



Análisis de mecanismos en compresores de electrodomésticos

Tesis que para recibir el título de
Ingeniero Mecánico

Presenta:
Josué Andrés Huerta Cruz

Director:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich

Mayo 2014

Agradecimientos

Primero a mi madre, porque este logro es más suyo que mío.

A mi familia, por ser los mejores amigos y maestros que alguien puede tener.

A Isis, por compartir conmigo todas las tristezas, alegrías y corajes.

A mis profesores, especialmente al Dr. Reivich por confiar en mí y darme una oportunidad a pesar de las circunstancias.

A mi amada UNAM, por enseñarme tantas cosas dentro y fuera de sus aulas.

Contenido

| | |
|--|-----------|
| <u>Introducción</u> | 5 |
| <u>Objetivos</u> | 6 |
| <u>Justificación del estudio</u> | 6 |
| <u>Capítulo 1. Antecedentes</u> | 7 |
| <u>1.1 Energía</u> | 7 |
| Procesos y ciclos | 7 |
| Presión | 8 |
| <u>1.2 Trabajo</u> | 9 |
| Trabajo mecánico | 9 |
| Trabajo de frontera móvil | 10 |
| <u>1.3 Compresores</u> | 13 |
| Compresores Reciprocantes | 13 |
| Eficiencia de compresores | 16 |
| <u>1.4 Mecanismos de transformación de movimiento angular a lineal</u> | 16 |
| Mecanismo de Manivela Biela Corredera | 16 |
| Mecanismo de Yugo Escocés | 18 |
| <u>Capítulo 2. Metodología</u> | 19 |
| <u>2.1 Descripción del banco de pruebas</u> | 19 |
| Equipo de medición | 22 |
| <u>2.2 Pruebas experimentales</u> | 24 |
| <u>2.3 Desarrollo de un prototipo rápido para modificar el mecanismo</u> | 28 |
| <u>2.4 Análisis comparativos de los mecanismos</u> | 31 |
| Análisis cinemático | 31 |
| Análisis dinámico | 37 |
| Utilizando diagramas de cuerpo libre | 39 |
| Por medio del software de diseño Working Model | 43 |
| Por medio de simulaciones tridimensionales con Solid Works | 45 |

| | |
|---|-----------|
| <u>Capítulo 3. Resultados</u> | <u>49</u> |
| <u>3.1 Gráficos comparativos.....</u> | <u>49</u> |
| <u>3.2 Tablas comparativas de cálculo de energía demandada.....</u> | <u>55</u> |
| <u>Capítulo 4. Conclusiones.....</u> | <u>56</u> |
| <u>Referencias.....</u> | <u>57</u> |

Introducción

Los compresores de gas tienen por finalidad aumentar la energía de algún gas, aumentando su presión y su temperatura para llevar el gas a condiciones de sobresaturación.

Estos equipos tienen una variedad de uso bastante amplia, desde obtener aire comprimido para limpiar componentes electrónicos, inflar llantas o balones, hasta propósitos de refrigeración o industriales.

El compresor más utilizado, por su versatilidad y las relaciones de compresión que puede manejar, es el nombrado recíprocante; éste, logra aumentar la presión del gas disminuyendo su volumen en una cámara cerrada (cilindro) mediante el movimiento alternativo de un émbolo (o pistón).

La energía que el compresor requiere para realizar su función, normalmente, se obtiene de un motor eléctrico y se debe agregar un mecanismo que transforme el movimiento rotativo del motor al movimiento lineal que requiere el pistón.

El rendimiento de los compresores puede determinarse comparando la energía que el compresor le proporciona al gas con la energía que el compresor requiere del motor eléctrico; ésta última es el trabajo de flecha que el motor ejerce sobre el compresor y es proporcional a la fuerza de torsión (o par) que existe en la flecha durante el ciclo de compresión.

En el presente trabajo se comparan experimentalmente, por medio de un banco de pruebas, dos compresores que utilizan mecanismos distintos de transformación de movimiento rotativo a lineal (Manivela Biela Corredera y Yugo Escocés) y se analizan los mismos mecanismos de manera analítica con tres métodos diferentes, para encontrar aquél con mejores condiciones de rendimiento para disminuir el consumo de energía obteniendo las mismas condiciones del gas.

Objetivos

Utilizando un banco de pruebas, generar resultados experimentales de las condiciones de funcionamiento de dos compresores que utilizan distintos mecanismos de transformación de movimiento rotatorio a lineal.

Mediante análisis teóricos bidimensionales y tridimensionales, generar resultados teóricos de las condiciones de funcionamiento de los distintos mecanismos utilizados.

Comparar entre sí los resultados de los análisis teóricos y con los resultados experimentales.

Justificación del estudio

En la actualidad, es un requisito indispensable desarrollar tecnología con las mejores condiciones de rendimiento posible.

Los análisis descritos en este trabajo proporcionan información que nos permite entender y comparar tecnologías existentes que tienen el mismo propósito, para encontrar aquella que requiere menos energía para su funcionamiento.

Capítulo 1. Antecedentes

1.1 Energía

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía. Aunque todo el mundo tiene idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía puede considerarse como la capacidad para causar cambios.

Uno de los fundamentos más importantes de la naturaleza es el principio de conservación de energía; éste expresa que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra pero su cantidad total se mantiene constante y se expresa en la primera ley de la termodinámica, sosteniendo que la energía es una propiedad termodinámica cuantificable y que la diferencia de la energía total que entra en un sistema con la energía que sale debe ser igual a la energía que almacena dicho sistema:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E$$

El sistema en cuestión puede denominarse como sistema abierto o sistema cerrado; será abierto si presenta cambios en su masa a lo largo del tiempo, mientras que si sólo presenta entradas y salidas de energía pero no de masa es un sistema cerrado (Çengel & Boles, 2011).

Procesos y ciclos

Cualquier cambio de un estado de equilibrio a otro experimentado por un sistema, es un proceso; mientras que la serie de estados por los que pasa un sistema durante este proceso, es una trayectoria del proceso. Para describir completamente un proceso se deben especificar sus estados inicial y final, así como la trayectoria que sigue. Si un sistema, después de someterse a una serie de procesos, regresa a su estado inicial se dice que experimenta un ciclo (Çengel & Boles, 2011).

Los diagramas de proceso trazados mediante el empleo de propiedades termodinámicas en forma de coordenadas son muy útiles para tener una representación visual del proceso. Se muestra un ejemplo en la figura 1-1.

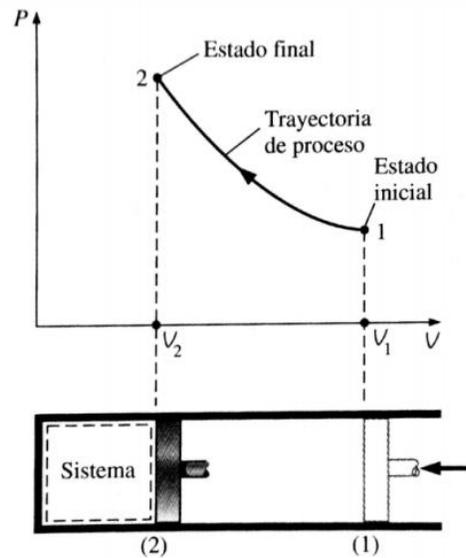


Figura 1-1. Proceso de compresión

Imagen tomada de: ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. (2011). *Termodinámica* (7ª edición). Mc Graw Hill.

Presión

La presión se define como la fuerza normal que ejerce un fluido sobre las paredes del recipiente que lo contiene por unidad de área. En sistema internacional se mide en Pascales ($\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$) mientras que en el sistema inglés se utiliza el psi (lb/in^2).

Es importante señalar que los dispositivos que se utilizan para medir presión (manómetros) o para medir vacío (vacuómetros) miden presión relativa respecto a la presión atmosférica y que en cualquier cálculo de propiedades termodinámicas se debe utilizar la presión absoluta.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{manométrica} = P_{atm} - P_{vacío}$$

1.2 Trabajo

La energía puede existir de varias formas: térmica, mecánica, eléctrica, magnética, química y nuclear, cuya suma conforma la energía total de un sistema. Medir la cantidad total de energía que posee un cuerpo puede resultar demasiado complicado, lo que normalmente se trata es el cambio de ésta. Así, a la energía total de un sistema se le puede asignar un valor de cero en algún punto de referencia. El cambio de la energía total de un sistema es independiente del punto de referencia seleccionado.

Las formas de energía mencionadas anteriormente pueden estar contenidas o almacenadas en un sistema, así que es posible considerarlas como formas estáticas de energía. Las formas de energía no almacenadas en un sistema se consideran formas dinámicas de energía, o interacciones de energía, posibles de reconocer cuando cruzan las fronteras del sistema y representan la energía que éste gana o pierde durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de energía relacionadas con un sistema cerrado son la *transferencia de calor* y el *trabajo*.

Es fácil reconocer el calor: su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. Por lo tanto, se puede decir simplemente que una interacción de energía que se origina por algo distinto a una diferencia de temperatura entre un sistema y el exterior, es trabajo. De manera más específica, el trabajo es la transferencia de energía relacionada con una fuerza a lo largo de una distancia (Çengel & Boles, 2011).

Trabajo mecánico

Hay diversas formas de hacer trabajo, cada una relacionada de cierta manera con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. En la mecánica elemental, el trabajo que realiza una fuerza constante F sobre un cuerpo que se desplaza una distancia s en la dirección de la fuerza se expresa como:

$$W = Fs$$

Sin embargo, si la fuerza varía a lo largo del movimiento, se debe expresar como una suma (o integral) de las cantidades diferenciales de trabajo:

$$W = \int_{s_1}^{s_2} F ds$$

Es muy frecuente que el sistema de transmisión de energía sea mediante un eje rotatorio. Con frecuencia el momento de torsión T aplicado al eje es constante, lo

cual significa que la fuerza F aplicada también es constante. Para un determinado momento de torsión constante, el trabajo hecho durante n revoluciones se determina así: una fuerza F que actúa por medio de un brazo de momento r genera un momento de torsión T .

$$T = Fr \rightarrow F = \frac{T}{r}$$

Esta fuerza actúa a lo largo de una distancia s , que se relaciona con el radio mediante:

$$s = (2\pi r)n$$

Por lo tanto, el trabajo de flecha se determina a partir de:

$$W_{flecha} = Fs = \left(\frac{T}{r}\right)(2\pi r)n = 2\pi nT$$

La potencia transmitida mediante la flecha es el trabajo de flecha por unidad de tiempo, que puede expresarse como:

$$\dot{W}_{flecha} = 2\pi \dot{n}T$$

Donde \dot{n} es el número de revoluciones por unidad de tiempo.

Trabajo de frontera móvil

Una forma de trabajo mecánico muy común en la práctica es aquella que está relacionada con la expansión o compresión de un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo. Durante este proceso, parte de la frontera (la cara interna del émbolo) se mueve en vaivén. Este trabajo de expansión o compresión suele llamarse trabajo de frontera móvil o simplemente trabajo de frontera.

El trabajo de frontera móvil relacionado con compresores reales no se puede determinar de forma precisa a partir solamente de un análisis termodinámico, porque el émbolo comúnmente se mueve a muy altas velocidades, lo cual dificulta que el gas en el interior mantenga su equilibrio. Entonces, los estados por los que pasa el sistema durante el proceso no se pueden especificar y tampoco es posible trazar alguna trayectoria del proceso. Por ser una función de la trayectoria, el trabajo no se puede determinar de forma analítica sin conocerla. Por lo tanto, el trabajo de frontera en compresores reales se determina mediante mediciones directas.

De manera analítica se puede analizar el trabajo de frontera móvil para un proceso cuasiestático, es decir, que permanece cercano al equilibrio todo el tiempo. Este comportamiento es similar al que presentan los compresores a velocidades bajas. En idénticas condiciones, se observa que el trabajo que entra a los compresores es un mínimo, cuando se emplean procesos cuasiestáticos en lugar de procesos reales (Çengel & Boles, 2011).

Si consideramos un gas encerrado en un dispositivo de cilindro-émbolo igual al que se muestra en la figura 1-2.

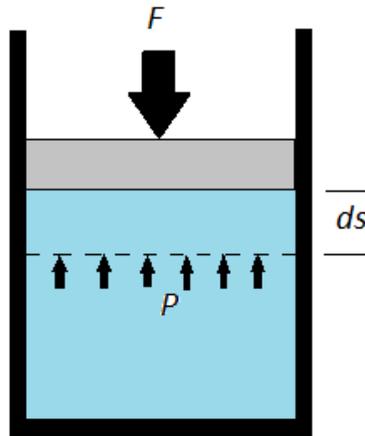


Figura 1-2. Compresión de un gas.

La presión del gas es P , el volumen total es V , y el área de sección transversal del émbolo es A . Si se permite al émbolo moverse una distancia ds de modo que se mantenga el cuasiequilibrio, el trabajo diferencial hecho durante este proceso es:

$$dW_b = Fds = PA ds = PdV$$

Es decir, el trabajo de frontera en la forma diferencial es igual al producto de la presión absoluta P y el cambio diferencial en el volumen dV del sistema.

El trabajo total realizado durante el proceso completo a medida que se mueve el émbolo, se obtiene sumando los trabajos diferenciales desde el estado inicial hasta el final:

$$W_b = \int_1^2 PdV$$

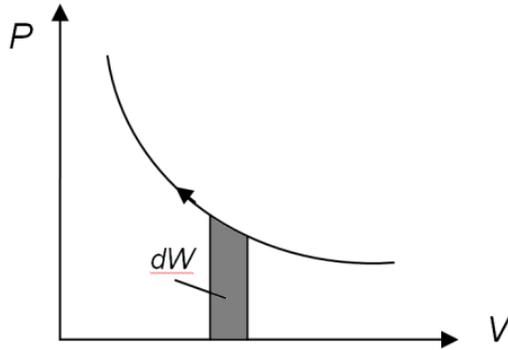


Figura 1-3. Diagrama PV de un proceso de compresión.

Esta integral se puede evaluar sólo si se conoce la relación funcional entre P y V durante el proceso y es igual al área bajo la curva en un diagrama P - V .

Un gas puede seguir varias trayectorias cuando se expande de un estado a otro. En general, cada trayectoria tendrá debajo un área diferente y, puesto que ésta representa la magnitud del trabajo, el trabajo hecho será diferente para cada proceso. Esto es debido a que el trabajo es una función de la trayectoria.

Si la relación entre P y V durante un proceso de expansión o compresión se da en términos de de datos experimentales en lugar de en forma funcional, es evidente que no se puede llevar a cabo la integración analítica, pero siempre es posible graficar el diagrama P - V del proceso con estos puntos de datos, así como calcular de forma gráfica el área bajo la curva para determinar el trabajo hecho (Çengel & Boles, 2011).

Durante procesos reales de compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante $PV^n = C$, donde C y n son constantes. Un proceso de esta clase se llama proceso politrópico. La función de presión puede escribirse como:

$$P = CV^{-n}$$

Y la ecuación integral de trabajo de frontera:

$$W_b = C \int_1^2 V^{-n} dV = C \frac{V_2^{1-n} - V_1^{1-n}}{1-n} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n}$$

Dado que para un gas ideal $PV = mRT$ esta ecuación puede escribirse como:

$$W_b = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n}$$

1.3 Compresores

Los compresores son máquinas que tienen un propósito básico: entregar un fluido compresible (gas o vapor) a mayor presión que la original.

Se utilizan cuatro métodos diferentes para comprimir un fluido. Dos son de tipo intermitente y dos de flujo continuo. Los métodos son los siguientes:

1. Encerrar cierta cantidad de gas, reducir su volumen para incrementar la presión y, posteriormente, expulsarlo.
2. Hacer fluir cierta cantidad de gas sin cambiar su volumen hacia la compuerta de descarga y utilizar el efecto del retorno del gas para comprimirlo.
3. Comprimir el gas con ayuda del movimiento rápido de impulsores rotatorios que aceleran el gas (la velocidad posteriormente se convierte en presión mediante difusores).
4. Se mezcla el gas con un chorro del mismo o de otro fluido que lleva una alta velocidad (normalmente se usa vapor) y, posteriormente se convierte la velocidad en presión mediante difusores.

Los compresores que usan el método 1 y 2 son los intermitentes (también conocidos como de desplazamiento positivo); los que utilizan el primer método son los conocidos como compresores reciprocantes y los del segundo método se conocen como rotativos.

Los compresores que usan los métodos 3 y 4 son los de flujo continuo; los que utilizan el tercer método se conocen como dinámicos y los que usan el cuarto se les llama de eyector (Gibbs, 1971).

Compresores Reciprocantes

El compresor reciprocante es el patriarca de toda la familia de compresores; es el más utilizado y sus aplicaciones van desde uso doméstico hasta industrial. Actualmente existen compresores con una amplia gama de configuraciones y relaciones de presión.

El elemento básico en la compresión reciprocante es un cilindro que comprime en un lado del pistón, donde se encuentran válvulas automáticas de resorte que abren solamente cuando existe la apropiada diferencia de presión entre sus caras. La válvula de admisión abre cuando en el cilindro hay menor presión que en la tubería de admisión (que puede ser presión atmosférica), mientras que la válvula de descarga abre sólo cuando la presión dentro del cilindro es mayor que la de la tubería de descarga (Brown, 1986).

En la figura 1-4 se muestran todas las etapas del ciclo de compresión y su punto correspondiente en el diagrama *PV*:

- (a) El cilindro se encuentra lleno de gas a presión atmosférica. Ambas válvulas se encuentran cerradas.
- (b) Aún con las válvulas cerradas, el movimiento del pistón reduce el volumen del gas incrementando su presión llevándolo al punto 2 del diagrama *PV*.
- (c) Ya con la presión necesaria, la válvula de descarga se abre y el pistón continúa su movimiento para terminar de expulsar el aire del cilindro, llevando el gas a las condiciones del punto 3 del diagrama *PV*.
- (d) Una vez expulsado el gas, la válvula de descarga se cierra y el pistón cambia el sentido de su movimiento, lo que provoca la expansión del gas remanente y una disminución de la presión en el cilindro; punto 4 del diagrama *PV*.
- (e) Por último la válvula de succión se abre para dejar entrar el nuevo gas a condiciones iniciales (punto 1) que será sometido a los demás procesos para ser comprimido.

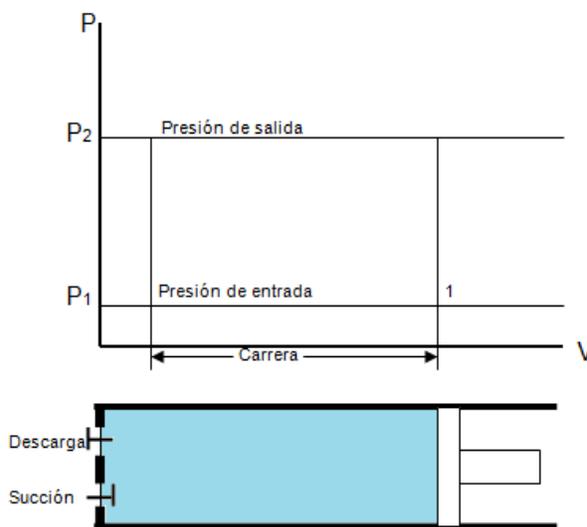


Figura 1-4 (a)

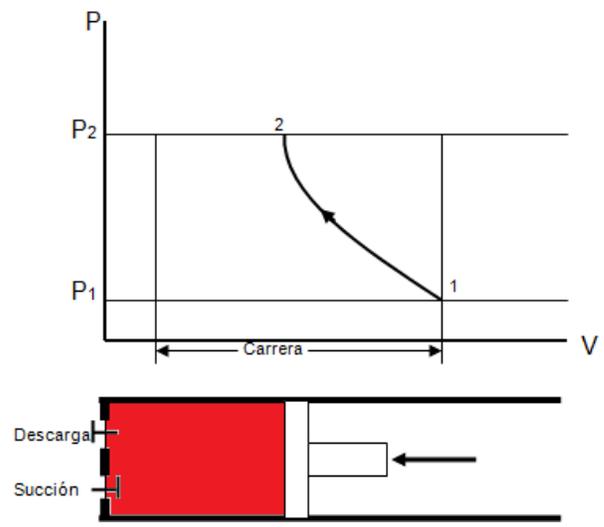
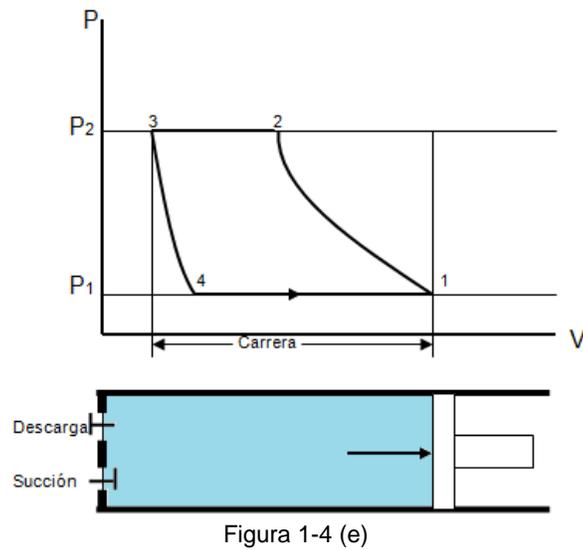
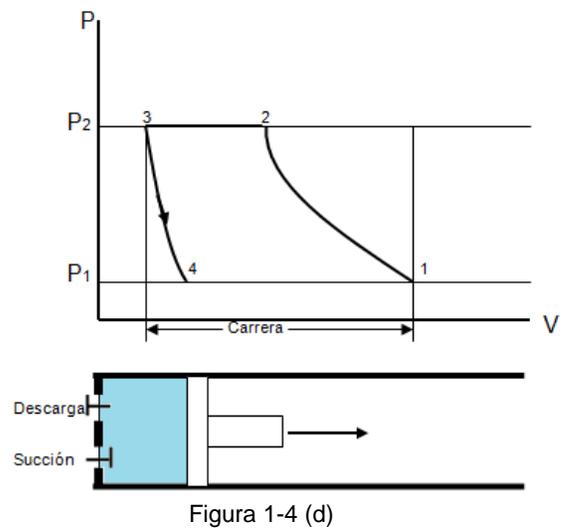
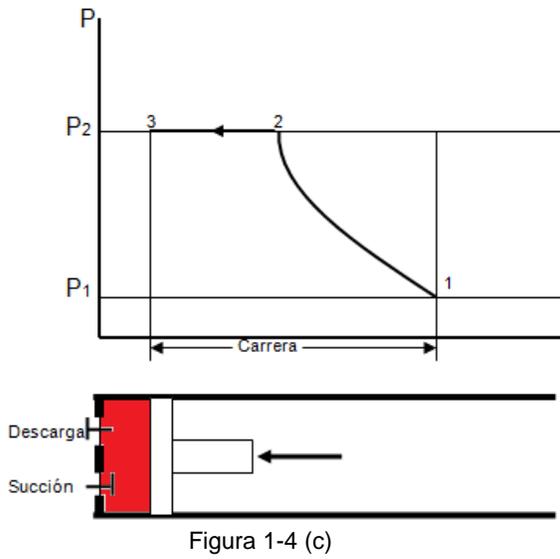


Figura 1-4 (b)



Al volumen desplazado por unidad de tiempo en un compresor se le conoce como cilindrada y se calcula mediante la ecuación:

$$P_d = s\dot{n} \frac{\pi D^2}{4}$$

Donde:

- P_d es la cilindrada del compresor.
- s es la carrera del pistón.
- \dot{n} es la velocidad de la flecha en RPM.
- D es el diámetro del pistón.

Eficiencia de compresores

La eficiencia o rendimiento de las máquinas se entiende como la razón del resultado obtenido (en este caso el trabajo de frontera que el compresor le transfiere al fluido) y la cantidad de recursos que se necesitan para conseguirlo (el trabajo de la flecha del compresor).

$$\eta = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_{flecha}}$$

Donde η representa la eficiencia y es una cantidad adimensional que debe ser mayor a cero y menor que la unidad (por la segunda ley de la termodinámica).

1.4 Mecanismos de transformación de movimiento angular a lineal

La mayoría de los compresores obtienen la energía necesaria para su funcionamiento a partir de un motor eléctrico; el motor transforma la energía eléctrica en movimiento de rotación por medio de inducción electromagnética. El rotor se acopla directamente con la flecha del compresor que utiliza un mecanismo de transformación de movimiento angular al movimiento lineal que necesita el pistón para reducir el volumen del gas en el cilindro (Mabie & Ocvirk, 1978).

Actualmente los dos mecanismos más utilizados son el de “Manivela Biela Corredera” y el de “Yugo Escocés”.

Mecanismo de Manivela Biela Corredera

Este mecanismo se emplea ampliamente y encuentra su mayor aplicación en motores de combustión interna y en compresión de gases. En la figura 1-5 (a) se muestra un dibujo en que el eslabón 1 es el marco (que se considera fijo), el eslabón 2 es la manivela, el eslabón 3 es la biela y el eslabón 4 el pistón. En los compresores, un motor eléctrico le ejerce un par a la manivela (puede ser también un eje excéntrico) que a su vez le transmite esta fuerza por medio de la biela al pistón. Se puede ver que hay dos puntos muertos durante el ciclo, uno a cada posición extrema del recorrido del pistón. Con el propósito de vencerlos, es necesario fijar un volante a la manivela de manera que se puedan pasar los puntos muertos con ayuda de la inercia. Este mecanismo también se emplea en los motores de combustión interna en que la fuerza se aplica sobre el pistón y a través de la biela se le transmite el par a un cigüeñal (Mabie & Ocvirk, 1978).

Las ecuaciones para el desplazamiento, velocidad y aceleración se obtienen empleando la figura 1-5 (b).

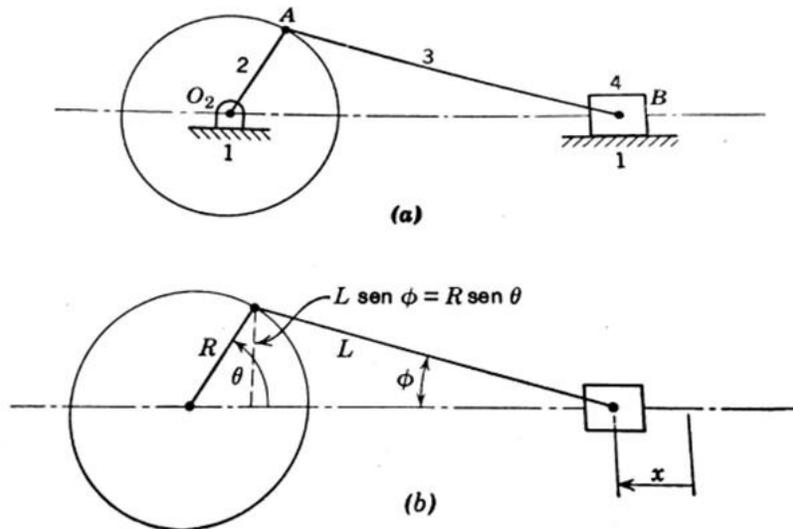


Figura 1-5. Mecanismo Manivela Biela Corredera
 Imagen tomada de: MABIE, HAMILTON H.; OCVIRK, FRED W. (1978). *Mecanismos y Dinámica de Maquinaria*. Limusa

$$x = R + L - R \cos \theta - L \cos \phi$$

$$x = R(1 - \cos \theta) + L(1 - \cos \phi)$$

$$x = R(1 - \cos \theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \right]$$

Por lo general, es bastante aproximada la igualdad:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2 \theta$$

Por lo tanto,

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$

$$v = R\omega \left[\sin \theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right]$$

$$a = R\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right]$$

Mecanismo de Yugo Escocés

Este mecanismo proporciona movimiento armónico simple mediante la descomposición de la fuerza total del eje excéntrico, de tal modo que sólo una de sus componentes tiene efecto en el movimiento del pistón. Su primera aplicación fue en bombas de vapor, aunque ahora se usa como un mecanismo en una máquina de prueba para producir vibraciones. La figura 1-6 (a) es una ilustración de este mecanismo; la figura 1-6(b) muestra la forma como se genera el movimiento armónico simple. El radio r gira a una velocidad angular constante ω_r , y la proyección del punto P sobre el eje de las x (o de las y) se mueve con movimiento armónico simple (Mabie & Ocvirk, 1978).

El desplazamiento desde donde el círculo corta al eje de las x , y crece a la izquierda es:

$$x = r - r \cos \theta_r ; \theta_r = \omega_r t$$

$$x = r(1 - \cos \omega_r t)$$

$$v = r \omega_r \operatorname{sen} \omega_r t$$

$$a = r \omega_r^2 \cos \omega_r t$$

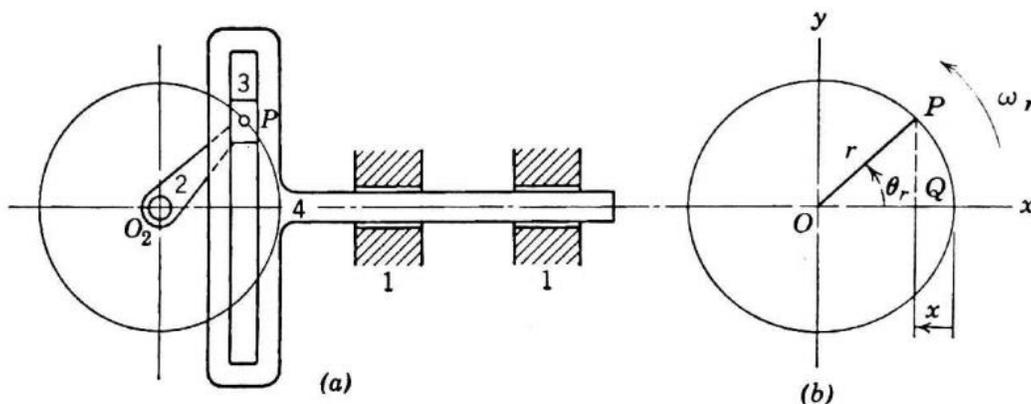


Figura 1-6. Mecanismo Yugo Escocés.

Imagen tomada de: MABIE, HAMILTON H.; OCVIRK, FRED W. (1978). *Mecanismos y Dinámica de Maquinaria*. Limusa

Capítulo 2. Metodología

Con la finalidad de comparar distintos compresores se diseñó un banco de pruebas gracias al cual se puede calcular el trabajo de flecha del compresor.

Este banco se utilizó para medir las condiciones de dos compresores cuya principal diferencia aparente es el mecanismo de transformación de movimiento lineal a rotativo. Uno de ellos utiliza un mecanismo de Yugo Escocés mientras que el otro utiliza uno de Manivela Biela Corredera.

Posteriormente se calculó la relación de eficiencias que tienen los compresores mediante los cálculos del trabajo de frontera descrito en el capítulo anterior.

Ya con los resultados comparativos entre los dos compresores mencionados, se diseñó y fabricó el prototipo rápido de una biela que pudiera cambiar el mecanismo de Yugo Escocés del primer compresor a un mecanismo de Manivela Biela Corredera con las mismas condiciones de compresión, diámetro del pistón, carrera y velocidad siendo la única diferencia el mecanismo utilizado.

Con el compresor modificado se realizaron pruebas similares a las que se aplicaron en los dos primeros compresores con el fin de evaluar y comparar los resultados de los tres compresores.

Se utilizaron también tres métodos de análisis, para comparar teóricamente las condiciones de funcionamiento de los mecanismos descritos, con el fin de recomendar aquél que requiere menor energía por ciclo de compresión.

2.1 Descripción del banco de pruebas

El banco de pruebas tiene la capacidad de medir el par de reacción que el compresor presenta durante su funcionamiento. Para ello, se acopló la flecha del compresor a un sensor de par dinámico que a su vez está acoplado con un motor eléctrico externo con un reductor de velocidad integrado, el reductor es de 360 a 1; por lo tanto, la velocidad angular del motor es aproximadamente 10 RPM (dependiendo de la frecuencia de la línea).

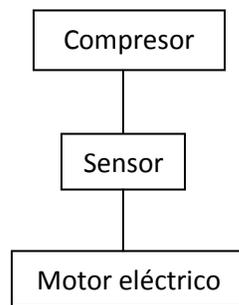
Dado que el motor eléctrico funciona a velocidad constante puede calcularse la potencia demandada en cada punto por medio de la ecuación:

$$\dot{W} = |\tau\omega| = \left| \frac{2\pi n\tau}{60} \right|$$

Donde n es el número de revoluciones por minuto del motor eléctrico.

Una vez teniendo la potencia demandada en cada instante de medición se integra para tener la energía total requerida en un ciclo de compresión.

$$W = \sum \dot{W} \Delta t$$



Con el fin de evitar la influencia de fuerzas de reacción en la medición del par se colocó el compresor encima de una placa cinética con dos grados de libertad. Lo anterior se logró con ayuda de rodamientos (balines) y placas auxiliares como lo muestra la figura 2-1.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-1. Placas cinéticas del banco de pruebas.

Tanto el motor como las placas que sujetan al compresor se montaron en una estructura de perfil de aluminio.

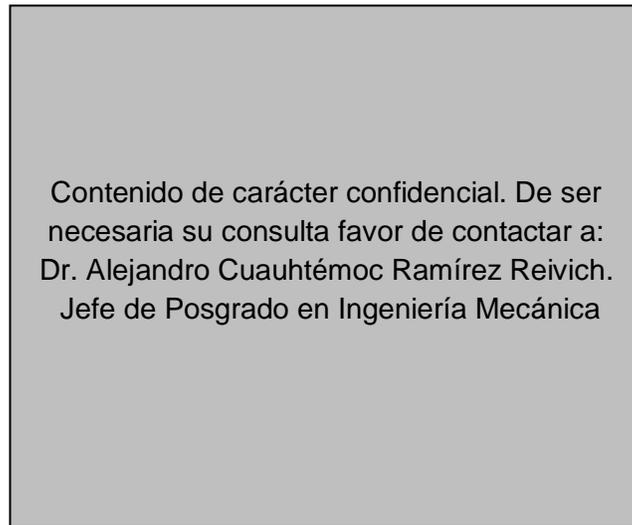


Figura 2-2. Base del banco de pruebas.

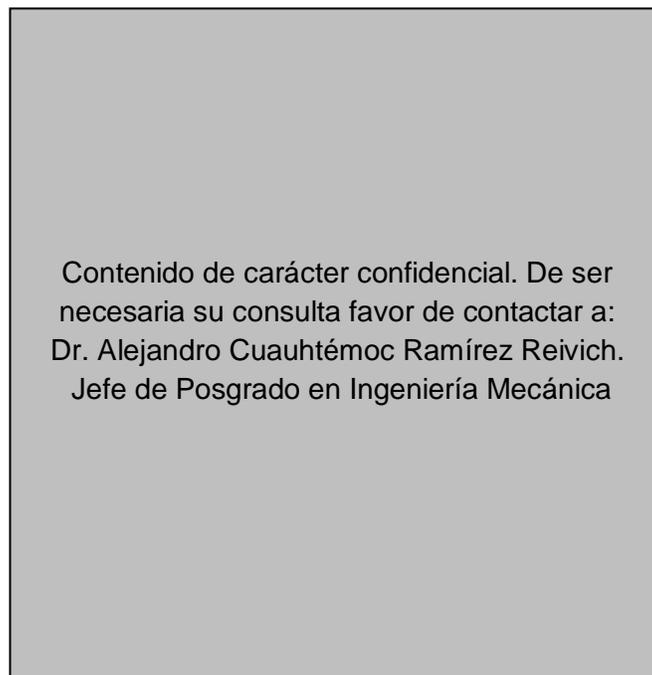


Figura 2-3. Diseño final del banco.

Equipo de medición

El banco de pruebas cuenta con un sensor de par dinámico marca NCTE serie 2000 cuyas flechas son del mismo diámetro (9 mm) y se conectan al compresor de estudio y al motor-reductor.

El sensor mencionado es un sensor magnetoelástico. Éstos son un tipo de sensores de reactancia variable que no se basan en un cambio de geometría o de la posición de los materiales conductores o magnéticos. Se fundamentan en el efecto Villari, consistente en cambios reversibles en las curvas de magnetización cuando se aplica un esfuerzo a un material ferromagnético.

El sensor de par traduce el cambio en las curvas de magnetización de los materiales en diferencias de potencial (voltaje) que, por medio de un factor de conversión en el sistema de adquisición, se puede traducir en el par aplicado entre los ejes del sensor (Pallás, 2003).



Figura 2-4. Imagen del sensor de par NCTE 2000

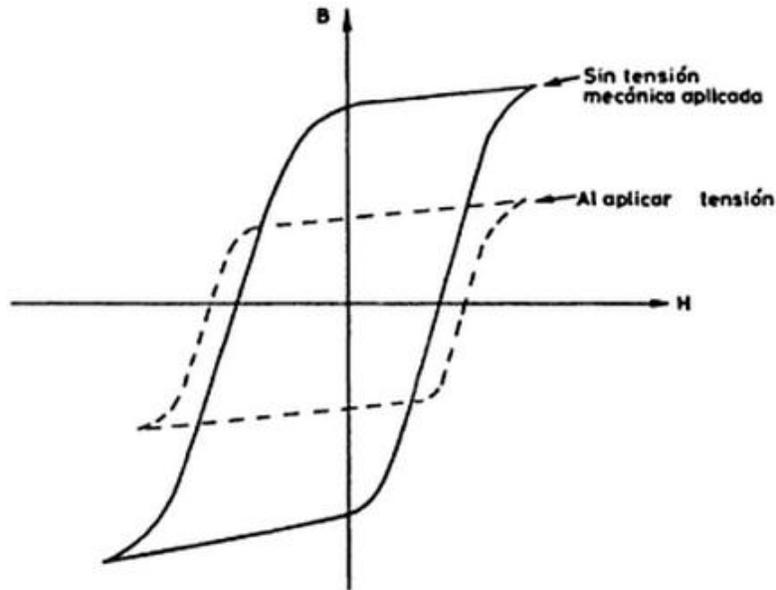


Figura 2-5. Efecto Villari. Cambio de curva de magnetización con carga mecánica.
 Imagen tomada de: PALLÁS, ARENY RAMÓN. (2003) *Sensores y Acondicionadores de Señal* (4ª edición).
 Marcombo.

Dado que el cambio de forma de la curva de magnetización es una señal continua, el sensor expresa una salida analógica de diferencia de potencial. Dicha señal se interpreta en la computadora a través de una tarjeta de adquisición y se lee a través de un software de procesamiento de datos (en este caso se utilizó LabView).

Los valores de diferencia de potencial se convierten a un valor de par por medio de un factor de conversión que proporciona el fabricante:

$$\tau(Nm) = 5.566(V - 2.5)$$

2.2 Pruebas experimentales

La tubería de succión del compresor se dejó abierta al ambiente, mientras que en la tubería de descarga se conectó un compresor-regulador de aire a 50 psi constantes.

Con el banco de pruebas se midió el par (Nm) de dos compresores que tienen dimensiones distintas y, además, utilizan mecanismos diferentes de transformación de movimiento. El compresor A (Figura 2-6 a) utiliza un mecanismo de Yugo Escocés mientras que el compresor B (Figura 2-6 b) utiliza un mecanismo de Manivela Biela Corredera.

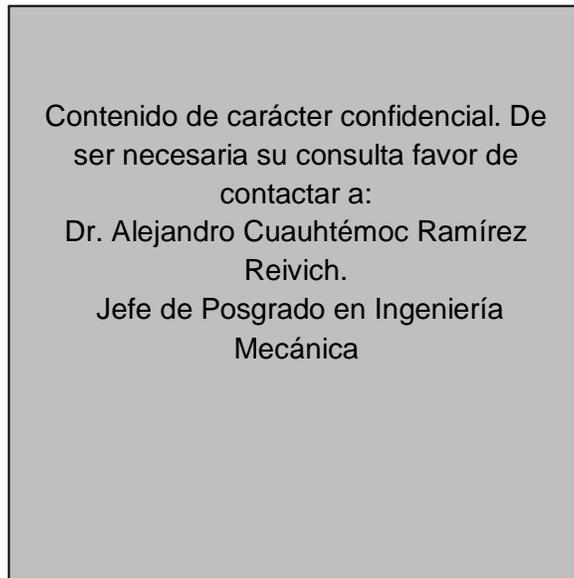


Figura 2-6 (a). Fotografía del compresor A.

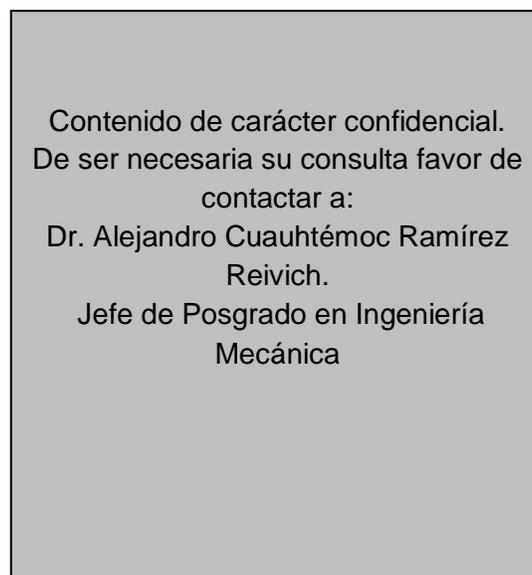


Figura 2-6 (b). Fotografía del compresor B.

Tomando en cuenta que el trabajo de frontera puede calcularse como:

$$W = \int_1^2 P dV$$

Pero, al no tener la curva de presión volumen y tomando en cuenta que la presión es la misma para las dos pruebas:

$$W_A = \sum P \Delta V_A$$

$$W_B = \sum P \Delta V_B$$

Tomando en cuenta que la velocidad angular es la misma, y que los diámetros de los cilindros son:

$$D_A = 21 \text{ mm}$$

$$D_B = 26 \text{ mm}$$

Y las carreras de los pistones son:

$$L_A = 12.3 \text{ mm}$$

$$L_B = 21 \text{ mm}$$

Por lo tanto, los volúmenes desplazados (o cilindradas) son:

$$V_A = 4.26 \text{ cm}^3$$

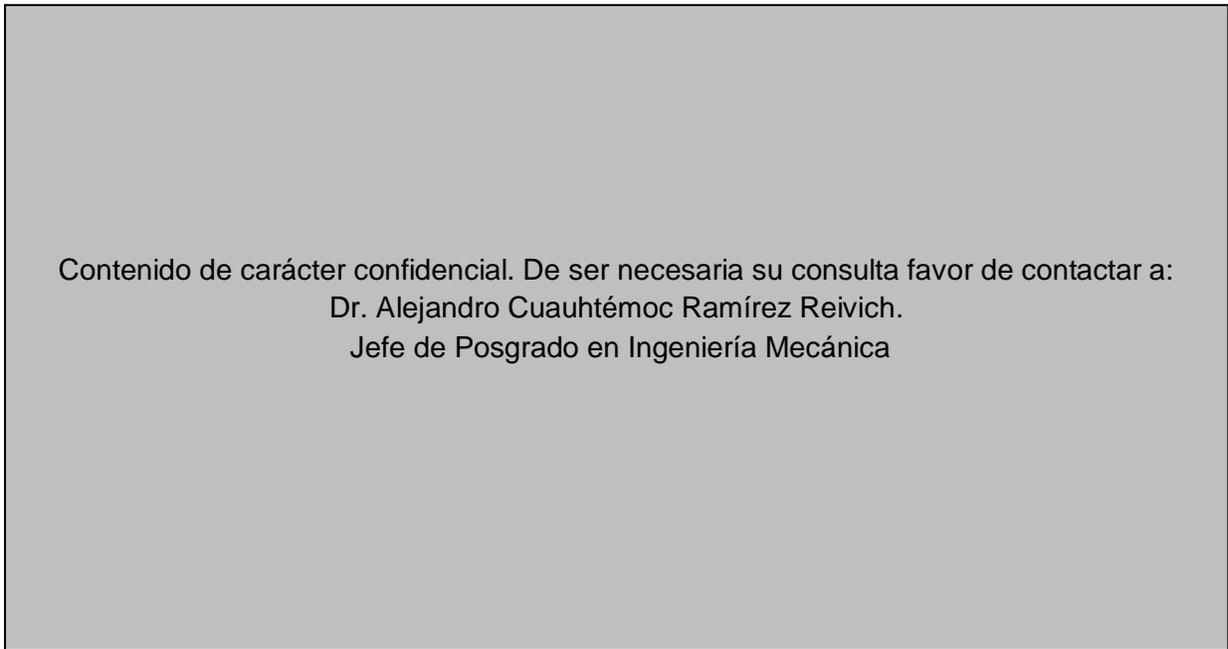
$$V_B = 11.15 \text{ cm}^3$$

Si se toma en cuenta que las presiones en ambas pruebas son iguales y al dividir las ecuaciones de trabajo de frontera:

$$\frac{W_B}{W_A} = \frac{11.15}{4.26} = 2.617$$

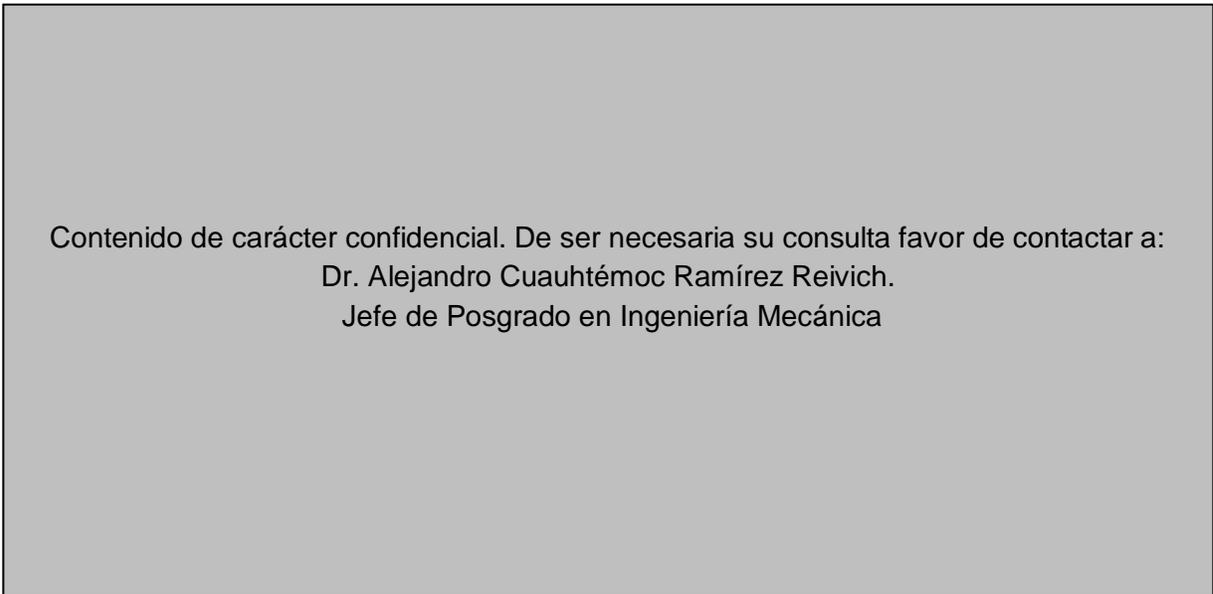
$$W_B = 2.617 W_A$$

Las gráficas que arrojaron las pruebas se muestran en la figura 2-7.



Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-7 (a). Gráfica arrojada por el compresor A de par (Nm) vs tiempo (s)



Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-7 (b). Gráfica arrojada por el compresor B de par (Nm) vs tiempo (s).

Con las tablas de par de torsión que se obtuvieron con el banco de pruebas se puede calcular la energía empleada por ciclo de cada uno de los compresores A y B mediante las ecuaciones:

$$\dot{W} = |\tau\omega| = \left| \frac{2\pi n\tau}{60} \right|$$

$$W = \sum \dot{W}\Delta t$$

Calculando la energía empleada por ciclo en cada uno de los compresores se obtiene:

$$W_A = 4.521 J$$

$$W_B = 4.904 J$$

$$\frac{W_B}{W_A} = \frac{4.904}{4.521} = 1.085$$

$$W_B = 1.085 W_A$$

Debido a que el rendimiento puede entenderse como la razón del trabajo de frontera y el trabajo de flecha, el rendimiento del compresor B puede representarse en términos del rendimiento del compresor A mediante:

$$\eta_B = \frac{2.617}{1.085} \eta_A$$

$$\eta_B = \frac{2.617}{1.085} \eta_A$$

$$\eta_B = 2.412 \eta_A$$

Se puede notar que el compresor B es más eficiente que el compresor A, esto puede deberse a muchos factores, entre ellos puede suponerse que el mecanismo que utiliza el compresor B es mejor que el mecanismo que utiliza el compresor A.

Para verificar la anterior hipótesis, se diseñó y se manufacturó una biela que pueda sustituir al mecanismo de Yugo Escocés para el compresor A.

2.3 Desarrollo de un prototipo rápido para modificar el mecanismo

Se diseñó una biela de 30 mm de longitud (de centro a centro de circunferencias) y 9.5 mm de altura que nos permitiera sustituir el Yugo Escocés.

Se manufacturó un prototipo rápido de la biela por chorro de agua con un aluminio de baja densidad (3.56 g/cm^3). En la figura 2-8 se muestra una fotografía de la biela.

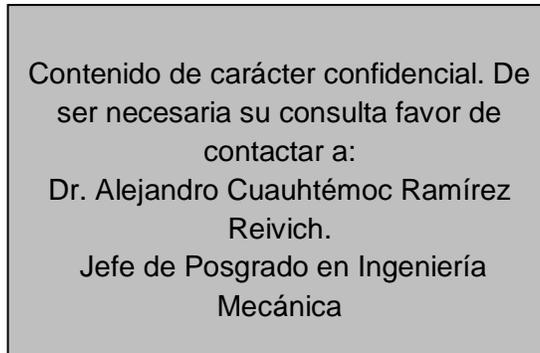


Figura 2-8. Fotografía del prototipo de la biela.

Para no modificar las dimensiones del cilindro se tomó la pieza de Yugo Escocés y se recortó el pistón; hubo la necesidad de barrenarlo para colocar un perno de sujeción con la biela.

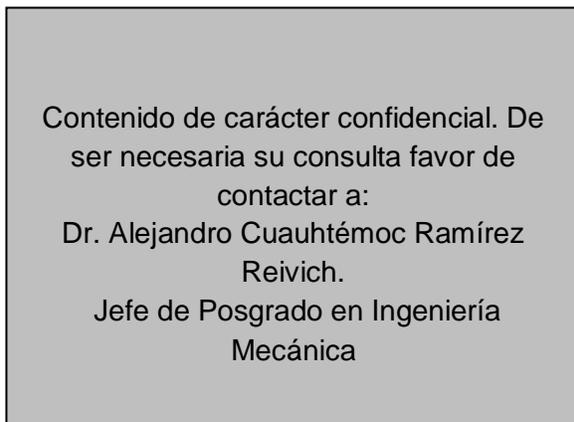


Imagen 2-9 (a). Pistón barrenado

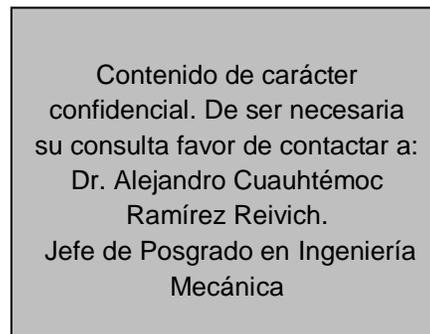


Imagen 2-9 (b) Perno de sujeción

Estos tres elementos se adaptaron al eje y al cilindro del compresor A, para tener un compresor con las mismas especificaciones (relación de compresión, carrera y área transversal del pistón) pero con distinto mecanismo. En lo posterior se referirá al compresor A modificado como compresor C, que se muestra en la figura 2-10.

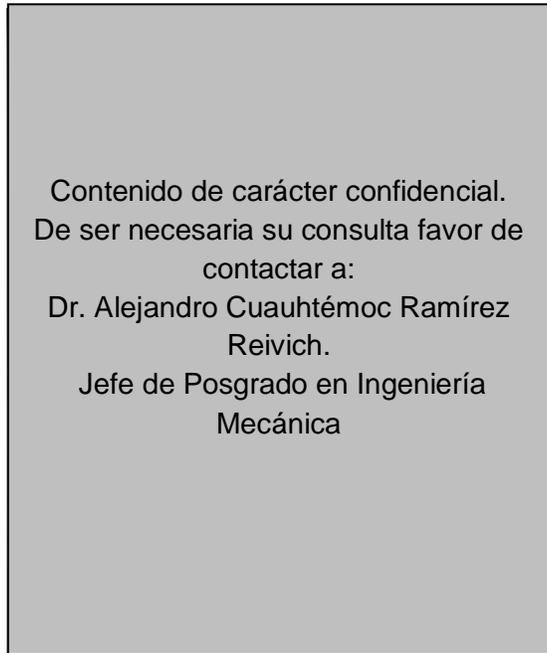


Figura 2-10. Fotografía del compresor A modificado (compresor C)

Se le aplicó la misma prueba al compresor C que a los compresores A y B. En la figura 2-11 se muestran gráficamente los resultados de la prueba.

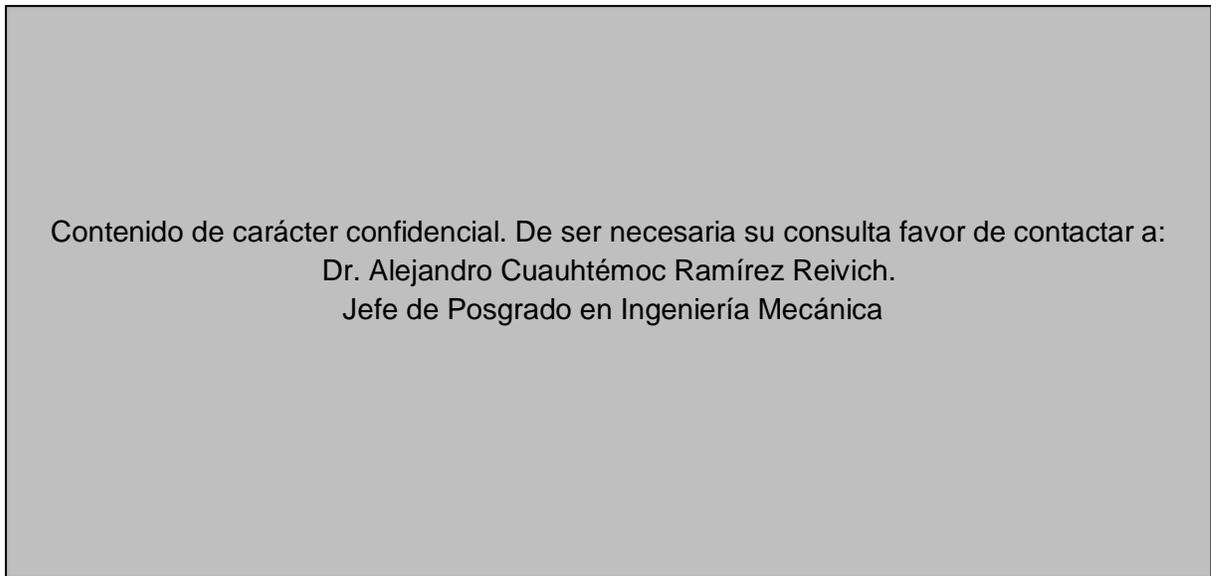


Figura 2-11. Gráfica de Par (Nm) vs Tiempo (s) del compresor C

En la comparación de las gráficas de los resultados de Par vs Tiempo se puede apreciar que, en cuanto a la homogeneidad de la gráfica, el compresor C tiene un comportamiento más parecido al compresor B; lo anterior sugiere que el mecanismo de Manivela Biela Corredera es más recomendable que el de Yugo Escocés.

Además se calculó la energía total utilizada por el compresor en un ciclo de la misma forma que se calculó en los compresores A y B.

$$W_C = 3.715 J$$

Dado que la carrera, diámetro del pistón y velocidad son iguales a las del compresor A podemos asegurar que el trabajo de frontera de ambos compresores es igual.

Por lo tanto la eficiencia del compresor C en relación a la del compresor A es:

$$\eta_B = \frac{4.521}{3.715} \eta_A$$

$$\eta_B = 1.217 \eta_A$$

El compresor C es más eficiente que el compresor A porque demanda menos energía para realizar la misma función.

Se puede notar también que el compresor B aún es el más eficiente pero se obtuvo una mejora sensible al modificar el mecanismo de Yugo Escocés a Biela Manivela Corredera.

2.4 Análisis comparativos de los mecanismos

Debido a que el mecanismo utilizado en el compresor C es un prototipo rápido y aunque nos representó resultados prometedores, fue necesario hacer análisis de diseño para encontrar las mejores condiciones del mecanismo.

Análisis cinemático

Primero se realizó un análisis cinemático para comparar las diferencias de velocidad y aceleración del pistón para los dos mecanismos con una velocidad angular constante del eje excéntrico.

El primer análisis fue el de manivela biela corredera.

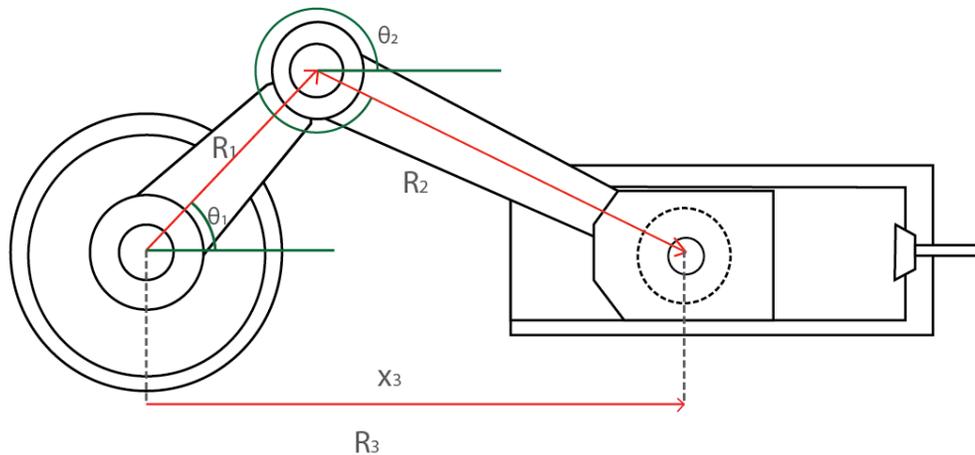


Figura 2-12. Diagrama de vectores del mecanismo Manivela Biela Corredera.

Se consideró el eje excéntrico del compresor A como la manivela, cuya longitud es de 7 mm (en la figura 2-12 se muestra como el vector R_1); la longitud de la biela (R_2), de 30 mm (igual a la biela que se manufacturó para el prototipo rápido) y se tomó una velocidad constante $\dot{\theta}_1$ de 10 RPM igual a la utilizada en las pruebas.

La ecuación de posición resulta:

$$\bar{x}_3 = \bar{R}_1 + \bar{R}_2$$

Dividiendo las componentes:

$$\text{en } x: R_1 \cos \theta_1 + R_2 \cos \theta_2 = x_3$$

$$\text{en } y: R_1 \sin \theta_1 + R_2 \sin \theta_2 = 0$$

De la ecuación de las componentes verticales se obtiene:

$$\text{sen}\theta_2 = -\frac{R_1 \text{sen}\theta_1}{R_2}$$
$$\theta_2 = \text{arcsen}\left(-\frac{R_1 \text{sen}\theta_1}{R_2}\right)$$

Que, para obtener valores positivos del ángulo, se puede reescribir como:

$$\theta_2 = 2\pi - \text{arcsen}\left(\frac{R_1 \text{sen}\theta_1}{R_2}\right)$$

Una vez teniendo el valor de θ_2 se puede obtener el valor de la posición de x_3 con la ecuación de las componentes horizontales:

$$x_3 = R_1 \cos\theta_1 + R_2 \cos\theta_2$$

Para obtener las ecuaciones de velocidad se pueden derivar las ecuaciones de posición respecto al tiempo:

$$\text{en y: } R_1 \dot{\theta}_1 \cos\theta_1 + R_2 \dot{\theta}_2 \cos\theta_2 = 0$$

De la ecuación de las componentes verticales puede deducirse que:

$$\dot{\theta}_2 = -\frac{R_1 \dot{\theta}_1 \cos\theta_1}{R_2 \cos\theta_2}$$

Con el valor de $\dot{\theta}_2$ puede calcularse la velocidad lineal del pistón con la componente en x.

$$\dot{x}_3 = -R_1 \dot{\theta}_1 \text{sen}\theta_1 - R_2 \dot{\theta}_2 \text{sen}\theta_2$$

Por último, se pueden derivar las ecuaciones de velocidad con respecto al tiempo para encontrar las ecuaciones de aceleración (tomando en cuenta que $\dot{\theta}_1$ es constante y, por lo tanto, $\ddot{\theta}_1 = 0$).

$$\text{en y: } -R_1 \dot{\theta}_1^2 \text{sen}\theta_1 + R_2 \ddot{\theta}_2 \text{cos}\theta_2 - R_2 \dot{\theta}_2^2 \text{sen}\theta_2 = 0$$

De donde puede calcularse la aceleración angular de R_2 :

$$\ddot{\theta}_2 = \frac{R_1 \dot{\theta}_1^2 \text{sen}\theta_1 + R_2 \dot{\theta}_2^2 \text{sen}\theta_2}{R_2 \text{cos}\theta_2}$$

Una vez teniendo $\ddot{\theta}_2$ puede calcularse la aceleración lineal del pistón derivando la ecuación de la velocidad lineal.

$$\ddot{x} = -R_1 \dot{\theta}_1^2 \text{cos}\theta_1 - R_2 \ddot{\theta}_2 \text{sen}\theta_2 - R_2 \dot{\theta}_2^2 \text{cos}\theta_2$$

Después se realizó un análisis cinemático del mecanismo de Yugo Escocés.

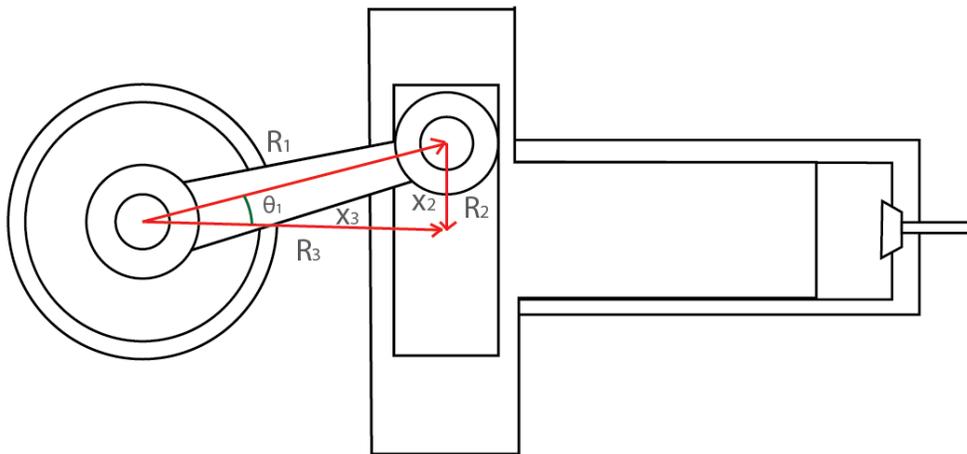


Figura 2-13. Diagrama de vectores del mecanismo Yugo Escocés.

En este caso el eje excéntrico también se consideró $R_1=7$ mm y una velocidad angular constante $\dot{\theta}_1$ de 10 RPM.

La ecuación vectorial de la posición es:

$$\overline{x_3} = \overline{R_1} + \overline{x_2}$$

Separando las componentes:

$$\begin{array}{l} \text{en } x: \quad x_3 = R_1 \cos \theta_1 \\ \text{en } y: \quad x_2 = -R_1 \sin \theta_1 \end{array}$$

Hubo la necesidad de aumentar 30 mm a x_3 por la distancia que existe del yugo a la mitad del pistón para que los resultados tuvieran congruencia con los de Manivela Biela Corredera.

Derivando las ecuaciones respecto al tiempo se pueden obtener las velocidades lineales de x_2 y x_3 .

$$\begin{array}{l} \text{en } x: \quad \dot{x}_3 = -R_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \\ \text{en } y: \quad \dot{x}_2 = -R_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \end{array}$$

Derivando de nuevo las ecuaciones respecto al tiempo, se obtienen las aceleraciones lineales de x_2 y x_3 .

$$\begin{array}{l} \text{en } x: \quad \ddot{x}_3 = -R_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 \\ \text{en } y: \quad \ddot{x}_2 = R_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 \end{array}$$

Tomando en cuenta para los análisis que:

$$R_1 = 7 \text{ mm} = 7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\dot{\theta}_1 = 10 \text{ RPM} = \frac{10 * 2\pi}{60} \text{ rad/s} = \frac{\pi}{3} \text{ rad/s}$$

$$R_2 = 3 \text{ cm} = 3 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Las ecuaciones se evaluaron en una hoja de cálculo, con variaciones del ángulo θ_1 de $\frac{1}{360}\pi$ por paso y se graficaron las funciones de posición, velocidad y aceleración del pistón.

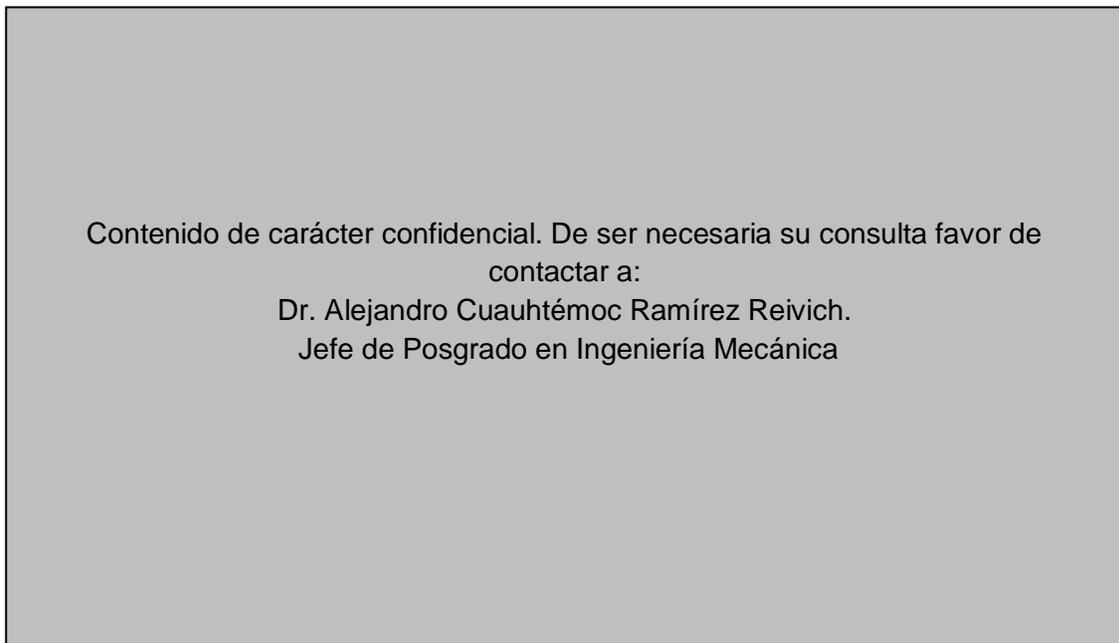


Figura 2-14. Gráfico de posición (m) vs tiempo (s) de los análisis cinemáticos.

En la gráfica de posición del pistón respecto al tiempo (figura 2-14) es bastante evidente que el recorrido realizado por el pistón en ambos mecanismos es muy parecido, por lo que podemos decir que el mecanismo de Yugo Escocés puede reemplazarse por uno de Manivela Biela Corredera sin afectar el recorrido del pistón.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-15. Gráfico de velocidad (m/s) vs tiempo (s) de los análisis cinemáticos.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-16. Gráfico de aceleración (m/s^2) vs tiempo (s) de los análisis cinemáticos.

Los gráficos comparativos de velocidad y aceleración contra tiempo del análisis cinemático (figuras 2-15 y 2-16 respectivamente) muestran menos similitud entre sí que aquellos de posición contra tiempo.

Esto sugiere que, a pesar que la posición del pistón es igual a lo largo de todo el ciclo de compresión, que las fuerzas involucradas no son iguales, ya que el total de la fuerza que actúa sobre un cuerpo es directamente proporcional a su aceleración.

Debido a estas observaciones a partir de los análisis cinemáticos se decidió realizar análisis dinámicos de los mecanismos con distintos métodos para estudiar los cambios que hay en las fuerzas implicadas en el funcionamiento del compresor.

Análisis dinámico

Se realizaron análisis dinámicos de los dos mecanismos utilizando tres métodos distintos:

- a. Con diagramas de cuerpo libre.
- b. Simulación dinámica bidimensional con Working Model.
- c. Simulación dinámica tridimensional con Solid Works.

En los tres análisis se consideró una presión constante en el pistón equivalente a 50 psi (344.7 kPa).

Dado que el pistón tiene un diámetro de 21 mm, la fuerza constante en el pistón es de:

$$F = PA$$

$$F = P \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$F = (344.7 \times 10^3) \left(\frac{\pi 0.021^2}{4} \right)$$

$$F = 119.4 \text{ N}$$

Se consideró también una velocidad constante de 10 RPM, una longitud de biela de 30 mm de eje a eje de rotación y se realizaron simulaciones con distintos coeficientes de fricción simulando la presencia o ausencia de lubricante de acuerdo a la siguiente tabla¹:

| Materiales | Con lubricante | Sin lubricante |
|---------------------|----------------|----------------|
| Acero - Acero | 0.05 | 0.25 |
| Acero - Aluminio | 0.03 | 0.20 |
| Aluminio - Aluminio | 0.03 | 0.20 |

También se midió la masa y el volumen de cada pieza para calcular su densidad.

| Pieza | Masa [g] | Volumen [cm ³] | Densidad [g/cm ³] |
|--------------------|----------|----------------------------|-------------------------------|
| Yugo | 68 | 5.358817 | 12.689 |
| Pistón | 33 | 2.93 | 11.263 |
| Soporte | 731 | 83.55902 | 8.748 |
| Eje | 226 | 26.30402 | 8.592 |
| Perno | 5 | 0.63 | 7.937 |
| Pza. interior Yugo | 30 | 4.80111 | 6.249 |
| Cilindro | 273 | 40.54115 | 6.734 |
| Biela | 9 | 2.5312 | 3.556 |

Con base en la densidad se identificó el material de cada pieza.

| |
|-------------------------------------|
| Acero con bajo contenido de carbono |
| Acero con alto contenido de carbono |
| Acero inoxidable |
| Fundición gris cromado |

¹ Los valores de los coeficientes de fricción se tomaron a partir de la base de datos de Solid Works 2013 para los materiales acero- aluminio, acero-acero y aluminio-aluminio.

Lo anterior se realizó para estudiar el efecto de la inercia en la simulación tridimensional y para estimar el coeficiente de fricción a utilizar en cada una de las simulaciones.

En este capítulo sólo se muestran los procedimientos realizados para los análisis; los resultados se encuentran en el Capítulo 3. Resultados.

Utilizando diagramas de cuerpo libre

Debido a que la velocidad es muy baja (10RPM) se tomó como un modelo cuasiestático, por lo tanto en cada paso del movimiento puede decirse que el mecanismo está en equilibrio.

El primer mecanismo que se analizó fue el de Manivela Biela corredera, cuyo diagrama se muestra en la figura 2-17.

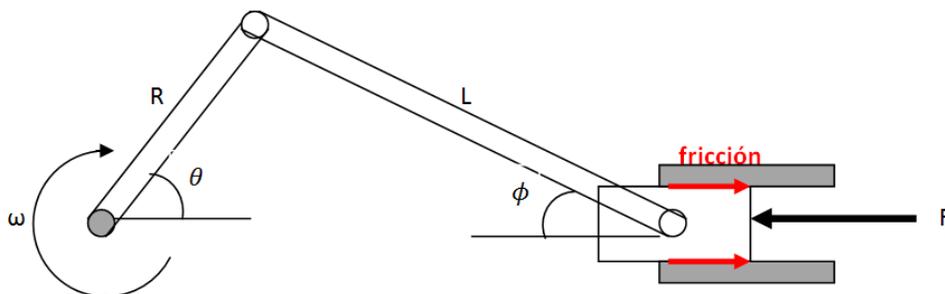


Figura 2-17. Diagrama de fuerzas del mecanismo MBC.

De la figura (y utilizando ley de senos) podemos apreciar que:

$$\frac{R}{\text{sen}\phi} = \frac{L}{\text{sen}\theta}$$

$$\text{sen}\phi = \frac{R}{L} \text{sen}\theta$$

$$\phi = \arcsen\left(\frac{R}{L} \text{sen}\theta\right)$$

La fuerza que ejerce la biela sobre el cilindro puede representarse como dos componentes (horizontal y vertical), las cuales llamaremos P_x y P_y .

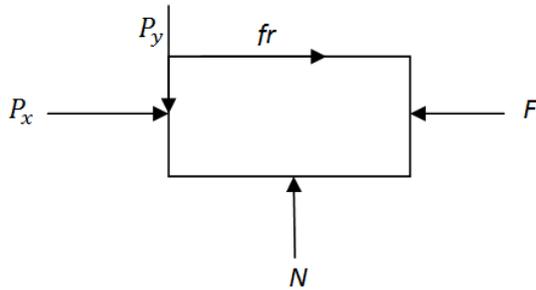


Figura 2-18 (a). Diagrama de cuerpo libre del pistón.

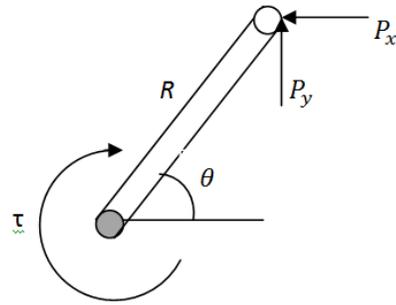


Figura 2-18 (b). Diagrama de cuerpo libre de la manivela.

Tomando en cuenta el diagrama de cuerpo libre del pistón (figura 2-18a) y asumiendo que está en equilibrio, la suma de fuerzas en el pistón debe ser cero.

$$P_x = F - fr$$

$$P_y = N$$

Dado que:

$$fr = \mu_k N$$

Podemos decir:

$$fr = \mu_k P_y$$

$$P_x = F - \mu_k P_y$$

Además, geoméricamente:

$$P_y = P_x \tan \phi$$

Por lo tanto:

$$P_x = F - \mu_k P_x \tan \phi$$

$$P_x = \frac{F}{1 + \mu_k \tan \phi}$$

Ahora tomando en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la manivela (figura 2-18b).

$$\sum M = 0$$

$$\tau = RP_x \text{sen}\theta + RP_y \text{cos}\theta$$

Después se analizó el mecanismo de Yugo Escocés, cuyo diagrama se muestra en la figura 2-19.

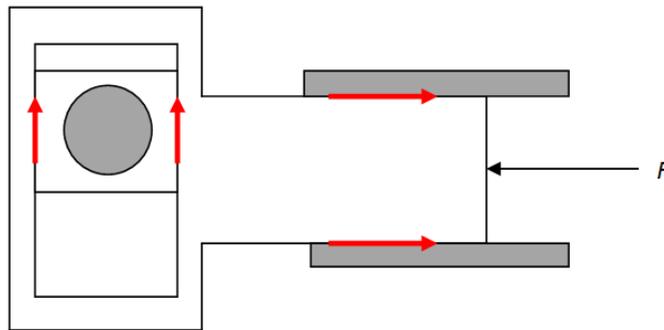


Figura 2-19. Diagrama del Yugo Escocés.

Del diagrama anterior se desprenden tres diagramas de cuerpo libre.

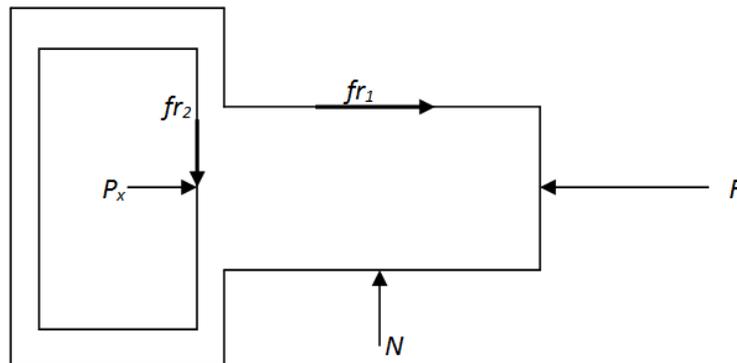


Figura 2-20 (a). DCL del yugo.

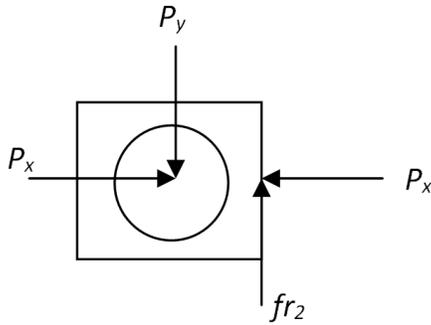


Figura 2-20 (b). DCL de la corredera.

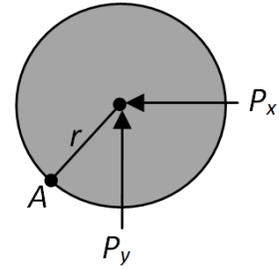


Figura 2-20 (c). DCL de eje excéntrico.

Analizando el diagrama del yugo (figura 2-20 a) y considerando que está en equilibrio.

$$P_x = F - fr_1 = F - \mu_1 N$$

$$fr_2 = N$$

Del diagrama de cuerpo libre de la corredera interior del Yugo Escocés (figura 2-20 b) se puede concluir que:

$$fr_2 = P_y$$

Además:

$$fr_2 = \mu_2 P_x$$

Por lo tanto,

$$P_y = \mu_2 P_x$$

Tomando en cuenta las ecuaciones anteriores se puede escribir que:

$$P_x = F - \mu_1 \mu_2 P_x$$

$$P_x = \frac{F}{1 + \mu_1 \mu_2}$$

Ahora, tomando en cuenta el diagrama de cuerpo libre del eje excéntrico (figura 2-20 c).

$$\sum M = 0$$

$$\tau = RP_x \text{sen}\theta + RP_y \text{cos}\theta$$

Se valoraron las ecuaciones de ambos mecanismos para ángulos de 0° a 360° cada 5° y se obtuvieron los valores del par en cada uno (en ángulos posteriores a 180° se cambió el sentido de la fricción del pistón).

Este método considera condiciones cuasiestáticas, por lo tanto no toma en cuenta el efecto de la inercia de las piezas, solo su posición en el tiempo. Por lo tanto, es de esperar que este método no arroje resultados cercanos al comportamiento real del compresor; es por eso que necesitamos otros métodos que consideren más variables en el modelo.

Por medio del software de diseño Working Model

El software de diseño Working Model es una herramienta muy útil para realizar análisis cinemáticos y dinámicos usando modelos bidimensionales. Para nuestros análisis se utilizaron cuerpos unidos mediante juntas que permiten limitados grados de libertad.

En la figura 2-21 se puede apreciar que se utilizó el mismo eje excéntrico para los dos mecanismos (igual que en nuestro modelo real) con un radio de 7 mm (igual a la longitud de la manivela en el análisis por diagramas de cuerpo libre).

El cilindro está representado por las paredes delgadas a los extremos superior e inferior del pistón, las cuales están fijas.

Por último se simuló un motor en el extremo del eje excéntrico (velocidad de 10 RPM) y una fuerza constante en el pistón que representa la presión de 50 psi (119.4 N); se realizaron las pruebas con lubricante y sin lubricante; en ambas se tomaron en cuenta las masas que se obtuvieron previamente de las piezas que se están simulando; es importante mencionar que, al ser un análisis bidimensional, no se pueden tomar en cuenta todas las masas.

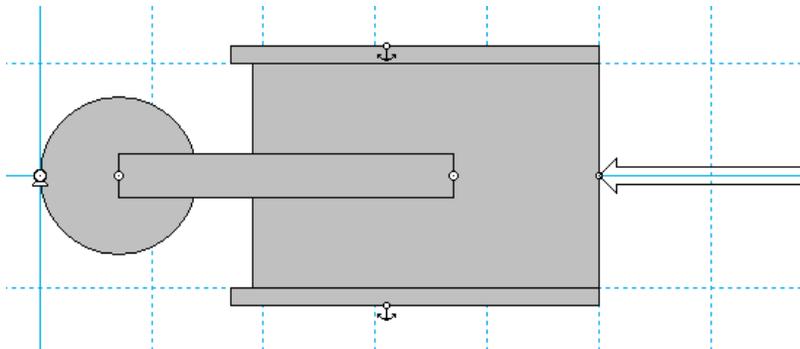


Figura 2-21 (a). Modelo bidimensional del mecanismo Manivela Biela Corredera

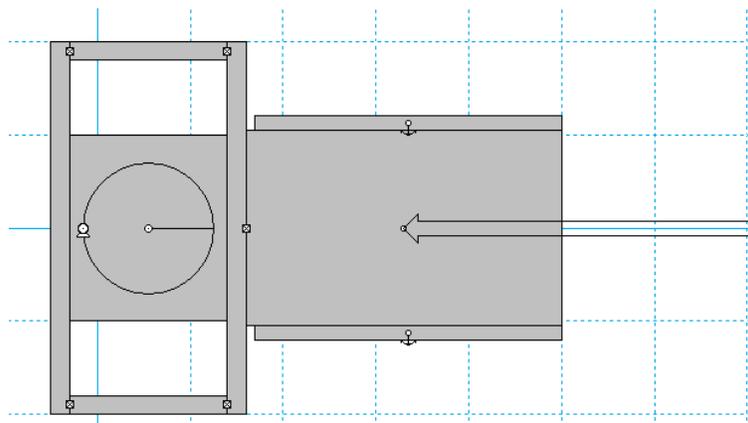


Figura 2-21 (b). Modelo bidimensional de mecanismo Yugo Escocés

El programa nos permite hacer análisis de fuerzas y se puede calcular el par demandado al motor eléctrico. Se realiza un cálculo cada 0.0125 segundos.

Una vez realizado el cálculo en cada paso se puede exportar la tabla de valores obtenidos respecto al tiempo y puede calcularse la potencia requerida por el compresor y el trabajo total del ciclo de compresión con las mismas ecuaciones que se utilizaron para las pruebas experimentales.

Estas simulaciones no son las más confiables debido a que es difícil tomar en cuenta la influencia de la inercia en los modelos por falta de la masa de algunas piezas móviles.

Por medio de simulaciones tridimensionales con Solid Works

Inicialmente se dibujaron en el software de diseño tridimensional todos los componentes de los mecanismos (el cilindro, la base y el eje se utilizaron para ambos), todos los componentes se muestran en las figuras 2-22 y 2-23.

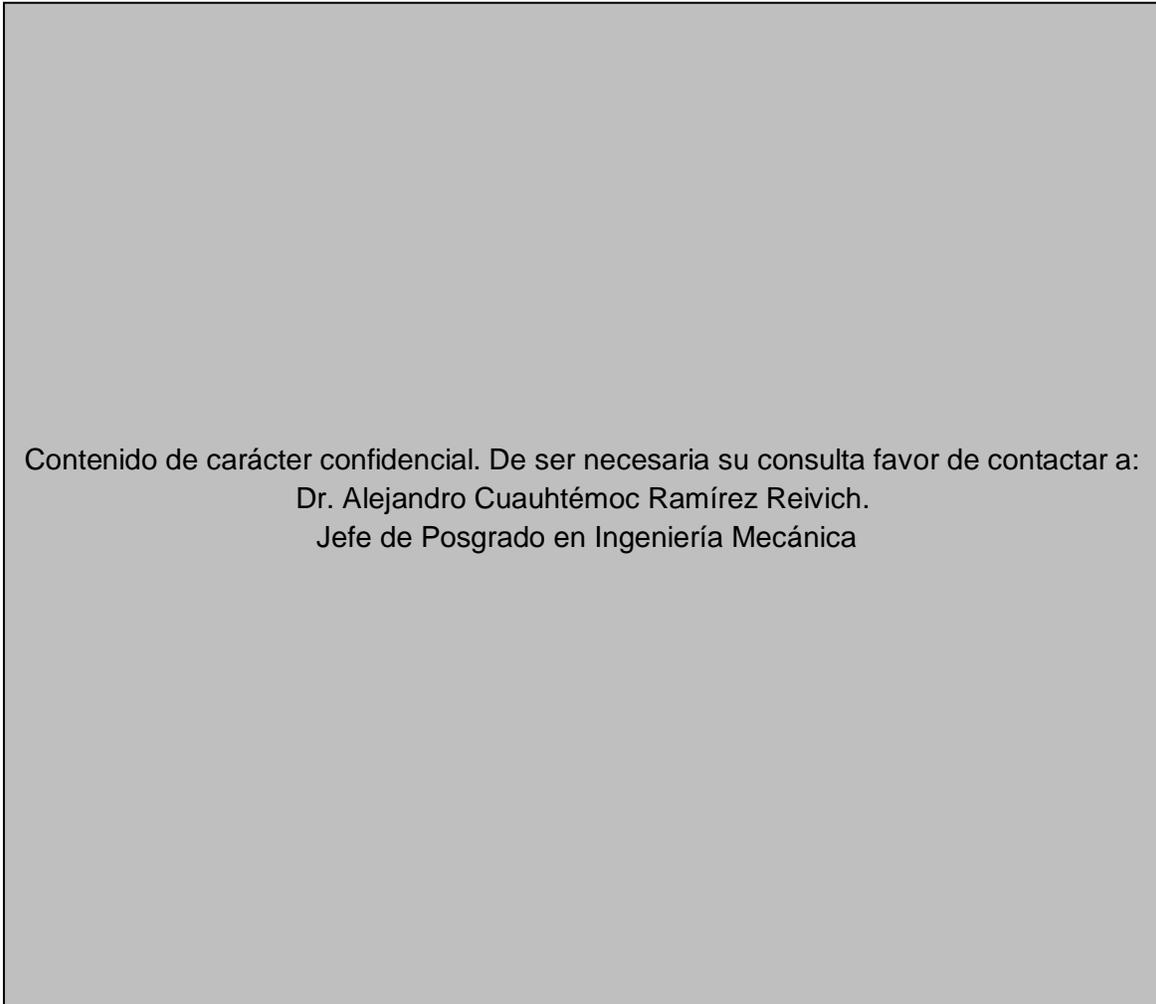


Figura 2-22. Dibujo tridimensional de todas las piezas del mecanismo Manivela Biela Corredera.
(Soporte, biela, anillo², perno, eje, pistón y cilindro)

² El anillo es necesario para que la biela tenga la altura necesaria en el eje excéntrico.

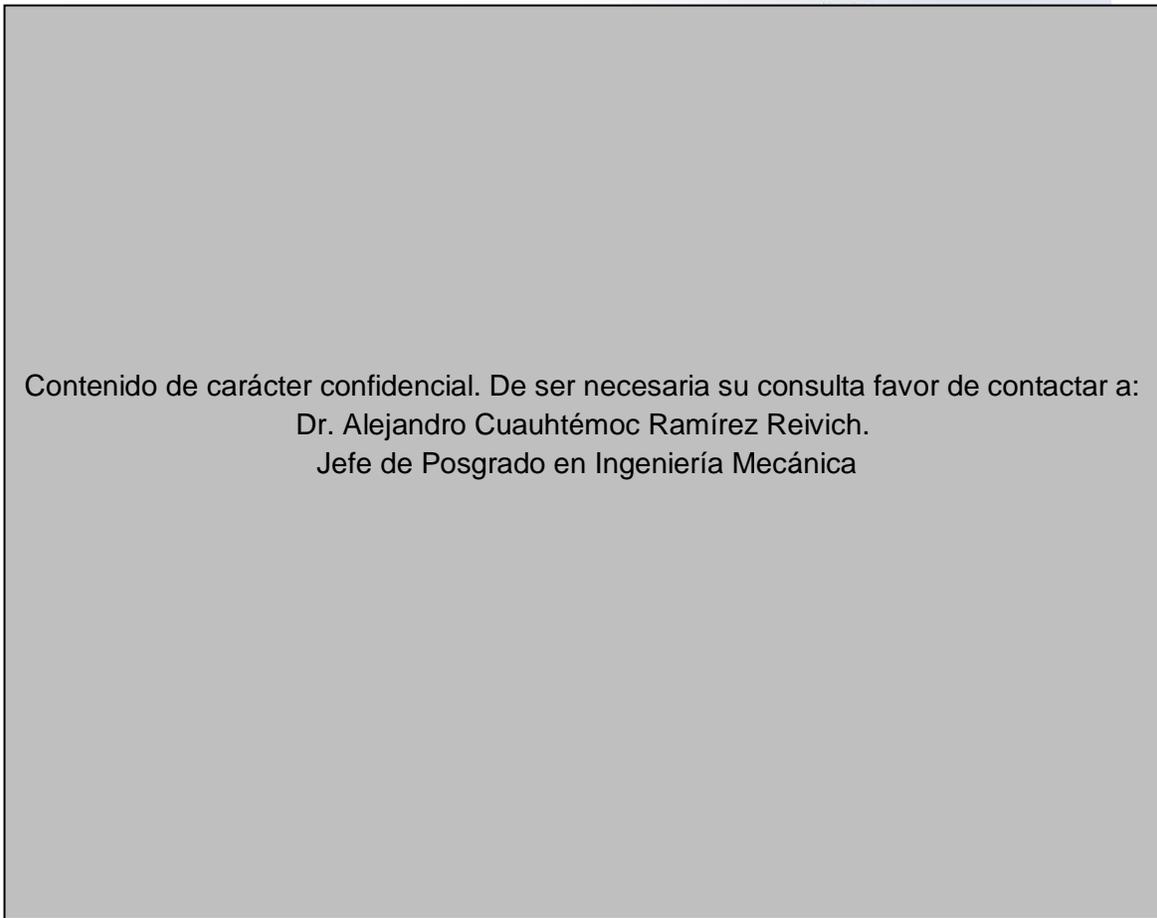


Figura 2-23. Dibujo tridimensional de todas las piezas del Yugo Escocés (Soporte, eje, corredera interna, yugo y cilindro)

Una vez dibujadas, se ensamblaron las piezas, especificando los contactos y las relaciones de posición en ambos mecanismos (figura 2-24).

El software Solid Works 2013 nos permite realizar análisis dinámicos de los mecanismos, así que en ambos casos simulamos un motor de velocidad constante (10 RPM) y una fuerza en el pistón constante (119.4 N).

El programa reflejó una curva de par respecto a tiempo calculando el par cada 0.04 segundos. Los datos obtenidos se pasaron a una hoja de cálculo para calcular la potencia instantánea y la energía total consumida en el ciclo de compresión.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 2-24. Ensamblajes de los dos mecanismos
Manivela biela corredera (izquierda) y Yugo Escocés (derecha)

El modelo matemático que utiliza Solid Works Motion para sus análisis de movimiento se basa en un estudio de mecánica del medio continuo a través de matrices Jacobianas de posición, velocidad y aceleración. Con estos datos y tomando en cuenta la masa y las dimensiones de las piezas le permite calcular fuerzas y reacciones de las piezas.

La rapidez de análisis de las matrices puede variarse aunque por default lo hace 25 veces por segundo.

El solver de SolidWorks Motion proporciona tres métodos de integración rígida para calcular movimiento:

- El método de integración GSTIFF desarrollado por C. W. Gear es un método de integración de tamaño de paso y orden de variable. Es el método predeterminado que utiliza el solver de SolidWorks Motion. GSTIFF es un método rápido y preciso para calcular desplazamientos para una gran variedad de problemas de análisis de movimiento.
- WSTIFF es otro integrador rígido de tamaño de paso y orden variable.
- GSTIFF y WSTIFF tienen fórmulas y comportamientos similares. Ambos utilizan una fórmula de diferencia inversa. Se diferencian en que los coeficientes GSTIFF se calculan suponiendo un tamaño de paso constante,

mientras que los coeficientes WSTIFF son una función del tamaño de paso. Si durante la integración cambia el tamaño de paso de repente, GSTIFF introduce un error pequeño mientras que WSTIFF maneja cambios de este tipo sin perder precisión. Los cambios repentinos de tamaño de paso se producen cuando hay fuerzas y movimientos discontinuos, o eventos bruscos, como contacto, en el modelo.

- SI2_GSTIFF, un método Index-2 estabilizado, es una modificación del método GSTIFF. Este método de integración proporciona un control de errores mejorado en términos de velocidad y aceleración en las ecuaciones de movimiento. Siempre y cuando el movimiento sea suficientemente suave, los resultados de aceleración y velocidad de SI2_GSTIFF son más precisos que los calculados con GSTIFF o WSTIFF, incluso para movimientos con oscilaciones de alta frecuencia. SI2_GSTIFF es más preciso con tamaños de paso más pequeños pero esto afecta significativamente al rendimiento.

Capítulo 3. Resultados

3.1 Gráficos comparativos.

Debido a que se consideró una velocidad constante de 10 RPM, el ciclo completo dura 6 segundos que es lo que se muestran las gráficas de resultados en el eje horizontal. En el eje vertical se muestra el par en Nm requeridos a lo largo del tiempo durante el ciclo.

Las imágenes posteriores muestran las gráficas de los resultados obtenidos por las pruebas experimentales y de los tres métodos distintos para los análisis:

1. Pruebas experimentales
2. Por Diagrama de Cuerpo Libre con lubricante
3. Por Diagrama de Cuerpo Libre sin lubricante
4. Por Working Model con lubricante.
5. Por Working Model sin lubricante.
6. Por Solid Works con lubricante.
7. Por Solid Works sin lubricante.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 3-1. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) de las pruebas experimentales.

Se puede notar en la figura 3-1 que el compresor que más energía utiliza durante el ciclo es el compresor B, pero esto no significa que sea el menos eficiente, ya que su cilindrada es mayor que la de los otros dos compresores. De hecho es el más eficiente según los cálculos que se realizaron previamente y que están explicados en el Capítulo 2. Metodología.

También se puede apreciar que el compresor C utiliza menos energía durante el ciclo que cualquiera de los otros dos. Dado que su cilindrada es exactamente igual que la del compresor A, puede decirse que el compresor C es más eficiente.

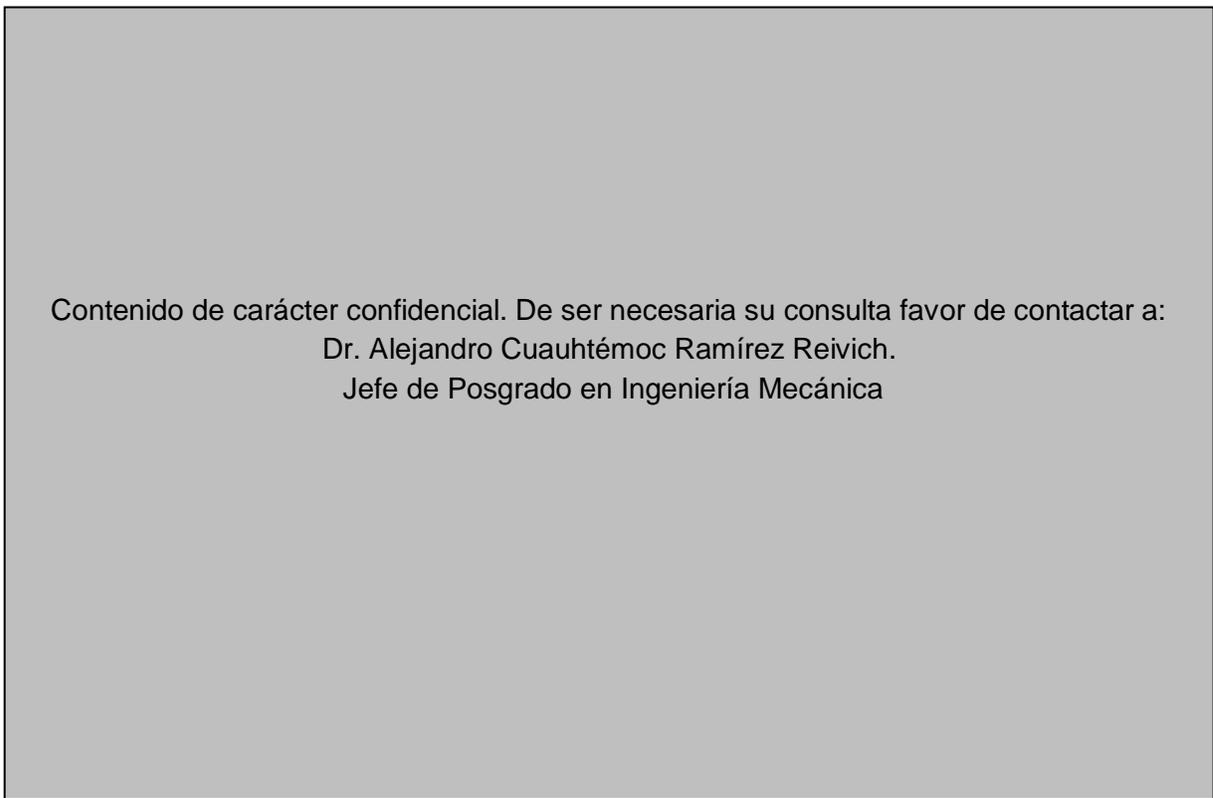


Figura 3-2. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis por Diagrama de Cuerpo Libre con lubricante.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 3-3. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis por Diagrama de Cuerpo Libre sin lubricante.

Se puede apreciar, en la comparación de los gráficos por Diagrama de Cuerpo Libre (figuras 3-2 y 3-3), que en el mecanismo de Yugo Escocés es mucho mayor la influencia de la fricción que en el de Manivela Biela Corredera ya que cambia en mayor medida en el mecanismo de Yugo Escocés.

Además del cambio notable en la forma, el par máximo es mayor en la gráfica de Yugo Escocés, lo que sugiere que necesita mayor energía para funcionar. Lo anterior corresponde a la conclusión que se tuvo anteriormente en la comparación de los resultados experimentales.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 3-4. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis con lubricante por Working Model.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 3-5. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis sin lubricante por Working Model.

En el caso de los dos gráficos por Working Model (figuras 4-3 y 4-4) resulta muy difícil asegurar que el cambio en el coeficiente de fricción tiene una influencia significativa sobre el par, ya que los resultados de los distintos mecanismos son muy parecidos en ambas circunstancias.

Este fenómeno no se esperaba y no corresponde a lo obtenido experimentalmente ni con lo obtenido en los análisis por Diagrama de Cuerpo Libre.

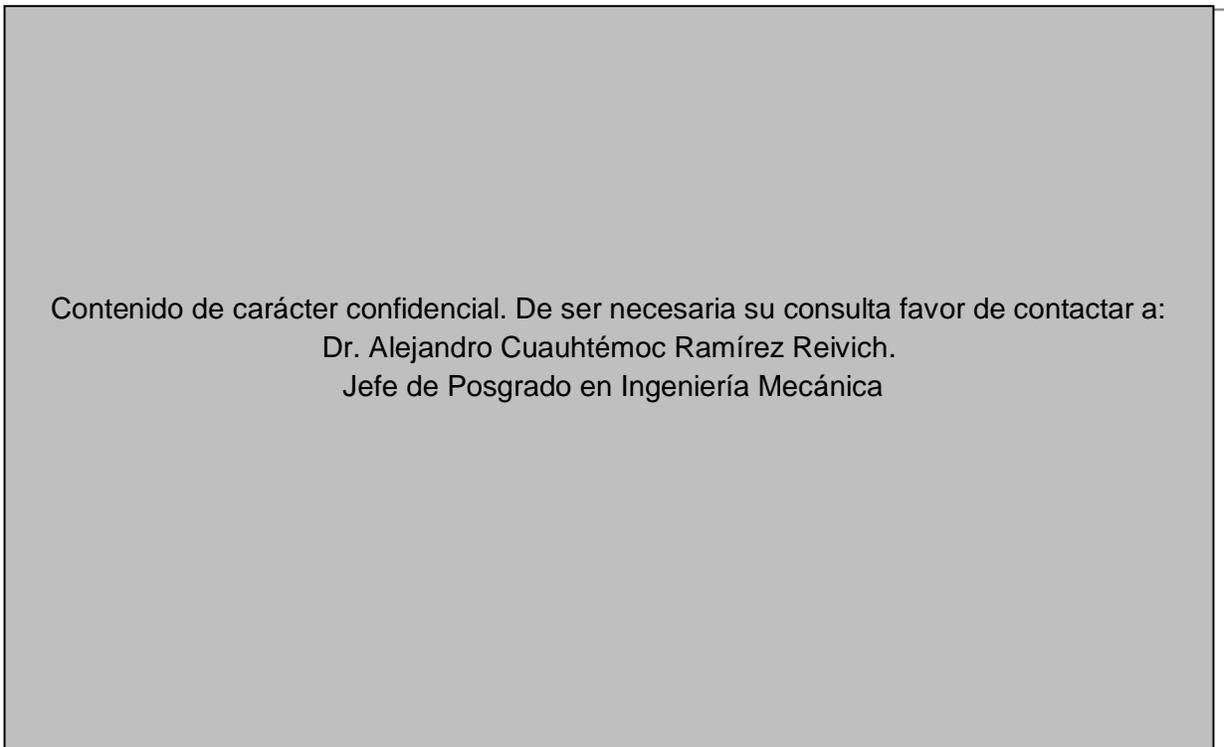


Figura 3-6. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis con lubricante por Solid Works

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Figura 3-7. Gráfica de par (Nm) vs tiempo (s) en los análisis sin lubricante por Solid Works.

Comparando los gráficos de resultados en los análisis tridimensionales con Solid Works es muy evidente que la presencia de la fricción influye mucho en la fuerza necesaria para el funcionamiento del compresor para ambos mecanismos.

Debido a que la simulación por Solid Works es el método que considera el mayor número de parámetros, es de esperar que sea el que tiene un comportamiento más parecido al real.

Para tener mejores comparaciones se calculó la energía total requerida en un ciclo por el compresor en todas las simulaciones.

3.2 Tablas comparativas de cálculo de energía demandada

A continuación se muestran los distintos resultados en el cálculo del trabajo total por ciclo de compresión en cada uno de los análisis dinámicos.

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Tabla 3.1 Trabajo de flecha en los análisis sin lubricante

Contenido de carácter confidencial. De ser necesaria su consulta favor de contactar a:
Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
Jefe de Posgrado en Ingeniería Mecánica

Tabla 3.2 Trabajo de flecha en los análisis con lubricante

Puede apreciarse que, en todas las simulaciones, la energía requerida por el mecanismo de Biela Manivela Corredera es menor que por el mecanismo de Yugo Escocés; lo anterior sugiere que tiene mejor eficiencia ya que el trabajo de frontera es igual en ambos.

Capítulo 4. Conclusiones

Tanto en la forma de las gráficas de par-tiempo como en las tablas del trabajo de flecha, los resultados sugieren que el mecanismo de Manivela Biela Corredera tiene mejor rendimiento que el de Yugo Escocés, lo cual es congruente con lo obtenido en las pruebas con el banco de los diferentes mecanismos.

Es importante señalar que los resultados en el banco de pruebas no son estrictamente comparables con aquellos obtenidos en el análisis debido a la apertura y cierre de válvulas que se tiene en el funcionamiento real del compresor y que en los análisis se tomó como una presión constante en la cara del pistón.

El prototipo rápido que se diseñó de la biela para modificar el compresor funcionó como se esperaba pero no ha sido comparado con otros diseños, por lo tanto, no podemos afirmar que la biela descrita anteriormente es la óptima.

También se debe considerar que en las pruebas experimentales y en todos los análisis dinámicos se está considerando una velocidad muy baja (10 RPM), y normalmente, estos compresores están impulsados con un motor eléctrico a 60 Hz, lo que significa que la velocidad nominal es aproximadamente de 3600 RPM y existen influencias de la inercia durante el funcionamiento normal que no se están tomando en cuenta en estos análisis.

Como un complemento de este trabajo se recomienda realizar análisis tridimensionales para distintas longitudes de biela y así encontrar aquella que nos presente mejores condiciones, así como realizar pruebas y simulaciones con velocidad variable para detectar la influencia de la inercia de las piezas a velocidad nominal.

También es recomendable adaptar un sensor de presión al banco de pruebas para observar las variaciones de presión debidas a la apertura y cierre de válvulas y considerar esas variaciones de presión en los análisis dinámicos.

Referencias

- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. (2011). *Termodinámica* (7ª edición). Mc Graw Hill.
- GIBBS CHARLES W. *Editor*. (1971) *Compressed air and Gas Data* (2ª edición). Ingersoll-Rand Company.
- BROWN, ROYCE N. (1986). *Compressors, Selection and Sizing*. Gulf Publishing Company.
- MABIE, HAMILTON H.; OCVIRK, FRED W. (1978). *Mecanismos y Dinámica de Maquinaria*. Limusa.
- PALLÁS, ARENY RAMÓN. (2003) *Sensores y Acondicionadores de Señal* (4ª edición). Marcombo.