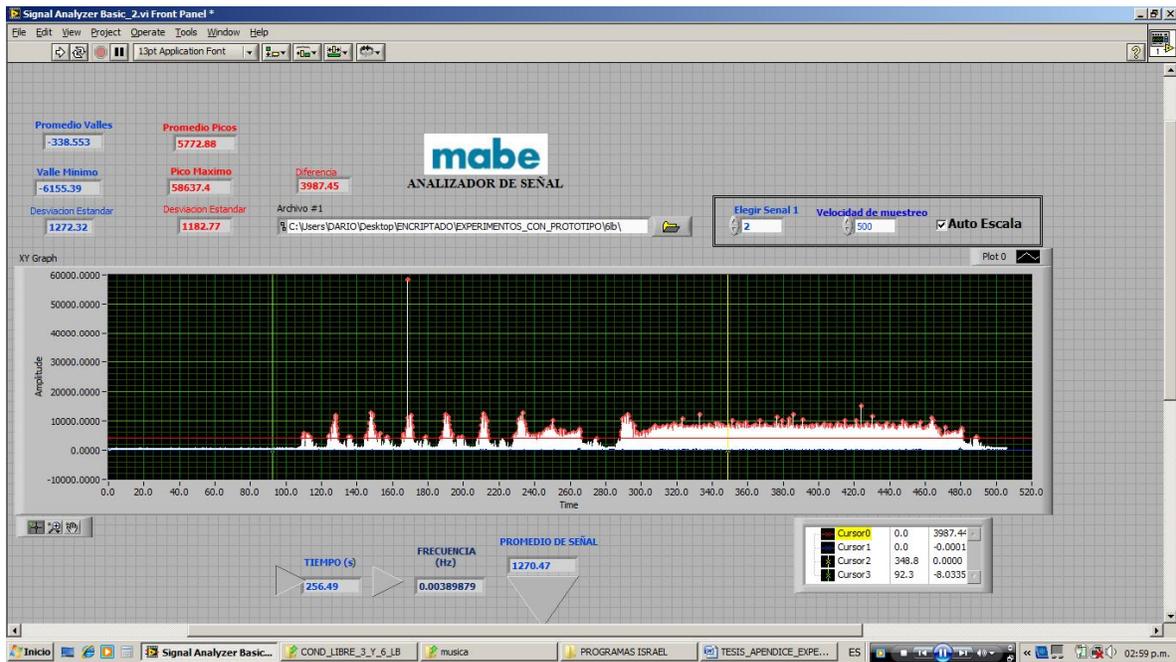
ROSETA TERCER APOYO 4-6L-1



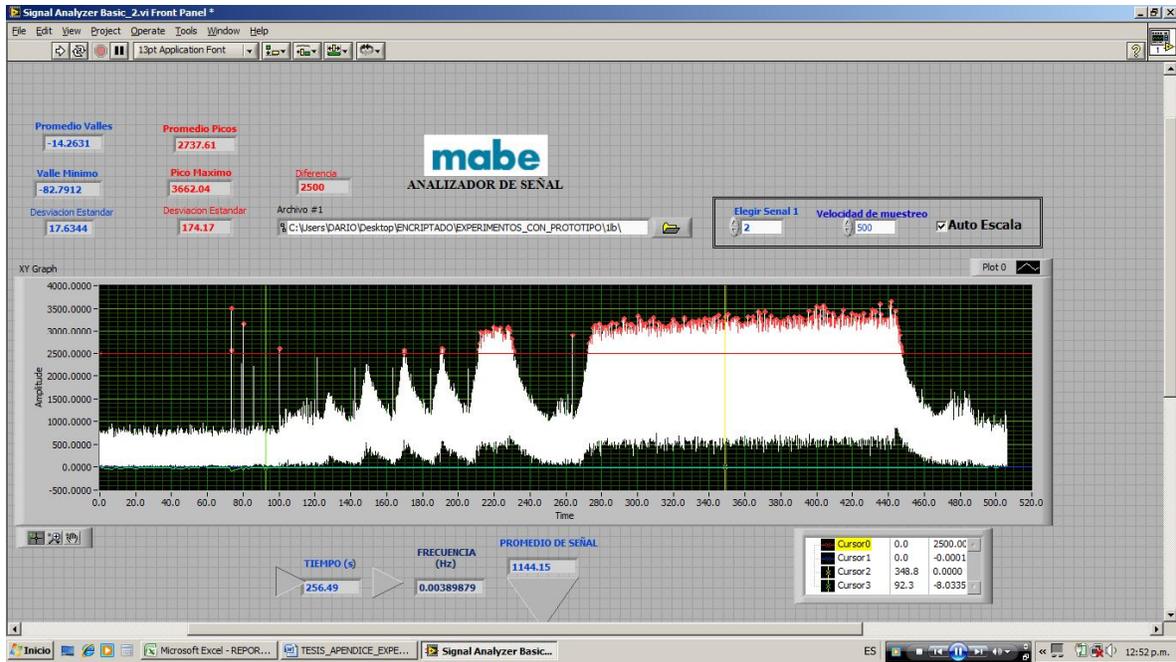
ROSETA TERCER APOYO 4-6L-2



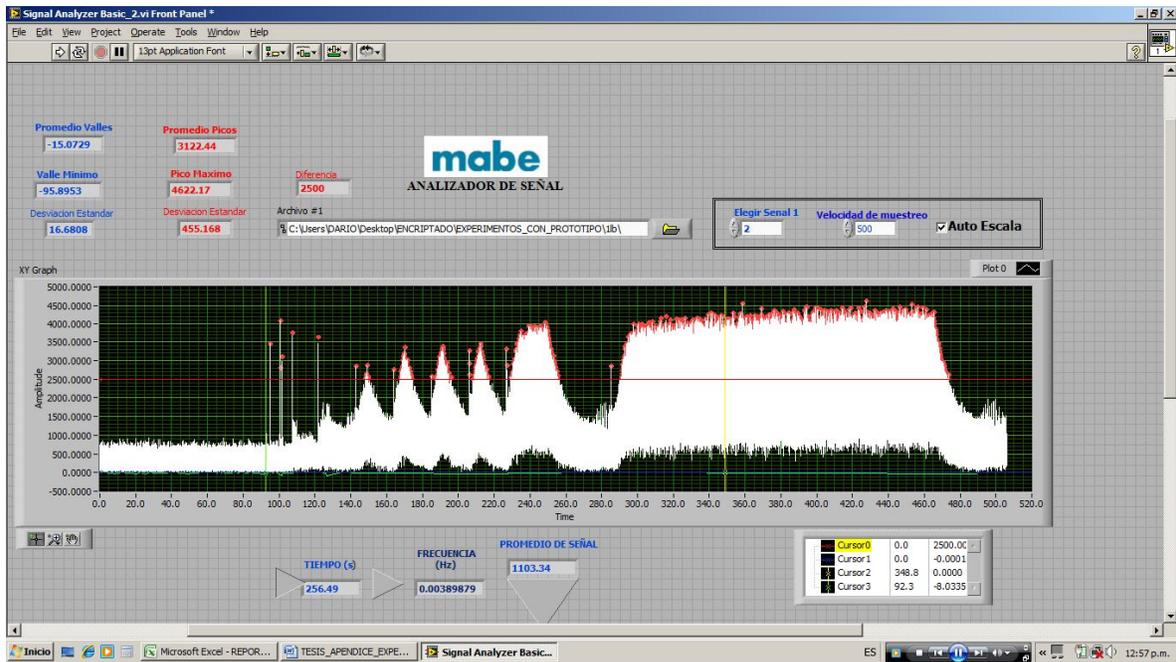
ROSETA TERCER APOYO 4-6L-3



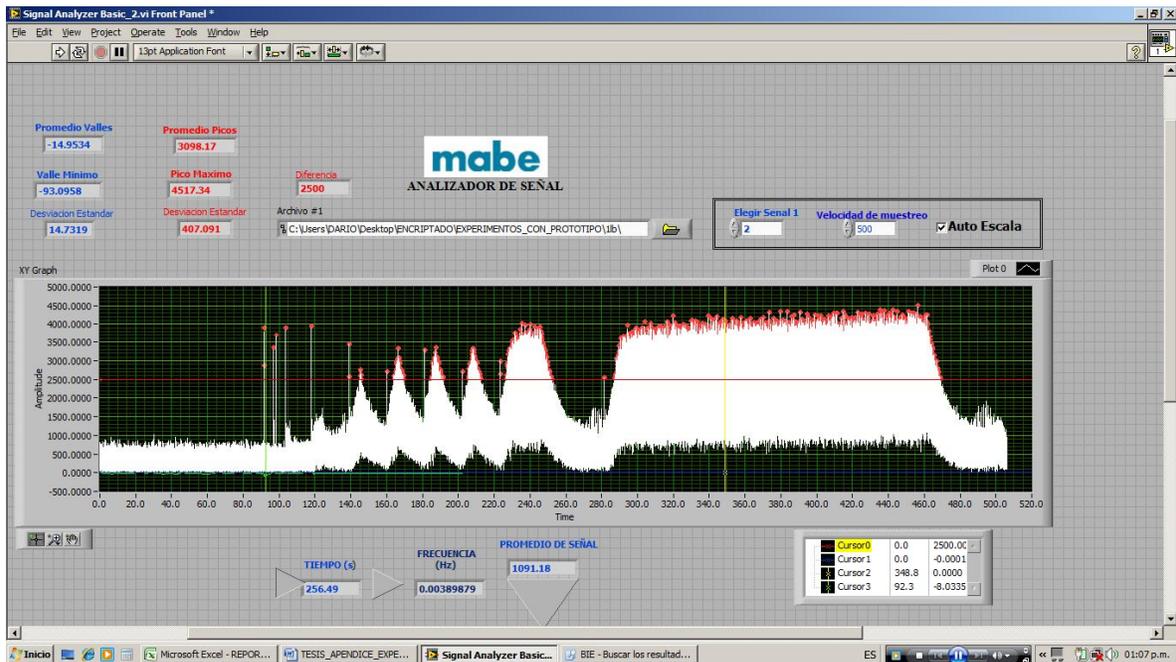
ROSETA TERCER APOYO 1-1LB-1



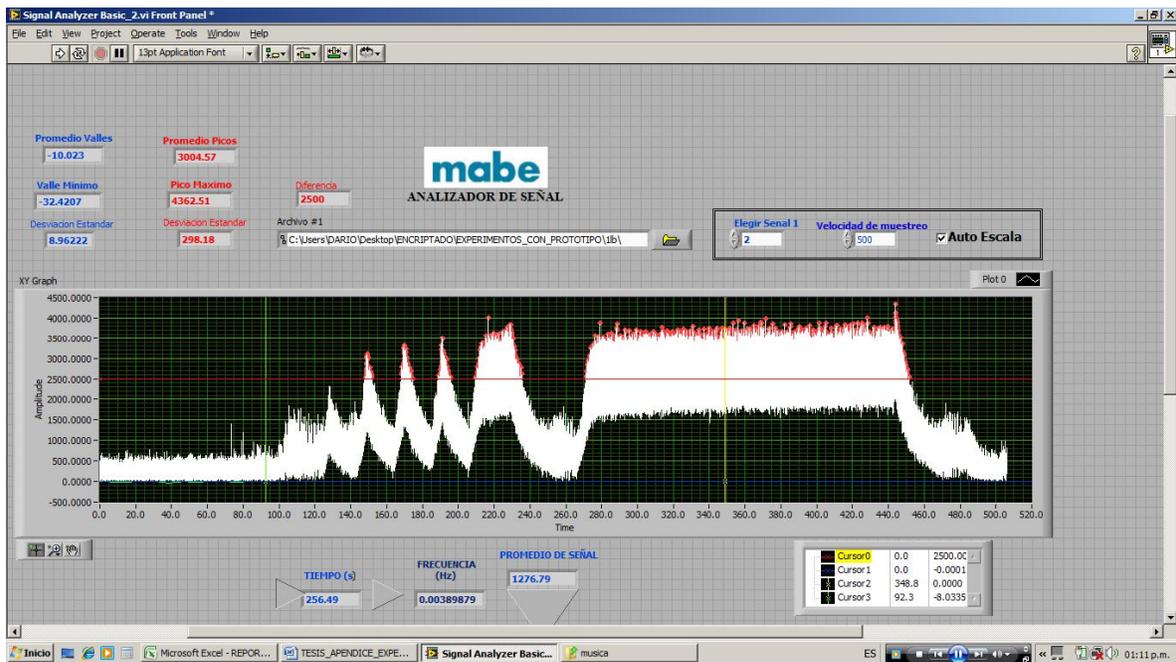
ROSETA TERCER APOYO 1-LB-2



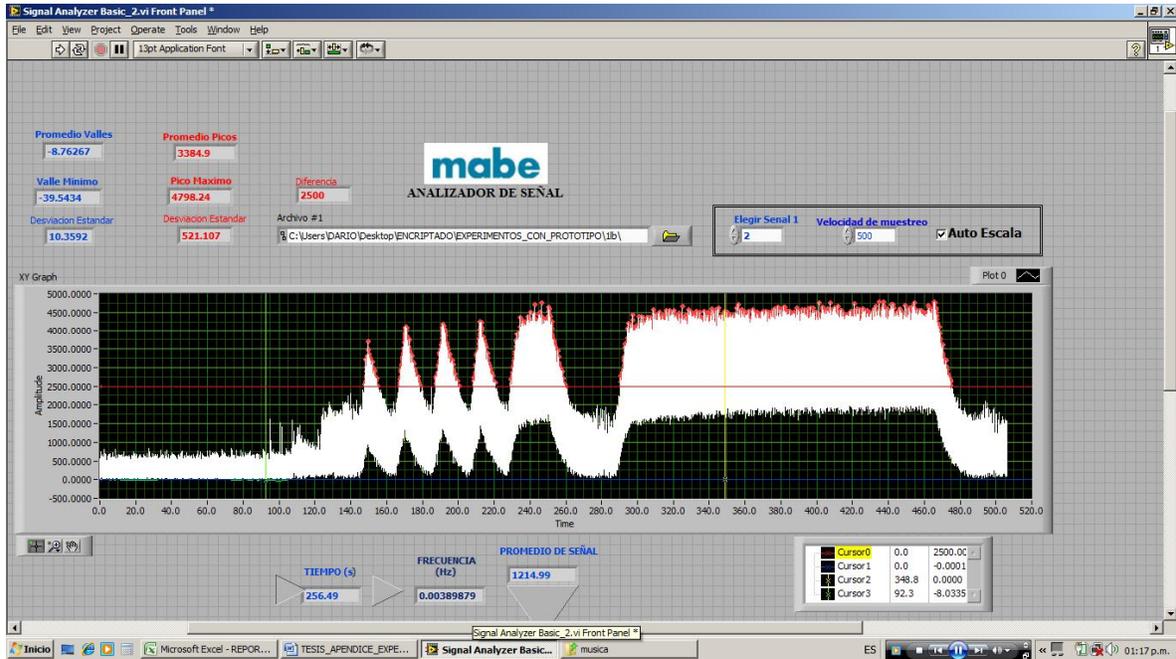
ROSETA TERCER APOYO 1-1LB-3



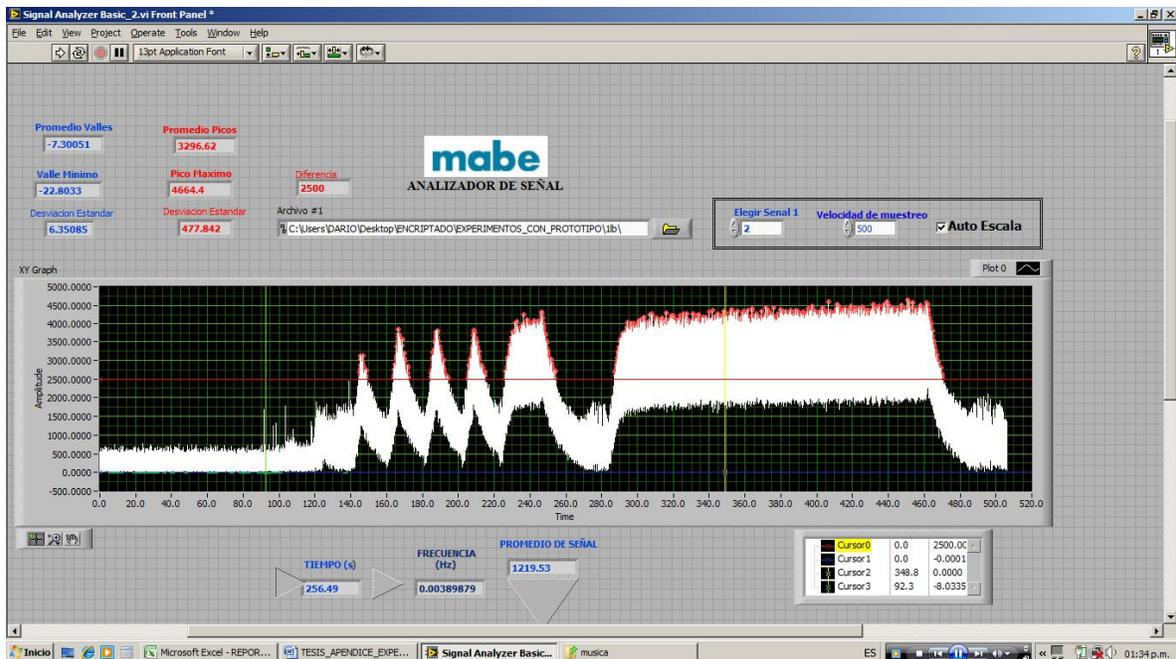
ROSETA TERCER APOYO 2-1LB-1



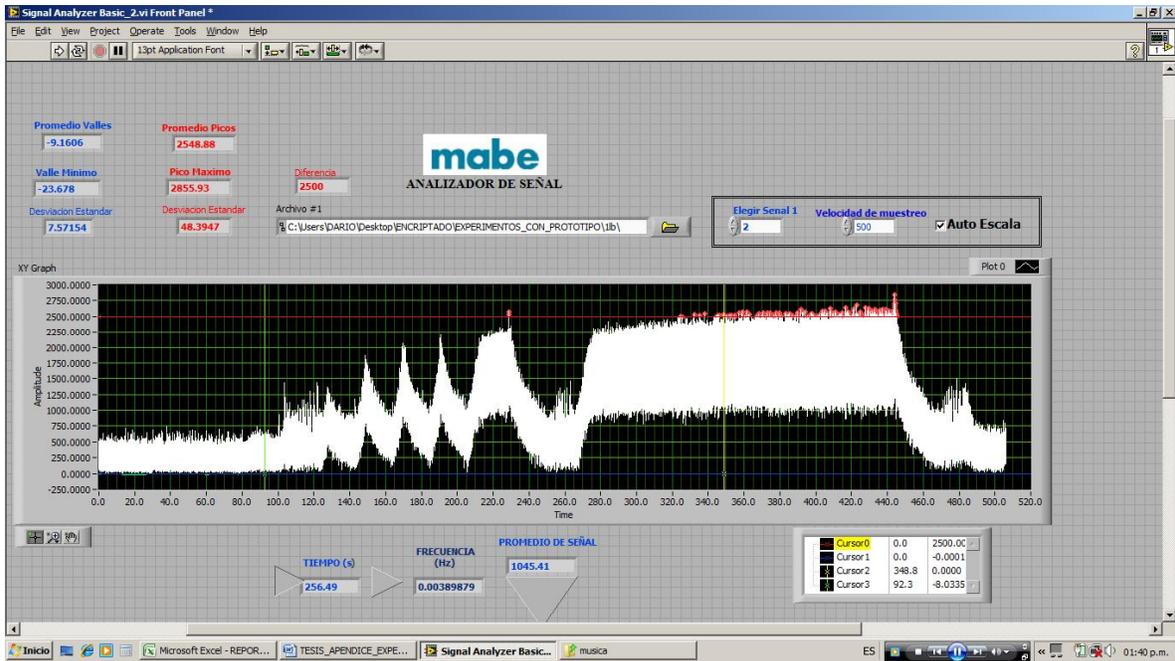
ROSETA TERCER APOYO 2-1LB-2



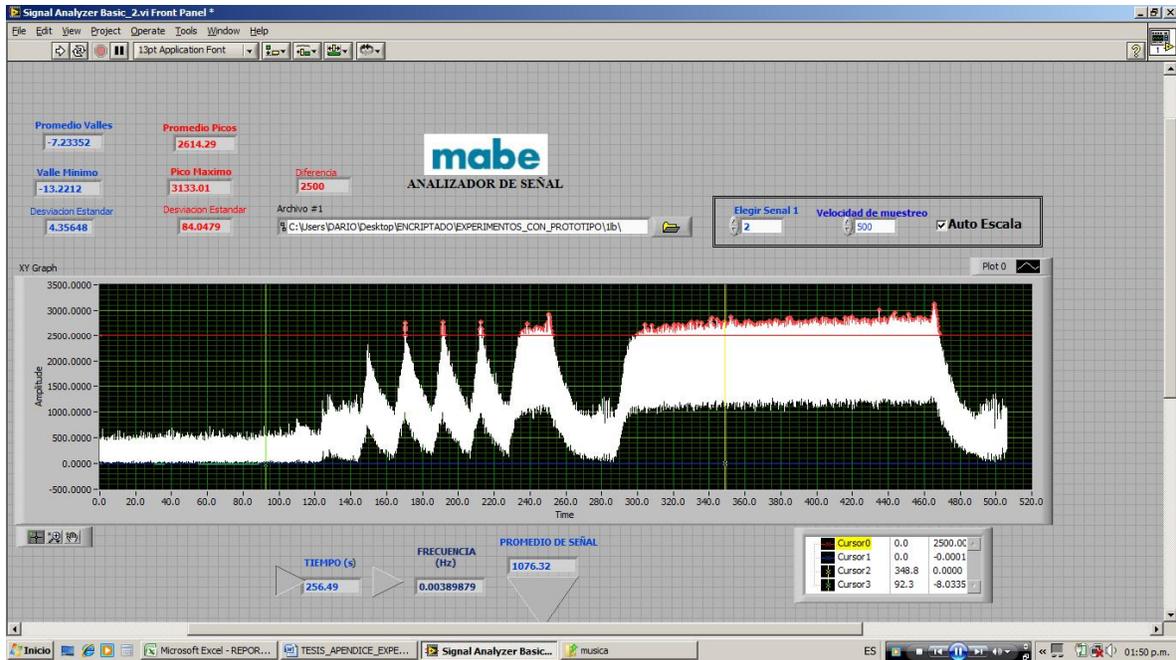
ROSETA TERCER APOYO 2-1LB-3



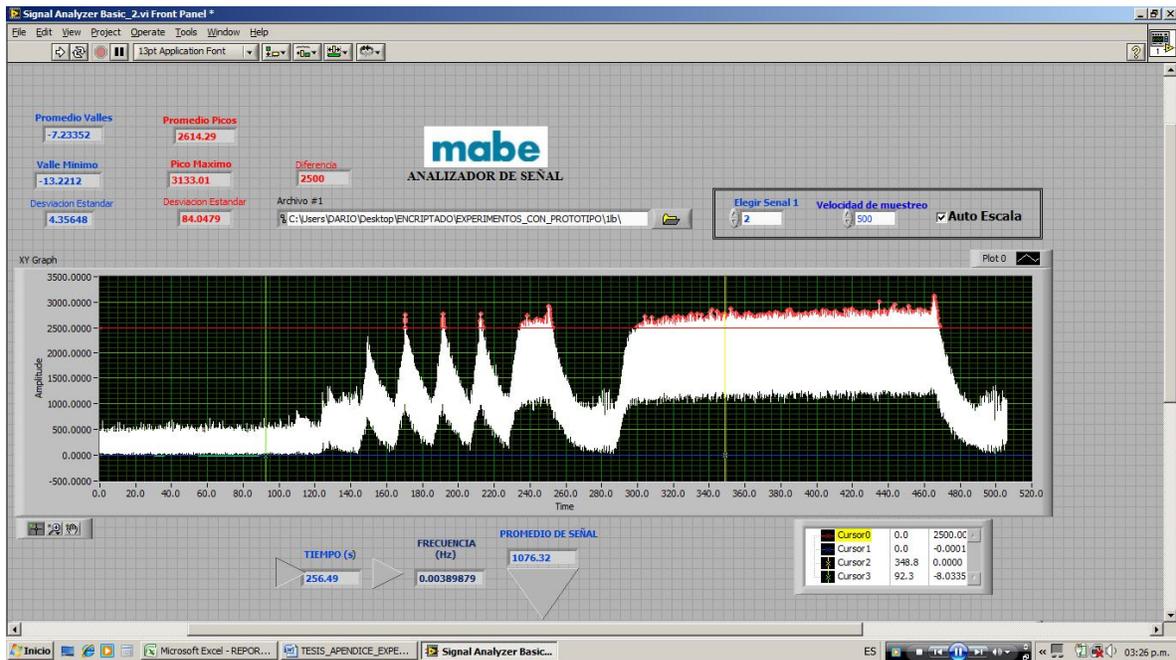
ROSETA LINEA BASE 3-1LB-1



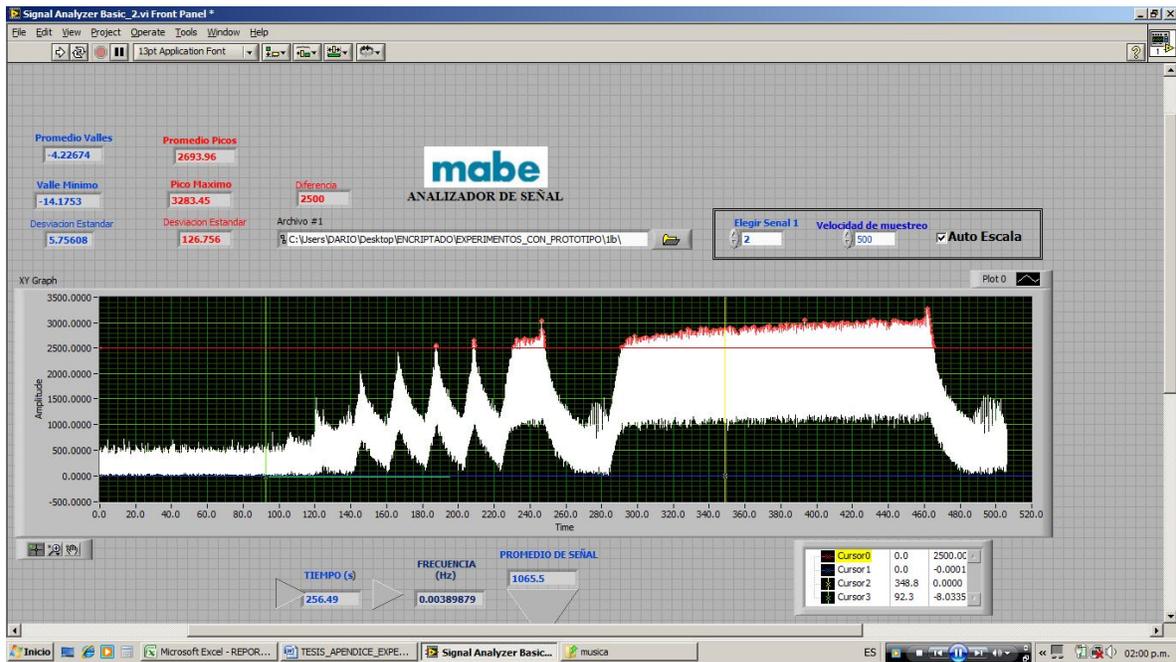
ROSETA TERCER APOYO 3-1LB-2



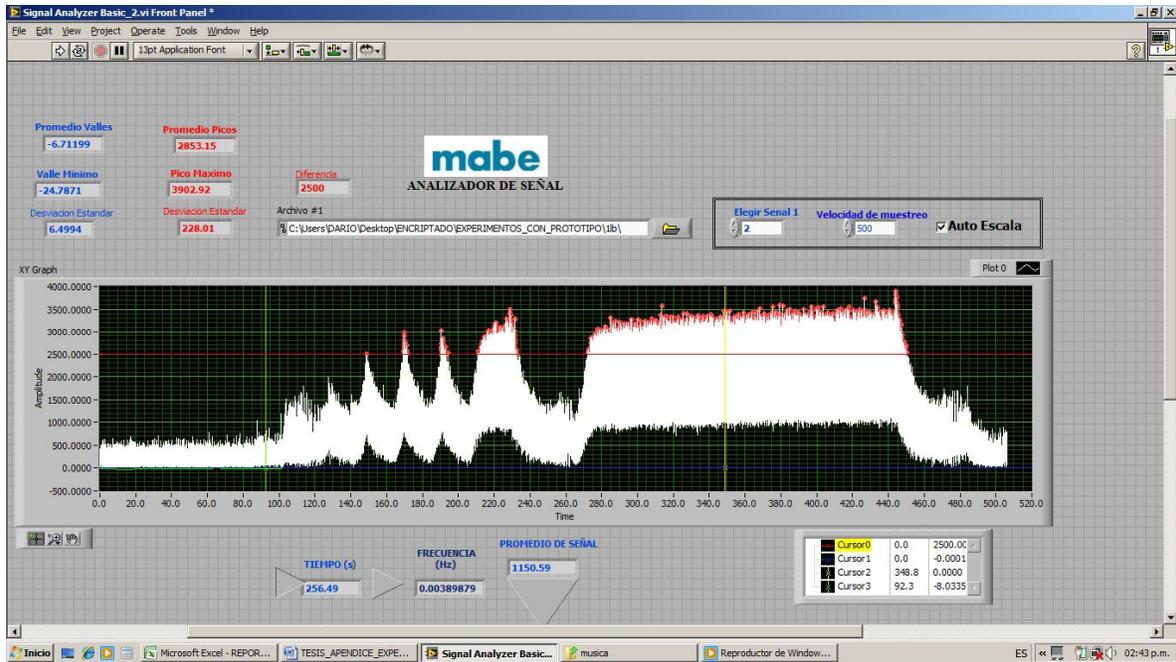
ROSETA TERCER APOYO 3-1LB-2



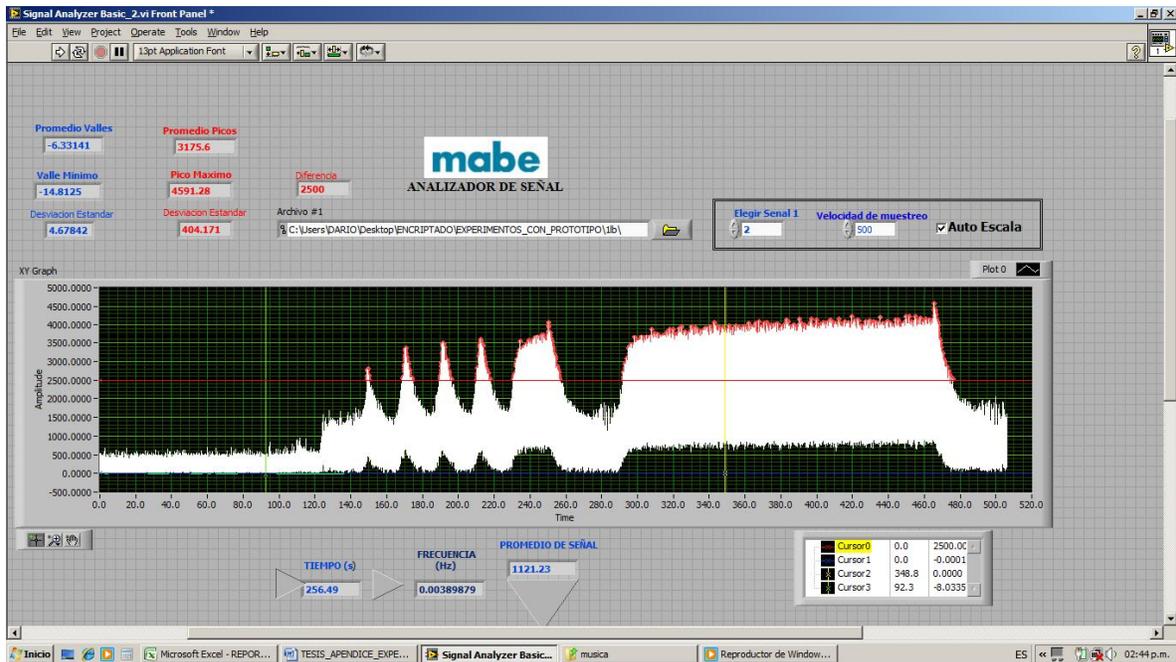
ROSETA TERCER APOYO 3-1LB-3



ROSETA TERCER APOYO 4-1LB-1



ROSETA TERCER APOYO 4-1LB-2



ROSETA TERCER APOYO 4-1LB-3

