



VI Congreso Iberoamericano de Acústica - FIA 2008
Buenos Aires, 5, 6 y 7 de noviembre de 2008

FIA2008-A040

Análisis de resonancia en la tubería de escape de un motor de ciclo Diesel. Utilización de resonadores.

Daniel Zambrano^(a),
Gustavo Cambria^(b),

(a) Facultad de Ingeniería y Ciencias Exactas, Universidad Argentina de la Empresa Lima 717, Buenos Aires, Argentina. E-mail: dzambrano@uade.edu.ar

(b) Facultad de Ingeniería y Ciencias Exactas, Universidad Argentina de la Empresa Lima 717, Buenos Aires, Argentina. E-mail: gcambria@uade.edu.ar.

Abstract

This paper shows the analysis carried out in two vehicles using the same six-cylinder turbocharged engine and compression ignition (Cycle Diesel) but they differ in the design of the exhaust pipe. It was noted then influence the design of this pipe in the resonance effects verified on the vehicles, operating in different ranges. To give solution to the problem were studied different alternatives, since the redesign of the pipe until the use of resonators, using different configurations. We evaluated various volumes for Helmholtz resonators for reduce or eliminate the phenomenon. These solutions were applied experimentally obtained different results that led to the adoption of different solutions that enabled a drastic reduction of the phenomenon

Resumen

En este trabajo se muestra el análisis realizado en dos vehículos que utilizan el mismo motor de seis cilindros turbocompresor y de encendido por compresión (Ciclo Diesel) pero que difieren en el diseño de la cañería de gases de escape. Se observó entonces la influencia del diseño de esta cañería en el efecto de resonancia verificado sobre los vehículos, en distintos rangos de funcionamiento. Para dar solución al problema fueron estudiadas distintas alternativas, desde el rediseño de la cañería hasta el uso de resonadores, utilizándose distintas configuraciones. Se evaluaron distintos volúmenes para resonadores tipo Helmholtz de manera de eliminar o disminuir el fenómeno. Estas soluciones fueron aplicadas experimentalmente obteniéndose distintos resultados que llevaron a la adopción de distintas soluciones que permitieron una drástica reducción del fenómeno.

1 Introducción

Durante la evaluación de dos vehículos pesados equipados con el mismo tipo de motor de ciclo Diesel seis cilindros e inyección directa electrónica, se observaron problemas de resonancia en el sistema de escape de gases de combustión.

Sin embargo se observa que el régimen donde estas resonancias son detectadas varía de un modelo de vehículo al otro. En estas evaluaciones se utilizaron dos vehículos similares de cabina frontal, siendo uno de ellos de tracción simple (4x2) y el segundo de tracción total (4x4).

Del análisis de las características relevantes que intervienen en el sistema de escape de ambas configuraciones, se observa que ambas difieren, debido al sistema de tracción utilizado y por ello en la estructura del chasis, en la longitud del tramo de escape que se encuentra comprendido entre la salida de la turbina del turbocompresor y la entrada al silenciador, siendo el resto de las características del sistema de escape y montaje del motor idénticas. Esto podría en principio explicar las diferencias que se observan en los distintos regímenes del motor en los que se detecta la resonancia en cada uno de los modelos en análisis.

Para poder realizar mediciones comparativas, en todos los casos fueron utilizados puntos de funcionamiento donde se mantuvo la misma relación de carga del motor y relaciones de combustión que permite asegurar un comportamiento similar de la turbina y con ello un flujo equivalente en el sistema de salida de los gases de escape.

Debido a las características de la turbina del turbocompresor, que posee un by pass mediante waste gate controlada electrónicamente, obligó a delimitar el análisis del problema a regímenes de hasta 1500 min^{-1} .

El análisis de las resonancias en cada modelo, ejecución 4x2 y 4x4, fue realizado por separado debido a las diferencias en los regímenes donde se produce la resonancia y para poder analizar en cada caso la mejor solución.

1.1 Análisis inicial

Para la utilización de resonadores debe tenerse en cuenta el tipo de onda, dado que tanto las ecuaciones que rigen el fenómeno de atenuación en los resonadores como su configuración geométrica es distinta, se trate o no de ondas estacionarias (Guiguet ; Welti, 2003).

La inserción de un resonador Helmholtz en las paredes laterales de un tubo, con ondas estacionarias en su interior, logra suprimir uno o más de sus modos resonantes si se elige adecuadamente la frecuencia del resonador. El resonador puede actuar también como filtro de ondas propagantes. En este caso, el resonador atenúa las ondas en un rango de frecuencia muy selectivo. En este caso se utilizarán resonadores para disminuir la energía radiante, mejorando el funcionamiento del conjunto de escape, disminuyendo así el fenómeno de resonancia. Debemos recordar entonces que para un resonador Helmholtz colocado lateralmente en un tubo es válida la fórmula (1) que nos permite calcular la pérdida de transmisión (TL) que puede lograrse con dicha ejecución, dependiendo del rango de frecuencias.

$$TL = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\left(\frac{c}{2S_b} \right)}{\omega LS - \left(\frac{c^2}{\omega V} \right)} \right)^2 \right] \quad (1)$$

Para el análisis debe entonces tenerse en cuenta la configuración señalada en el modelo de la figura 1, donde puede apreciarse la diferencia de 300mm en la tubería de escape que va desde la salida de la turbina hasta la entrada al silenciador.

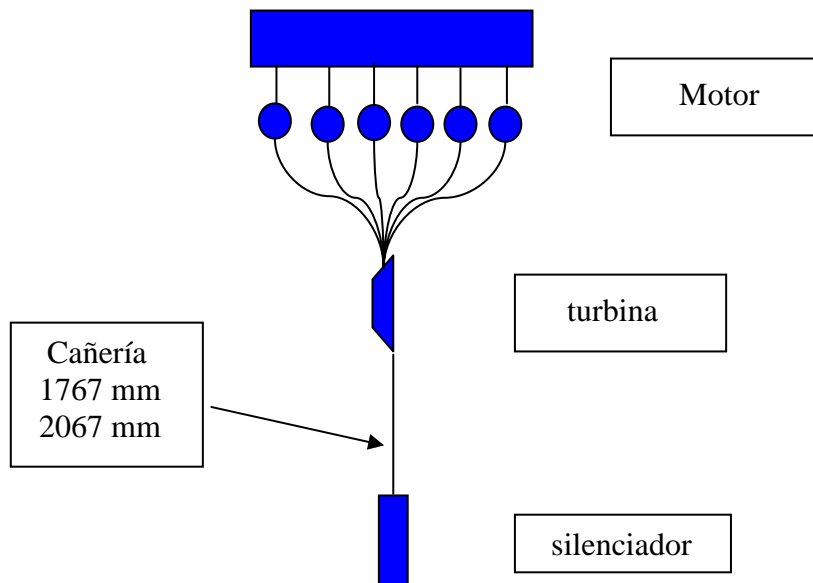


Figura 1. Modelo configuración motor/escape.

2 Desarrollo

Para el desarrollo de las evaluaciones se tomaron dos vehículos con las correspondientes configuraciones. Se realizaron en primera instancia las evaluaciones para la determinación de la resonancia en el vehículo con la configuración más simple (tracción simple 4x2).

Cada ejecución fue evaluada separadamente pero sus resultados fueron comparados a fin de establecer las acciones pertinentes para disminuir o eliminar el problema.

2.1 Análisis para ejecución vehículo 4x2

Sobre el vehículo de referencia se realizó la instrumentación correspondiente para poder tomar la presión en diversos puntos de medición en el sistema de escape. Específicamente para el análisis de la resonancia se tomó la presión de salida de la turbina en función de la del ángulo del giro del cigüeñal, para distintos rangos de velocidades, obteniéndose los resultados mostrados en la figura 2.

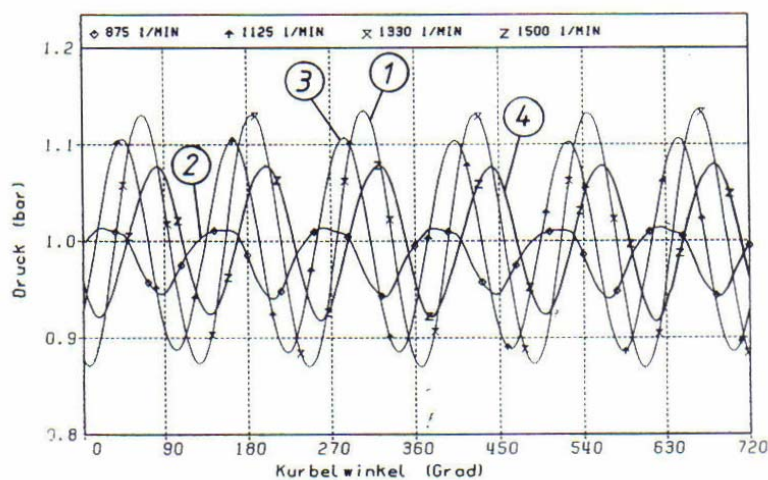


Figura 2. Presión salida de turbina y ángulo de cigüeñal

La amplitud de la presión que corresponde al régimen de giro de 1330 min^{-1} (1) es claramente diferencial respecto de otras condiciones de velocidad del motor, lo que denota la resonancia que se produce en dicho rango de velocidad. Para los rangos de 875 min^{-1} (2), 1125 min^{-1} (3) y 1500 min^{-1} (4) también se producen variaciones de presión reconocibles como resonancia, aunque de menor magnitud que la resonancia detectada para el régimen de 1330 min^{-1} .

En la figura 3 puede observarse particularmente la variación de presión de la onda en la salida de la turbina. Entonces para este régimen donde se detecta la resonancia, se muestra la onda que llega al silenciador (1) y la onda reflejada por el mismo (2). Este tipo de superposición conduce a una fuerte presión máxima (3) y una mínima (4), dando como consecuencia las fuertes vibraciones a la salida de la turbina (5).

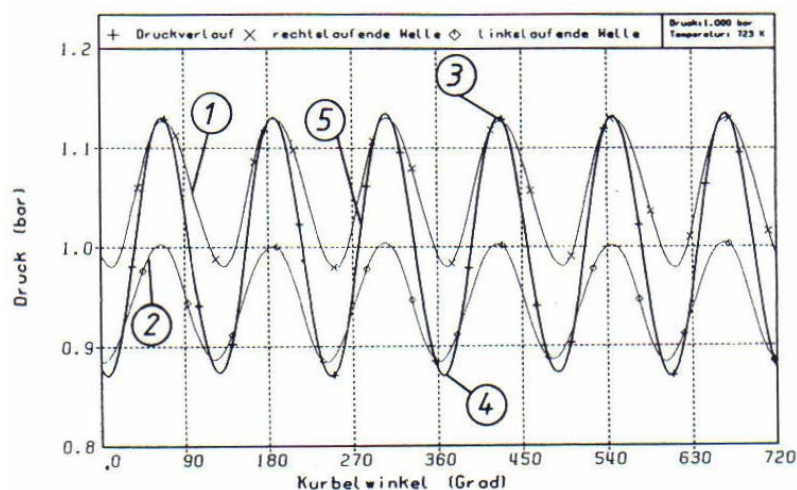


Figura 3. Variación de presión en la salida de la turbina a 1330 min^{-1} .

2.2 Análisis para ejecución vehículo 4x4

Tal como fuera realizada la medición en el vehículo con la ejecución 4x2, se realizó la medición de la presión a la salida de la turbina, utilizándose el mismo rango de velocidades tomadas para el análisis anterior.

En la figura 4 se observan los resultados obtenidos de la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal. En esta ejecución (4x4) se muestra una fuerte diferencia en la amplitud de presiones puntualmente para el régimen de 1125 min^{-1} (1), mientras que en 875 min^{-1} (2), 1330 min^{-1} (3) y 1500 min^{-1} (4) no se observan condiciones críticas.

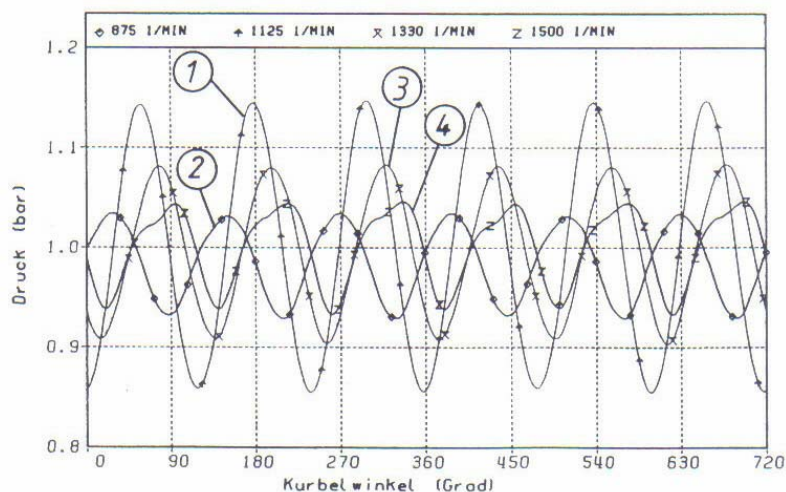


Figura 4. Presión salida de la turbina/ángulo de cigüeñal. Ejecución 4x4.

El análisis específico para la presión de la salida de la turbina en función del ángulo de giro del cigüeñal en el régimen donde se detectó la resonancia (1125 min^{-1}) se puede observar en la figura 5.

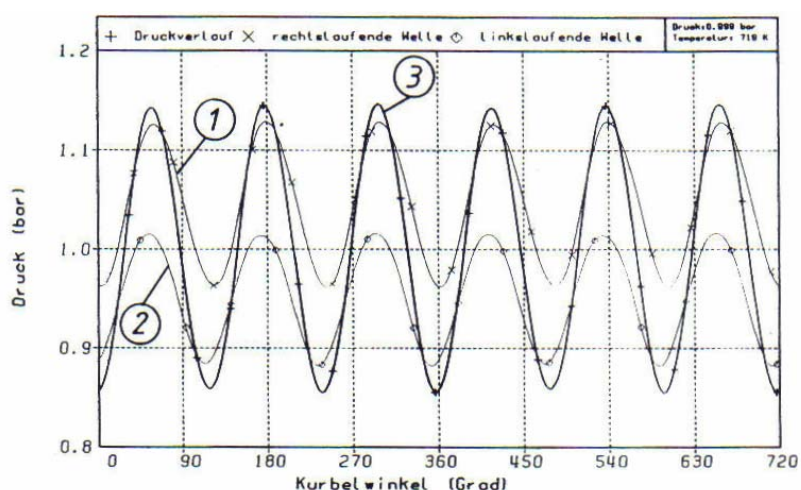


Figura 5. Detección de resonancia.

Al igual que en el caso anteriormente analizado, pero en este caso para el régimen de 1125 min^{-1} , donde se detecta la resonancia, se muestra la onda que llega al silenciador (1) y la onda reflejada por el mismo (2). La superposición de estas ondas conduce a una fuerte presión máxima (3) y una presión mínima (4), dando como consecuencia las fuertes vibraciones a la salida de la turbina (5), similares a las encontradas anteriormente para el análisis del vehículo con ejecución 4x2.

2.3 Comparación de las resonancias para las ejecuciones 4x2 y 4x4

Las diferentes respuestas obtenidas para estas ejecuciones son el resultado de la diferencia de longitud del tubo comprendido entre la salida de la turbina y la entrada al

silenciador. La condición de resonancia es provocada por la superposición de la onda incidente y la reflejada por el silenciador en la tubería.

La diferencia de longitud de 300mm entre las ejecuciones, provoca el corrimiento de la resonancia hacia un número mas bajo de vueltas.

A través de la instalación de un resonador es potencialmente posible eliminar la resonancia en un determinado entorno estrechamente limitado a la frecuencia propia del resonador. Debe tenerse en cuenta que la inclusión de un resonador puede dar resultados inesperados ya que pueden obtenerse resultados pobres respecto al sistema original, sobre todo en regímenes distintos a la resonancia que se desea eliminar. Por ello fue necesario utilizar distintas configuraciones a fin de optimizar la solución al problema.

A través de la instalación y ajuste de un resonador en la tubería de escape comprendida entre la salida de la turbina y la entrada al silenciador, se logran nuevas reflexiones que permiten eliminar la resonancia. El resonador permite entonces la neutralización de ondas de presión que se encuentran en fase.

2.4 Utilización de resonador en tubería de escape

2.4.1 Resonador en paralelo (Helmholtz)

Se colocó un resonador en configuración en paralelo sobre la tubería comprendida entre la salida de la turbina y la entrada al silenciador. Un esquema de esta instalación puede verse en la figura 6.

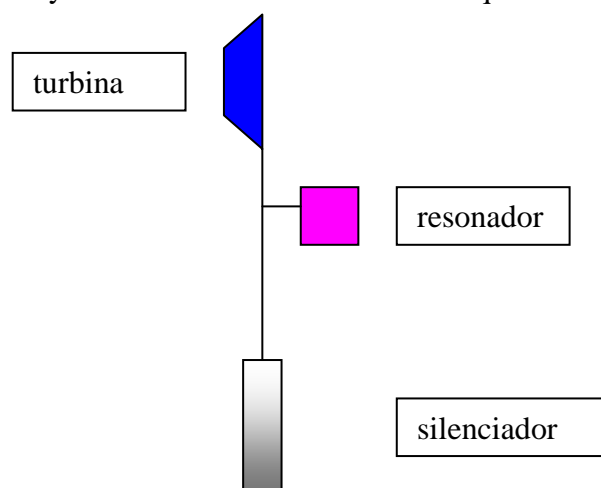


Figura 6. Esquema de instalación del resonador.

Se ensayaron tres volúmenes diferentes para el resonador: 4 litros, 8 litros y 12 litros con una longitud de tubo de 1.2m y un diámetro de la tubería de 72 mm.

Esta configuración fue utilizada tanto en el vehículo ejecución 4x2 como en el 4x4.

Para el primer caso (configuración 4x2) y para el régimen de 1330 min^{-1} , los resultados se muestran en la figura 7, donde puede observarse la variación de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal. Para esta versión se muestra que el volumen más pequeño del resonador (1) es el que obtiene la mejor amortiguación comparándolo con la ejecución sin resonador (original) (2). Con el aumento de los volúmenes del resonador (3) se obtienen peores resultados pero aún se mejora respecto al diseño original.

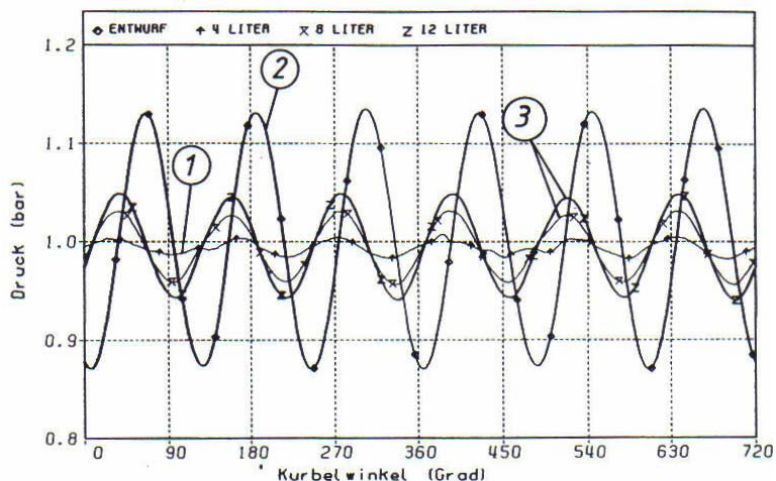


Figura 7. Análisis de resonancia con resonadores a 1330min^{-1} .

Sin embargo el llenado del motor se ve afectado sobre todo a bajas vueltas por las nuevas condiciones en la tubería de escape. Esto es particularmente visible a 875min^{-1} , cuando se utiliza el resonador más pequeño, pero volúmenes más grandes del resonador no afectan este parámetro.

Para el caso del vehículo 4x4, con una longitud de tubería de escape de 2067mm (300mm mayor que la ejecución 4x2), también fueron ensayados los tres volúmenes correspondientes a los distintos resonadores. Los resultados obtenidos fueron similares (ver figura 8), pero en este caso evaluados a 1125min^{-1} .

Nuevamente el resonador de menor volumen es el que obtuvo los mejores resultados (1) en comparación con el sistema sin resonador (2). Para los volúmenes mayores empeoran los resultados (3) pero aún se establece una mejora significativa respecto del sistema original. Nuevamente se repite el problema de llenado de los cilindros para el régimen de 875min^{-1} en el orden del 2%.

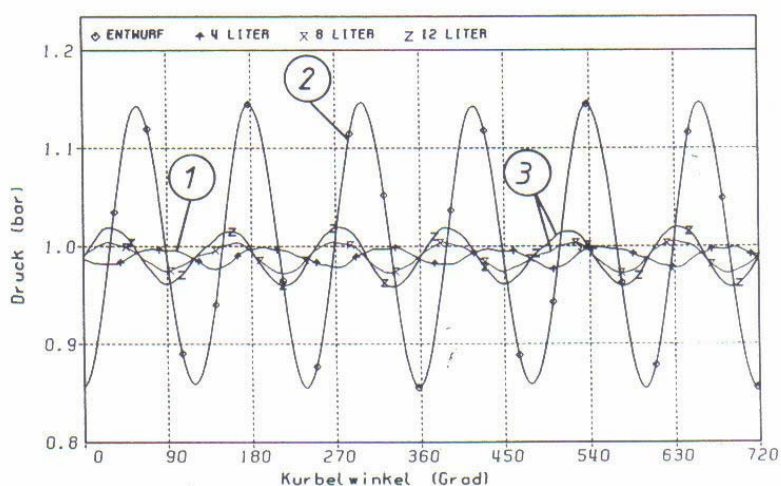


Figura 8. Efectos del resonador en ejecución 4x4

2.4.2 Resonador en serie (Cámara de expansión)

Se realizó la instalación de un resonador en serie con el fin de modificar la reflexión de las ondas de presión y lograr una disminución en la presión máxima, disminuyendo de esta forma el fenómeno de resonancia detectado. Para ello se utilizaron tres configuraciones con cámaras de 5, 15 y 35 litros. Un esquema puede verse en la figura 9.

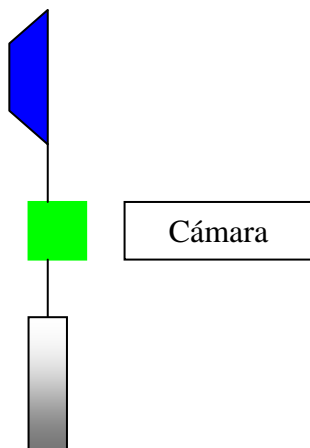


Figura 9. Esquema cámara de expansión.

Se repitieron las mediciones realizadas con las otras configuraciones ensayadas, obteniéndose para el vehículo 4x2 a 1330min^{-1} los resultados que se pueden observar en la figura 10.

En este caso se observa una disminución y corrimiento de la presión para el resonador de menor volumen (2), que no satisface los resultados requeridos. Se observa que para mayores volúmenes (3) y (4) se mejora significativamente respecto del sistema original (1), obteniéndose una amortiguación de las ondas de presión para el régimen analizado de 1330min^{-1} .

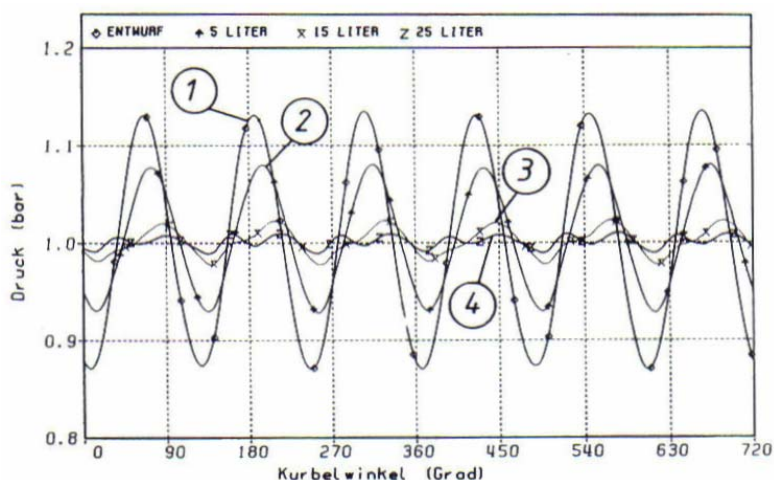


Figura 10. Aplicación de cámara de expansión.

Para el caso del vehículo 4x4 se realizaron idénticas evaluaciones pero para el régimen de 1125min^{-1} , donde se producía la resonancia. Los resultados de estas evaluaciones se muestran en la figura 11. Nuevamente se observa que para mayores volúmenes se obtienen mejores resultados.

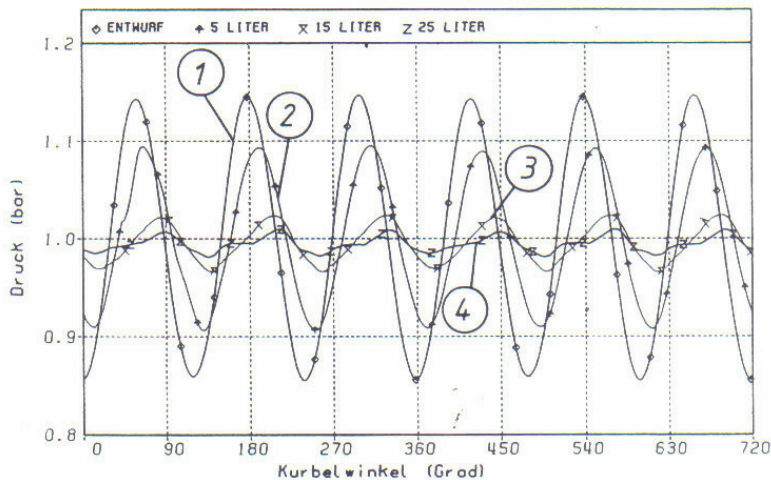


Figura 11. Aplicación cámara de expansión en ejecución 4x4.

2.4.3 Aplicación de un resonador de rama cerrada

Se utilizó un resonador de rama cerrada en paralelo con la tubería de gases de escape que esta comprendida entre la salida de la turbina y el silenciador. (figura 12).

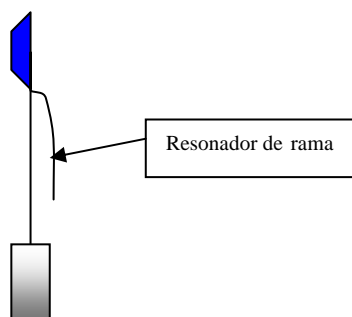


Figura 12. Esquema turbina, resonador, silenciador

Fueron evaluadas cuatro configuraciones con las dimensiones que se pueden ver en la tabla 1.

Tabla 1. Características geométricas resonador de rama cerrada

Distancia a la salida de la turbina	Longitud del tubo	Diámetro interior del tubo
0.200 m	1.6 m	97 mm
0.200 m	1.8 m	97 mm
0.200 m	2.0 m	97 mm
0.200 m	2.2 m	97 mm

Los resultados obtenidos fueron satisfactorios ya que se disminuye drásticamente la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal (figura 13).

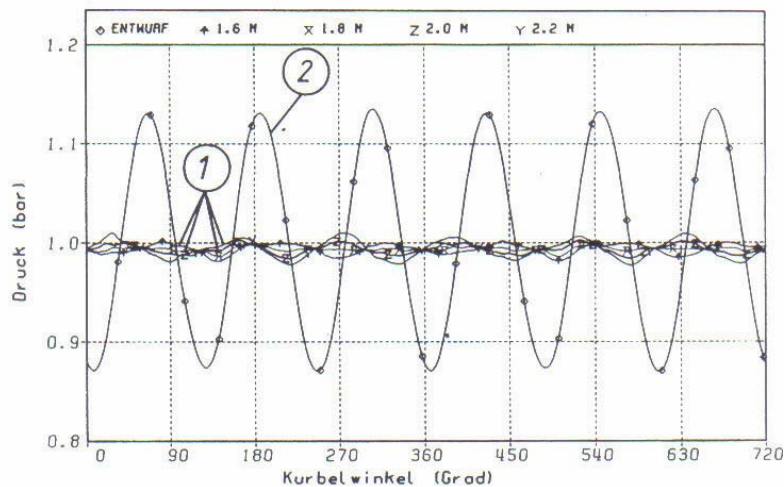


Figura 13. Resonador de rama en ejecución 4x2. 1330 min^{-1} .

Todas las configuraciones provocan un amortiguamiento que satisface las condiciones impuestas para el vehículo 4x2 a 1330 min^{-1} .

Para el vehículo 4x4 fueron evaluadas las mismas alternativas, con resultados similares aunque el grado de amortiguamiento es menor que en el caso del vehículo 4x2.(figura 14).

Para la aplicación de este resonador también se tuvo en cuenta el efecto que produce en el lleno de los cilindros. Se realizaron las evaluaciones correspondientes observándose que para el caso de una longitud de 2m y 2.2m, la aplicación de esta configuración no afecta negativamente este parámetro, mejorando incluso un 1.5%.

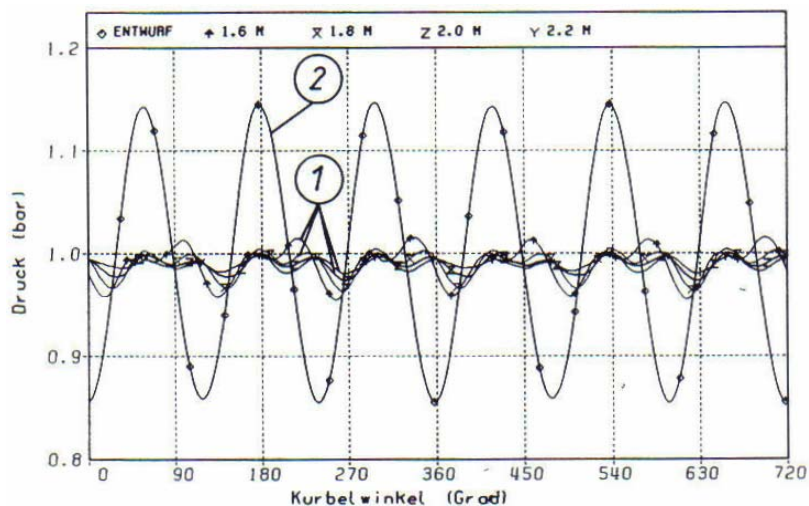


Figura 14. Resonador de rama en ejecución 4x4 a 1125 min^{-1} .

3 Conclusiones

Del análisis de los vehículos equipados con el mismo motor diesel de 6 cilindros y configuración cabina frontal, pudo observarse que se producía resonancia en el sistema de escape que afectaba negativamente la presión de salida de la turbina del turbocompresor. Estas variaciones bruscas de presión se producían a distintos regímenes debido a la diferencia entre las longitudes de la cañería que se presentaban en estas configuraciones.

La introducción de resonadores en la tubería de escape disminuye esta variación brusca de la presión y permite una mejora en el llenado de los cilindros. Como opción más efectiva y con un costo significativamente bajo se optó por la configuración de resonador de rama cerrada de 2.0m de longitud en ambas configuraciones de vehículo con lo que se disminuye a valores satisfactorios las variaciones de presión. Sin embargo debería seguirse adelante con las evaluaciones a fin de optimizar el sistema o realizar un rediseño de la tubería de escape que permita un correcto desempeño.

Referencias

- GUIGET, Andrés; WELTI, Reinaldo (2003). "Supresión de Modos de Vibración Acústicos con un Resonador Helmholtz". Revista Brasileira de Ensino de Física, vol. 25, no. 3.
- KINSLER, L. E., Frey A. R., COPPENS A. B. ; SANDERS, J. V. (1982) "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons.
- GERGES, Samir (1998). "Ruido, fundamentos y control". Edeme, Folorianapolis, Brasil.
- BRÜEL&KJÆR (1986). "Noise control". Denmark