

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica



DISEÑO, CONSTRUCCION Y PRUEBAS DE SILENCIADORES PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

JUAN ARAUZ ESTRADA

Guayaquil - Ecuador

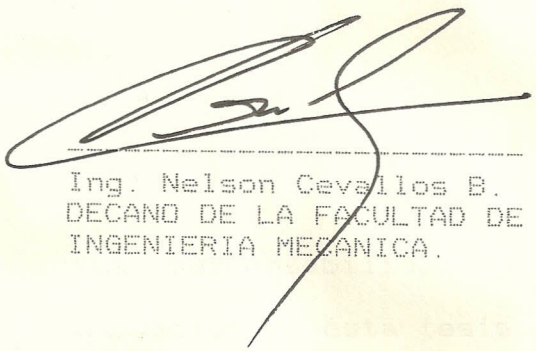
1990

AGRADECIMIENTO

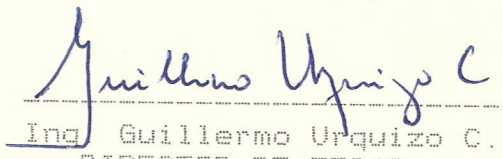
Al Ing. Guillermo Urquizo Calderón, Director de Tesis, por su valiosa colaboración en el desarrollo del presente trabajo.

DEDICATORIA

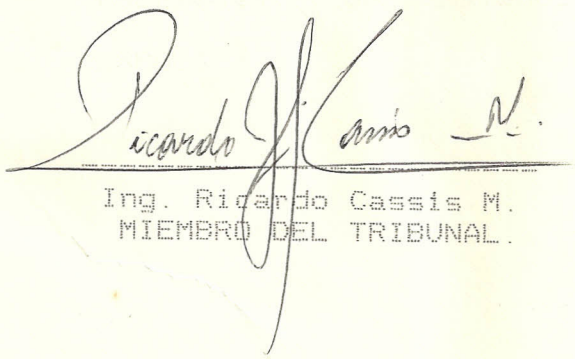
A MIS PADRES.



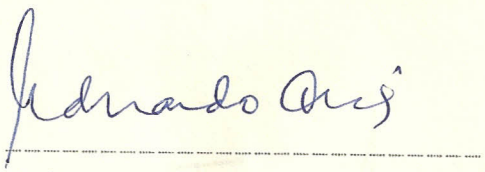
Ing. Nelson Cevallos B.
DECANO DE LA FACULTAD DE
INGENIERIA MECANICA.



Ing. Guillermo Urquizo C.
DIRECTOR DE TESIS.



Ing. Ricardo Cassis M.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL.

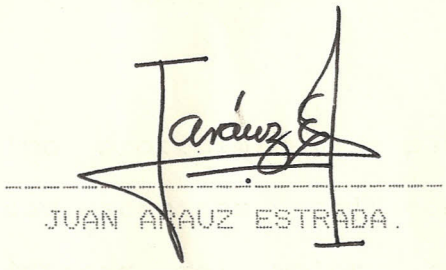


Ing. Eduardo Orcés P.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en ésta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Titulos Profesionales de la ESPOL).



JUAN ARAUZ ESTRADA.

RESUMEN

Al inicio se trata sobre las razones por las cuales es necesario la normalización de la construcción de silenciadores y la regulación de niveles de presión sonora (ruido), emitidos por los vehículos; luego haciendo una evaluación del parque automotor nacional se determinan cuáles son las características más comunes: cilindraje, tipo de combustible, número de cilindros, entre otras.

En la sección 2.1 se dan las definiciones generales de los parámetros acústicos, a partir de los cuales en la sección 2.3, se deducen expresiones matemáticas para predecir el comportamiento de los silenciadores tanto reactivos como absortivos.

En el capitulo III se muestran los procedimientos para obtener tanto las características mecánicas, así como también las características acústicas del motor, recurriendo a técnicas como la prueba de Morse y Análisis de Orsat. Estas características del motor son determinadas a tres condiciones de operación más comunes de los motores de los vehículos dentro de la ciudad.

En los capitulos IV y V, se muestran los diseños preliminares, pruebas y curvas que sirven para evaluar y seleccionar luego de un análisis, los silenciadores óptimos de los distintos tipos, tanto reactivos como absortivos; finalmente de estos óptimos se selecciona el más conveniente para el motor y el medio.

INDICE GENERAL

PAGINA

RESUMEN 6

INDICE GENERAL 8

INDICE DE FIGURAS 12

INDICE DE TABLAS 17

NOMENCLATURA 19

INTRODUCCION 21

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 FABRICACION ACTUAL DE SILENCIADORES EN EL PAIS Y SU INFLUENCIA TANTO EN EL NIVEL DE RUIDO EN LA COMUNIDAD COMO EN EL RENDIMIENTO DE LOS MOTORES..... 23

1.2 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS MAS COMUNES DE LOS MOTORES DE COMBUSTION EN EL MEDIO..... 25

9

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 DEFINICION DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS: IMPEDANCIA, REFLEXION, TRANSMISION, PERDIDAS POR TRANSMISION (T.L.) Y PERDIDAS POR INSERCION (I.T.)..... 28

2.2 TIPOS DE ELEMENTOS DE FILTROS ACUSTICOS.... 33

2.3 SILENCIADORES REACTIVOS Y SILENCIADORES ABSORTIVOS..... 37

2.4 PARAMETROS ACUSTICOS PARA CADA UNO DE LOS ELEMENTOS DE FILTROS..... 52

CAPITULO III

PRUEBAS EXPERIMENTALES

3.1 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LAS CARACTERISTICAS MECANICAS DEL MOTOR; POTENCIA, EFICIENCIA Y CAIDA DE PRESION..... 68

3.2 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS DEL MOTOR: PRESION Y POTENCIA SONORA, VELOCIDAD DEL SONIDO, IMPEDANCIA Y FRECUENCIA DE DISENO..... 72

CAPITULO IV

DISEÑO Y PRUEBAS DE SILENCIADORES TIPO REACTIVO

4.1 DISEÑO PRELIMINAR DE SILENCIADORES REACTIVOS..... 85
4.2 OBTENCION DE LAS CURVAS EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION..... 110
4.3 OBTENCION DE LAS CURVAS PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA CAIDA DE PRESION..... 110
4.4 OBTENCION DEL SILENCIADOR OPTIMO REACTIVO DE CADA TIPO..... 119
4.5 OBTENCION DE LAS CURVAS PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA FRECUENCIA..... 124
4.6 OBTENCION DE LAS CURVAS PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA..... 132
4.7 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS: IMPEDANCIA, TRANSMISION Y REFLEXION..... 132

CAPITULO V

DISEÑO Y PRUEBAS DE SILENCIADORES TIPO ABSORTIVO

5.1 MODIFICACION DE LOS DISEÑOS PRELIMINARES MEDIANTE EL USO DE MATERIAL ABSORTIVO..... 157
5.2 EFECTO DE LA ADICION DE MATERIAL ABSORTIVO (LANA DE VIDRIO) SOBRE LAS CURVAS EFICIEN-

CIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION..... 173

5.3 SELECCION DEL SILENCIADOR OPTIMO ABSORTIVO DE CADA TIPO..... 177

5.4 EFECTO DE LA ADICION DE MATERIAL ABSORTIVO (LANA DE VIDRIO) SOBRE LAS CURVAS PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA..... 178

5.5 EFECTO DE LA ADICION DE MATERIAL ABSORTIVO SOBRE LOS PARAMETROS ACUSTICOS..... 186

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

6.1 CONSIDERACIONES TECNICAS..... 193

6.2 CONSIDERACIONES ECONOMICAS..... 200

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 208

ANEXOS 212

BIBLIOGRAFIA 231

INDICE DE FIGURAS

2.1 ESQUEMA GENERAL DE UN SILENCIADOR.

2.2 SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

2.3 DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

2.4 RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

2.5 SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA DOBLE.

2.6 DOBLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA DOBLE.

2.7 MAGNITUD PARA EL EXTREMO FINAL DE UN SILENCIADOR.

2.8 FASE PARA EL EXTREMO FINAL DE UN SILENCIADOR.

2.9 TUBO ABIERTO DE LARGO FINITO.

2.10 TUBO CERRADO EN UN EXTREMO.

2.11 CAMARA VOLUMETRICA.

2.12 CAMBIO DE SECCION EN TUBOS.

2.13 TUBO CERRADO EN UN EXTREMO CON MATERIAL ABSORTIVO.

2.14 CAMARA VOLUMETRICA CON MATERIAL ABSORTIVO.

3.1 MOTOR CON EL SILENCIADOR DE PRUEBAS.

3.2 DINAMOMETRO.

3.3 MANOMETROS CONECTADOS AL SILENCIADOR.

3.4 SONOMETRO.

3.5 NIVEL DE PRESION SONORA SIN SILENCIADOR.

4.1 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

4.2 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

4.3 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

4.4 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

4.5 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

4.6 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

4.7 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

4.8 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DE TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

4.9 PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO RESONADOR SIMPLE CON TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

4.10 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

4.11 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

4.12 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

4.13 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

4.14 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADA INTERIORMENTE.

4.15 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

4.16 ESQUEMA DE LAS IMPEDANCIAS PARA UN SILENCIADOR DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.

4.17 ESQUEMA DE LAS IMPEDANCIAS PARA UN SILENCIADOR DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.

4.18 ESQUEMA DE LAS IMPEDANCIAS PARA UN SILENCIADOR DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

5.1 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

5.2 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

5.3 EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION PARA SILENCIADORES DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

5.4 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

5.5 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

5.6 NIVEL DE PRESION SONORA CON EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO CON MATERIAL ABSORTIVO.

5.7 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

5.8 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

5.9 PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA PARA EL SILENCIADOR OPTIMO DEL TIPO RESONADOR SIMPLE, DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

INDICE DE TABLAS

I	ELEMENTOS DE FILTROS.
II	PRUEBA SIN SILENCIADOR.
III	DENSIDAD DE GASES DE ESCAPE.
IV	PESO MOLECULAR, TEMPERATURA Y CALORES ESPECIFICOS DE LOS GASES DE ESCAPE.
V	PARAMETROS ACUSTICOS DEL MOTOR SIN SILENCIADOR.
VI	ESPECIFICACIONES DE DIMENSIONES PARA SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.
VII	ESPECIFICACIONES DE DIMENSIONES PARA DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.
VIII	ESPECIFICACIONES DE DIMENSIONES PARA RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.
IX-XIII	PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION.
XIV-XVIII	PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE.
XIX-XXIII	PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

XXIV-XXVIII PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR ABSORTIVO TIPO SIMPLE CAMARA DE EXPANSION, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

XXIX-XXXIII PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR ABSORTIVO TIPO DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADAS INTERIORMENTE, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

XXXIV-XXXVIII PRUEBAS MECANICAS PARA SILENCIADOR ABSORTIVO TIPO RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

XXXIX MATRIZ DE DECISION.

NOMENCLATURA

a	Radio de tubo de escape, mm.
Ai i=1,2...	Magnitud y fase de ondas incidentes.
Bi i=1,2,..	magnitud y fase de ondas reflejadas.
c	Velocidad del sonido, metros/segundo.
Co	Indice de conductividad, adimensional.
d	Diámetro, mm.
db	Decibeles.
dbA	Decibeles en escala A.
do	diámetro de orificios, mm.
D	Diámetro, mm.
e	Base de logaritmos naturales, e = = 2.71828182S2.
f	Frecuencia, Hertzios.
fr	Frecuencia angular.
I	Intensidad sonora, Wattios/m^2.
K	Potencia sonora, Wattios.
Lpi i= 1,2...	Nivel de presión sonora para el punto i,db.
l	Longitud, mm.
le	Longitud de cámara de expansión, mm.
lc	Longitud de tubo conector, mm.
lt	Profundidad de orificio del resonador, mm.
M	Peso molecular, gramos/mol.

m	Relación de expansión, m^2/m^2.
n	Número de orificios del resonador.
Pi i=1,2,..	Presión sonora en el punto i, Pascal.
Po	Presión internacional de referencia para ruido (0.002 pascal.).
Ri i=1,2,..	Reflexión en el punto i.
Si i=1,2,..	Sección transversal en punto i, mm^2.
T	Transmisión.
T.L.	Pérdidas por transmisión, db.
Ui i=1,2,..	Corriente de volumen, metros/segundo.
V	Volumen, metros cúbicos.
w	Frecuencia angular
Zi i=1,2,..	Impedancia acústica, Newton.seg./mt cub.
Zoi i=1,2..	Impedancia acústica característica, Newton.seg/mt5 .
Zt	Impedancia acústica total.
α	Factor .de corrección para orificios del resonador.
Γ	Relación de calores específicos a presión y volumen constantes.
σ	Atenuación por unidad de longitud.
ρ	Densidad del gas, Kg/mt cub.

INTRODUCCION

Motivado por el elevado ruido en las principales ciudades del país y considerando que éste en su mayor parte proviene de los sistemas de escape de los automotores y en vista de que no existe una regulación técnica sobre la emisión de ruido de los mismos; se ha creído conveniente desarrollar un método apoyado en una teoría acústica que permita predecir en cierto modo, el comportamiento acústico de diferentes tipos de silenciadores, a las condiciones de operación más comunes de los motores de los vehículos dentro de la ciudad.

Evaluándose el comportamiento del motor sin silenciador, con parámetros tales como: la velocidad del sonido, la densidad del gas, la impedancia acústica característica y la frecuencia a la cual se produce el máximo nivel de presión sonora; se diseñaron los posibles silenciadores considerando las limitaciones de espacio dentro de los vehículos. Con cada uno de los posibles silenciadores se realizaron pruebas mecánicas. En base a los resultados de éstas y la posible atenuación calculada a través de las ecuaciones para las pérdidas por transmisión, se determinaron silenciadores óptimos para cada tipo.

Luego a cada uno de los posibles silenciadores se les adicionó lana de vidrio en la(s) cámara(s) de expansión, volviéndose a efectuar pruebas mecánicas, y en base a éstas se seleccionó nuevamente un silenciador óptimo para cada tipo.

Entre los silenciadores óptimos se seleccionó uno ideal en base a los criterios: permitir al motor desarrollar la mayor eficiencia posible y lograr el menor nivel de presión sonora.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 FABRICACION ACTUAL DE SILENCIADORES EN EL PAIS Y SU INFLUENCIA TANTO EN EL NIVEL DE RUIDO EN LA COMUNIDAD COMO EN EL RENDIMIENTO DE LOS MOTORES.

En el país existen pequeñas empresas y algunos talleres artesanales, dedicados a la fabricación de silenciadores y tubos de escape. En la mayoría de estos se ha constatado la ausencia de equipo o maquinaria específica para la fabricación de estos artefactos.

Se fabrican silenciadores con una tecnología que no dispone de una licencia del fabricante original, se trata de hacerlo con características más o menos similares, pero sin hacer ningún tipo de prueba técnica en cuanto a nivel de ruido atenuado ni al rendimiento del motor. La comprobación de que el silenciador está trabajando correctamente consiste en una inspección visual y otra auricular directa. Los efectos de retropresión no son considerados e incluso

advertidos en la fabricación.

El trabajar de esta manera trae como consecuencia dos aspectos negativos, uno en el motor y el otro en el ambiente. Si no son considerados debidamente los efectos de retropresión, el motor no trabajará adecuadamente, tendrá un mayor consumo de combustible y una mayor temperatura de operación; es decir, trabajará en condiciones que le conducen a una disminución de su potencia y vida útil.

En el ambiente el impacto negativo puede ser significativo, si se toma en cuenta que la mayor parte de la polución sonora en las ciudades proviene de los escapes de los vehículos. Si no se atenúa una cierta cantidad de ruido, puede producir efectos de sordera, a corto o largo plazo, en la población.

Quizás la falta de equipo técnico y humano en los talleres se debe a la falta de legislación y normalización en cuanto al nivel de ruido proveniente de los automotores. En otros países se han adoptado normas aceptadas internacionalmente, tales como la de la Agencia de Protección del Medio de Estados Unidos y de la Comunidad Económica Europea; que bién podrían servir de base para crear normas ecuatorianas.

1.2 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS MAS COMUNES DE LOS MOTORES DE COMBUSTION EN EL MEDIO.

Cada sistema de escape original está calculado para dar la mayor eficiencia posible al motor; por lo tanto, de acuerdo a su marca, potencia, cilindraje, tipo de combustible y otras caracteristicas propias del fabricante del vehiculo, se diseña el sistema de tubo de escape y silenciador, a fin de cumplir con este objetivo.

Dado que es imposible diseñar en esta tesis un silenciador para cada motor existente en el pais, se tratará de determinar cuales son las caracteristicas más comunes, de tal manera que este trabajo trate de cumplir con la mayoria de la población automotriz.

Según datos recopilados por el INEC, en el año 1986 (último dato disponible al momento) existian 321593 vehiculos matriculados en el pais, de los cuales 262697 son vehiculos livianos (automóviles, camionetas, furgonetas, jeeps). Los vehiculos livianos, según un estudio realizado por el CENDES en 1979, utilizan en su mayoria el silenciador del tipo sección transversal circular, y ciertos automóviles, del tipo tacho. Los del tipo circular tienen un diámetro de 101.6 mm (4 pulgadas) y una longitud de 293 a 493

mm. Los tubos de escape tienen un diámetro de 31.75; 38.1; 50.8 mm. (1 1/4, 1 1/2, 2 pulgadas), siendo el más común de 31.75 mm.

En la sección 3.2 se verá que la velocidad del sonido, depende de la temperatura de los gases de escape y de la composición misma de estos gases; por lo tanto es muy importante conocer qué tipos de combustibles se utilizan, qué temperatura alcanzan los gases. En cuanto al tipo de combustible, la mayoría de los vehículos livianos utilizan gasolina del tipo extra, y una minoría del tipo super; existen pocas unidades livianas que utilizan diesel. Los gases de escape en su mayoría descargan a una temperatura que está entre los 160 y 300 °C.

De acuerdo a información proporcionada por la Comisión de Tránsito del Guayas las marcas más comunes de vehículos livianos en la Provincia del Guayas en el año 1987 , eran Chevrolet, Datsun, Toyota, Ford, Mazda, Volkswagen, Fiat y Lada. La mayor parte de estos vehículos utilizan motores de 4 cilindros, en menos porcentaje de 6 y 8 cilindros.

Lamentablemente no se tiene información en cuanto al cilindraje de los vehículos livianos, pero podemos considerar que la mayoría de vehículos livianos están

equipados con motores de 1000 a 2200 centímetros cúbicos.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 DEFINICION DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS: IMPEDANCIA, REFLEXION, TRANSMISION, PERDIDAS POR TRANSMISION (T.L.) Y PERDIDAS POR INSERCION (T.L.).

En un silenciador llega una onda sonora proveniente del motor, a través del tubo de escape; una parte de esta llega a salir del silenciador directamente, y la otra es reflejada a la entrada. La parte que sale del silenciador puede encontrarse con una nueva discontinuidad que le origine una reflexión a la salida del silenciador, (Figura # 2.1).

A1 es la magnitud de la onda incidente a la entrada del silenciador, proveniente del motor.

B1 es la magnitud y fase de la onda reflejada (por el silenciador) a la entrada del mismo.

A2 es la magnitud y fase de la onda incidente a la salida del silenciador.

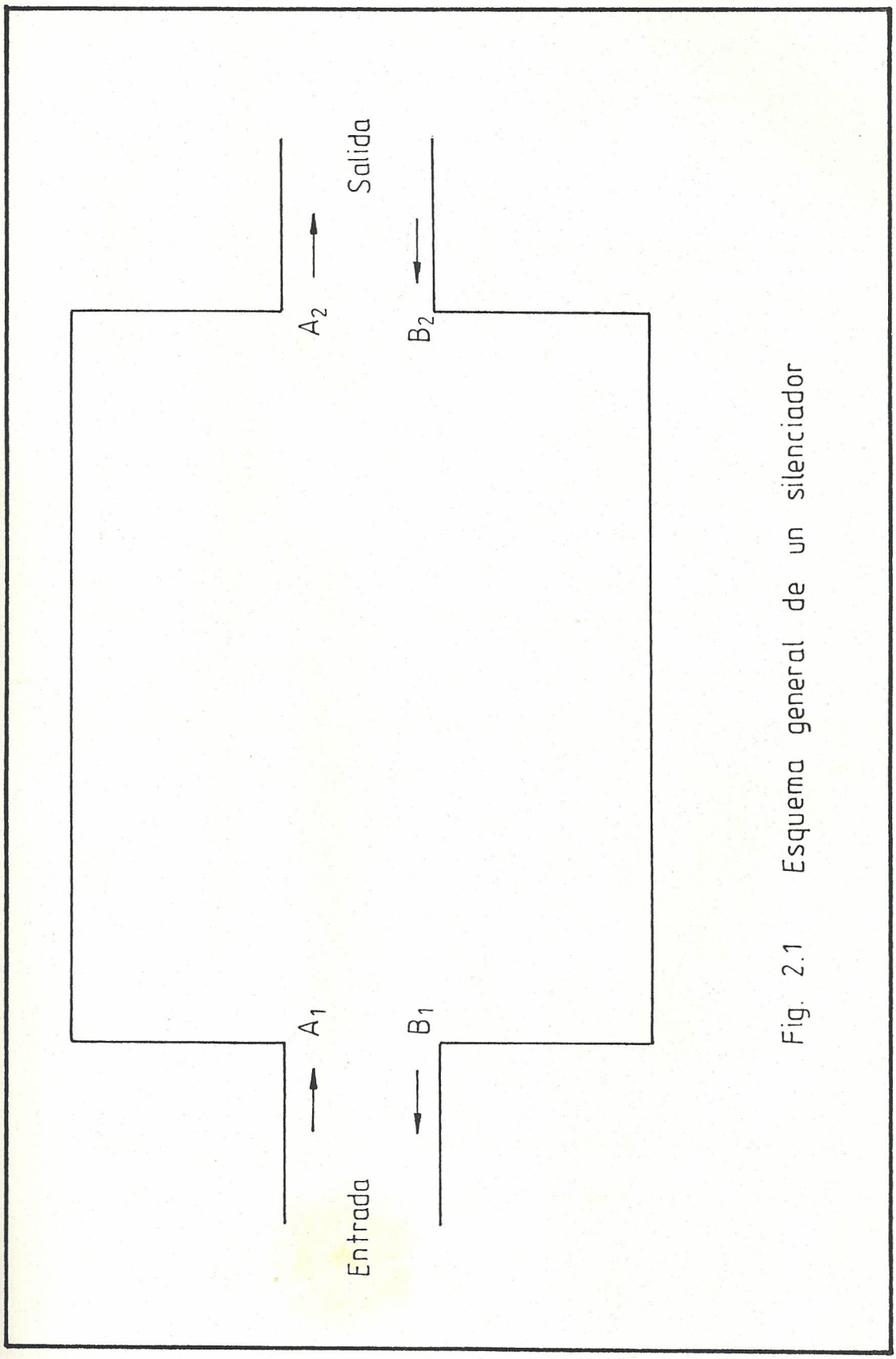


Fig. 2.1 Esquema general de un silenciador

B2 es la magnitud y fase de la onda reflejada (por la próxima discontinuidad, más allá del silenciador) a la salida del mismo.

Presión Sonora.- Es el resultado de la onda incidente y la onda reflejada, tanto a la entrada como a la salida, matemáticamente;

$$P1 = A1 + B1 \qquad (2.1)$$

$$P2 = A2 + B2 \qquad (2.2)$$

Corriente de Volumen.- Es la diferencia entre la onda incidente y la onda reflejada en un punto especifico, dividida para la impedancia acústica caracteristica respectiva, matemáticamente:

$$U1 = \frac{A1}{Zo1} - \frac{B1}{Zo1} \qquad (2.3)$$

$$U2 = \frac{A2}{Zo2} - \frac{B2}{Zo2} \qquad (2.4)$$

Impedancia Acústica.- Se define como el cociente entre la presión sonora y la corriente de volumen:

$$Z1 = \frac{P1}{U1} \qquad (2.5)$$

$$Z2 = \frac{P2}{U2} \qquad (2.6)$$

Impedancia Acústica Característica.- Es la impedancia acústica propia de la fuente sonora en un lugar determinado, matemáticamente:

$$Zo = \frac{\int c}{S} \qquad (2.7)$$

Reflexión.- Es la relación compleja entre la presión sonora reflejada y la presión sonora incidente:

$$R1 = \frac{B1}{A1} \qquad (2.8)$$

Transmisión.- Es la relación compleja entre la presión sonora transmitida y la presión sonora incidente:

$$T1 = \frac{A2}{A1} \qquad (2.9)$$

Pérdidas por Transmisión.- Es la razón entre la potencia sonora incidente y la potencia sonora transmitida por el silenciador, expresada en decibeles.

$$T.L. = 10 \log \frac{|A1|^2}{|A2|^2} \qquad (2.10)$$

Las pérdidas por transmisión están relacionadas con la reflexión mediante la siguiente ecuación:

$$T.L. = 10 \log \left[\frac{1}{1 - |R1|^2} \right] \qquad (2.11)$$

Una expresión de gran utilidad para hallar las pérdidas por transmisión en silenciadores reactivos es:

$$T.L. = 10 \log \left[\left[R\,(A1/A2) \right]^2 + \left[i\,(A1/A2) \right]^2 \right] \qquad (2.12)$$

Donde R e i son las partes real e imaginaria de la relación A1/A2.

Pérdidas por Inserción.- Es la diferencia entre dos niveles de presión sonora, medidas en el mismo punto en el espacio, antes y después de ser insertado el silenciador en el sistema:

$$I.L. = Lp1 - Lp2 \qquad (2.13)$$

2.2 TIPOS DE ELEMENTOS DE FILTROS ACUSTICOS.

En diversas ocasiones conviene conocer de qué elementos está constituido el silenciador, ya que conociendo los parámetros acústicos de los elementos componentes, puede llegar a determinarse los parámetros acústicos del conjunto, es decir del silenciador.

Uno de los métodos es el de la analogía de la teoría eléctrica de malla, que lo que hace es tratar al filtro como si fuera un circuito eléctrico. Cada elemento tiene una impedancia que equivale a una resistencia en un circuito eléctrico, así; si las impedancias están en serie, la impedancia equivalente será la suma de estas; si las impedancias están en paralelo, el inverso de la impedancia equivalente será la suma del inverso de cada una de las impedancias en paralelo.

Una vez determinada la impedancia equivalente, en una región específica, podemos determinar la reflexión en esa misma región, por medio de la relación:

$$Rt = \frac{(Zt/Zo) - 1}{(Zt/Zo) + 1} \qquad (2.14)$$

En algunas ocasiones es conocida la reflexión en una

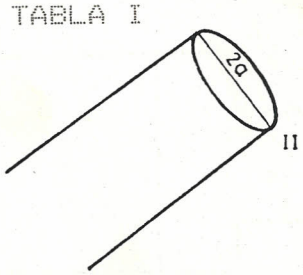
cierta región. Con la reflexión determinamos la impedancia en la región, a partir de una modificación de la ecuación anterior;

$$Zt = \frac{1 + Rt}{1 - Rt} Zo \qquad (2.15)$$

A continuación (Tabla I) se presentan los elementos de filtros más comunes, con sus parámetros físicos más relevantes.

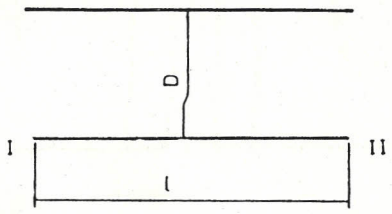
TABLA I

ABERTURA FINAL DE UN TUBO



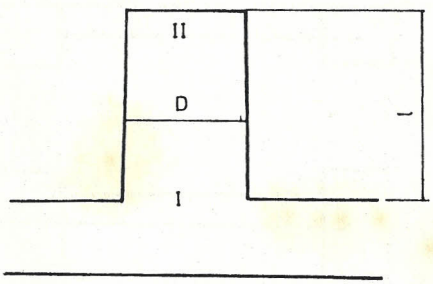
a: RADIO

TUBO ABIERTO DE LARGO FINITO



D: DIAMETRO
l: LONGITUD

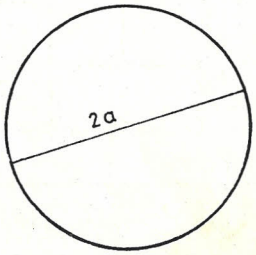
TUBO CERRADO EN UN EXTREMO



D: DIAMETRO
l: LONGITUD

ORIFICIO

a: RADIO



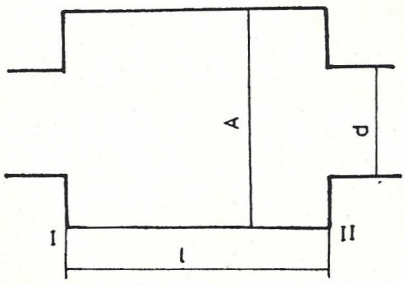
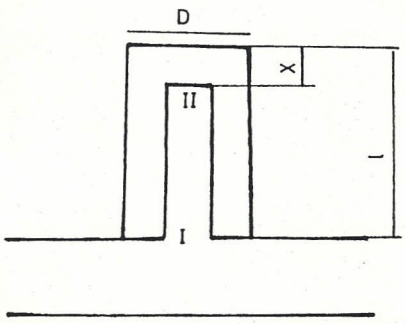
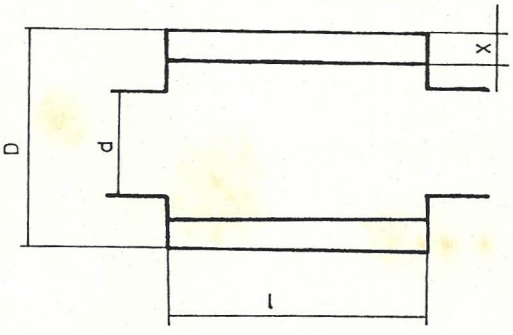
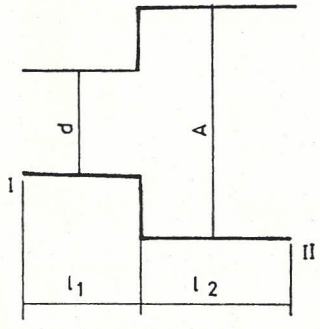
CAMARA VOLUMETRICA		V: VOLUMEN l: LONGITUD D: DIAMETRO DE LA CAMARA d: DIAMETRO DE LOS ACOPLES
TUBO CERRADO EN UN EXTREMO CON MATERIAL ABSORTIVO		x: ESPESOR DEL MATERIAL ABSORTIVO
CÀMARA VOLUMETRICA CON MATERIAL ABSORTIVO		x: ESPESOR DEL MATERIAL ABSORTIVO
CAMBIO DE SECCION EN TUBOS		D: DIAMETRO d: DIAMETRO l1: LONGITUD l2: LONGITUD

TABLA I : ELEMENTOS DE FILTROS

2.3 SILENCIADORES REACTIVOS Y SILENCIADORES ABSORTIVOS. (6.7)

Silenciadores Reactivos.- Son aquellos que reducen la potencia sonora por la alteración de la impedancia acústica, siendo el efecto de disipación despreciado.

En el análisis de este tipo de silenciadores, debe tenerse presente que:

1.- La onda incidente reduce su magnitud en la forma exponencial e^{-ikl}, mientras que la onda de reflexión amplia su magnitud en la forma exponencial e^{ikl}.

2.- En cada unión o discontinuidad del silenciador, la presión y la corriente de volumen son constantes.

3.- No se debe considerar reflexión a la salida del silenciador.

Dentro de los silenciadores reactivos se analizarán: Simple cámara de expansión, doble cámara de expansión conectada interiormente y resonador simple de tubo concéntrico.

Simple cámara de expansión

De la Figura # 2.2 se tiene que:

$$P_I = A1 + B1 = A2 + B2$$

$$U_I = \frac{A1 - B1}{Zo1} = \frac{A2 - B2}{Zo2}$$

$$P_{II} = A2\, e^{-ikle} + B2\, e^{ikle} = A3$$

$$U_{II} = \frac{A2\, e^{-ikle} - B2\, e^{ikle}}{Zo2} = \frac{A3}{Zo1}$$

Donde: $Zo1 = \rho o\ c / S1$ $\quad Zo2 = \rho o\ c / S2$

Entonces: $$\frac{Zo1}{Zo2} = \frac{S2}{S1} = m$$

Quedando el sistema de ecuaciones así:

$$A1 + B1 = A2 + B2$$

$$A1 - B1 = m\,(A2 - B2)$$

$$A2\, e^{-ikle} + B2\, e^{ikle} = A3$$

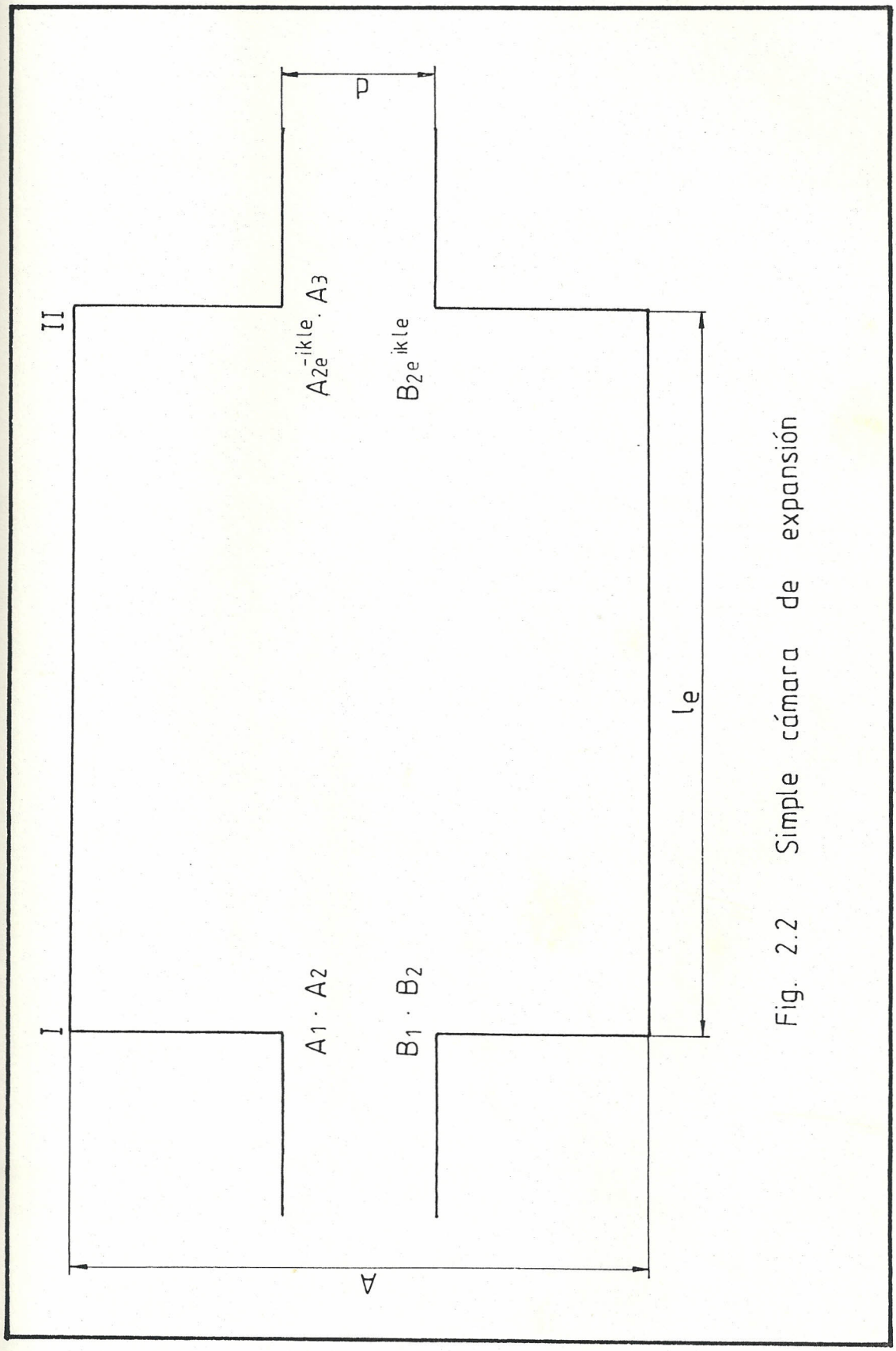


Fig. 2.2 Simple cámara de expansión

$$A2\, e^{-ikle} - B2\, e^{ikle} = 1/m\ A3$$

Resolviendo este sistema y aplicando las definiciones de parámetros acústicos dados anteriormente, se obtiene:

$$T1 = A3/A1 = \{ \cos kle + i\ \tfrac{1}{2} (m + 1/m) \operatorname{Sen} kle \}^{-1} \qquad (2.16)$$

$$R1 = B1/A1 = \frac{i\ \tfrac{1}{2} (m - 1/m) \operatorname{Sen} kle}{\cos kle + i\ \tfrac{1}{2} (m + 1/m) \operatorname{Sen} kle} \qquad (2.17)$$

$$T.L. = 10 \log \{ 1 + \tfrac{1}{4} (m - 1/m)^2 \operatorname{Sen}^2 kle \} \qquad (2.18)$$

Doble cámara de expansión conectada interiormente

De la Figura # 2.3 se tiene que:

$$P\ I = A1 + B1 = A2 + B2$$

$$U\ I = \frac{A1 - B1}{Zo1} = \frac{A2 - B2}{Zo2}$$

$$P\ II = A2\, e^{-ik(le - lc)} + B2\, e^{ik(le - lc)} = A4 + B4$$

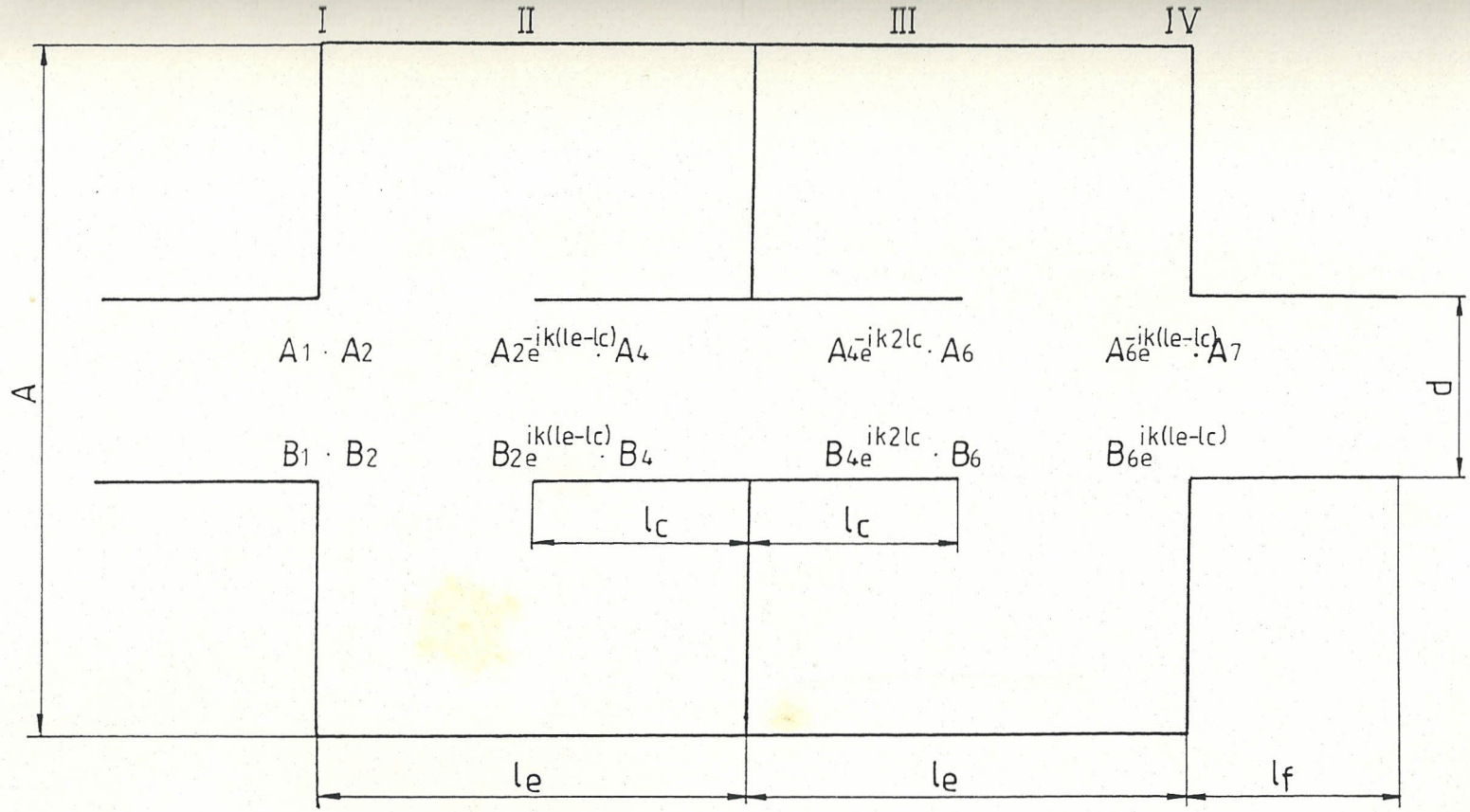


Fig. 2.3 Doble cámara de expansión conectada interiormente

$$U_{II} = \frac{A_2 e^{-ik(l_e - l_c)} - B_2 e^{ik(l_e - l_c)}}{Z_{o2}} =$$

$$= 1/Z_{o1} (A_4 - B_4)$$

$$P_{III} = A_4 e^{-ik2l_c} + B_4 e^{ik2l_c} = A_6 + B_6$$

$$U_{IIII} = \frac{A_4 e^{-ik2l_c} - B_4 e^{ik2l_c}}{Z_{o1}} = \frac{1}{Z_{o2}} (A_6 - B_6)$$

$$P_{IV} = A_6 e^{-ik(l_e - l_c)} + B_6 e^{ik(l_e - l_c)} = A_7$$

$$U_{IV} = \frac{A_6 e^{-ik(l_e - l_c)} - B_6 e^{ik(l_e - l_c)}}{Z_{o2}} = \frac{1}{Z_{o1}} A_7$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones y sustituyendo en las definiciones de parámetros acústicos se tienen las expresiones:

$$A_1/A_7 = \{ \cos 2kl_e - (m - 1) \operatorname{Sen} 2kl_e \operatorname{Tan} kl_c \} +$$

$$+ i/2 \{ (m + 1/m) \operatorname{Sen} 2kl_e + (m-1) \operatorname{Tan} kl_c [$$

$$[(m + 1/m) \cos 2kl_e - (m - 1/m)] \}$$

(2.20)

$$T = A7/A1 \qquad (2.19)$$

$$R = B1/A1 \qquad (2.21)$$

$$T.L. = 10 \log \left[\left[R\,(A1/A7) \right]^2 + \left[i\,(A1/A7) \right]^2 \right] \qquad (2.22)$$

Resonador simple de tubo concéntrico

De la Figura # 2.4, haciendo el balance de la presión sonora y la corriente de volumen en I, se tiene:

$$P\ I = A1 + B1 = A2 = A3$$

$$U\ I = \frac{A1 - B1}{Zo} = \frac{A3}{Z3} + \frac{A2}{Zo}$$

Resolviendo estas dos ecuaciones y reemplazando en las definiciones de parámetros acústicos, se tiene:

$$T = \frac{A2}{A1} = \frac{1}{1 + Zo/2\,Z3} \qquad (2.23)$$

$$R = \frac{B1}{A1} = \frac{-1}{1 + 2\,Z3/Zo} \qquad (2.24)$$

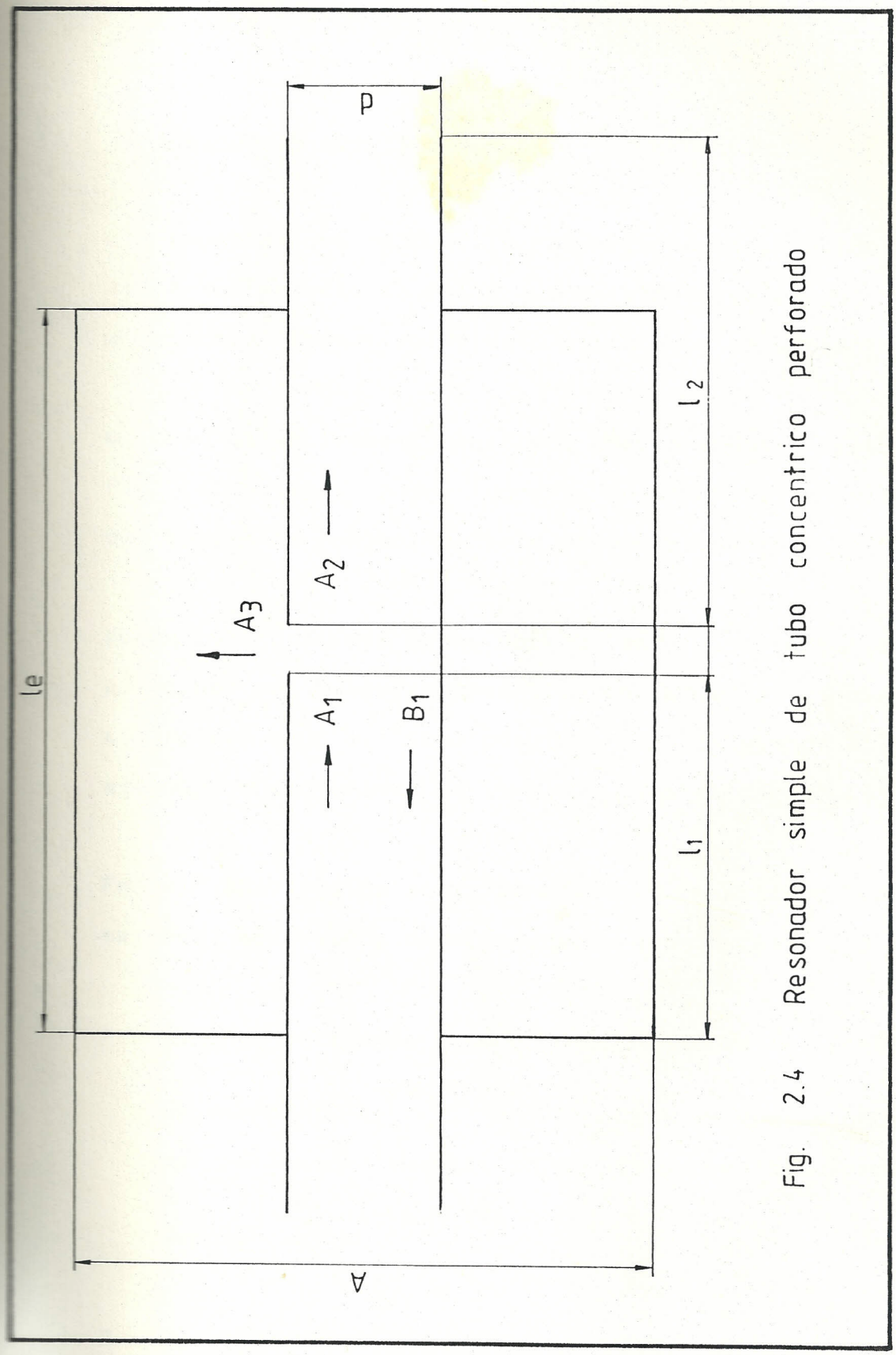


Fig. 2.4 Resonador simple de tubo concentrico perforado

$$T.L. = 10 \log [\ 1 + \tfrac{1}{4} (Zo^2/Z3^2)\ ] \quad (2.25)$$

Silenciadores absortivos

Son aquellos que reducen la potencia sonora, debido a la transferencia de calor que existe entre el gas y el material absortivo, y este último con el ambiente.

A los silenciadores reactivos adicionándoles material absortivo, puede lograrse un efecto disipativo que mejore la reducción de la potencia sonora.

Según un análisis hecho por Davis, el efecto de adicionar el material absortivo se reduce a cambiar el exponente de e, (kl) por (kl + iσl), siendo σ la atenuación por unidad de longitud para el ducto. (8)

En el análisis de los silenciadores reactivos con material absortivo, debe tenerse presente que:

1.- La onda incidente reduce su magnitud en la forma exponencial $e^{-i(kl + i\sigma l)}$, mientras que la onda de reflexión amplía su magnitud en la forma exponencial $e^{i(kl + i\sigma l)}$.

2.- En cada unión o discontinuidad del silenciador,

la presión sonora y la corriente de volumen son constantes.

3.- No se debe considerar reflexión a la salida del silenciador.

Dentro de los silenciadores absortivos se analizarán: Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara de expansión, doble cámara de expansión conectada interiormente y con material absortivo en las dos cámaras, y resonador simple de tubo concéntrico con material absortivo en la cámara de expansión.

Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara.

De la Figura # 2.5 se tiene que:

$$P\ I = A1 + B1 = A2 + B2$$

$$U\ I = \frac{A1 - B1}{Zo1} = \frac{1}{Zo2}(A2 - B2)$$

$$P\ II = A2\, e^{-i(kle + i\sigma le)} + B2\, e^{i(kle + i\sigma le)} = A3$$

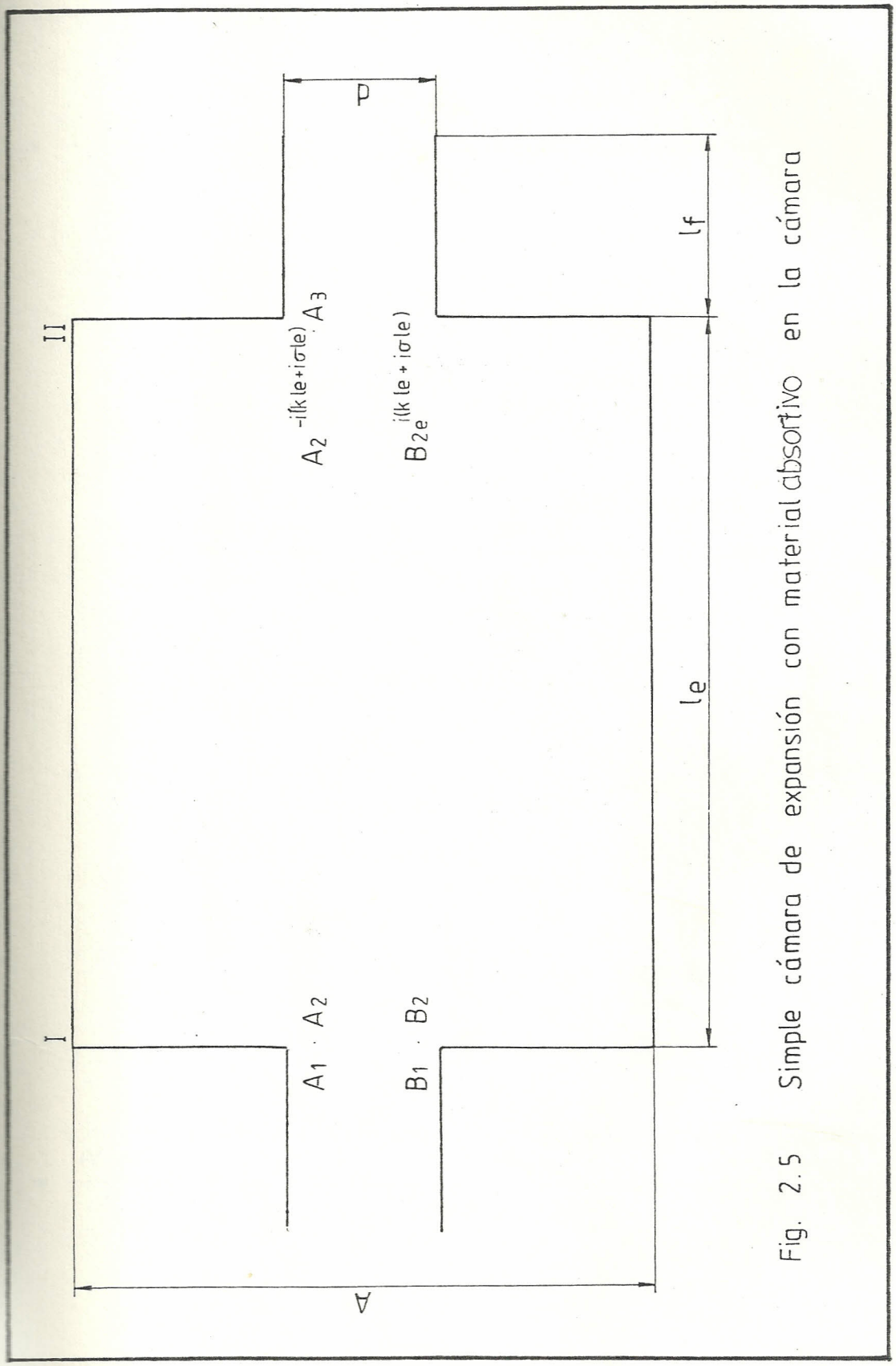


Fig. 2.5 Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara

$$U_{II} =$$

$$= \frac{A_2 e^{-i(k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc})} - B_2 e^{i(k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc})}}{Z_{o2}} =$$

$$= 1/Z_{o1} (A_4 - B_4)$$

$$P_{III} = A_4 e^{-i2[k_{lc}+i\sigma_{lc}]} + B_4 e^{i2[k_{lc}+i\sigma_{lc}]} = A_6 + B_6$$

$$U_{III} = \frac{A_4 e^{-i2[k_{lc}+i\sigma_{lc}]} - B_4 e^{i2[k_{lc}+i\sigma_{lc}]}}{Z_{o1}} =$$

$$= 1/Z_{o2} (A_6 - B_6)$$

$$P_{IV} =$$

$$= A_6 e^{-i[k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc}]} + B_6 e^{i[k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc}]} =$$

$$= A_7$$

$$U_{IV} =$$

$$= \frac{A_6 e^{-i[k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc}]} - B_6 e^{i[k_{le}+i\sigma_{le}-k_{lc}-i\sigma_{lc}]}}{Z_{o2}} =$$

$$= 1/Z_{o1} A_7$$

$$U_{II} = \frac{A2\, e^{-i(k1e + i\sigma 1e)} - B2\, e^{i(k1e + i\sigma 1e)}}{Zo2} = \frac{1}{Zo1} A3$$

Resolviendo este sistema y reemplazando con las definiciones de parámetros acústicos se tiene:

$$T = A3/A1 =$$

$$= \frac{[4m\, e^{\sigma 1e} \cos k1e\,] - i\, [\, 4m\, e^{\sigma 1e} \operatorname{Sen} k1e\,]}{[(1+m)^2 - (1-m)^2\, e^{2\sigma 1e} \cos 2k1e] + i[(1-m)^2\, e^{2\sigma 1e} \operatorname{Sen} 2k1e]} \qquad (2.26)$$

$$R = B1/A1 = \frac{AA + iBB}{CC + iDD} \qquad (2.27)$$

donde:

$$AA = 1 + m^2 - e^{2\sigma 1e} \cos 2k1e + m^2\, e^{2\sigma 1} \cos 2k1e$$

$$BB = e^{2\sigma 1} \operatorname{Sen} 2k1e - m^2\, e^{2\sigma 1e} \operatorname{Sen} 2k1e$$

$$CC =$$

$$= 1 + 2m + m^2 - e^{2\sigma 1e} \cos 2k1e + 2m\, e^{2\sigma 1e} \cos 2k1e -$$

$$- m^2 \, e^{2\sigma le} \, \text{Cos } 2kle.$$

$$DD = e^{2\sigma le} \, \text{Sen } 2kle - 2m \, e^{2\sigma le} \, \text{Sen } 2kle +$$

$$+ m^2 \, e^{2\sigma le} \, \text{Sen } 2kle.$$

$$T.L. =$$

$$= 10 \log \{ [\text{Cosh } \sigma le + \tfrac{1}{2} (m + 1/m) \, \text{Senh } \sigma le]^2 \, \text{Cos}^2 \, kle +$$

$$[\text{Senh } \sigma le + \tfrac{1}{2} (m + 1/m) \, \text{cos } \sigma le \,]^2 \, \text{Sen } kle \, \}$$

(2.28)

Doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras

De la Figura # 2.6 se tiene que:

$$P \, I = A1 + B1 = A2 + B2$$

$$V \, I = \frac{A1 - B1}{Zo1} = \frac{A2 - B2}{Zo2}$$

$$P \, II = A2 \, e^{-i(kle + i\sigma le - klc - i\sigma lc)} +$$

$$B2 \, e^{i(kle + i\sigma le - klc - i\sigma lc)} = A4 + B4$$

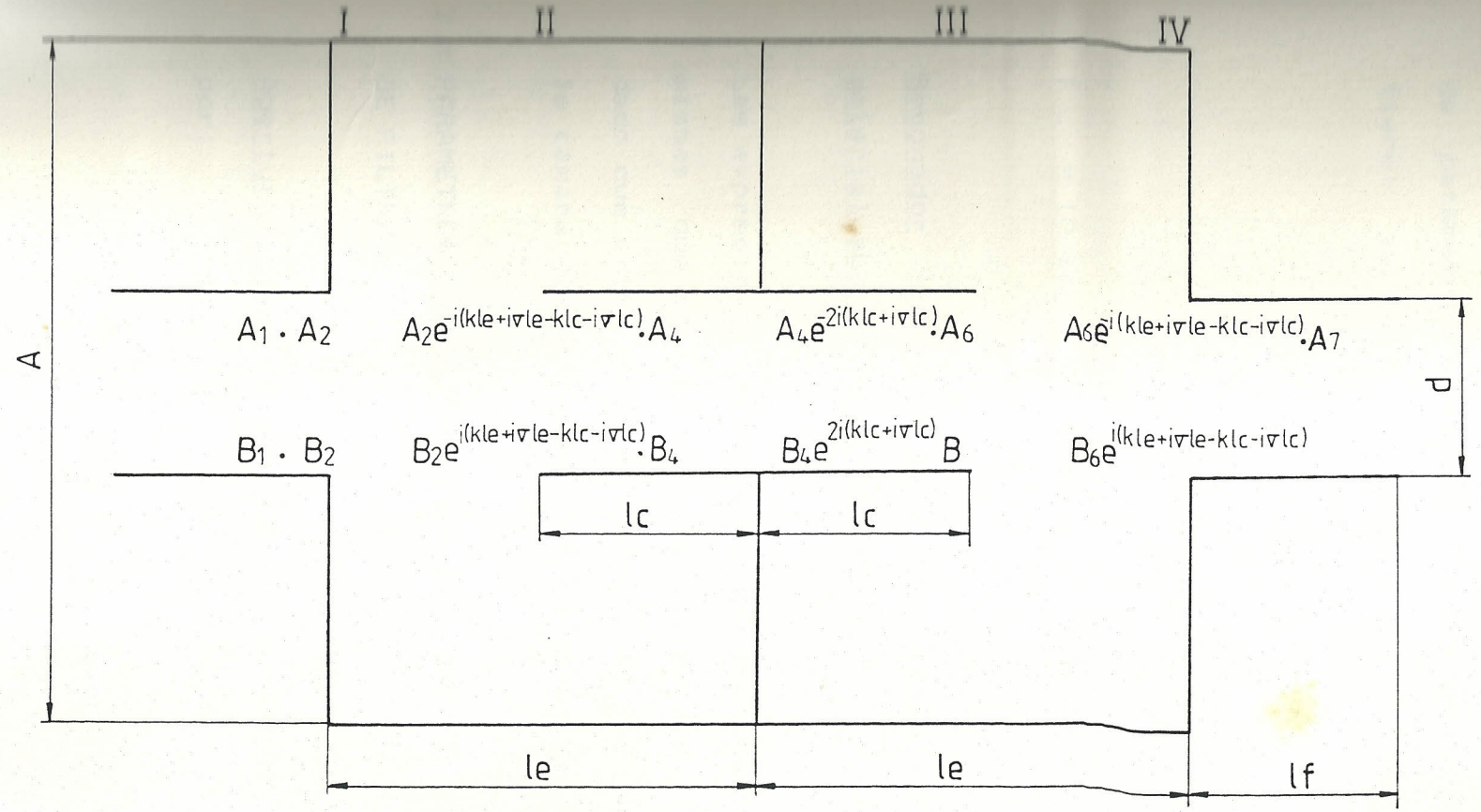


Fig. 2.6 Doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras

Resolviendo este sistema y aplicando las definiciones de parámetros acústicos dados anteriormente, se obtiene:

$$T = A7/A1 \qquad (2.29)$$

$$R = B1/A1 \qquad (2.30)$$

$$T.L. = 10 \log \left[(R\ A1/A7)^2 + (i\ A1/A7)^2 \right] \qquad (2.31)$$

Resonador simple de tubo concéntrico perforado con material absortivo en la cámara.

Las expresiones para los parámetros acústicos son las mismas que para el caso de los puramente reactivos, dado que están dados en función de las impedancias de la cámara de expansión y de la característica.

2.4 PARAMETROS ACUSTICOS PARA CADA UNO DE LOS ELEMENTOS DE FILTROS.

Abertura final de un tubo.- La reflexión está dada por:

$$R = - \mid R \mid e^{-2ik\alpha} \qquad (2.32)$$

Donde R es la magnitud del coeficiente de reflexión

(Figura # 2.7)

α es la fase (Figura # 2.8)

k es $2\pi f/c$

a es el radio del tubo.

De las Figuras (2.7 y 2.8), cuando el producto ka es pequeño, se tiene que: $|R|$ es casi 1 y la fase $0.613a$, quedando el coeficiente de reflexión así:

$$R = -e^{-1.23ika} \qquad (2.33)$$

La Impedancia está dada por la expresión:

$$Zt = \frac{1 + Rt}{1 - Rt} Zo \qquad (2.15)$$

La transmisión de energía sonora por unidad de energía incidente en el tubo es:

$$T = 1 - |R|^2 \qquad (2.34)$$

Tubo abierto de largo finito.-

La reflexión a la entrada del tubo (Posición I Fig. 2.9) es función de la reflexión a la salida del tubo (Posición II Fig. 2.9), que es el caso tratado ante-

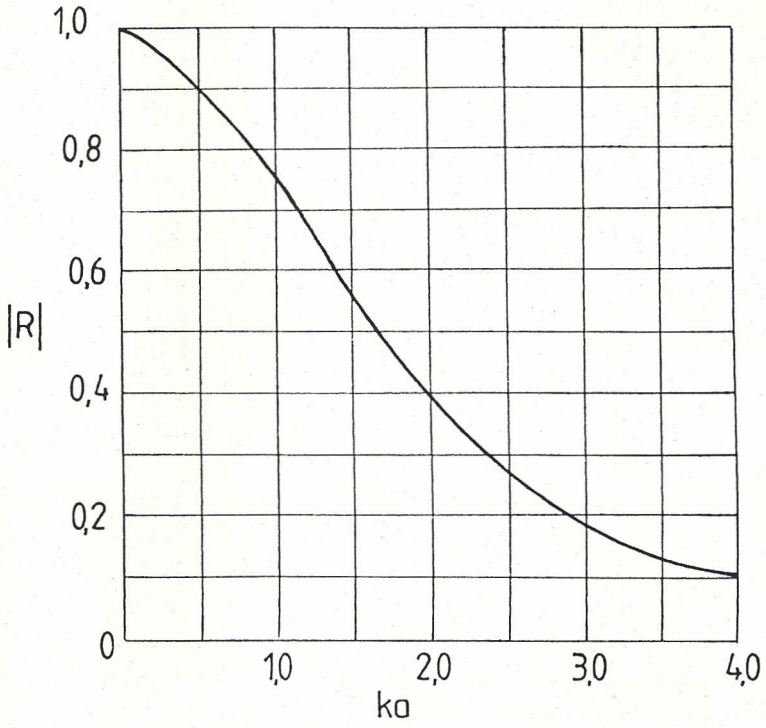


Fig. 2,7

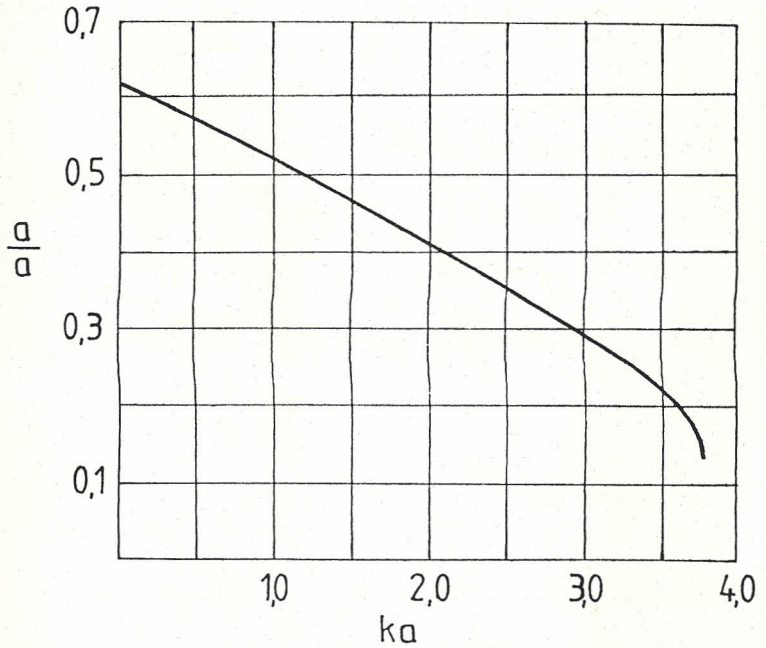


Fig. 2.8

riormente, matemáticamente:

$$R1 = R2\, e^{-2ik1} \qquad (2.35)$$

Para el caso particular de ka pequeño, se tendrá:

$$R1 = -\, e^{-2ik\,(1\,+\,\alpha)} \qquad (2.36)$$

La impedancia en (Posición I Fig. 2.9) es determinada por la relación:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{Z2\ \mathrm{Cos}\ k1 + i\ Zo\ \mathrm{Sen}\ k1}{Zo\ \mathrm{Cos}\ k1 + i\ Z2\ \mathrm{Sen}\ k1} \qquad (2.37)$$

donde: Z2 es la impedancia en la abertura final del tubo.

Zo es la impedancia acústica característica a lo largo del tubo.

La expresión anterior es deducida a partir del siguiente análisis:

Recordando la simbología adoptada en la sección 2.1, así como también que la onda incidente decrece exponencialmente y la onda reflejada crece exponencialmente, se puede decir que:

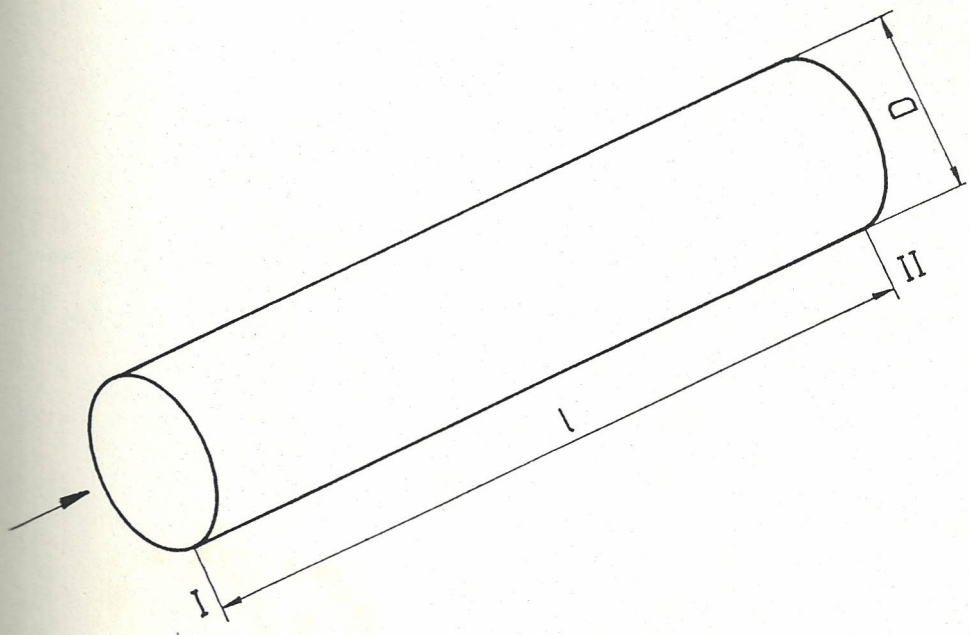


Fig. 2.9 Tubo abierto de largo finito

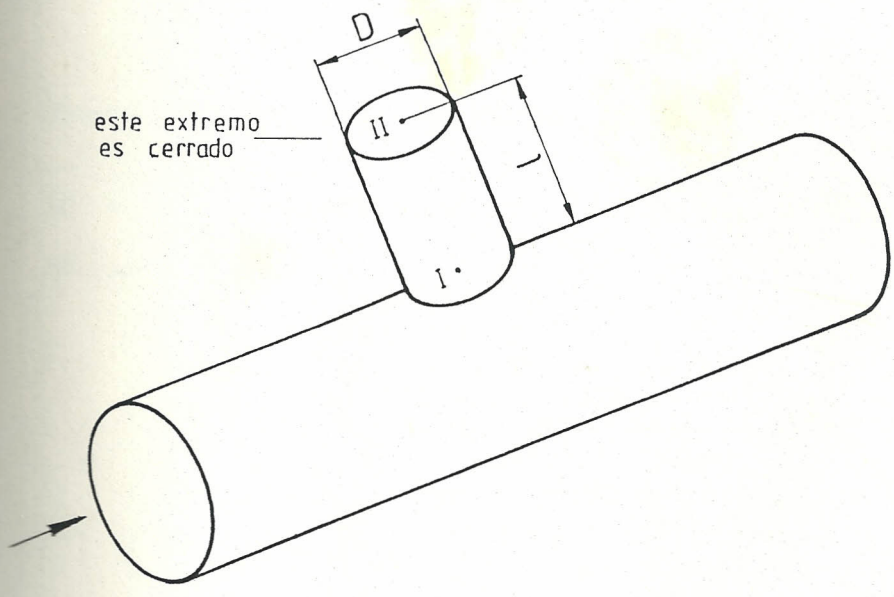


Fig. 2.10 Tubo cerrado en un extremo

$$A2 = A1\, e^{-ikl} \quad o \quad A1 = A2\, e^{ikl}$$

$$B2 = B1\, e^{ikl} \quad o \quad B1 = B2\, e^{-ikl}$$

Aplicando la definición de impedancia en 1 y 2 se tiene:

$$Z1 = \frac{P1}{U1} = \frac{A1 + B1}{A1 - B1} Zo$$

$$Z2 = \frac{P2}{U2} = \frac{A2 + B2}{A2 - BA} Zo$$

Sustituyendo los términos A1 y B1 por $A2\, e^{ikl}$ y $B2\, e^{-ikl}$ respectivamente, en la ecuación para Z1 se tiene:

$$Z1 = \frac{A2\, e^{ikl} + B2\, e^{-ikl}}{A2\, e^{ikl} - B2\, e^{-ikl}} Zo$$

Sustituyendo los términos exponenciales por funciones trigonométricas sinusoidales:

$$e^{ikl} = \text{Cos } kl + i \text{ Sen } kl$$

$$e^{-ikl} = \text{Cos } kl - i \text{ Sen } kl$$

Separando los términos reales e imaginarios se tiene:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{\dfrac{A2 + B2}{A2 - B2} \text{Cos } kl + i \dfrac{A2 - B2}{A2 - B2} \text{Sen } kl}{\dfrac{A2 - B2}{A2 - B2} \text{Cos } kl + i \dfrac{A2 + B2}{A2 - B2} \text{Sen } kl}$$

Sustituyendo en la expresión anterior, la relación para Z2 y simplificando se tiene:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{Z2 \text{ Cos } kl + iZo\text{Sen } kl}{Zo \text{ Cos } kl + iZ2\text{Sen } kl} \qquad (2.37)$$

Para el caso particular de ka pequeño, se tiene que la impedancia está dada por:

$$Z1/Zo = i \text{ Tan } k (l + \alpha) \qquad (2.38)$$

Esta última expresión es obtenida, sustituyendo la ecuación (2.36) en (2.15), así:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{1 - e^{-2ik (l + \alpha)}}{1 + e^{-2ik (l + \alpha)}}$$

Sustituyendo los términos exponenciales por funciones trigonométricas sinusoidales:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{1 - \text{Cos } 2k\ (1 + \alpha) + i\ \text{Sen } 2k\ (1 + \alpha)}{1 + \text{Cos } 2k\ (1 + \alpha) - i\ \text{Sen } 2k\ (1 + \alpha)}$$

Racionalizando se tiene:

$$\frac{Z1}{Zo} = i\ \frac{\text{Sen } 2k\ (1 + \alpha)}{1 + \text{Cos } 2k\ (1 + \alpha)}$$

Aplicando las identidades trigonométricas:

$$1 + \text{Cos } 2k\ (1 + \alpha) = 2\ \text{Cos}^2\ k\ (1 + \alpha)$$

$$\text{Sen } 2k\ (1 + \alpha) = 2\ \text{Sen } k\ (1 + \alpha)\ \text{Cos } k\ (1 + \alpha)$$

Se tiene:

$$Z/Zo = i\ \tan k\ (1 + \alpha) \qquad (2.38)$$

Si el tubo es de corta longitud:

$$\text{Tan } k\ (1 + \alpha) \approx k\ (1 + \alpha) \qquad (2.39)$$

entonces:

$$Z = i \int w\ (1 + \alpha)/\ s \qquad (2.39)$$

Tubo cerrado en un extremo y cámara volumétrica.-

La reflexión en la posición I (Figuras # 2.10 y 2.11) está dada por la expresión:

$$R1 = e^{-2ikl} \qquad (2.40)$$

La impedancia en general por:

$$Z1 = - Zo \; i \; Ctg \; kl \qquad (2.41)$$

Cuando se trata de un tubo de corta longitud, se puede aproximar Tan kl a solamente el producto kl, quedando:

$$Z1 = - \frac{i \; c^2 \; \rho}{w \; V} \qquad (2.42)$$

Siendo: w la velocidad angular ($2\pi f$).

V el volumen.

ρ la densidad.

c la velocidad del sonido.

La expresión para la impedancia es deducida a partir de la expresión para la reflexión de la siguiente manera:

Recordando la Ecuación:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{1 + R}{1 - R} \qquad (2.15)$$

Sustituyendo (2.40) en (2.15), se tiene:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{1 + e^{-2ikl}}{1 - e^{-2ikl}}$$

Sustituyendo los términos exponenciales por funciones trigonométricas sinusoidales.

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{1 + \text{Cos } 2kl - i \text{ Sen } 2kl}{1 - \text{Cos } 2kl + i \text{ Sen } 2kl}$$

Racionalizando:

$$\frac{Z1}{Zo} = i \frac{- \text{Sen } 2kl}{(1 - \text{Cos } 2kl)}$$

Aplicando las identidades trigonométricas:

$$1 - \text{Cos } 2kl = 2 \text{ Sen}^2 kl$$

$$\text{Sen } 2kl = 2 \text{ Sen } kl \text{ Cos } kl$$

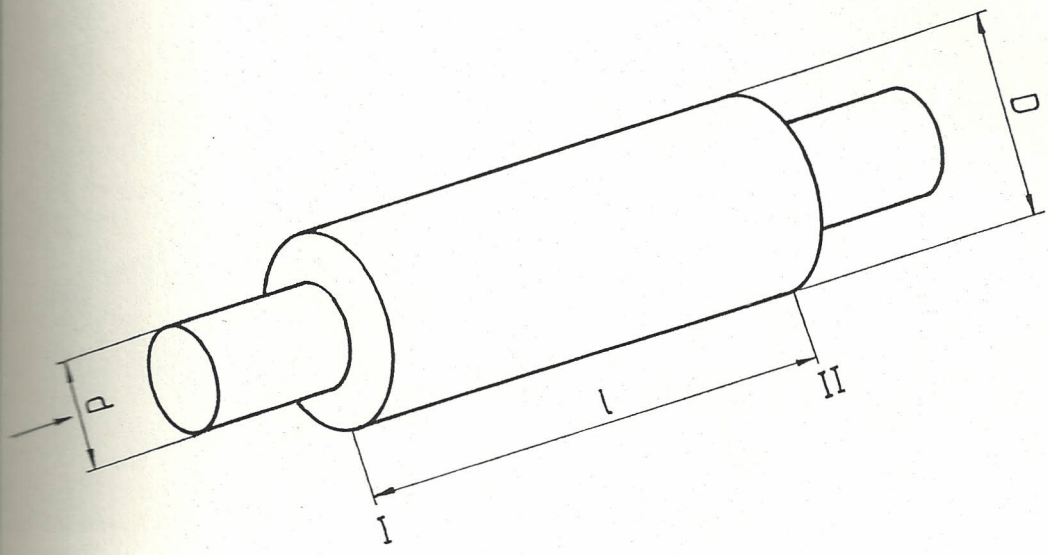


Fig. 2.11 Camara volumétrica

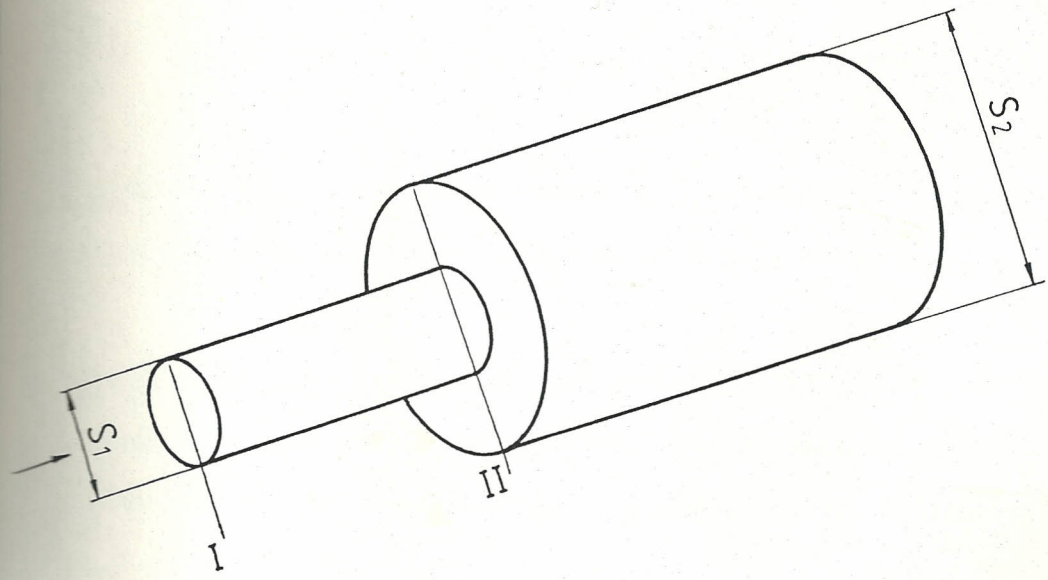


Fig. 2.12 Cambio de sección en tubos

Se tiene:

$$\frac{Z}{Zo} = - i \frac{2 \operatorname{Sen} kl \operatorname{Cos} kl}{2 \operatorname{Sen}^2 kl}$$

Simplificando:

$$Z/Zo = - i \operatorname{Ctg} kl \qquad (2.41)$$

$$Z = - i \int c/s \operatorname{Ctg} kl$$

Orificio

La impedancia es determinada mediante la ecuación:

$$Z = i \int w / Co \qquad (2.43)$$

Siendo Co la conductividad del orificio, y es aproximadamente dos veces el radio del orificio.

La expresión anterior es deducida a partir de una modificación de (2.39), considerando que el factor de corrección α, deberá aplicarse a ambos extremos del agujero.

$$Z = i \int w (1 + 2\alpha)/S$$

Siendo S igual a πa^2, y el factor de corrección 0.613a, quedando:

$$Z \approx i \int w / 2a$$

Cambio de sección en tubos

Haciendo un balance de la presión sonora y de la corriente de volumen en la posición I (Fig # 2.12):

$$A1 + B1 = A2$$

$$\frac{A1 - B1}{Zo1} = \frac{A2}{Zo2}$$

Recordando que:

$$Zo1 = \int c / S1$$

$$Zo2 = \int c / S2$$

Luego:

$$\frac{Zo1}{Zo2} = \frac{S2}{S1} = m$$

Resolviendo el sistema se tiene:

$$B1 = \frac{1 - m}{1 + m} A1$$

$$A2 = \frac{2}{(m + 1)} A1$$

Aplicando la definición de impedancia:

$$Z = \frac{A1 + B1}{\frac{A1 - B1}{Zo1}}$$

Sustituyendo B1 en función de A1, y simplificando se tiene:

$$Z = 1/m \; Zo1 \qquad (2.44)$$

Aplicando la definición de reflexión:

$$R = B1 / A1$$

Sustituyendo B1 en función de A1, y simplificando se tiene:

$$R = - \frac{m - 1}{m + 1} \qquad (2.45)$$

Tubo cerrado en un extremo con material absortivo y cámara volumétrica con material absortivo.

Al adicionarle material absortivo, cambia el exponente k1 por k1 + iσ1, quedando la expresión para la reflexión en la posición I (Fig # 2.13 y 2.14), así:

$$R1 = e^{-2i\,(k1 + i\sigma 1)} \qquad (2.46)$$

La impedancia es obtenida de manera similar a como se obtuvo la expresión cuando no tenía material absortivo, siendo:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{\left[\, 1 + e^{2\sigma 1} \operatorname{Cos} 2k1 \,\right] - i\left[\, e^{2\sigma 1} \operatorname{Sen} 2k1 \,\right]}{\left[\, 1 - e^{2\sigma 1} \operatorname{Cos} 2k1 \,\right] + i\left[\, e^{2\sigma 1} \operatorname{Sen} 2k1 \,\right]} \qquad (2.47)$$

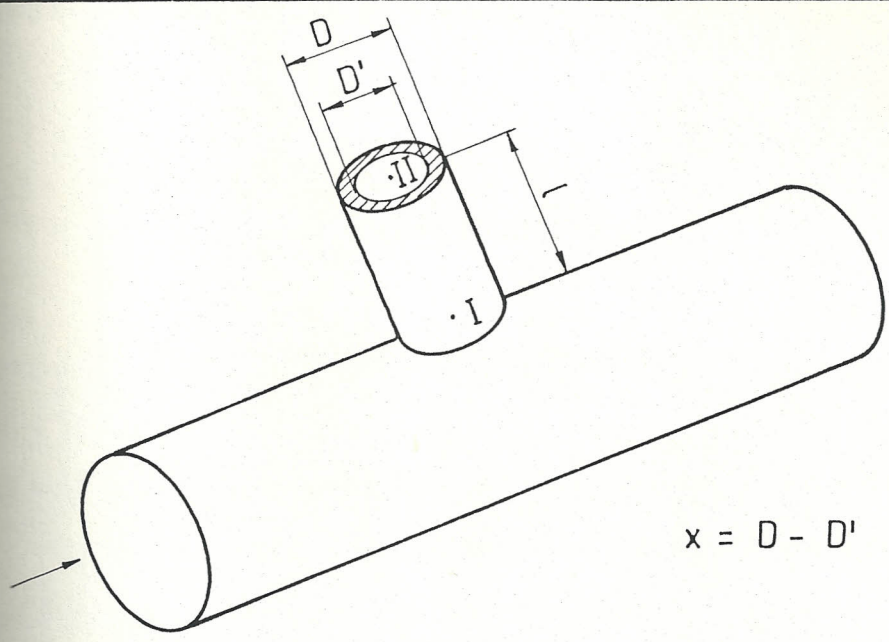


Fig. 2.13 Tubo cerrado en un extremo con material absortivo

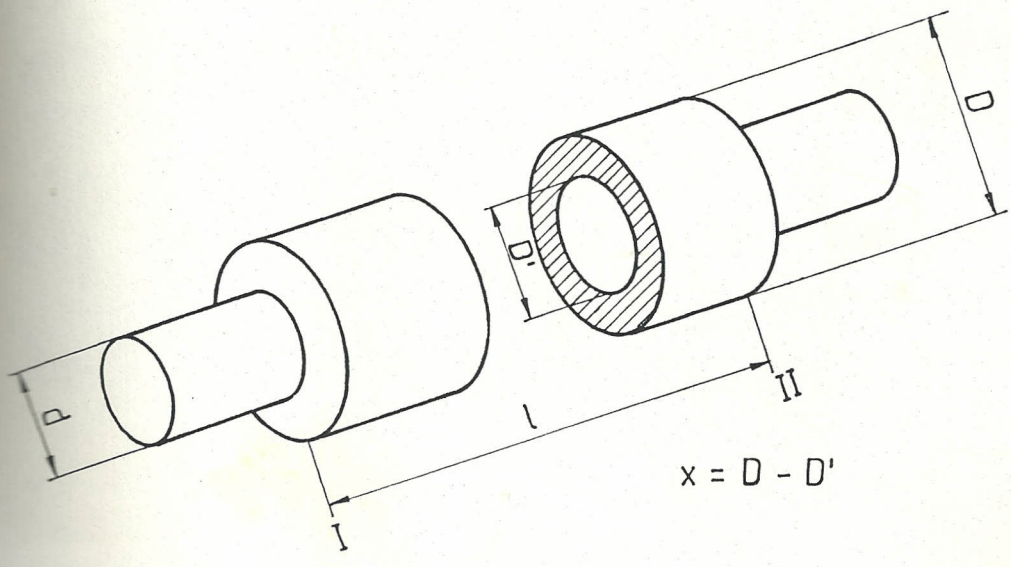


Fig. 2.14 Cámara volumétrica con material absortivo en la cámara

CAPITULO III

PRUEBAS EXPERIMENTALES

Las pruebas se realizaron en un motor Ford de cuatro cilindros, de 1300 cc, montado en el banco de pruebas del Laboratorio de Conversión de Energía (Figura # 3.1). Este motor reune muchas de las caracteristicas más comunes de los motores de vehiculos del medio, tales como: cilindraje, marca y número de cilindros.

3.1 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LAS CARACTERISTICAS MECANICAS DEL MOTOR: POTENCIA, EFICIENCIA Y CAIDA DE PRESION.

La potencia y la eficiencia son obtenidas con la prueba de Morse, para las condiciones de operación a las cuales trabaja más comunmente el motor dentro de la ciudad.

La prueba de Morse consiste en:

1.- Medir el torque que produce el motor a través de un dinamómetro (Fig # 3.2), a una condición de

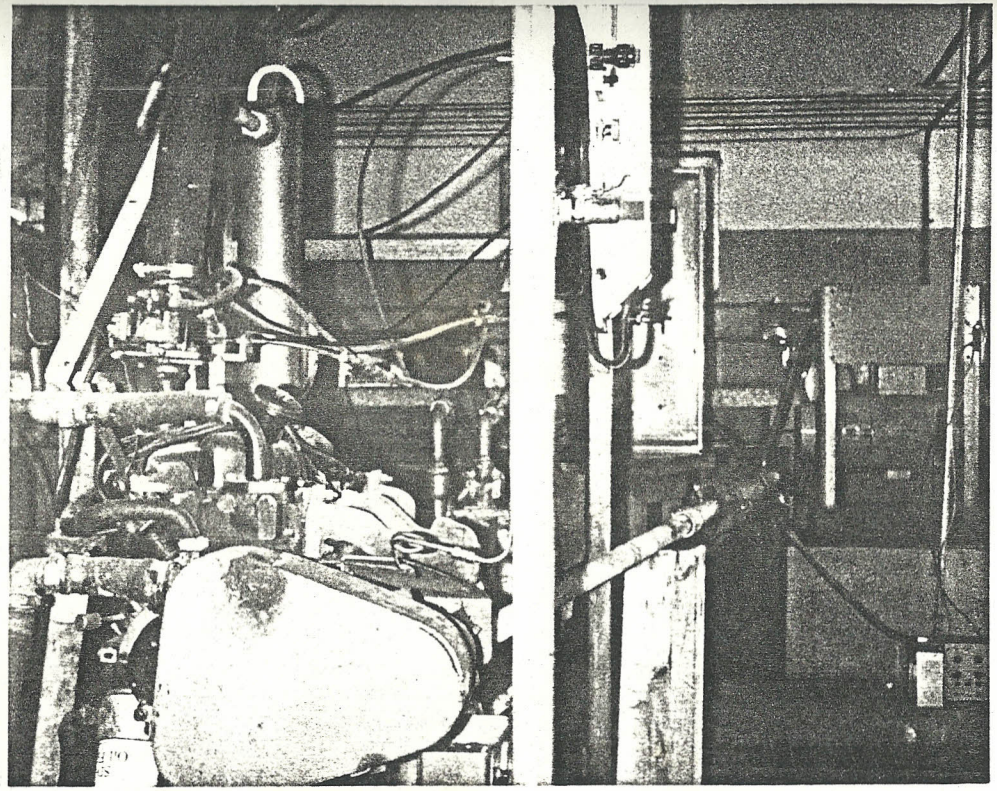


Fig. 3.1 Motor con el silenciador de pruebas

operación (velocidad de rotación) dada.

2.- Desconectando un cilindro y manteniendo la misma condición de operación ajustando la carga en el dinamómetro, se mide el torque. Este paso es repetido para todos los cilindros que tiene el motor.

La potencia al freno cuando está trabajando todo el motor o cuando está desconectado uno de los cilindros, se obtiene con la ecuación:

$$\text{potencia al freno} = \text{Torque} * \text{Velocidad} * 3.4954 \qquad (3.1)$$

Donde: La potencia al freno está dada en Watts, la velocidad de rotación del motor en revoluciones por segundo, el torque viene expresado en Newton por Metro.

La potencia indicada para cuando se halla desconectado un cilindro se obtiene de la diferencia entre: la potencia al freno cuando no se halla desconectado ningún cilindro y la potencia al freno cuando se halla desconectado el cilindro para el cual se está calculando la potencia indicada.

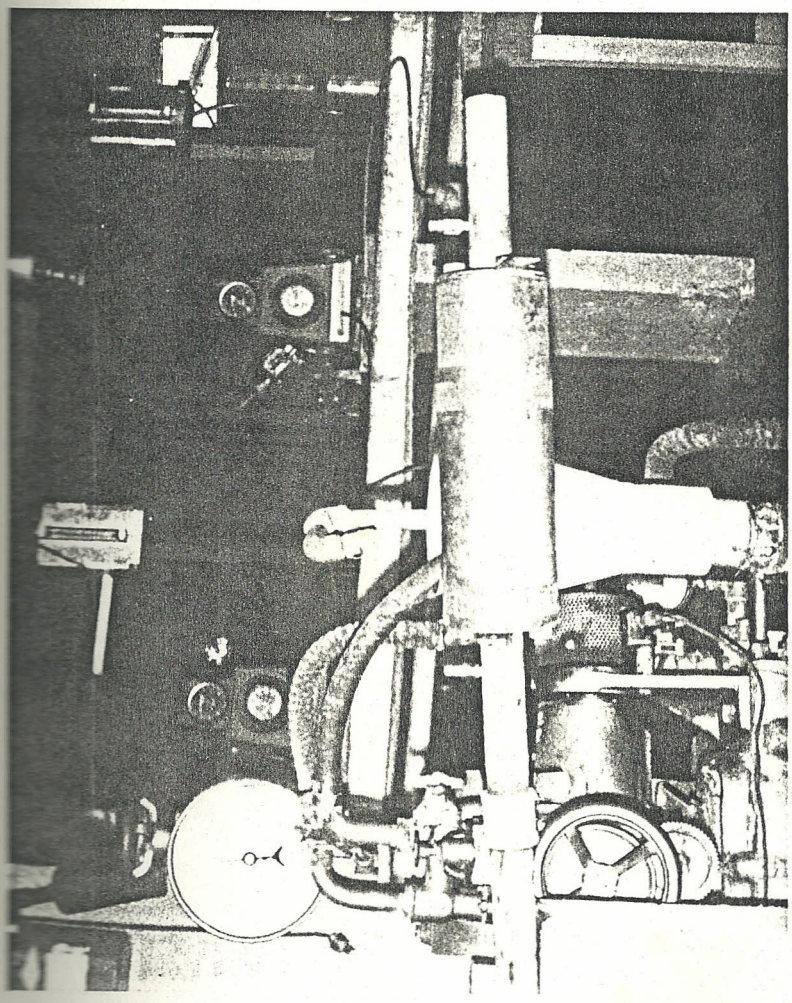


Fig. 3.2 Dinamómetro

La potencia indicada total es la suma de todas las potencias indicadas parciales.

La eficiencia mecánica es obtenida dividiendo la potencia al freno total para la potencia indicada total.

La caída de presión se la obtiene de la diferencia entre las presiones que indican dos manómetros colocados antes y después del silenciador (Figura # 3.3). Estos manómetros de fabricación casera en forma de U, dan las presiones que ejercen los gases de escape en una sección determinada del tubo de escape, en mm de agua.

La potencia y la eficiencia son halladas primeramente sin silenciador y luego con cada uno de los silenciadores dimensionados. La caída de presión es hallada para cada uno de los mismos.

3.2 DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS DEL MOTOR: PRESION Y POTENCIA SONORA, VELOCIDAD DEL SONIDO, IMPEDANCIA Y FRECUENCIA DE DISEÑO.

Para obtener las características acústicas del motor se utilizó un sonómetro colocado a una distancia de 1 mt. desde la fuente y a la misma altura de ésta.

TABLA II

Prueba sin Silenciador

CILINDRO AUSENTE	VELOCIDAD (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (watts)	POTENCIA INDICADA (watts)	EFICIENCIA
	20	11	768.99	1946.46	39.51
1	20	4	279.63	490.36	
2	20	4	279.63	490.36	
3	20	4	279.63	490.36	
4	20	4.2	293.61	475.38	
	25	15.6	1363.21	2639.04	51.66
1	25	8	699.08	664.13	
2	25	8	699.08	664.13	
3	25	8	699.08	664.13	
4	25	8.2	716.56	646.65	
	30	21.8	2285.99	4215.44	54.23
1	30	11.6	1216.40	1069.59	
2	30	11.6	1216.40	1069.59	
3	30	11.6	1216.40	1069.59	
4	30	12.2	1279.32	1006.67	

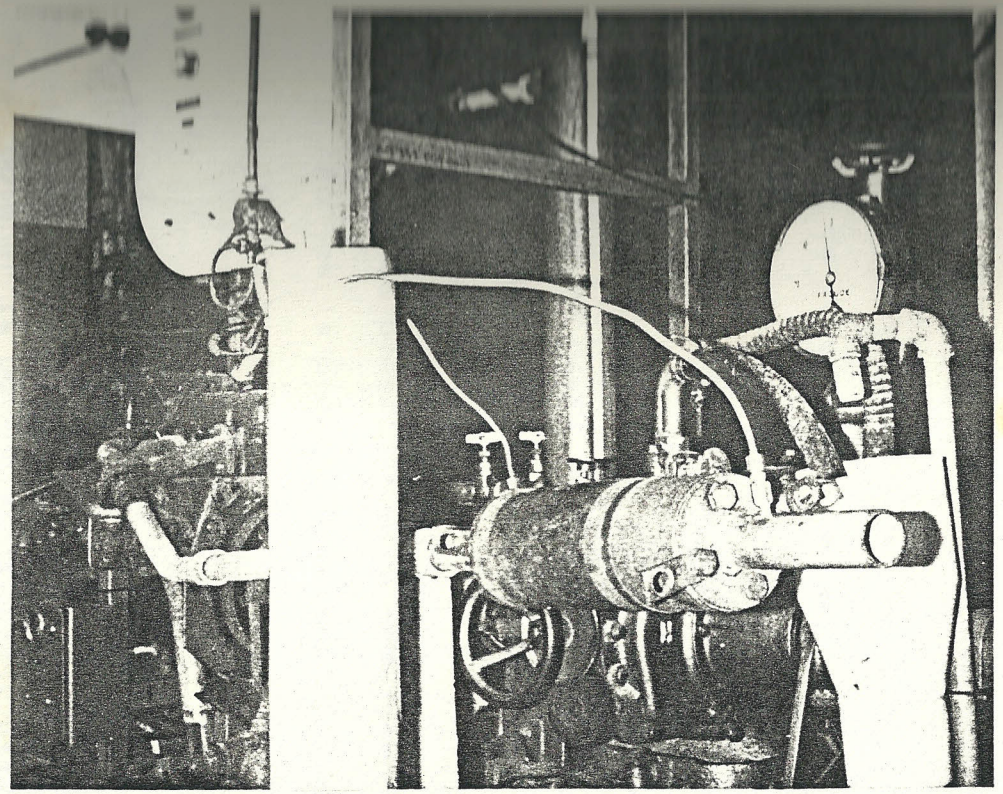


Fig. 3.3 Manometro conectado al silenciador

(Figura # 3.4). En un analizador se registraron los niveles de presión sonora por cada tercio de octavo de banda, en la escala A, para los silenciadores óptimos de cada tipo.

Presión sonora

Para obtener el valor de la presión sonora, se despeja P de la siguiente ecuación:

$$Lp = 20 \log P/Po \qquad (3.2)$$

Donde: Lp es el nivel de presión sonora, expresado en decibeles A, obtenido directamente del sonómetro.

P es la presión sonora (RMS) en Nt/m^2.

Po es la presión internacional de referencia ($0.002\ Nt/m^2$).

Potencia sonora

Para obtener la potencia sonora se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$K = I * S \qquad (3.3)$$

$$I = P^2 / \rho C \qquad (3.4)$$

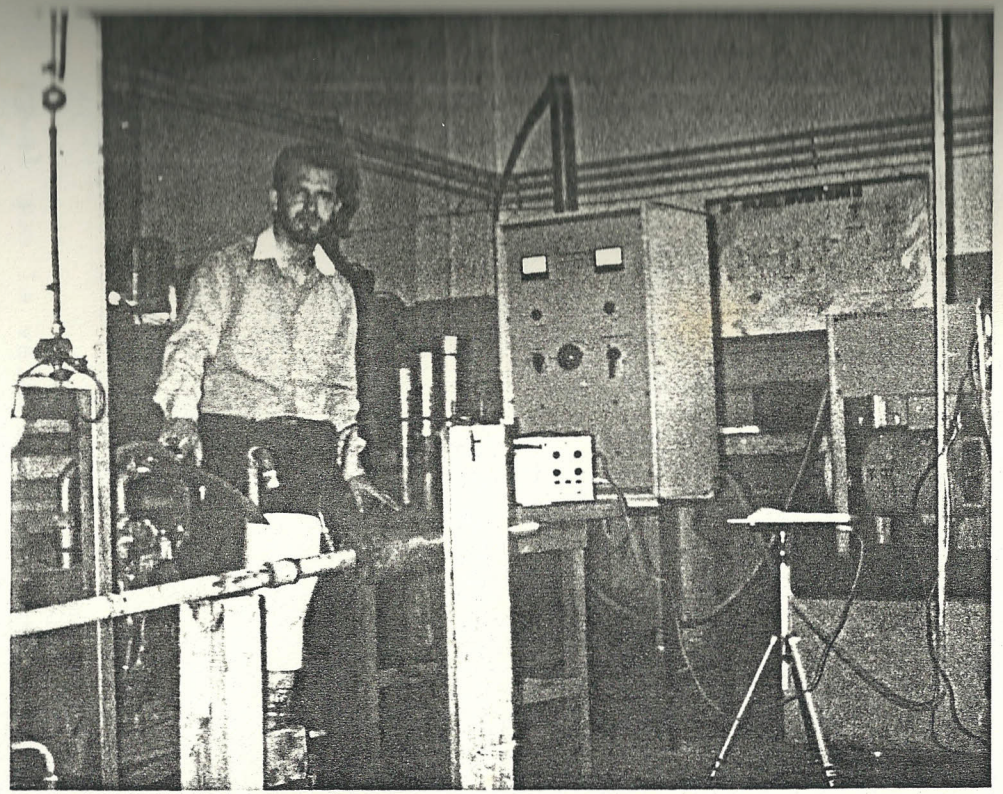


Fig. 3.4 Sonómetro colocado a un metro de la fuente y conectado al registrador

Donde: K es la potencia sonora expresada en watts.

I es la intensidad sonora expresada en watts /m^2.

P es la presión sonora en Nt/m^2.

c es la velocidad del sonido en m/s.

ρ es el área de la sección transversal del tubo de escape, expresada en m^2.

Area de la sección transversal del tubo de escape

Como el tubo es de sección circular, se emplea la ecuación:

$$S = \pi d^2/4 \qquad (3.5)$$

Siendo el diámetro del tubo de escape de 31.75 mm.; lo que da un área de 791.73 mm^2.

Densidad del gas

Al igual que la velocidad del sonido, depende de los componentes y de la temperatura de los gases.

La tabla III que se presenta es hecha en forma similar que para la velocidad del sonido.

Conocido los parámetros y la velocidad del sonido, es posible calcular la potencia sonora.

Velocidad del sonido

$$c = 68 (r\ T / M)^{0.5} \qquad (3.6)$$

Donde: c está dado en m/s.

T es la temperatura de los gases de escape en °R.

M es el peso molecular de Daltons.

r representa la relación de los calores especificos a presión y volumen constantes.

El peso molecular y la relación de los calores especificos para los gases de escape, son funciones de los componentes de los gases. A continuación se presenta la tabla IV en donde la tercera columna indica los porcentajes de cada componente, determinados a través de un análisis de Orsat.

La cuarta y quinta columnas muestran el peso molecular y la relación de los calores especificos para cada uno de los componentes respectivamente. La sexta y séptima columnas muestran la fracción de peso molecular y de la relación de los calores especificos. El peso molecular y la relación de los calores especi-

ficos totales, se obtienen sumando las columnas sexta y séptima. En la última columna se muestra la temperatura de salida de los gases de escape antes del silenciador. Sustituyendo los resultados de la tabla IV en la ecuación para la velocidad del sonido (3.6), se tiene 423, 429, 452 m/s para 20, 25 y 30 rps respectivamente.

Impedancia

La impedancia acústica característica del motor es encontrada con:

$$Zo = \rho C / S \qquad (2.7)$$

En la tabla V se muestran que para la presión sonora, potencia sonora e impedancia, se obtuvieron para las tres condiciones de operación (20, 25 y 30 rps).

Frecuencia de diseño

Las frecuencias a las cuales se tomaron los niveles de presión sonora y con cada uno de los silenciadores óptimos de cada tipo.

En la Figura # 3.5 se muestran los niveles de presión

TABLA III

VELOCIDAD (rps)	COMPONENTE	% COMP.	DENSIDAD	FRACCION DENSIDAD	DENSIDAD TOTAL (Kg/m3)
20	CO2	0.117	1.22	0.143	0.82
	CO	0.045	0.75	0.034	
	O2	0.009	0.86	0.008	
	N2	0.829	0.76	0.630	
25	CO2	0.12	1.18	0.142	0.79
	CO	0.046	0.73	0.034	
	O2	0.006	0.83	0.005	
	N2	0.828	0.73	0.604	
30	CO2	0.127	1.12	0.142	0.75
	CO	0.025	0.70	0.018	
	O2	0.006	0.80	0.005	
	N2	0.842	0.70	0.589	

TABLA IV

VELOCIDAD (rps)	COMPONENTE	% DE CADA COMPON.	PESO MOLECULAR	RELACION DE CALORES ESPECIFICOS	FRACCION DEL PESO MOLECULAR	FRACCION DE RELACION DE CALORES ESPECIFICOS	TEMPERATURA (°C)
20	CO2	0.117	44	1.30	5.148	0.1521	172
	CO	0.045	28	1.40	1.26	0.063	
	O2	0.009	32	1.40	0.288	0.0126	
	N2	0.829	28	1.40	23.212	1.1606	
25	CO2	0.12	44	1.30	5.28	0.156	185
	CO	0.046	28	1.40	1.288	0.064	
	O2	0.006	32	1.40	0.192	0.001	
	N2	0.828	28	1.40	23.184	1.159	
30	CO2	0.127	44	1.30	5.588	0.165	206
	CO	0.025	28	1.40	0.7	0.035	
	O2	0.006	32	1.40	0.192	0.084	
	N2	0.842	28	1.40	23.576	1.179	

TABLA V

PARAMETROS ACUSTICOS DEL MOTOR SIN SILENCIADOR

VELOCIDAD (rps)	NIVEL DE PRESION SONORA (dbA)	PRESION SONORA (Nt/m^2)	POTENCIA SONORA (Watts)	IMPEDANCIA ACUSTICA CARACTERISTICA (Nt*s/m5)
20	87.2	45.82	2.89	438000
25	92.6	85.32	11.19	428000
30	95.2	115.09	20.88	428000

sonora (tercios de octavo), para el caso sin silenciador. Nótese que los niveles mayores se obtienen alrededor del centro de frecuencias de 2000 Hz.

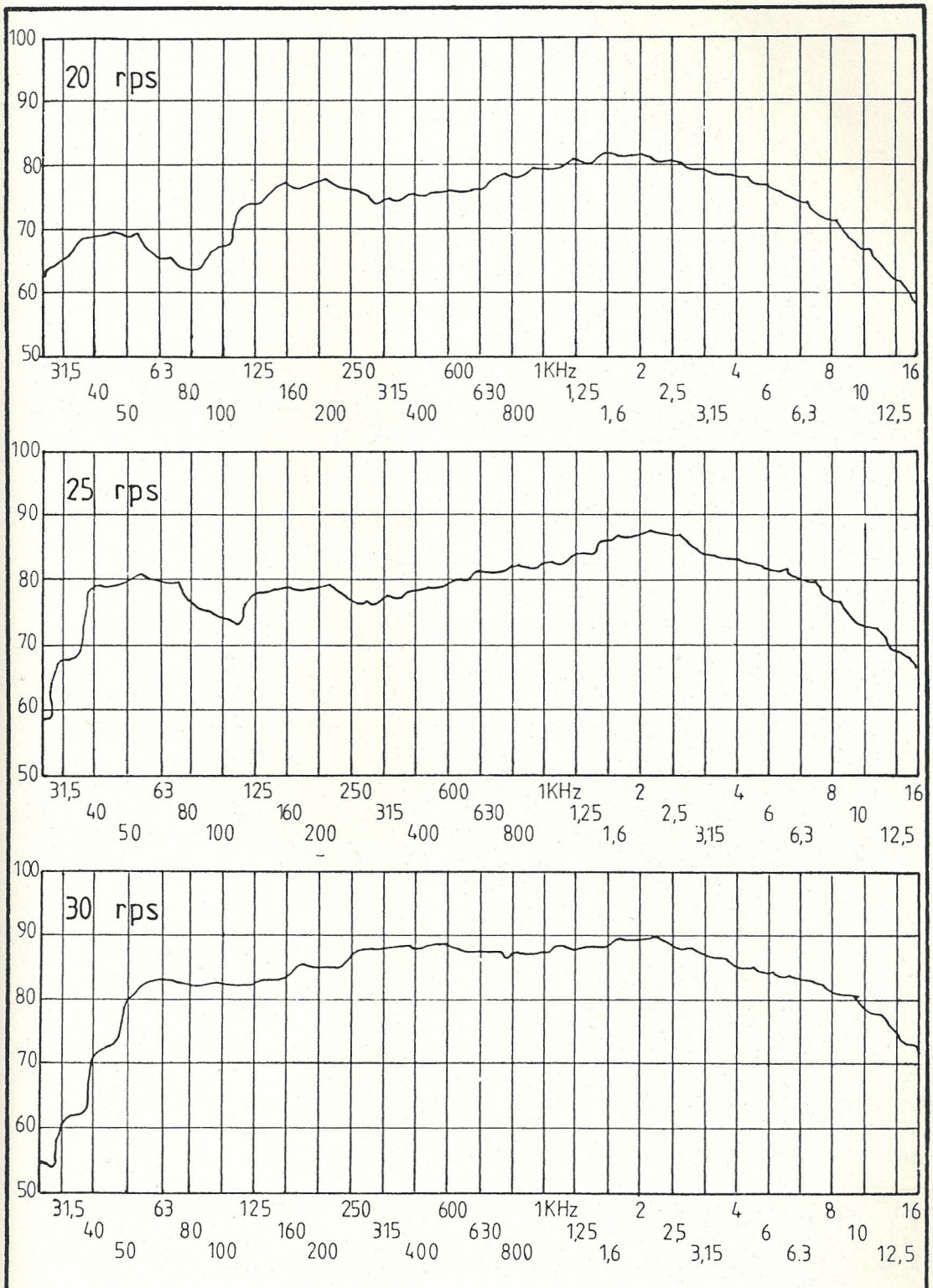


Fig. 3.5 Nivel de presión sonora sin silenciador $Lp_{(A)}$

CAPITULO IV

DISENO Y PRUEBAS DE SILENCIADOR TIPO REACTIVO

4.1 DISENO PRELIMINAR DE SILENCIADORES REACTIVOS

Dado que la mayoria de los vehiculos livianos en el pais, por disponibilidad de espacio en los mismos, utilizan tubos de escape con un diámetro de 31.75 mm y silenciadores de sección transversal circular con un diámetro de 101.6 mm y una longitud que varia de 293 a 493 mm; es conveniente evaluar los distintos tipos de silenciadores con estas dimensiones.

Simple cámara de expansión

Los parámetros que aparecen en la ecuación para las pérdidas por transmisión son: diámetro del tubo de escape, diámetro de la cámara y longitud de la cámara. Los dos primeros permanecerán constantes con 31.75 y 101.6 mm. respectivamente. La longitud de la cámara se variará de 50 en 50 mm., desde 293 hasta los 493 mm.; obteniéndose cinco tamaños de silenciadores en este tipo, tabla VI.

TABLA VI

SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

	le (mm)	D (mm)	d (mm)
1	293	101.6	31.75
2	343	101.6	31.75
3	393	101.6	31.75
4	443	101.6	31.75
5	493	101.6	31.75

TABLA VII

DOBLE CAMARA DE EXPANSION

CONECTADA INTERIORMENTE

	le (mm)	D (mm)	d (mm)	lc (mm)
1	146.5	101.6	31.75	73.25
2	171.5	101.6	31.75	85.75
3	196.5	101.6	31.75	98.25
4	221.5	101.6	31.75	110.75
5	246.5	101.6	31.75	123.25

Doble cámara de expansión conectada interiormente

En cada uno de los silenciadores anteriormente dimensionados, la cámara de expansión es dividida en dos partes iguales, cada una con una longitud igual a la mitad de la longitud total de la cámara del silenciador. Las cámaras son conectadas a través de un tubo de diámetro igual al del tubo de escape y la longitud del lado de cada cámara es igual a la mitad de la longitud de cada cámara. En la referencia (15) se justifica la conveniencia de dimensionar las cámaras y el tubo conector con estas relaciones, para obtener la mayor atenuación posible dentro de los rangos de frecuencias de interés. El diámetro de las cámaras y el diámetro del tubo de escape permanecen inalterados, es decir 101.6 mm. y 31.75 mm. respectivamente; resultando cinco tamaños de silenciadores de este tipo (Tabla VII).

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Sustituyendo en la ecuación:

$$T.L. = 10 \log \{ 1 + (Zo^2 / 4 Z3^2) \} \quad (2.25)$$

La impedancia de la desviación Z3 como la suma de las impedancias del orificio y de la cámara de expansión.

Reemplazando con las expresiones de la sección 2.4 se tiene:

$$T.L. = 10 \log \left(1 + \frac{(\rho c / Sl)^2}{[(2\pi f/Co) - (\rho c^2/2\pi Vf)]^2}\right) \quad (4.1)$$

Cuando el denominador del segundo término es cero, el T.L. es infinito, esto ocurre a una frecuencia determinada que es la frecuencia de resonancia.

$$\frac{2\pi f}{Co} = \frac{\rho c^2}{2\pi f V}$$

Despejando f

$$fr = c/2\pi (Co/V)^{1/2} \quad (4.2)$$

Sustituyendo en la ecuación para T.L., se tiene:

$$T.L. = 10 \log \left[1 + \left[\frac{(Co\ V)^{1/2} / 2S}{f/fr - fr/f}\right]^2\right] \quad (4.3)$$

En la ecuación anterior el factor más influyente es $(Co\ V)^{1/2} / 2S$, pero dado que la sección del tubo de escape permanece constante (diámetro = 31.75 mm.), lo

que se puede variar unicamente es $(Co\ V)^{\frac{1}{2}}$, lo cual implica variar uno o ambos parámetros Co o V. El volumen del resonador (V) está dado por la ecuación:

$$V = \pi/4\ [\ D^2 - d^2\ ]\ le \qquad (4.4)$$

Donde: D es el diámetro de la cámara.

d es el diámetro del tubo perforado (igual al diámetro del tubo de escape).

le es la longitud del tubo perforado.

Sustituyendo por las dimensiones más comunes en el medio; diámetro de la cámara de 101.6 mm. y diámetro del tubo de escape 31.75 mm. se tiene:

$$V = 7315.59\ le \qquad (4.5)$$

Siendo unicamente variable la longitud de la cámara (le).

Observando las ecuaciones (4.5) y (4.3), se puede decir que a mayor longitud se tendrá un mayor volumen de la cámara de expansión y a su vez una mayor pérdida por transmisión, que es lo que se pretende. En vista de que la longitud de 493 mm. es la máxima utilizada, en la mayoria de vehiculos del pais, se dimensiona el silenciador con esta longitud; por lo

tanto el volumen será:

$$V = 7315.59\ (493)$$

$$V = 0.0036\ m^3 .$$

La conductividad Co puede calcularse a partir de una modificación de la ecuación de Ingard:

$$Co = \frac{n\ So}{lt + 0.8\ (So)^{\frac{1}{2}}} \qquad (4.6)$$

Donde: lt es la profundidad de cada orificio a partir del espesor del tubo.

So es el área de cada orificio.

n es el número de orificios.

Co es la conductividad total.

El número de orificios se obtiene despejando de la ecuación anterior n, así:

$$n = \frac{(lt + 0.8\ (So)^{\frac{1}{2}})\ Co}{So}$$

Cuando lt es cero, es decir cuando la profundidad de los orificios es unicamente el espesor del tubo, se

tiene:

$$n = 0.90\ Co/do \qquad (4.7)$$

donde do es el diámetro de cada orificio.

Observando las ecuaciones (4.7) y (4.3), se puede decir que la conductividad de los orificios depende del número y del diámetro de los mismos; por lo tanto al modificar estos parámetros, se estará modificando el factor $(Co\ V)^{1/2}$.

El método para seleccionar este tipo de silenciadores consiste, en variar el factor $(Co\ V)^{1/2}$, utilizando las siguientes ecuaciones que son facilmente demostrables.

$$V = (Co\ V)^{1/2} / (Co/V)^{1/2} \qquad (4.8)$$

$$Co = (Co\ V)^{1/2} * (Co/V)^{1/2} \qquad (4.9)$$

Se determina la conductividad y luego el número de orificios que se requerirán; si el número de orificios que se requieren no son posibles para la longitud y el diámetro del tubo establecidas, se vuelve a intentar con nuevos valores de $(Co\ V)^{1/2}$.

Variando $(Co\ V)^{1/2}$ desde 0.03 a 0.07 en 0.01 y utilizando la ecuación:

$$(Co/V)^{1/2} = (Co\ V)^{1/2} / V \qquad (4.8)$$

Para un volumen de 0.0036 metros cúbicos, se tiene:

$$(Co/V)^{1/2} = 8.33;\ 11.11;\ 13.89;\ 16.67;\ 19.44$$

Con la ecuación:

$$Co = (Co\ V)^{1/2} * (Co/V)^{1/2} \qquad (4.9)$$

Se determina Co para las cinco variaciones

$$Co = 0.25;\ 0.44;\ 0.69;\ 1.00;\ 1.36$$

Para un diámetro de orificio de 14.29 mm. (9/16 pulgadas), se tendrá con:

$$n = 0.90\ Co/do \qquad (4.7)$$

$$n = 16,\ 28,\ 43,\ 63,\ 86$$

Con la ecuación

$$fr = c/2\pi\,(Co/V)^{\frac{1}{2}} \qquad (4.2)$$

se determinan las frecuencias de resonancias respectivas para c = 423, 429 y 452 mt/s.

En la tabla VIII se muestran las caracteristicas de cinco resonadores aquí establecidas.

Una vez establecidos cinco modelos diferentes para cada tipo de silenciador reactivo, se efectúan las pruebas mecánicas que a continuación se detallan (Tablas IX - XXIII).

TABLA VIII

RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO

	le (mm)	n de = 14.29 mm.	Co	(Co V)$^{1/2}$	(Co/V)$^{1/2}$	fr (Hz) 20 rps	fr (Hz) 25 rps	fr (Hz) 30 rps
1	493	16	0.25	0.03	8.33	561	569	599
2	493	28	0.44	0.04	11.11	748	759	799
3	493	43	0.69	0.05	13.89	935	948	999
4	493	63	1.00	0.06	16.67	1122	1138	1199
5	493	86	1.36	0.07	19.44	1309	1327	1399

TABLA IX

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES: LONGITUD 293 mm.

DIAMETRO 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.5	734.03	1670.77	43.33	47
1	20	4.4	307.60	426.43		
2	20	4.4	307.60	426.43		
3	20	4.4	307.60	426.43		
4	20	4.9	342.55	391.48		
-	25	15.8	1380.68	3067.20	45.01	54
1	25	6.8	594.22	786.46		
2	25	6.8	594.22	786.46		
3	25	6.8	594.22	786.46		
4	25	7.7	672.86	707.82		
-	30	21.0	2202.10	4236.43	51.98	57
1	30	10.7	1122.02	1080.08		
2	30	10.7	1122.02	1080.08		
3	30	10.7	1122.02	1080.08		
4	30	11.5	1205.91	996.19		

TABLA X

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES: LONGITUD 343 mm.

DIAMETRO 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1503.01	47.44	57
1	20	4.7	329.57	384.49		
2	20	4.7	328.57	384.49		
3	20	4.7	328.57	384.49		
4	20	5.2	363.52	349.54		
-	25	15.2	1328.25	2901.17	45.78	58
1	25	6.7	585.48	742.77		
2	25	6.7	585.48	742.77		
3	25	6.7	585.48	742.77		
4	25	7.5	655.39	672.86		
-	30	21.0	2202.10	4005.73	54.97	63
1	30	11.2	1174.45	1027.65		
2	30	11.2	1174.45	1027.65		
3	30	11.2	1174.45	1027.65		
4	30	12.2	1279.32	922.78		

TABLA XI

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES: LONGITUD 393 mm.

DIAMETRO 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	9.6	671.12	1369.66	49.00	61
1	20	4.6	321.76	349.36		
2	20	4.6	321.76	349.36		
3	20	4.6	321.76	349.36		
4	20	5.0	349.54	321.58		
-	25	15.0	1310.78	2787.60	47.02	65
1	25	6.8	594.22	716.56		
2	25	6.8	594.22	716.56		
3	25	6.8	594.22	716.56		
4	25	7.7	672.86	637.92		
-	30	21.0	2202.10	3911.35	56.30	65
1	30	11.5	1205.91	996.19		
2	30	11.5	1205.91	996.19		
3	30	11.5	1205.91	996.19		
4	30	12.2	1279.32	922.78		

TABLA XII

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES: LONGITUD 443 mm.

DIAMETRO 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1426.12	50.00	63
1	20	5.0	349.54	363.52		
2	20	5.0	349.54	363.52		
3	20	5.0	349.54	363.52		
4	20	5.4	377.50	335.56		
-	25	15.4	1345.73	2909.91	46.25	66
1	25	6.9	602.96	742.77		
2	25	6.9	602.96	742.77		
3	25	6.9	602.96	742.77		
4	25	7.6	664.13	681.60		
-	30	21.2	2223.07	3911.33	55.84	66
1	30	11.7	1226.89	996.18		
2	30	11.7	1226.89	996.18		
3	30	11.7	1226.89	996.18		
4	30	12.4	1300.29	922.78		

TABLA XIII

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES: LONGITUD 493 mm.

DIAMETRO 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1440.55	49.28	82
1	20	4.9	342.55	370.51		
2	20	4.9	342.55	370.51		
3	20	4.9	342.55	370.51		
4	20	5.4	377.50	335.56		
-	25	15.6	1363.21	2979.83	45.75	72
1	25	6.9	602.96	760.25		
2	25	6.9	602.96	760.25		
3	25	6.9	602.96	760.25		
4	25	7.6	664.13	699.08		
-	30	21.0	2202.10	3858.91	57.07	76
1	30	11.6	1216.40	985.70		
2	30	11.6	1216.40	985.70		
3	30	11.6	1216.40	985.70		
4	30	12.4	1300.29	901.81		

TABLA XIV

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	146.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	73.25 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1677.79	42.55	48
1	20	4.1	286.62	426.44		
2	20	4.1	286.62	426.44		
3	20	4.1	286.62	426.44		
4	20	4.5	314.59	398.47		
-	25	17.0	1485.55	3119.67	47.62	47
1	25	7.9	690.34	795.21		
2	25	7.9	690.34	795.21		
3	25	7.9	690.34	795.21		
4	25	8.6	751.51	734.04		
-	30	22.5	2359.40	3942.83	59.84	36
1	30	12.9	1352.72	1006.68		
2	30	12.9	1352.72	1006.68		
3	30	12.9	1352.72	1006.68		
4	30	13.7	1436.61	922.79		

TABLA XV

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	171.50	mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	85.75	mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.4	727.04	1503.01	48.37	51
1	20	4.9	342.55	384.49		
2	20	4.9	342.55	384.49		
3	20	4.9	342.55	384.49		
4	20	5.4	377.50	349.54		
-	25	16.4	1433.11	3023.49	47.40	64
1	25	7.6	664.13	768.98		
2	25	7.6	664.13	768.98		
3	25	7.6	664.13	768.98		
4	25	8.2	716.56	716.55		
-	30	22.4	2348.91	4288.87	54.77	68
1	30	12.0	1258.34	1090.57		
2	30	12.0	1258.34	1090.57		
3	30	12.0	1258.34	1090.57		
4	30	12.7	1331.75	1017.16		

TABLA XVI

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	196.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	98.25 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.2	713.06	1202.40	59.30	51
1	20	5.8	405.47	307.59		
2	20	5.8	405.47	307.59		
3	20	5.8	405.47	307.59		
4	20	6.2	433.43	279.63		
–	25	15.4	1345.73	2743.89	49.04	76
1	25	7.4	646.65	699.08		
2	25	7.4	646.65	699.08		
3	25	7.4	646.65	699.08		
4	25	8.0	699.08	646.65		
–	30	20.4	2139.18	3292.64	64.97	71
1	30	12.4	1300.29	838.89		
2	30	12.4	1300.29	838.89		
3	30	12.4	1300.29	838.89		
4	30	13.0	1363.21	775.97		

TABLA XVII

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	221.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	110.75 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	11.0	768.99	1642.85	46.81	55
1	20	5.0	349.54	419.45		
2	20	5.0	349.54	419.45		
3	20	5.0	349.54	419.45		
4	20	5.5	384.49	384.50		
–	25	14.2	1240.87	2752.63	45.08	79
1	25	6.2	541.79	699.08		
2	25	6.2	541.79	699.08		
3	25	6.2	541.79	699.08		
4	25	6.7	585.48	655.39		
–	30	22.6	2369.88	4372.74	54.20	114
1	30	12.0	1258.34	1111.54		
2	30	12.0	1258.34	1111.54		
3	30	12.0	1258.34	1111.54		
4	30	12.7	1331.75	1038.13		

TABLA XVIII

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	246.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	123.25 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.0	699.08	1321.27	52.91	64
1	20	5.2	363.52	335.56		
2	20	5.2	363.52	335.56		
3	20	5.2	363.52	335.56		
4	20	5.5	384.49	314.59		
-	25	15.0	1310.78	2674.00	49.02	82
1	25	7.2	629.17	681.71		
2	25	7.2	629.17	681.71		
3	25	7.2	629.17	681.71		
4	25	7.8	681.60	629.18		
-	30	20.2	2118.21	4037.18	52.47	100
1	30	10.4	1090.56	1027.65		
2	30	10.4	1090.56	1027.65		
3	30	10.4	1090.56	1027.65		
4	30	11.1	1163.97	954.24		

TABLA XIX

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DE LAS CAMARAS	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	16	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1475.05	48.34	49
1	20	4.8	335.56	377.50		
2	20	4.8	335.56	377.50		
3	20	4.8	335.56	377.50		
4	20	5.3	370.51	342.55		
-	25	15.2	1328.25	2770.10	47.95	59
1	25	7.1	620.43	707.82		
2	25	7.1	620.43	707.82		
3	25	7.1	620.43	707.82		
4	25	7.8	681.60	646.65		
-	30	21.2	2223.07	3869.39	57.45	58
1	30	11.8	1237.37	985.70		
2	30	11.8	1237.37	985.70		
3	30	11.8	1237.37	985.70		
4	30	12.5	1310.78	912.29		

TABLA XX

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DE LAS CAMARAS	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	28	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.2	713.06	1349.22	52.85	55
1	20	5.3	370.51	742.55		
2	20	5.3	370.51	742.55		
3	20	5.3	370.51	742.55		
4	20	5.6	391.48	321.58		
–	25	16.2	1415.64	2918.68	48.50	61
1	25	7.7	672.86	742.78		
2	25	7.7	672.86	742.78		
3	25	7.7	672.86	742.78		
4	25	8.3	725.30	690.34		
–	30	20.8	2181.13	3701.74	58.92	64
1	30	11.8	1237.37	943.76		
2	30	11.8	1237.37	943.76		
3	30	11.8	1237.37	943.76		
4	30	12.5	1310.78	870.36		

TABLA XXI

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DE LAS CAMARAS	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	43	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1698.75	41.98	56
1	20	4.0	279.63	433.43		
2	20	4.0	279.63	433.43		
3	20	4.0	279.63	433.43		
4	20	4.5	314.59	398.47		
-	25	17.0	1485.55	3250.74	45.70	58
1	25	7.5	655.39	830.16		
2	25	7.5	655.39	830.16		
3	25	7.5	655.39	830.16		
4	25	8.3	725.30	760.25		
-	30	22.4	2348.91	4236.43	55.45	62
1	30	12.1	1268.83	1080.08		
2	30	12.1	1268.83	1080.08		
3	30	12.1	1268.83	1080.08		
4	30	12.9	1352.72	996.19		

TABLA XXII

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DE LAS CAMARAS	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	63	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1565.92	45.54	60
1	20	4.5	314.59	398.47		
2	20	4.5	314.59	398.47		
3	20	4.5	314.59	398.47		
4	20	4.9	342.55	370.51		
-	25	15.3	1336.99	2883.69	46.36	73
1	25	6.9	602.96	734.03		
2	25	6.9	602.96	734.03		
3	25	6.9	602.96	734.03		
4	25	7.5	655.39	681.60		
-	30	20.7	2170.64	3743.56	57.98	73
1	30	11.6	1216.40	954.24		
2	30	11.6	1216.40	954.24		
3	30	11.6	1216.40	954.24		
4	30	12.3	1289.80	880.84		

TABLA XXIII

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60	mm.
LONGITUD DE LAS CAMARAS	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	83	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1530.98	46.58	71
1	20	4.6	321.58	391.48		
2	20	4.6	321.58	391.48		
3	20	4.6	321.58	391.48		
4	20	5.1	356.53	356.53		
-	25	16.5	1441.85	3198.29	45.08	79
1	25	7.2	629.17	812.68		
2	25	7.2	629.17	812.68		
3	25	7.2	629.17	812.68		
4	25	7.8	681.60	760.25		
-	30	22.4	2348.91	4236.43	55.45	80
1	30	12.1	1268.83	1080.08		
2	30	12.1	1268.83	1080.08		
3	30	12.1	1268.83	1080.08		
4	30	12.9	1352.72	996.19		

4.2 OBTENCION DE LAS CURVAS DE EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION.

Graficando Eficiencia versus la caida de presión (tablas IX - XXIII), para cada tipo de silenciador, a las dimensiones y caracteristicas establecidas, para las tres condiciones de operación, se tienen las figuras 4.1, 4.2 y 4.3.

4.3 OBTENCION DE LAS CURVAS DE PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA CAIDA DE PRESION.

Las pérdidas por transmisión son evaluadas a la frecuencia de 2000 Hz., debido a que a esta frecuencia se produce el mayor nivel de presión sonora a las tres condiciones de operación sin silenciador (sección 3.2); por lo tanto es la frecuencia a la cual debe procurar obtenerse la mayor atenuación posible.

La caida de presión es obtenida directamente de las tablas IX - XXIII.

Simple cámara de expansión

Las pérdidas por transmisión son obtenidas con:

$$T.L. = 10 \log \left(1 + \tfrac{1}{4} (1 - 1/m)^2 \operatorname{Sen}^2 2kle \right) \quad (2.18)$$

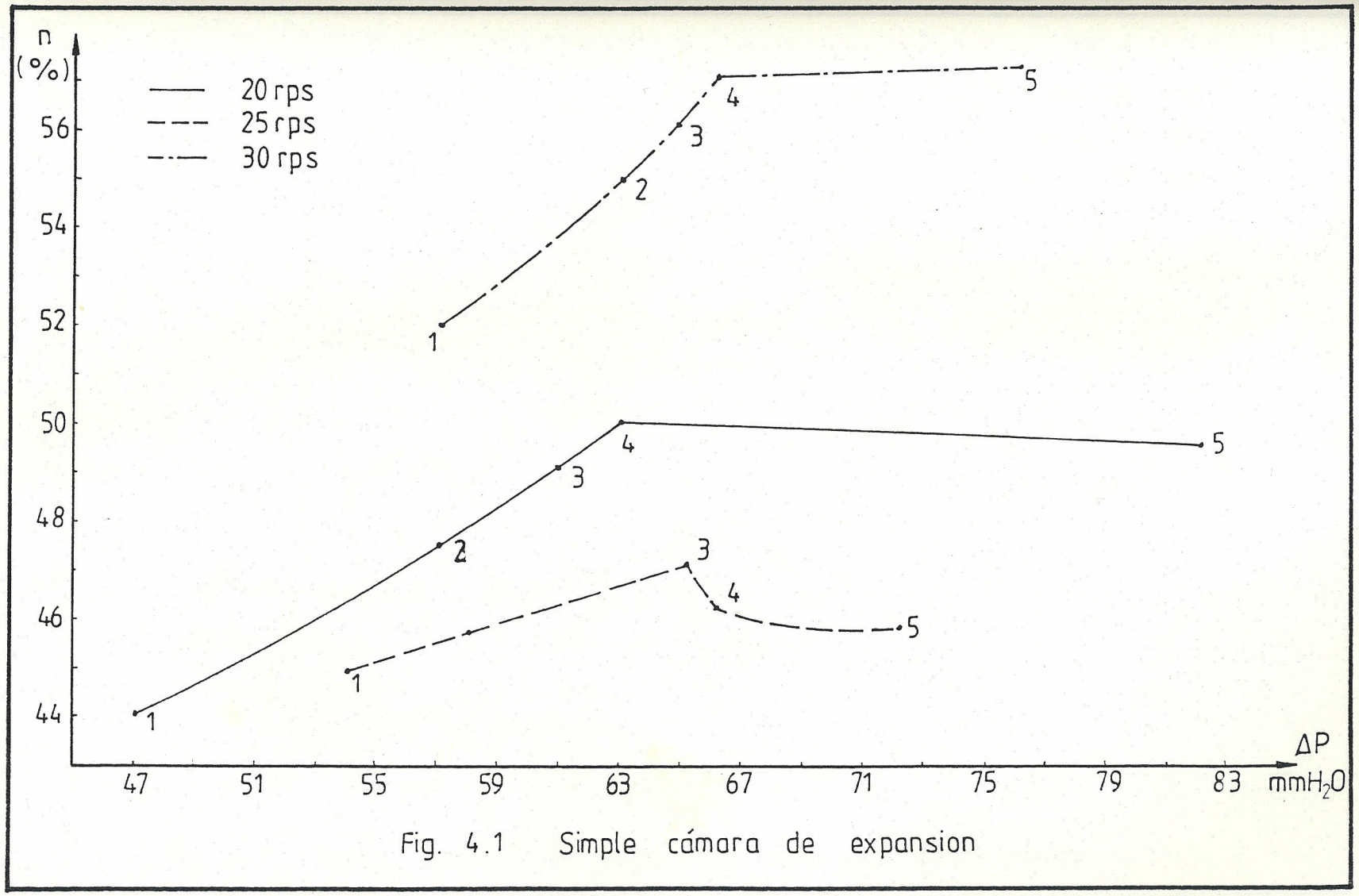


Fig. 4.1 Simple cámara de expansion

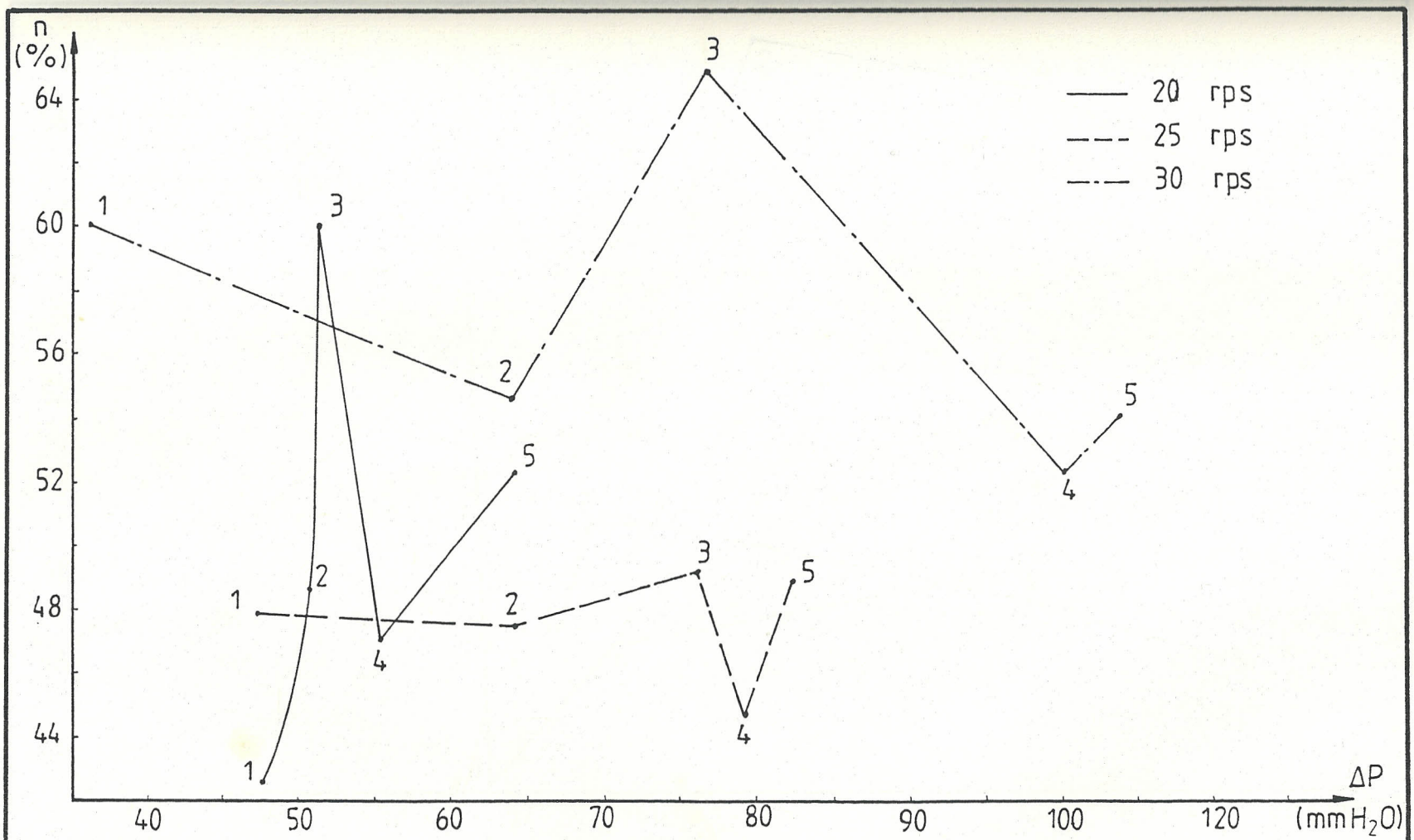


Fig. 4.2 Doble camara de expansion conectada interiormente

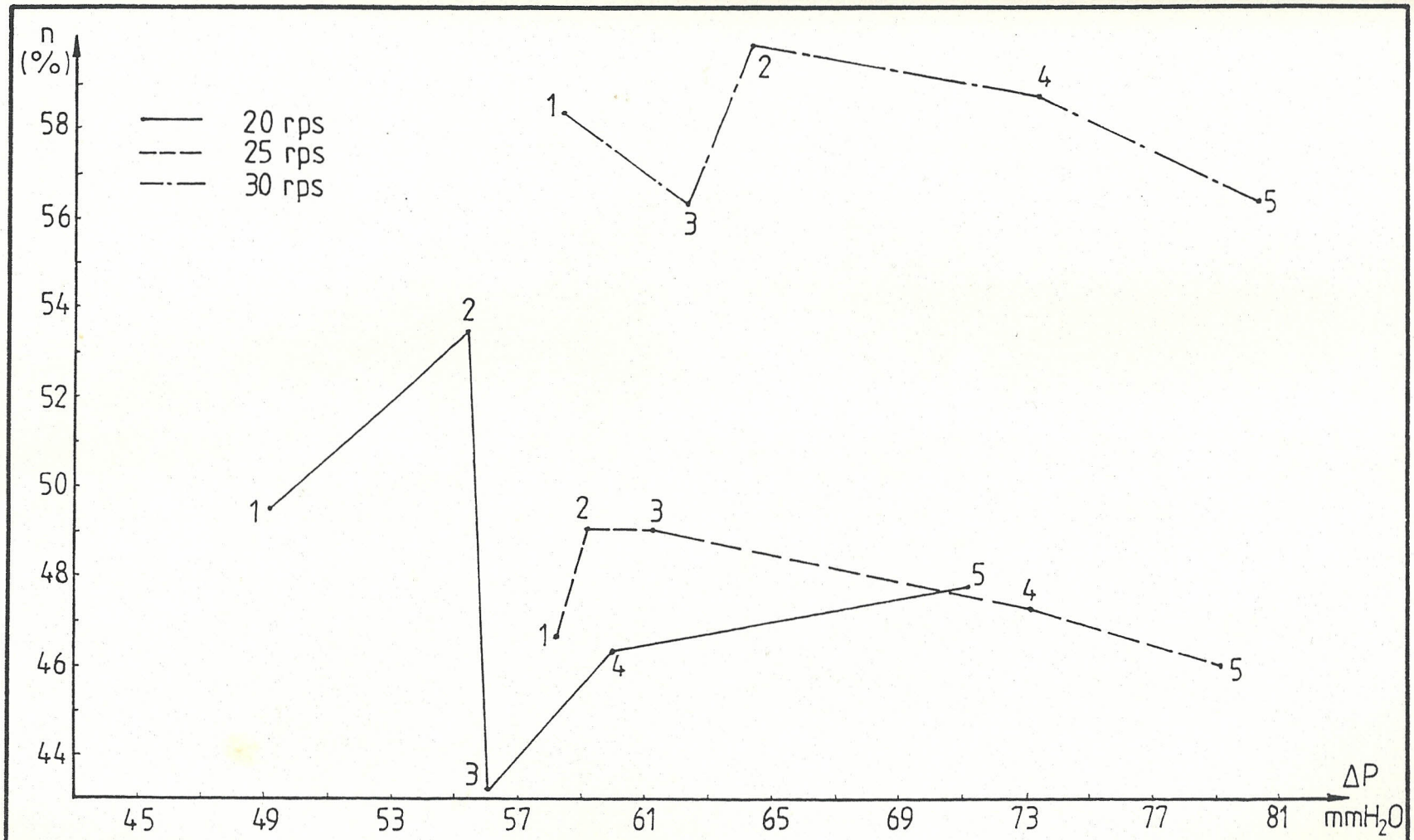


Fig. 4.3 Resonador simple de tubo concentrico perforado

Para las dimensiones:

d = 31.75 mm.

D = 101.6 mm.

le = 293; 343; 393; 443; 493 mm.

Y para la frecuencia de 2000 Hz.

$$T.L. = 10 \log \{1 + \tfrac{1}{4}(3.2 - 1/3.2)^2 \operatorname{Sen}^2 2\pi(2000)le/c\}$$

Simplificando:

$$T.L. = 10 \log (1 + 2.08 \operatorname{Sen}^2 4000 \pi le/c)$$

Para las condiciones establecidas y para cada una de las condiciones de operación, se tiene la figura # 4.4.

Doble cámara de expansión conectada interiormente

Las pérdidas por transmisión son obtenidas con:

$$T.L. = 10 \log ([R (A1/A7)]^2 + [I (A1/A7)]^2) \qquad (2.22)$$

$$R(A1/A7) = \operatorname{Cos} 2kle - (m - 1) \operatorname{Sen} 2kle \operatorname{Tan} klc$$

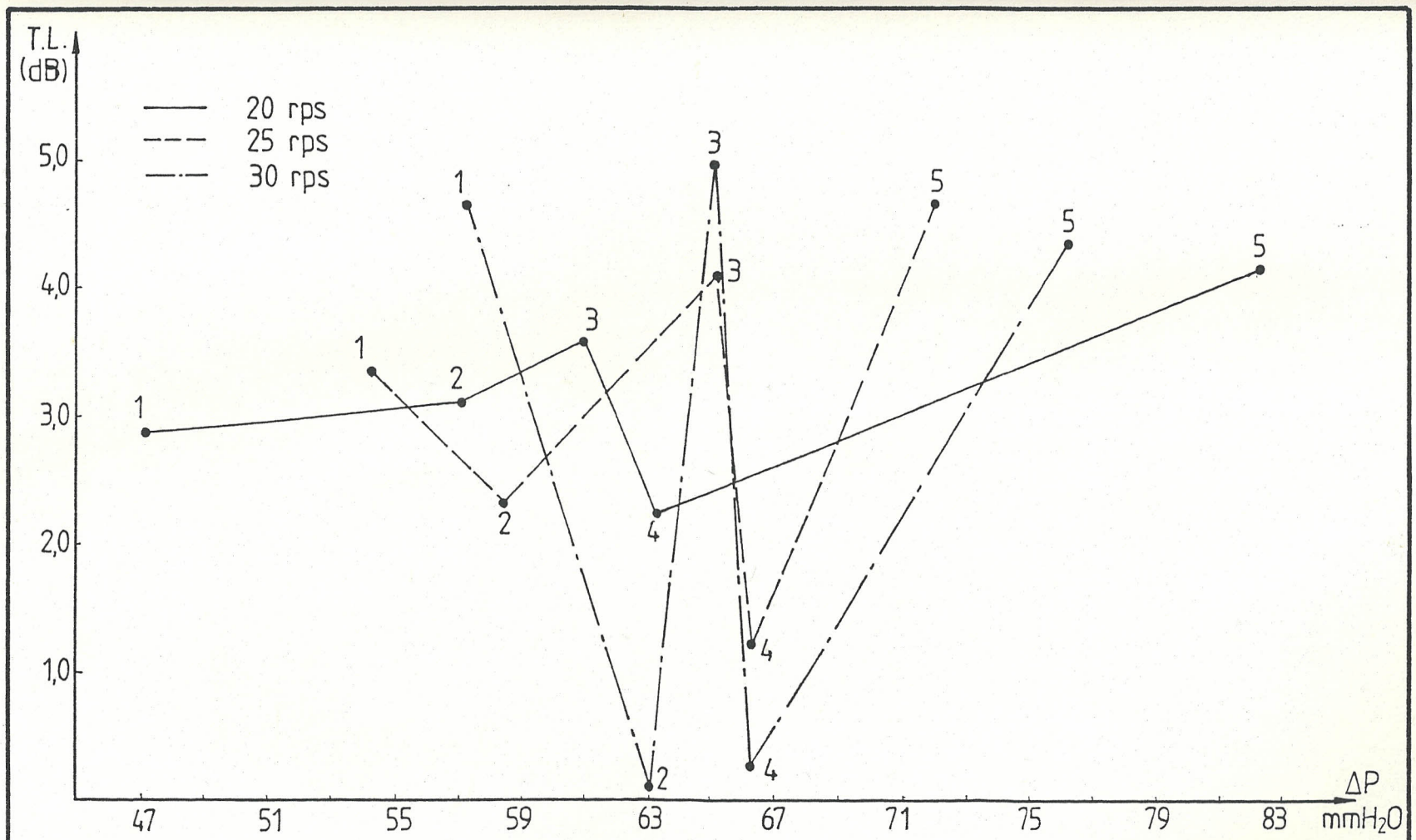


Fig. 4.4 Simple cámara de expansión

$$I(A1/A7) = \tfrac{1}{2}\{(m + 1/m)\,\mathrm{Sen}\,2kle + (m - 1)\tan klc\,[\,[(m + 1/m)\cos 2kle - (m - 1/m)\,]\,\} \qquad (2.20)$$

Para las dimensiones:

le = 146.5; 171.5; 196.5; 221.5; 246.5 mm

D = 101.6 mm.

d = 31.75 mm.

lc = 73.25; 85.75; 98.25; 110.75; 123.25 mm.

Y para la frecuencia de 2000 Hz.

$$R(A1/A7) = 2\cos(2\,2\pi(2000)le/c) - (3.2 - 1)\,\mathrm{Sen}\,(\,(2\,2\pi(2000)le/c)\,\mathrm{Tan}\,(2\pi(2000)lc/c)$$

$$I(A1/A7) = \tfrac{1}{2}\{(3.2 + 1/3.2)\,\mathrm{Sen}(2\,2\pi(2000)le/c) + (\,(3.2 - 1)\,\mathrm{Tan}\,2\pi(2000)lc/c\,[(3.2 + 1/3.2)*\cos 2\,2\pi(2000)le/c - (3.2 - 1/3.2)\,]\,\}$$

Simplificando:

$$R(A1/A7) = 2\cos(8000\pi le/c) - 2.2\,\mathrm{Sen}(8000\pi le/c)\,\mathrm{Tan}(\,(4000\pi lc/c)$$

$$I(A1/A7) = \tfrac{1}{2}\{\,3.5125\,\mathrm{Sen}\,(8000\pi le/c) + 2.2\,\mathrm{Tan}\,(\,(4000\pi le/c)\,[\,3.5125\cos(8000\pi le/c - 2.8875]\,\}$$

Para las longitudes establecidas y para cada una de las condiciones de operación, se tiene la Figura # 4.5.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado.

Las pérdidas por transmisión son obtenidas con la expresión:

$$T.L. = 10 \log (1 + \tfrac{1}{4} (Zo^2 / Z3^2)) \quad (2.25)$$

donde:

$$Z3 = Z4 + Z5$$

$$Z4 = i w \rho / Co \quad (2.43)$$

$$z5 = - i c^2 \rho / wV \quad (2.42)$$

Zo es obtenido de la tabla V.

Para las dimensiones:

le = 493 mm.

d = 31.75 mm.

D = 101.6 mm.

n = 16, 28, 43, 63, 83.

do = 14.29 mm.

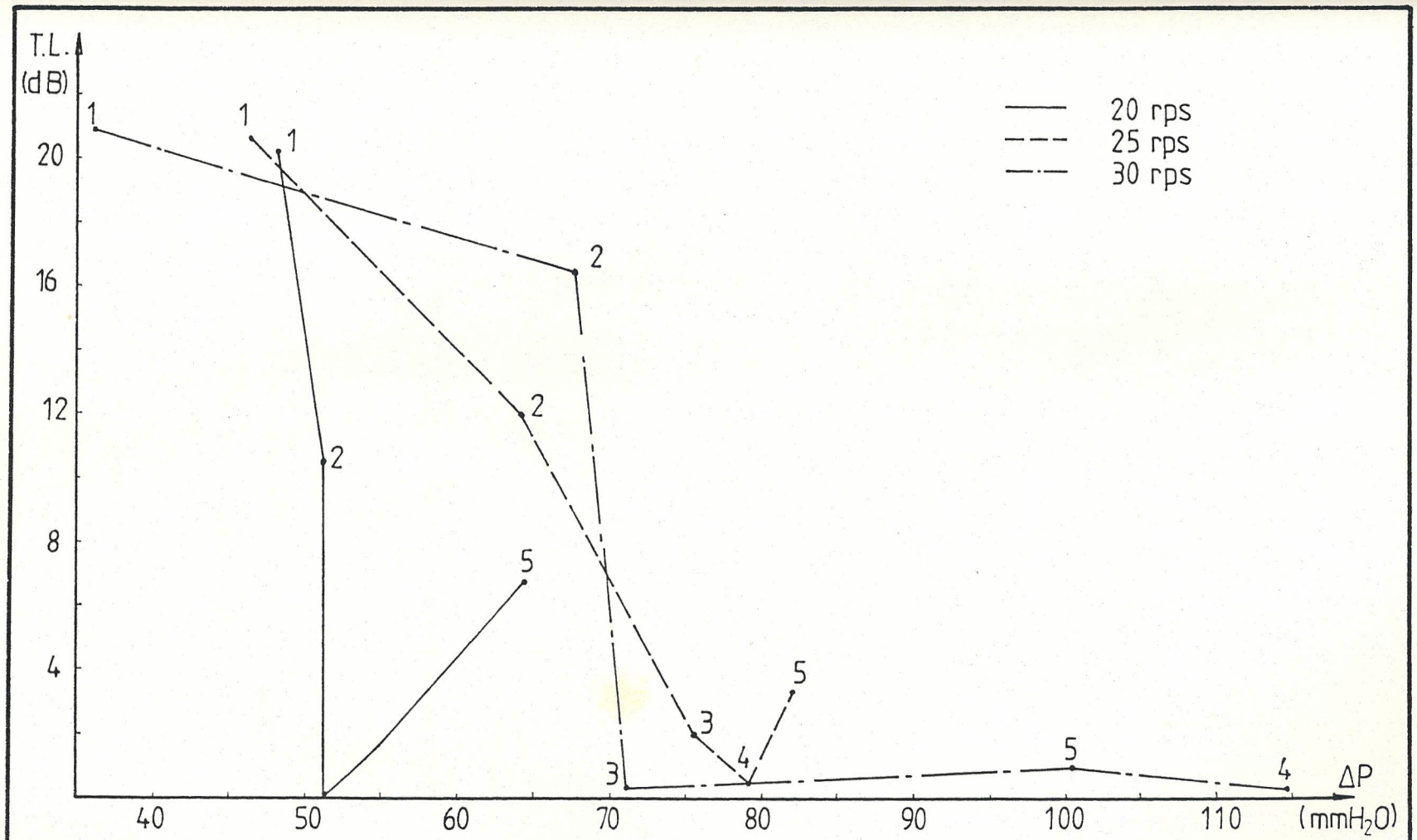


Fig. 4.5 Doble cámara de expansión conectada interiormente

Y para la frecuencia de 2000 Hz.

$$V = 7315.59 \text{ le}$$

$$Z5 = - i \frac{c^2 \rho}{2\pi (2000) (7315 \text{ le})}$$

$$Z4 = i \frac{2\pi (2000) \rho}{Co}$$

Sustituyendo c, ρ, Co por:

c = 423, 429, 452 mt/s.

ρ = 0.82; 0.79; 0.75 Kg / m3.

Co = 0.25; 0.44; 0.69; 1.00; 1.36

Se obtiene la Figura # 4.6.

4.4 SELECCION DEL SILENCIADOR OPTIMO REACTIVO DE CADA TIPO.

De los gráficos eficiencia versus la caida de presión, pérdida de transmisión versus la caida de presión se tiene:

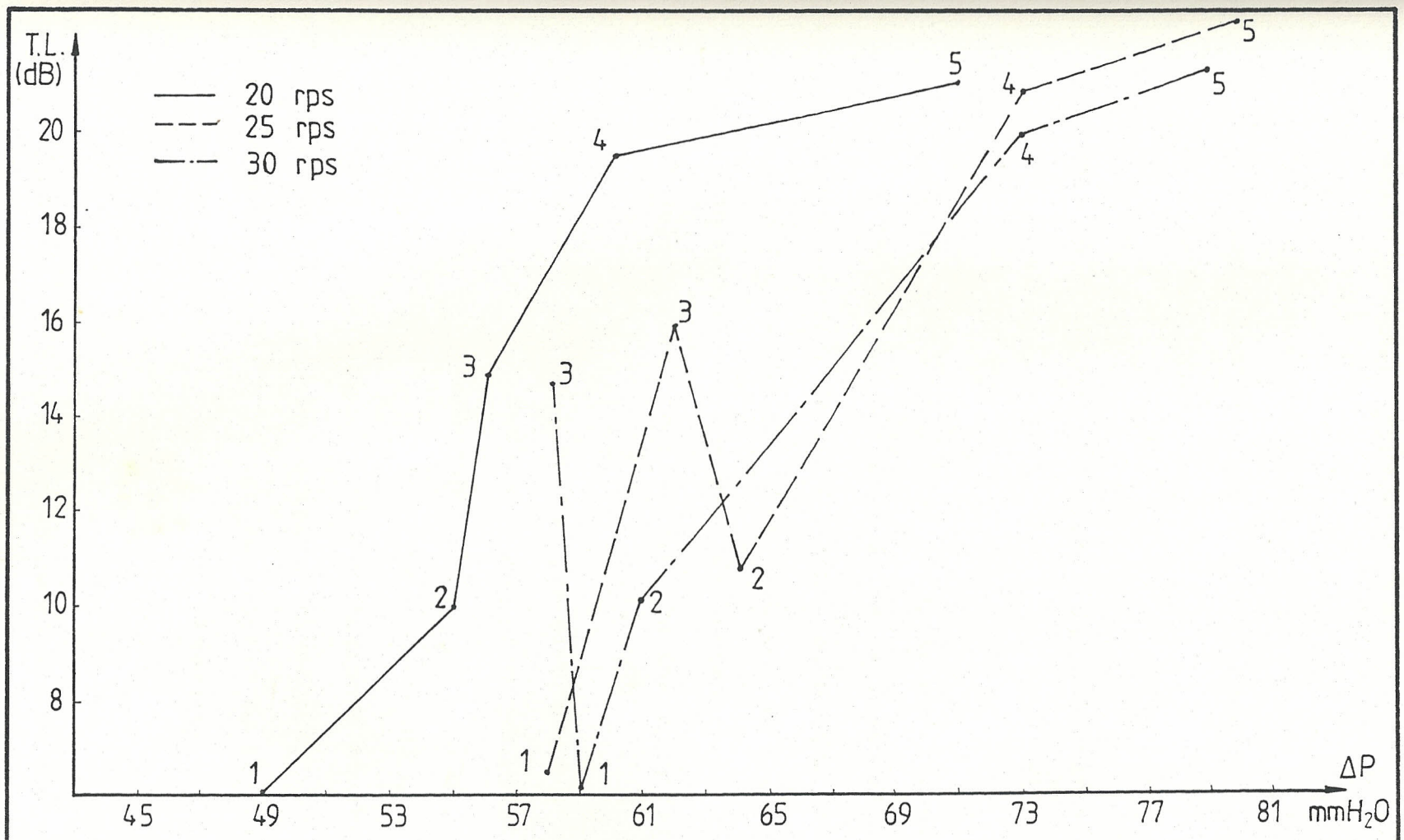


Fig. 4.6 Resonador simple de tubo concéntrico perforado

- Simple cámara de expansión

Para longitud de cámara (le) = 293 mm., las eficiencias a las diferentes condiciones de operación son las más bajas.

Para le = 343 mm., las pérdidas por transmisión a 30 rps es casi nula.

Para le = 393 mm., las pérdidas por transmisión a 20 y 25 rps son cercanas a los máximos alcanzables a esas condiciones. A 30 rps la pérdida por transmisión es la máxima. Las eficiencias a 20 y 30 rps están cercanas a los valores máximos. A 25 rps es el valor máximo de eficiencia a esa condición.

Para le = 443 mm., aunque los niveles de eficiencia alcanzados son elevados, las pérdidas por transmisión son extremadamente bajas.

Para le = 493 mm., su comportamiento es irregular. A 20 y 30 rps se registran niveles de eficiencia elevados, pero a 25 rps la eficiencia es baja. Las pérdidas por transmisión son elevadas.

En consecuencia el silenciador óptimo de este tipo será uno con una longitud de cámara de 393 mm. y un

diámetro de la cámara de 101.6 mm.

- Doble cámara de expansión conectada interiormente

Para le = 146.5 mm., se obtienen las pérdidas por transmisión más elevadas; pero, la eficiencia a 20 rps es al más baja lograda con este tipo de silenciador.

Para le = 171.5 mm., las pérdidas por transmisión son menores que las anteriores. Se mantiene una baja eficiencia a 20 y 30 rps relativa a los máximos alcanzados a esas condiciones.

Para le = 196.5 mm., las pérdidas por transmisión a las tres condiciones de operación son extremadamente bajas, aunque las eficiencias alcanzadas son las máximas.

Para le = 221.5 mm., las pérdidas por transmisión a las tres condiciones de operación son extremadamente bajas y las eficiencias también son bajas.

Para le = 246.5 mm., las pérdidas por transmisión alcanzadas son intermedias entre las bajas y altas logradas con este tipo de silenciador. Las eficiencias están alrededor del 50% a las distintas

condiciones de operación.

En consecuencia una buena selección sería un silenciador del tipo doble cámara de expansión conectada interiormente con las dimensiones:

longitud de las cámaras (le) = 246.5 mm.
diámetro de las cámaras = 101.6 mm.
longitud del tubo conector = 123.25 mm.
Diámetro del tubo conector = 31.75 mm.

- Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Para le = 493 mm., n = 16 y diámetro de los agujeros de 14.29 mm.; las pérdidas por transmisión son las más bajas alcanzadas a las diferentes condiciones de operación.

Para le = 493, n = 28 y diámetro de los agujeros de 14.29 mm., las pérdidas por transmisión son mayores que las anteriores, alrededor de los 10 db, pero las eficiencias logradas son las mayores a las tres condiciones de operación.

Para le = 493, n = 43 y diámetro de los agujeros de 14.299 mm., las eficiencias son bajas a 20 y 25 rps. A 30 rps también lo es en comparación a la

máxima alcanzada a esa condición.

Para le = 493, n = 63 y diámetro de los agujeros de 14.29 mm.; aunque las pérdidas por transmisión son elevadas, las eficiencias son bajas a 20 y 25 rps, no sucediendo así a 30 rps.

Para le 493, n = 86 y diámetro de los agujeros de 14.29 mm.; las pérdidas por transmisión son más elevadas que las anteriores, pero las eficiencias a 20 y 25 rps son bajas.

Una buena selección será un silenciador del tipo resonador simple de tubo concéntrico perforado con las características:

Longitud de la cámara y del tubo concéntrico	493 mm
Diámetro de la cámara	101.6 mm
Número de agujeros	28
Diámetro de los agujeros	14.29 mm
Diámetro del tubo concéntrico perforado	31.75 mm

5.5 OBTENCION DE LAS CURVAS DE PERDIDAS POR TRANSMISION VERSUS LA FRECUENCIA.

Estas curvas son obtenidas para los silenciadores óptimos de cada tipo.

Simple cámara de expansión

$$T.L. = 10 \log \left(1 + \tfrac{1}{4} (m - 1/m)^2 \operatorname{Sen}^2 2kle \right) \quad (2.18)$$

Para las dimensiones:

le = 393 mm.

d = 31.75 mm.

D = 101.6 mm.

Se tiene:

$$m = D/d = 3.2$$

Luego:

$$T.L. = 10 \log \left(1 + \tfrac{1}{4} (3.2 - 1/3.2)^2 \operatorname{Sen}^2 2\pi f/c\ 393 \right)$$

Simplificando:

$$T.L. = 10 \log \left(1 + 208 \operatorname{Sen}^2 (2469.29)\ f/c \right)$$

Para la frecuencia correspondiente a cada tercio de octavo de banda y para cada una de las condiciones de operación, se obtiene la figura # 4.7.

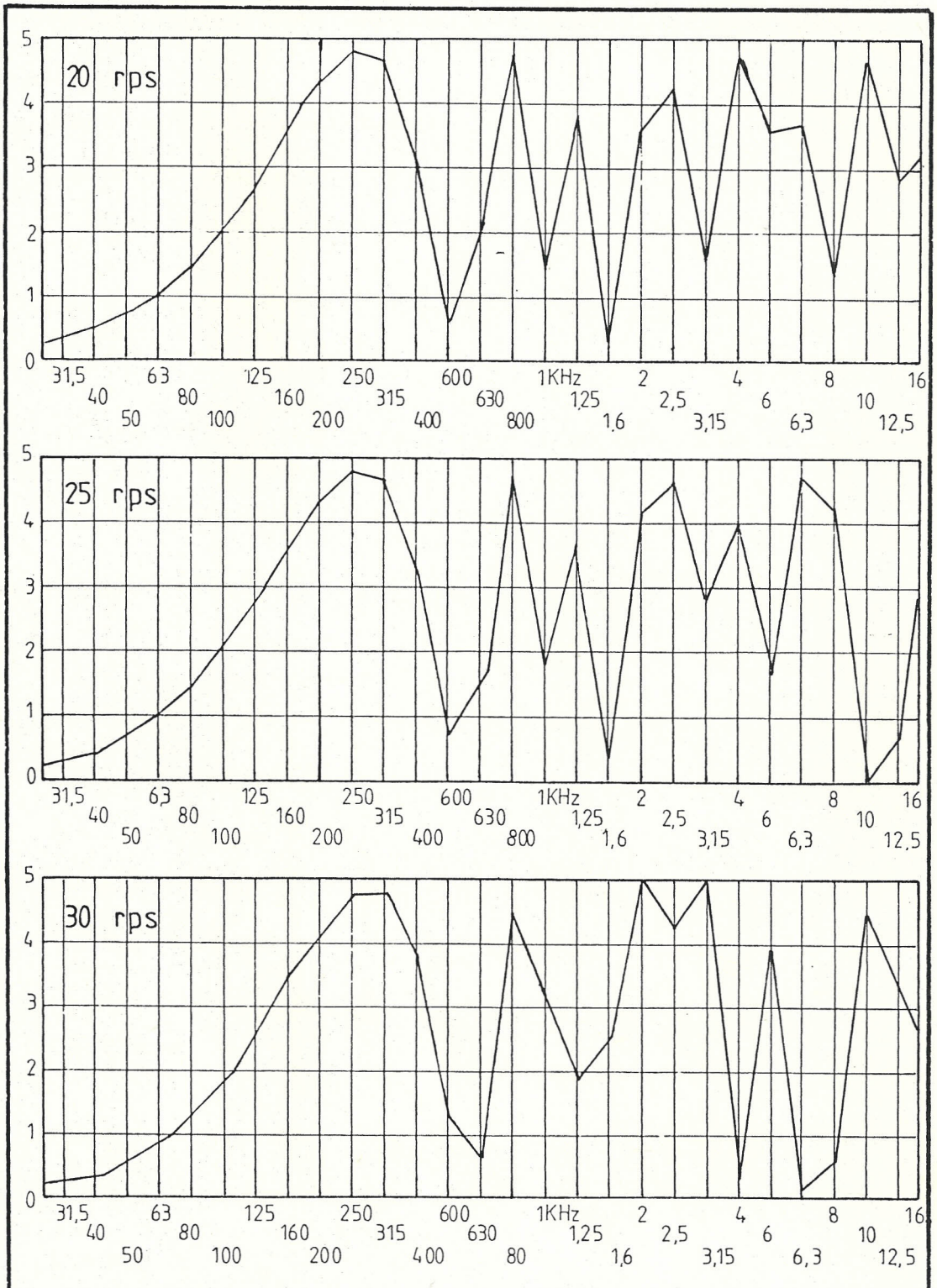


Fig. 4.7 Pérdidas por transmisión
Simple cámara de expansión

Doble cámara de expansión conectada interiormente

Recordando la expresión:

$$T.L. = 10 \log \{ [R(A1/A7)]^2 + [I(A1/A7)]^2 \} \quad (2.22)$$

donde:

$$[R(A1/A7)] = \cos 2kle - (m - 1/m) \operatorname{Sen} 2kle \operatorname{Tan} klc$$

$$[I(A1/A7)] = \tfrac{1}{2} \{ (m + 1/m) \operatorname{Sen} 2kle + (m - 1) \operatorname{Tan} klc [[(m + 1/m) \cos 2kle - (m - 1/m)] \}$$

Para las dimensiones

le = 246.5 mm.
D = 101.6 mm.
d = 31.75 mm.
lc = 123.75 mm.

Se tiene:

$$m = 101.6 / 31.75 = 3.2$$

Luego:

$$R(A1/A7) = \cos 2(2\pi f)(246.5)/c - (3.2 - 1) \operatorname{Sen} 2((2\pi f)(246.5)/c \operatorname{Tan} (2\pi f)(123.75)/c)$$

$$I\ (A1/A7) = \tfrac{1}{4}((3.2 + 1/3.2)\ Sen\ 2(2\pi f)(246.5)/c + (3.2 - 1)\ Tan\ 2\pi f/c\ [(3.2 + 1/3.2)\ Cos\ 2((2\pi f)(246.5)/c - (3.2 - 1/3.2)1)$$

Simplificando:

$$R\ (A1/A7) = Cos\ (3097.6f)/c - 2.2\ Sen\ (3097.6f)/c\ Tan((777.5f)/c$$

$$I\ (A1/A7) = \tfrac{1}{4}\ (\ 3.5125\ Sen\ (3097.6f/c) + 2.2\ Tan\ ((6.28f/c)\ [3.5125\ Cos(3097.6f/c - 2.8875])$$

Para la frecuencia correspondiente a cada tercio de octavo de banda y para cada una de las condiciones de operación, se tiene la figura # 4.8.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

En la expresión

$$T.L. = 10\ log\ (\ 1 + \tfrac{1}{4}\ (2o^2/\ Z3^2)\ )\qquad (2.27)$$

Z3 es la impedancia de la desviación y es igual a la suma de las impedancias del agujero y de la cámara; matemáticamente:

$$Z3 = Z4 + Z5$$

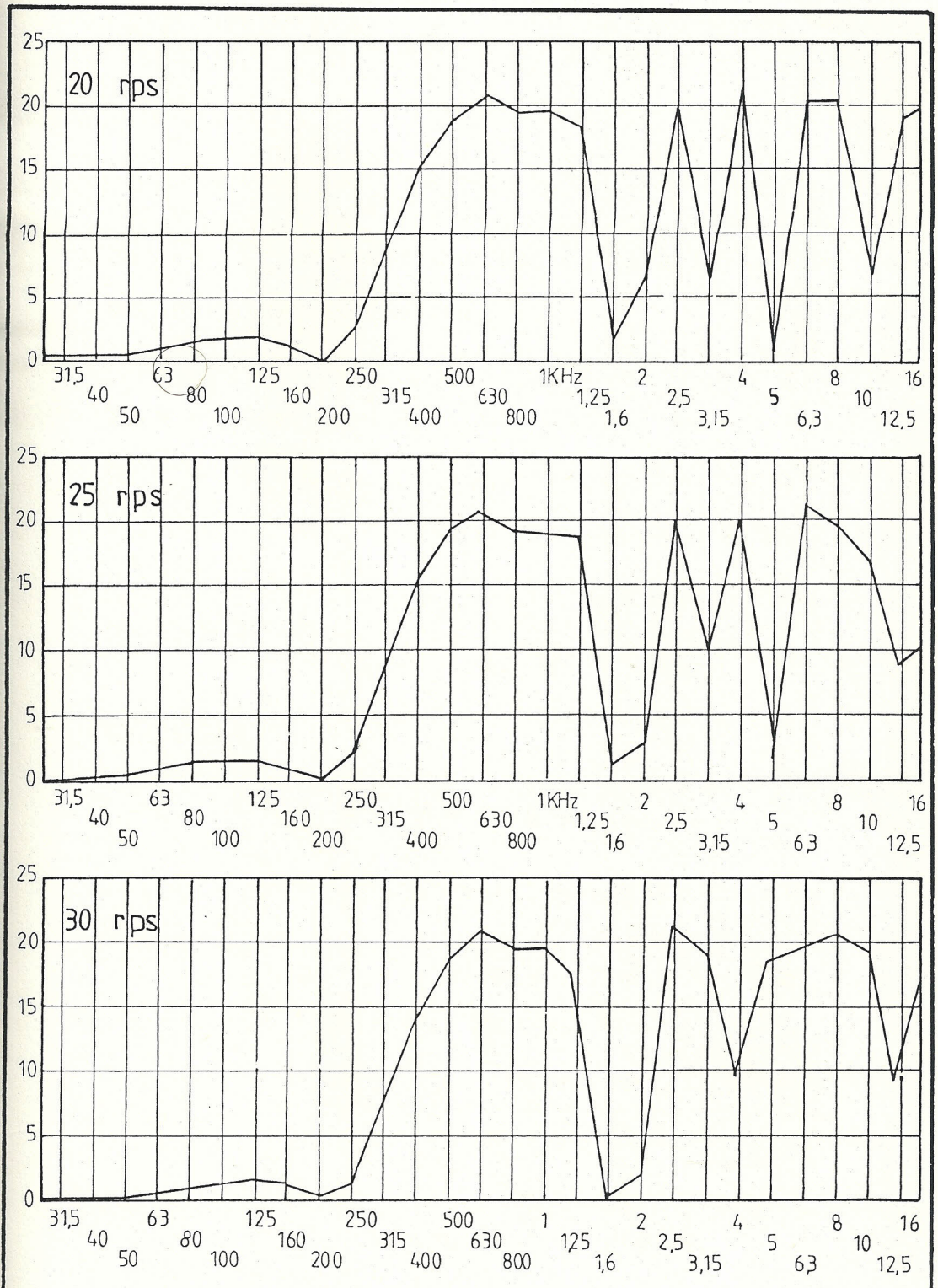


Fig. 4.8 Pérdidas por transmisión
Doble cámara de expansión conectada interiormente

$$Z4 = i\ w\ \rho o\ /\ Co \qquad (2.43)$$

$$Z5 = -\ i\ c^2\ \rho o\ /\ w\ V \qquad (2.42)$$

Zo es la impedancia acústica característica (tabla V). Para las dimensiones:

le = 493 mm.

d = 31.75 mm.

D = 101.6 mm.

n = 28

do = 14.29 mm.

Se tiene:

$$V = 7315.59\ le$$

$$V = (7315.59)(493)$$

$$V = 3606585.87\ mm3.$$

$$Z5 = -\ i\ \frac{c^2\ \rho o}{2\pi f\ (3606585.87)}$$

$$Z4 = i\ 2\pi\ f\ \rho o\ /\ 0.48$$

Para la frecuencia correspondiente a cada tercio de octavo de banda y para la densidad y velocidad del

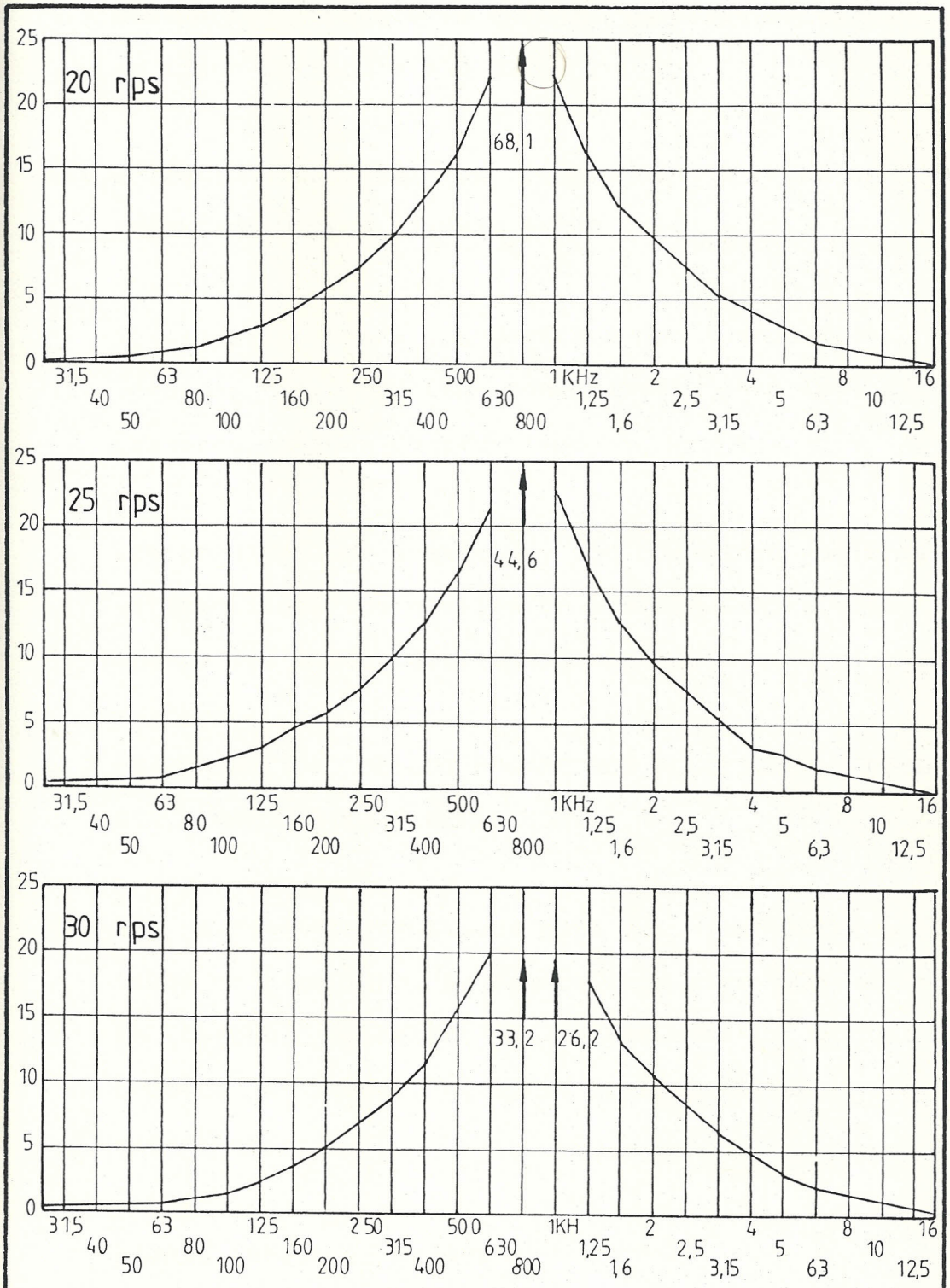


Fig. 4.9 Pérdidas por transmisión

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

sonido correspondiente a cada condición de operación, se tiene la figura # 4.9.

4.6 OBTENCION EXPERIMENTAL DE LAS CURVAS PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA.

Al igual que para las pérdidas por transmisión, las pérdidas por inserción son halladas para los silenciadores óptimos de cada tipo.

Las pérdidas por inserción, son obtenidas mediante la diferencia de los niveles de presión sonora con cada uno de los silenciadores óptimos y sin silenciador.

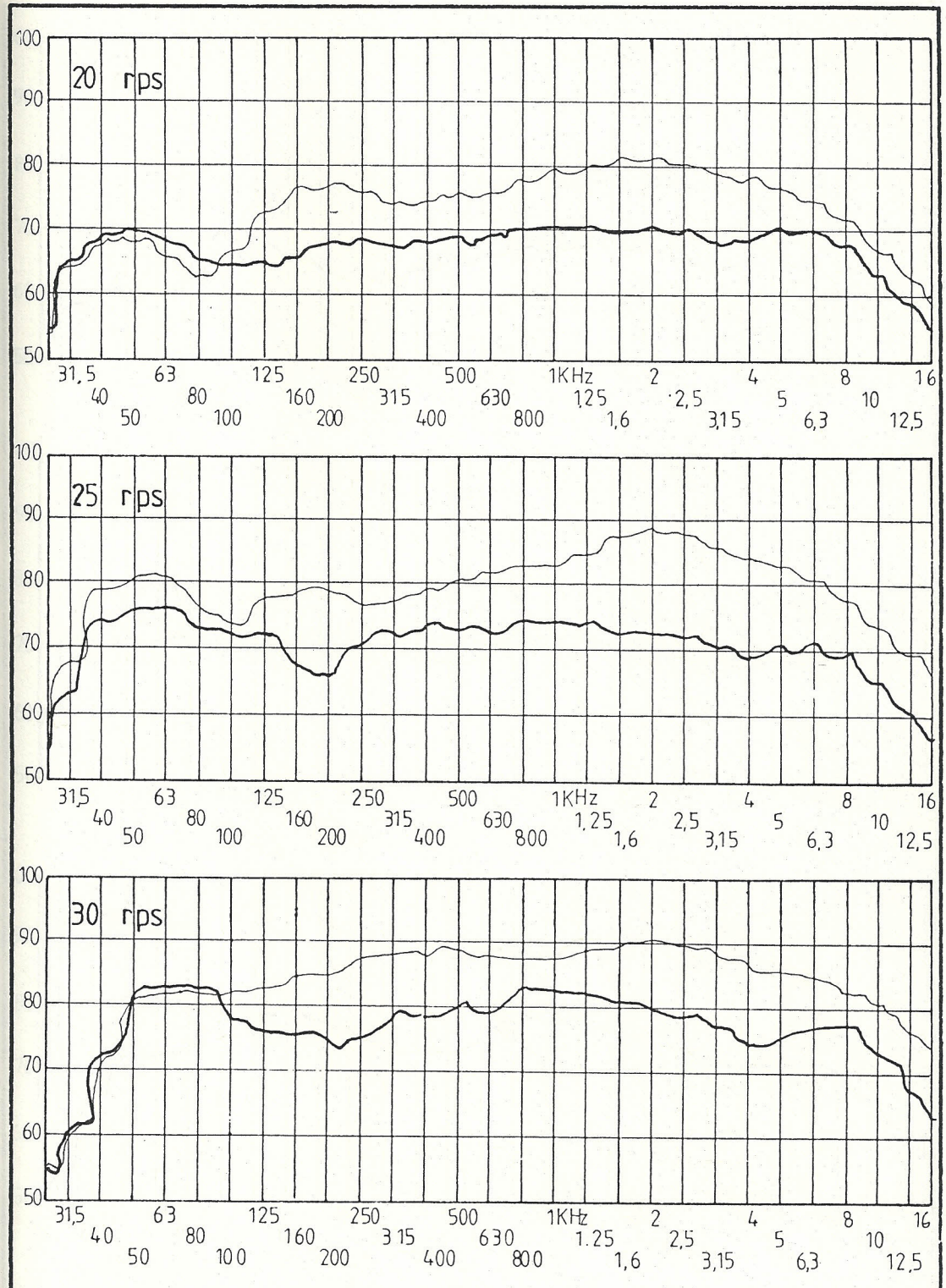
4.7 DETERMINACION DE LOS PARAMETROS ACUSTICOS: IMPEDANCIA, TRANSMISION Y REFLEXION.

Los parámetros acústicos para los silenciadores óptimos de cada tipo, se especifican para la frecuencia de diseño, es decir, a la frecuencia a la cual se produce el mayor nivel de presión sonora sin el silenciador.

Simple cámara de expansión

Impedancia

En el gráfico # 4.16, Z1 representa la impedancia a



—— Simple cámara de expansión —— Sin silenciador

Fig. 4. 10 Nivel de presión sonora $Lp_{(A)}$

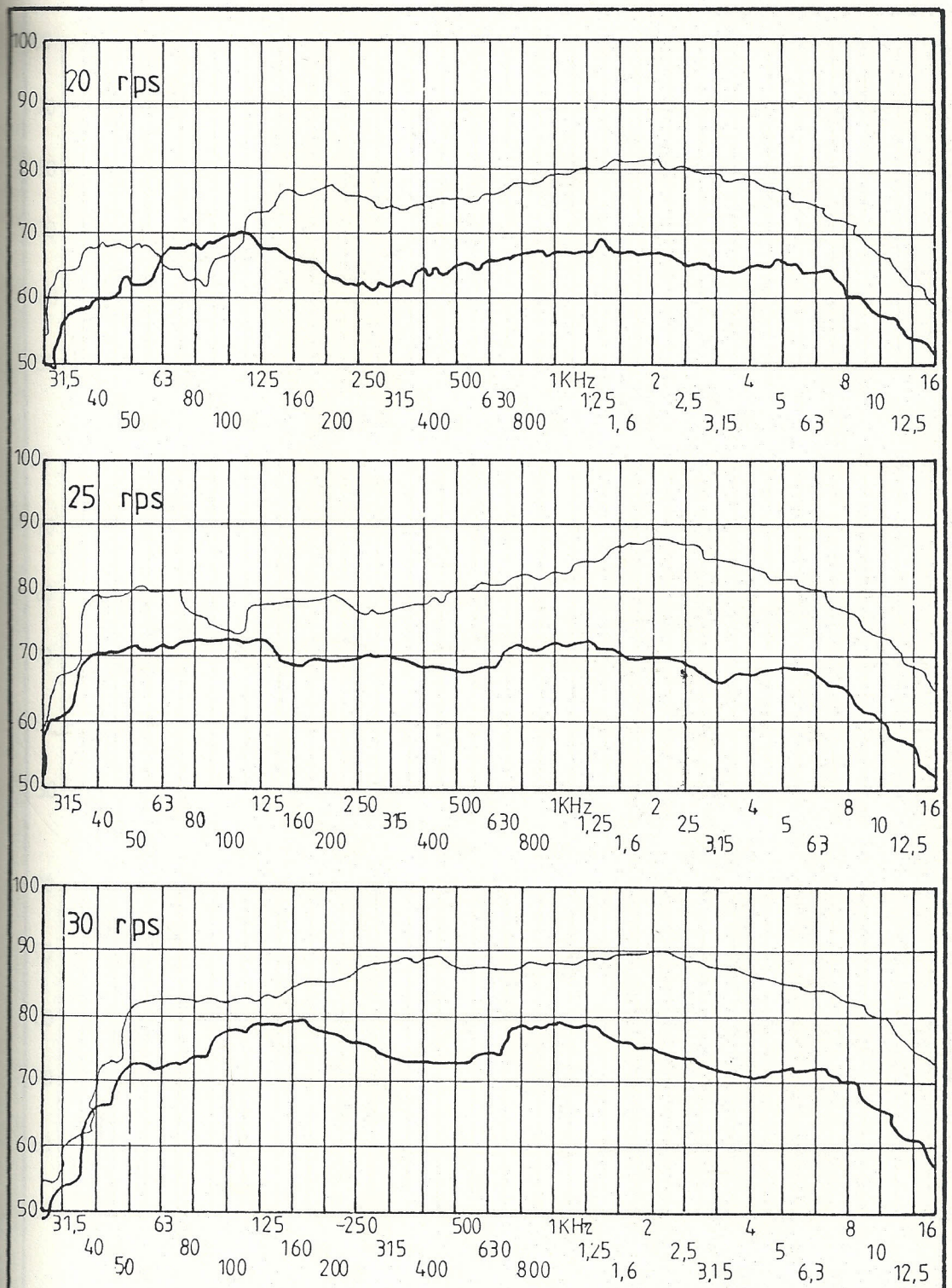
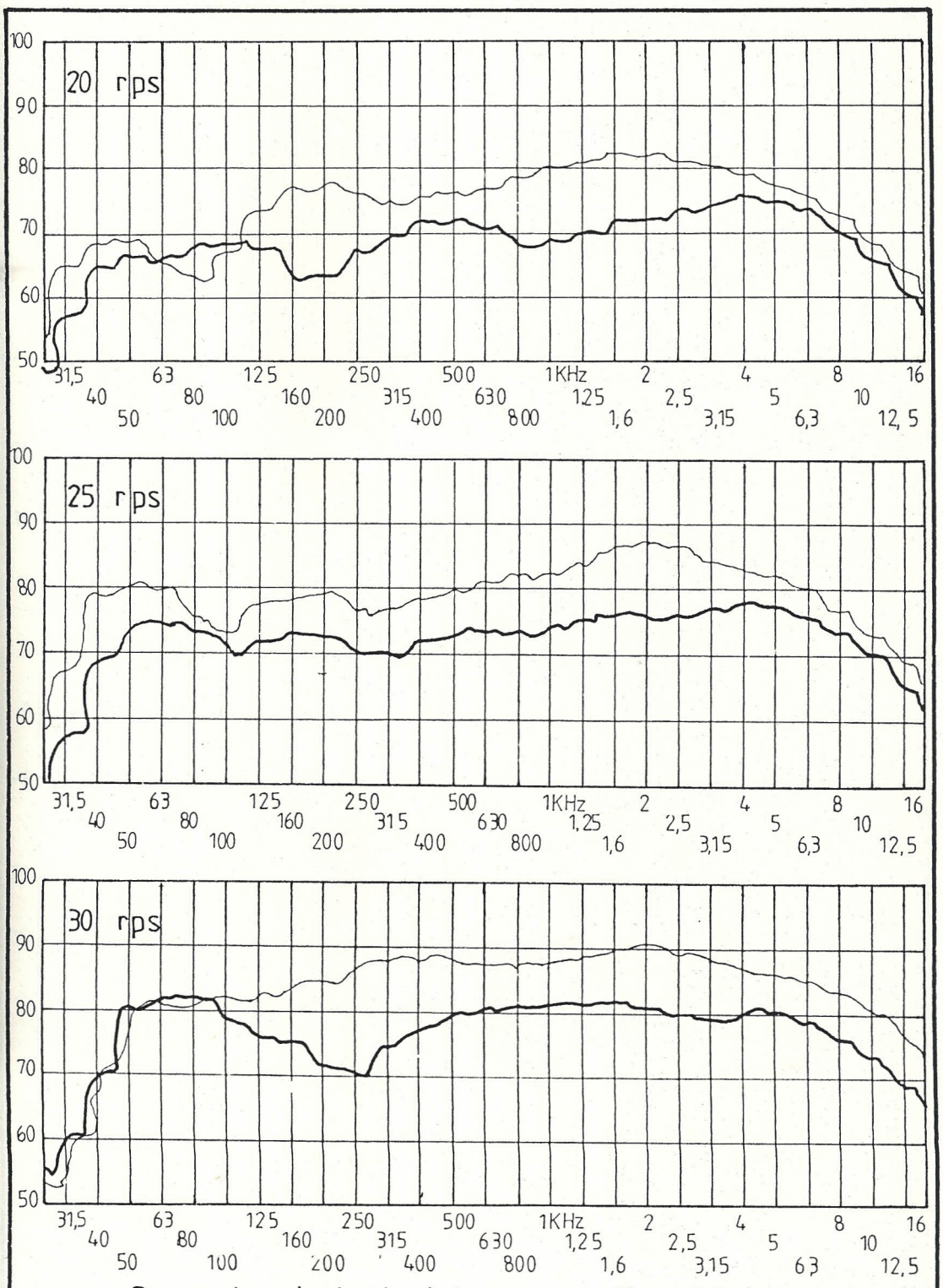


Fig. 4.11 Nivel de presión sonora $Lp_{(A)}$



Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Sin silenciador

Fig. 4.12 Nivel de presión sonora $Lp_{(A)}$

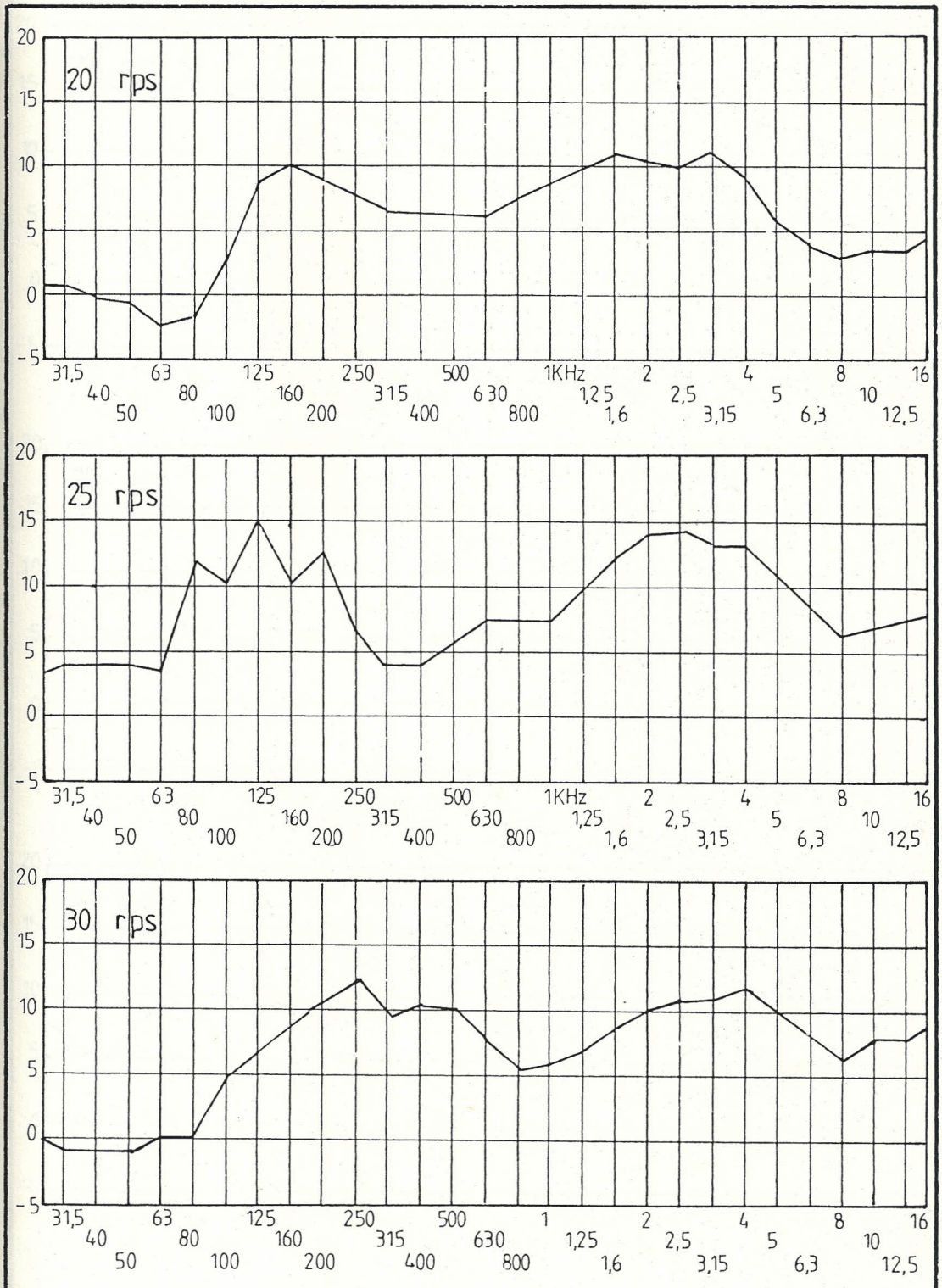


Fig. 4.13 Perdidas por insersión
Simple cámara de expansión

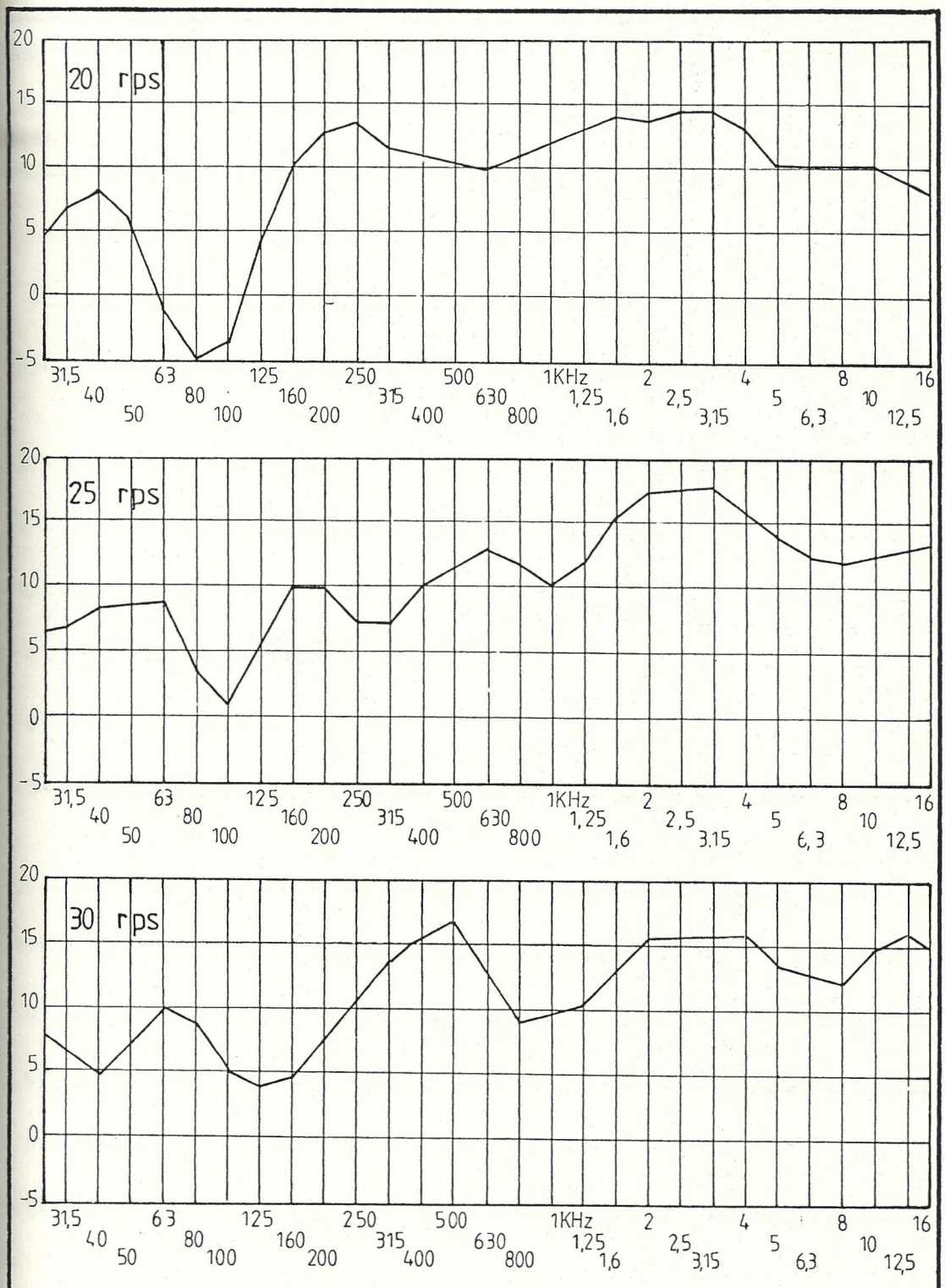


Fig. 4.14 Pérdidas por insersión

Doble cámara de expansión conectada interiormente

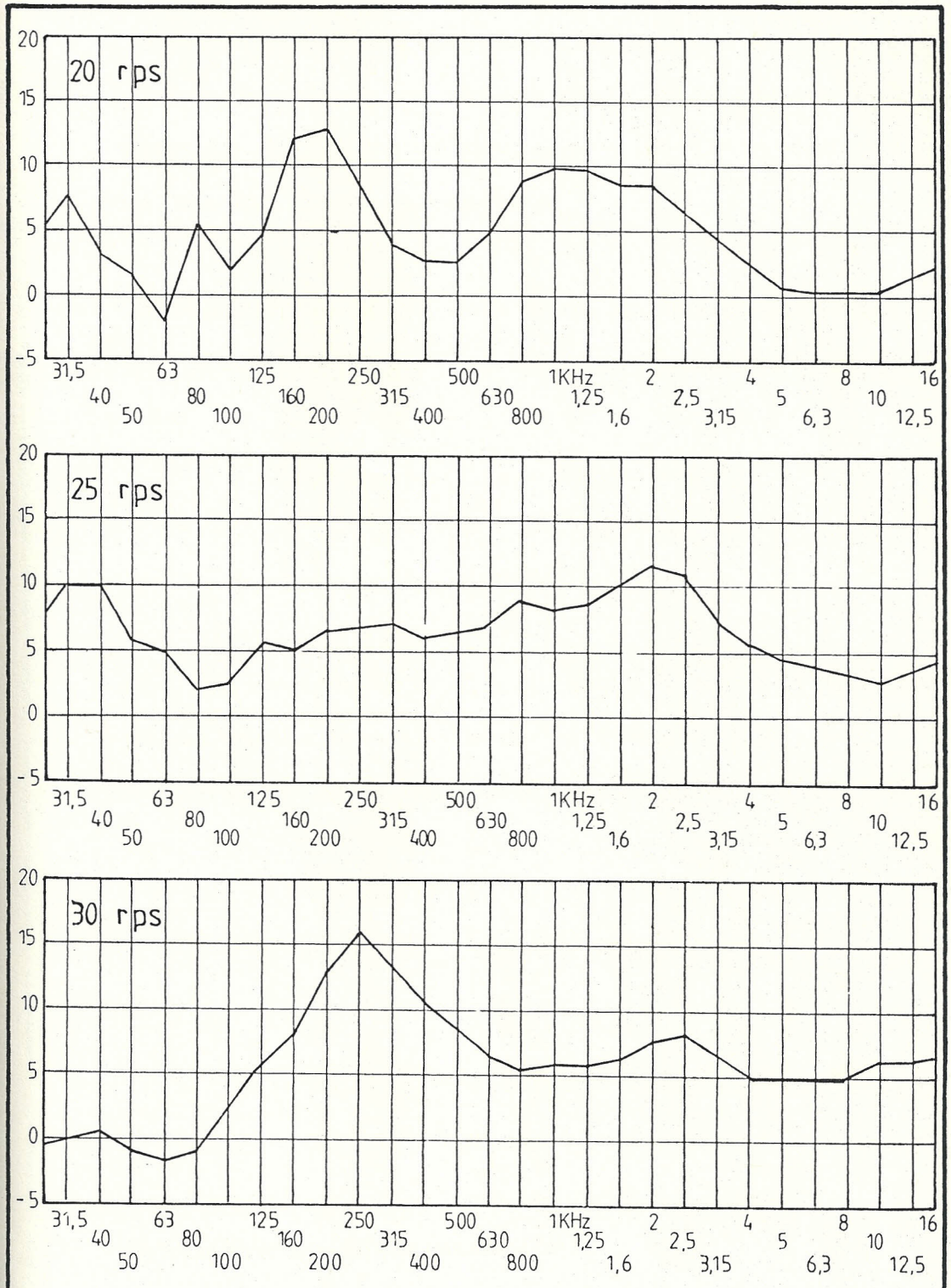


Fig. 4.15 Pérdidas por insersión

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

la entrada del silenciador, Z2 representa la impedancia de la cámara de expansión, Z3 la impedancia a la entrada del tubo de descarga y Z4 la impedancia a la salida del tubo de descarga.

La impedancia Z4 se determina aplicando el método de la sección 2.4 para el caso de abertura final de un tubo.

$$2a = 31.75 \text{ mm.}$$

$$a = 0.016 \text{ mt.}$$

De las figuras 2.7 y 2.8 con ka, se obtiene la magnitud del coeficiente de reflexión $|R|$ y la fase α, para las tres condiciones de operación 20, 25 y 30 rps:

rps	ka	$\|R\|$	α
20	0.48	0.9	0.58
25	0.47	0.9	0.59
30	0.44	0.9	0.58

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = -|R| e^{-2ik\alpha} \qquad (2.32)$$

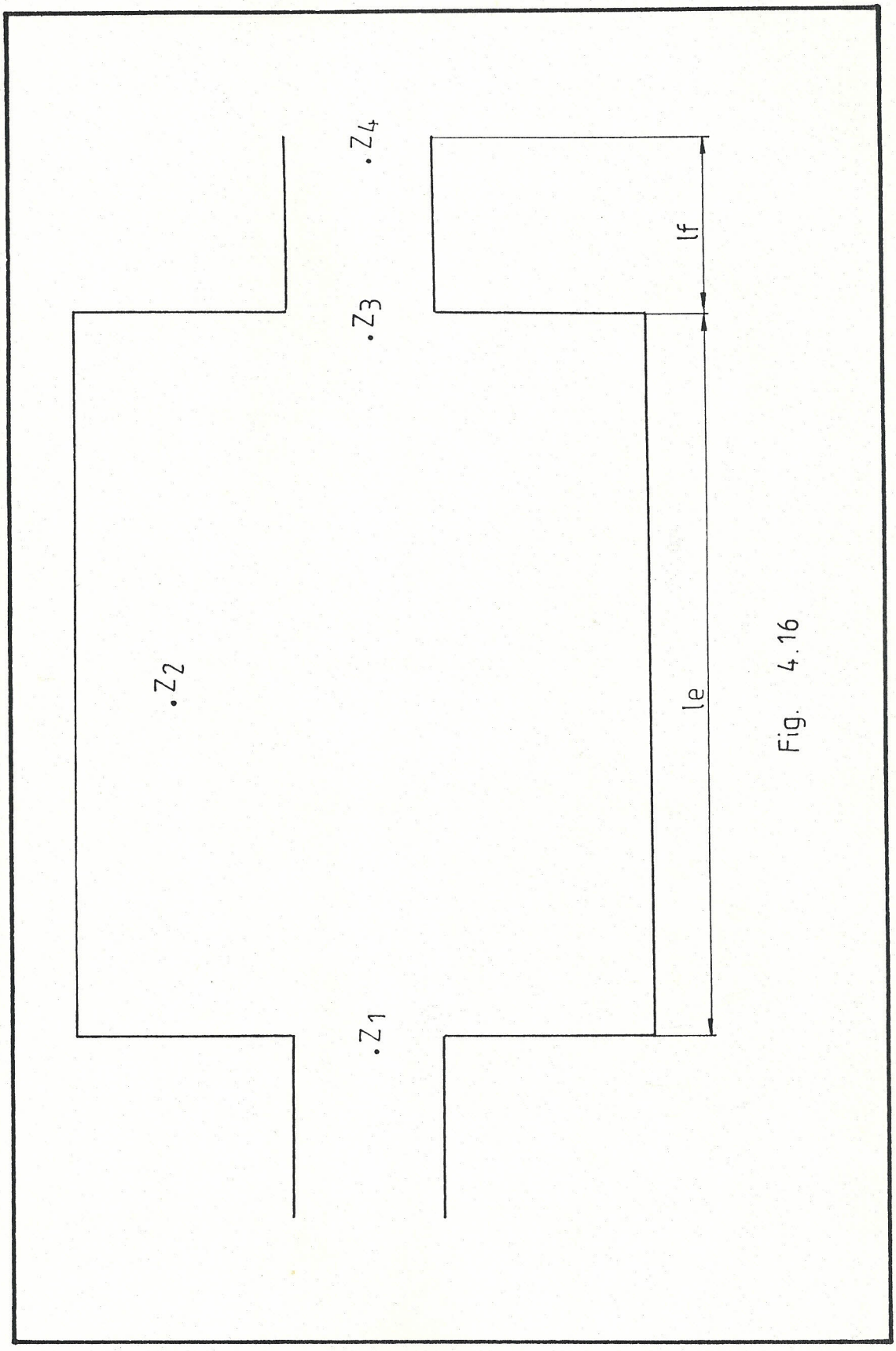


Fig. 4.16

Se tiene respectivamente:

$$R4 = -0.9\, e^{-2i(30)(0.58)}$$

$$R4 = -0.9\, e^{-2i(29)(0.58)}$$

$$R4 = -0.9\, e^{-2i(28)(0.58)}$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$Z = \frac{1 + R}{1 - R} Zo \qquad (2.15)$$

Se tendrá la impedancia Z4:

$$Z4 = \frac{1 - 0.9\, e^{-35i}}{1 + 0.9\, e^{-35i}} Zo$$

$$Z4 = \frac{1 - 0.9\, e^{-34i}}{1 + 0.9\, e^{-34i}} Zo$$

$$Z4 = \frac{1 - 0.9\, e^{-32i}}{1 + 0.9\, e^{-32i}} Zo$$

Racionalizando y sustituyendo los términos exponenciales imaginarios por funciones sinusoidales, se tiene:

$$Z4 = (1.01 - 4.14i)\, Zo$$

$$Z4 = (2.24 + 4.06i)\, Zo$$

$$Z4 = (0.02 + 0.28i)\, Zo$$

La impedancia Z3, se obtiene sustituyendo en la ecuación:

$$\frac{Z}{Zo} = \frac{(Z4/Zo)\ \text{Cos}\ kl + i\ \text{Sen}\ kl}{\text{Cos}\ kl + i\ (Z4/Zo)\ \text{Sen}\ kl} \qquad (2.37)$$

Una longitud estándar de 170 mm al extremo del silenciador:

$$\frac{Z3}{Zo} = \frac{(1.01-4.14i)\text{Cos}(30)(0.17) + i\text{Sen}(30)(0.17)}{\text{cos}(30)(0.17) + i(1.01-4.14i)\text{Sen}(30)(0.17)}$$

$$\frac{Z3}{Zo} = \frac{(2.24+4.06i)\text{Cos}(29)(0.17) + i\text{Sen}(29)(0.17)}{\text{cos}(29)(0.17) + i(2.24+4.06i)\text{Sen}(29)(0.17)}$$

$$\frac{Z3}{Zo} = \frac{(0.02+0.28i)\text{Cos}(28)(0.17) + i\text{Sen}(28)(0.17)}{\text{cos}(28)(0.17) + i(0.02+0.28i)\text{Sen}(28)(0.17)}$$

Resolviendo las operaciones y racionalizando, se tiene:

$$Z3/Zo = 0.08 + 0.70\ i$$

$$Z3/Zo = 0.10 + 0.03\ i$$

$$Z3/Zo = 0.18 - 3.00\ i$$

Sustituyendo Zo por los valores de la tabla V se tiene:

$$Z3 = 35040 + 306600\ i$$

$$Z3 = 42800 + 12840\ i$$

$$Z3 = 77040 - 1284000\ i$$

Para determinar la impedancia Z2, debemos recurrir a:

$$Z2 = - i\ c^2\ \rho / w\ V \qquad (2.42)$$

donde: $w = 2\pi f$ y $V = \pi D^2 le$

Sustituyendo los parámetros por:

c = 423, 429, 452 mt/seg.

ρ = 0.82, 0.79, 0.75 Kg/m3.

f = 2000 Hz.

D = 101.6 mm.

le= 393 mm.

Se obtiene:

$$Z2 = -916\,i;\ -908\,i;\ -957\,i;$$

Para 20, 25 y 30 rps respectivamente.

La impedancia Z1, se obtiene aplicando la analogia de la teoria eléctrica de malla a Z2 y Z3, de tal manera que:

$$Z1 = \frac{Z2 * Z3}{Z2 + Z3}$$

Luego, para las tres condiciones de operación:

$$Z1 = 0 - 919i;\ 18 - 911i;\ 0 - 955i$$

Transmisión.-

Sustituyendo en la ecuación:

$$T = \{ \cos kle + i\ \tfrac{1}{2}(m + 1/m) \operatorname{Sen} kle \}^{-1} \qquad (2.16)$$

los parámetros por:

m = 3.2

le = 393 mm

k = 2πf/c; siendo f = 2000 Hz. y c = 423, 429, 452 m/s

Para 20, 25 y 30 rps, se tiene:

$$T = 0.3 - 0.6i;\ 0.2 - 0.6i;\ 0 - 0.6i$$

Obteniéndose una magnitud de:

$$T = 0.7;\ 0.6;\ 0.6$$

Reflexión

Haciéndose las mismas sustituciones anteriores en la ecuación:

$$R = i\ \frac{½\ (m - 1/m)\ \text{Sen}\ kle}{\cos kle + i\ ½\ (m + 1/m)\ \text{Sen}\ kle} \qquad (2.17)$$

Se obtiene:

$$R = 0.8 - 0.4i;\ 0.9 - 0.3i;\ 1 - 0i$$

Y una magnitud de:

$$R = 0.9;\ 0.9;\ 1$$

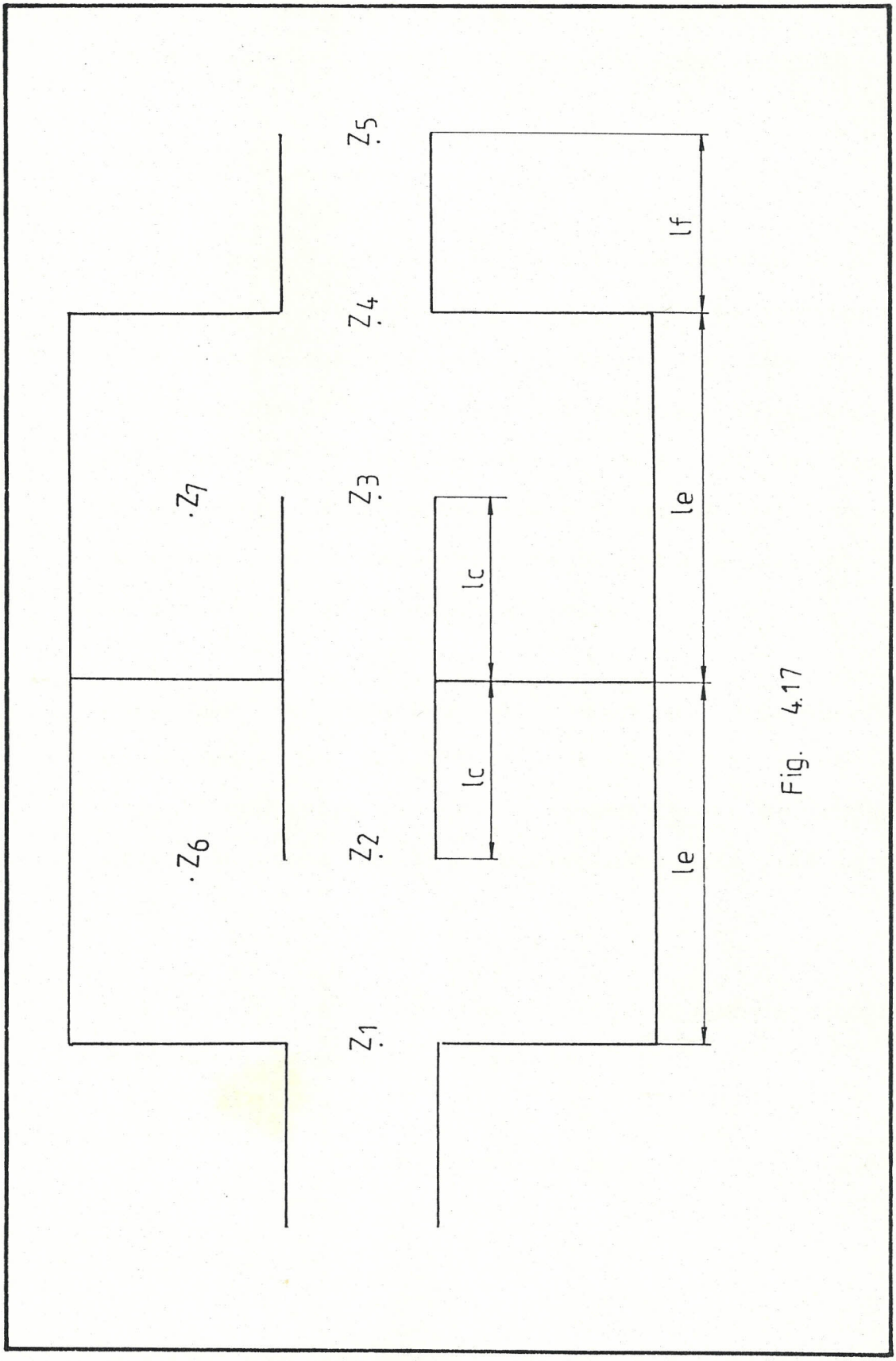


Fig. 4.17

Doble cámara de expansión conectada interiormente

Impedancia

En la figura # 4.17, Z1 representa la impedancia a la entrada del silenciador, Z2 representa la impedancia a la entrada del tubo que conecta las dos cámaras, Z3 la impedancia a la salida del tubo que conecta las dos cámaras, Z4 la impedancia a la entrada del tubo de descarga, Z5 la impedancia a la salida del tubo de descarga, Z6 la impedancia de la primera cámara y Z7 la impedancia de la segunda cámara.

Dado que la longitud del tubo en el extremo del silenciador es de 170 mm y el diámetro 31.75 mm (igual que para el caso de simple cámara de expansión), se tiene que Z5 es equivalente a Z4 y Z4 lo es a Z3.

Las impedancias de las cámaras Z6 y Z7, son encontradas sustituyendo en la ecuación:

$$Z = - i c^2 \rho / w V \qquad (2.42)$$

los parámetros:

c = 423, 429, 452 m/s.

ρ = 0.82, 0.79, 0.75 Kg/m3.

f = 2000 Hz.

le = 2456.5 mm.

Se obtiene:

$$Z6 = Z7 = -1461\,i;\ -1447\,i;\ -1525\,i$$

Para 20, 25 y 30 rps respectivamente.

La impedancia Z3 se obtiene aplicando la analogía de la teoría eléctrica de malla, así:

$$Z3 = \frac{Z4 * Z7}{Z4 + Z7}$$

Para las tres condiciones de operación:

$$Z3 = 1 - 1472i;\ 46 - 1459i;\ 0 - 1524i$$

La impedancia Z2 se obtiene sustituyendo en la ecuación:

$$\frac{Z2}{Zo} = \frac{(Z3/Zo)\ \text{Cos}\ klc + i\ \text{Sen}\ klc}{\text{Cos}\ klc + i\ (Z3/Zo)\ \text{Sen}\ klc} \qquad (2.37)$$

Los parámetros:

lc = 123.25 mm.

k = 2πf/c; siendo f = 2000 Hz y c = 423, 429, 452 m/s

Así:

$$Z2 = 0,\ 0,\ 0$$

Para las tres condiciones de operación.

La impedancia Z1 se obtiene aplicando la analogía de la teoría eléctrica de malla:

$$Z3 = \frac{Z6 * Z2}{Z6 + Z2}$$

Quedando para 20, 25 y 30 rps:

$$Z1 = 0,\ 0,\ 0$$

Transmisión

En la ecuación:

$$A1/A7 = \{\cos 2kle - (m-1)\ \text{sen}\ 2kle\ \text{Tan}\ klc) + i/2.\{$$
$$\{(m+1/m)\ \text{sen}\ 2kle + (m-1)\ \text{Tan}\ klc\ [$$
$$[(m+1/m)\ \cos 2kle - (m-1/m)]\ ) \qquad (2.20)$$

Se realiza las sustituciones:

m = 3.2

le = 246.5 mm.

lc = 123.25 mm.

k = 2πf; siendo f = 2000 Hz y c = 423, 429, 452 m/s

E invirtiendo la relación A1/A7, se obtiene para 20, 25 y 30 rps respectivamente:

$$T = -0.4 + 0.3i;\ -0.6 + 0.2i;\ -0.2 - 0.9i$$

De magnitud:

$$T = 0.5;\ 0.6;\ 0.9$$

Reflexión

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = \frac{(Z1/Zo) - 1}{(Z1/Zo) + 1} \qquad (2.14)$$

La impedancia Z1 y la impedancia Zo de la tabla V, se tiene:

$$R = -1,\ -1,\ -1$$

Y de magnitud:

$$R = 1, 1, 1$$

Para 20, 25 y 30 rps.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Impedancia

En la figura # 4.18, Z1 representa la impedancia a la entrada del silenciador, Z2 la impedancia antes de la desviación, Z3 la impedancia en la desviación, Z4 la impedancia del orificio o de los orificios, según sea el caso, Z5 la impedancia de la cámara de expansión, Z6 la impedancia después de la desviación y Z7 la impedancia a la salida del tubo de descarga.

La impedancia Z7 es equivalente a la impedancia Z4 del caso simple cámara de expansión, puesto que el diámetro del tubo de escape en la sección posterior del silenciador, no se ha alterado, con relación a los tipos de silenciadores anteriormente tratados.

La impedancia Z6 se determina sustituyendo en:

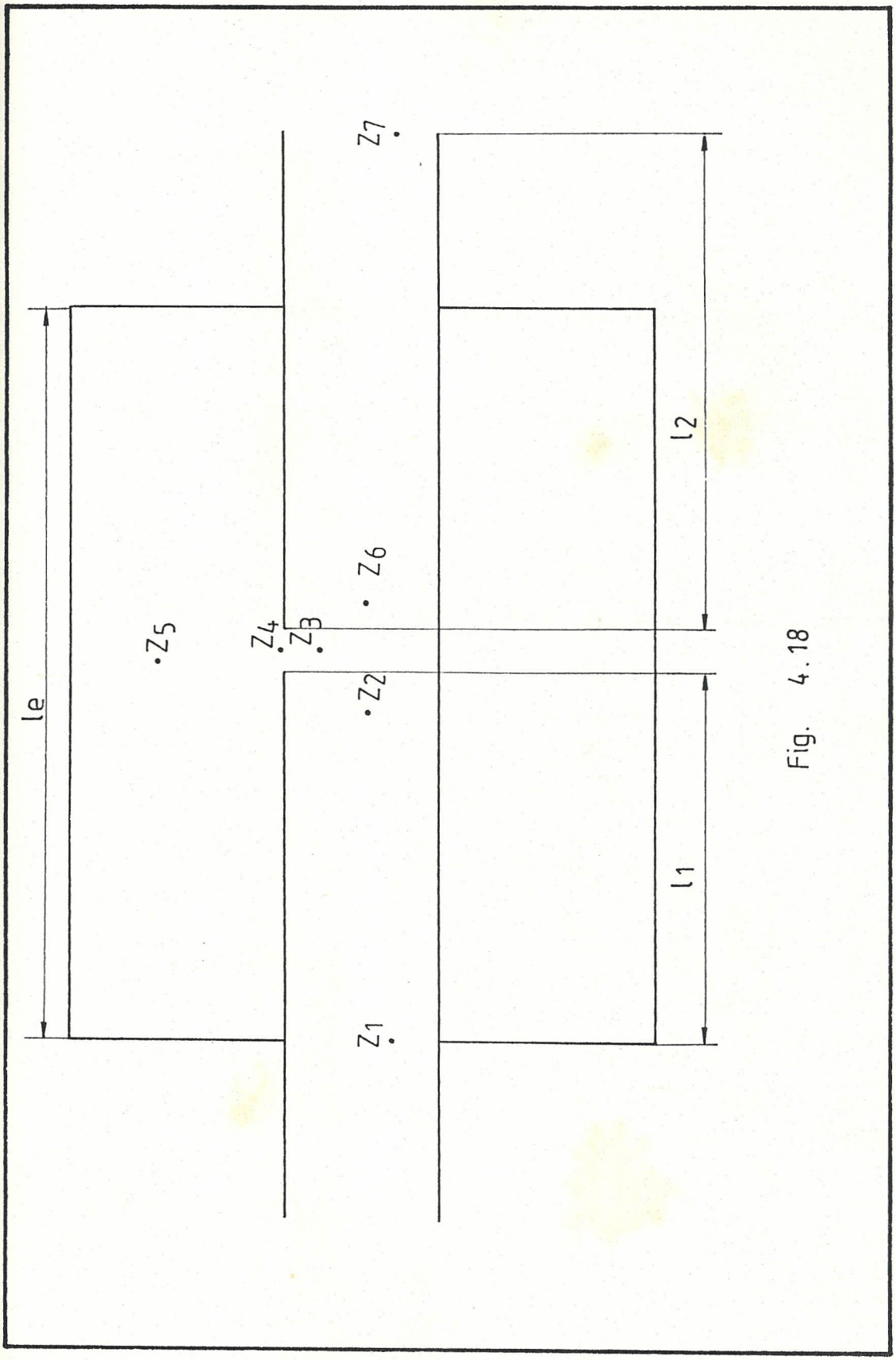


Fig. 4.18

$$\frac{Z6}{Zo} = \frac{(Z7/Zo)\ \text{Cos}\ k12 + i\ \text{Sen}\ k12}{\text{Cos}\ k12 + i\ (Z7/Zo)\ \text{Sen}\ k12} \qquad (2.37)$$

Los paràmetros:

12 = 114

k = 2πf/c; siendo f = 2000 Hz y c = 423, 429, 452 m/s

Resultando para 20, 25 y 30 rps respectivamente:

$$Z6 = 0 - 2\ i;\ 9 + 2\ i;\ 0$$

La impedancia Z5 al sustituirse en las ecuaciones:

$$Z5 = -\ i\ c^2\ \rho\ /\ w\ V \qquad (2.42)$$

$$W = 2\pi f$$

$$V = \pi/4(D^2 - d^2)\ le$$

Los paràmetros:

c = 423, 429, 452 m/s

ρ = 0.82, 0.79; 0.75 Kg/m3.

f = 2000 Hz.

D = 101.6 mm.

d = 31.75 mm.

le = 493 mm.

Se obtiene para 20, 25 y 30 rps respectivamente:

$$Z5 = -3237\ i;\ -3208\ i;\ -3381\ i$$

La impedancia Z4, al sustituirse en la ecuación:

$$Z4 = i\ w\ \rho / Co \qquad (2.43)$$

Los parámetros:

$w = 2\pi f$; siendo $f = 2000$ Hz.

$\rho = 0.82;\ 0.79;\ 0.75$ Kg/m3.

$Co = 0.44$

Se obtiene para 20, 25 y 30 rps respectivamente:

$$Z4 = 21468\ i;\ 20682\ i;\ 19635\ i$$

La impedancia Z3, se obtiene aplicando la analogia de la teoria eléctrica de malla:

$$Z3 = Z4 + Z5$$

Luego, para 20, 25 y 30 rps:

$$Z3 = 18231\ i;\ 17474\ i;\ 16254\ i$$

La impedancia Z2, se obtiene al aplicar la analogia de la teoria eléctrica de malla, asi:

$$Z3 = \frac{Z3 * Z6}{Z3 + Z6}$$

Resultando para las tres condiciones de operación:

$$Z2 = 0 - 2\,i;\ 9 + 2\,i;\ 0$$

La impedancia Z1, se encuentra sustituyendo en la ecuación:

$$\frac{Z1}{Zo} = \frac{(Z2/Zo)\ \mathrm{Cos}\ k11 + i\ \mathrm{Sen}\ k11}{\mathrm{Cos}\ k11 + i\ (Z1/Zo)\ \mathrm{Sen}\ k11} \qquad (2.37)$$

Los parámetros:

l1 = 116 mm.

$k = 2\pi f/c$; siendo f = 2000 Hz y c = 423, 429, 452 m/s

Quedando para las tres condiciones de operación:

$$Z1 = 0$$

transmisión

Sustituyendo en la ecuación:

$$T = \frac{1}{1 + (Zo/2\ Z3)} \qquad (2.23)$$

La impedancia Z3 y la Impedancia Zo de la tabla V, se obtiene para 20, 25 y 30 rps:

$$T = 0$$

Reflexión

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = \frac{1}{1 + (2\ Z3/Zo)} \qquad (2.24)$$

La impedancia Z3 y la impedancia Zo de la tabla V, se obtienen para 20, 25 y 30 rps:

$$R = 1$$

CAPITULO V

DISEÑO Y PRUEBAS DE SILENCIADOR TIPO ABSORTIVO

5.1 MODIFICACION DE LOS DISEÑOS PRELIMINARES MEDIANTE EL USO DE MATERIAL ABSORTIVO.

El material absortivo utilizado para modificar los silenciadores reactivos, fue lana de vidrio, de fabricación nacional, con un espesor de 25.4 mm (1 pulgada).

Debido a que se le da un uso como aislante térmico y no como material absortivo acústico, no se han determinado sus caracteristicas acústicas, tales como la atenuación por unidad de longitud; por lo tanto no es posible predecir matemáticamente el comportamiento de estos silenciadores, con las ecuaciones deducidas en la sección 2.3.

El material absortivo fue colocado unicamente en las cámaras de expansión, para los distintos modelos de silenciadores reactivos ya tratados en el capitulo IV, obteniéndose de las pruebas los siguientes resultados:

TABLA XXIV

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA

DIMENSIONES: LONGITUD DE LA CAMARA 293.0 mm.
DIAMETRO DE LA CAMARA 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.6	741.02	1726.71	42.92	84
1	20	4.3	300.60	440.42		
2	20	4.3	300.60	440.42		
3	20	4.3	300.60	440.42		
4	20	4.8	335.66	405.46		
-	25	16.2	1415.64	2957.92	47.86	76
1	25	7.6	664.13	751.51		
2	25	7.6	664.13	751.51		
3	25	7.6	664.13	751.51		
4	25	8.2	716.56	699.08		
-	30	21.0	2202.10	4037.18	54.55	82
1	30	11.2	1174.45	1027.65		
2	30	11.2	1174.45	1027.65		
3	30	11.2	1174.45	1027.65		
4	30	11.9	1247.86	954.24		

TABLA XXV

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA

DIMENSIONES: LONGITUD DE LA CAMARA 343.0 mm.
DIAMETRO DE LA CAMARA 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.4	727.04	1705.74	42.62	96
1	20	4.2	293.61	433.43		
2	20	4.2	293.61	433.43		
3	20	4.2	293.61	433.43		
4	20	4.6	321.58	405.46		
–	25	16.2	1450.59	3049.74	47.56	84
1	25	7.7	672.86	777.73		
2	25	7.7	672.86	777.73		
3	25	7.7	672.86	777.73		
4	25	8.4	734.03	716.56		
–	30	21.2	2223.07	4047.65	54.92	89
1	30	11.6	1216.40	1006.67		
2	30	11.6	1216.40	1006.67		
3	30	11.6	1216.40	1006.67		
4	30	11.4	1195.43	1027.64		

TABLA XXVI

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA

DIMENSIONES: LONGITUD DE LA CAMARA 393.0 mm.
DIAMETRO DE LA CAMARA 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	9.8	685.10	1433.12	47.80	107
1	20	4.6	321.58	363.52		
2	20	4.6	321.58	363.52		
3	20	4.6	321.58	363.52		
4	20	4.9	342.55	342.55		
-	25	17.0	1485.55	2027.35	73.28	98
1	25	11.1	969.97	515.58		
2	25	11.1	969.97	515.58		
3	25	11.1	969.97	515.58		
4	25	11.5	1004.93	480.62		
-	30	20.8	2181.13	3533.84	61.72	106
1	30	12.2	1279.32	901.81		
2	30	12.2	1279.32	901.81		
3	30	12.2	1279.32	901.81		
4	30	12.9	1352.72	828.41		

TABLA XXVII

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA

DIMENSIONES: LONGITUD DE LA CAMARA 443.0 mm.
DIAMETRO DE LA CAMARA 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.2	713.06	1642.83	43.40	130
1	20	4.2	293.61	419.45		
2	20	4.2	293.61	419.45		
3	20	4.2	293.61	419.45		
4	20	4.7	328.57	384.49		
–	25	15.8	1380.68	2673.97	51.63	138
1	25	8.0	699.08	681.60		
2	25	8.0	699.08	681.60		
3	25	8.0	699.08	681.60		
4	25	8.6	751.51	629.17		
–	30	22.0	2306.96	3827.45	60.27	114
1	30	12.7	1331.75	975.21		
2	30	12.7	1331.75	975.21		
3	30	12.7	1331.75	975.21		
4	30	13.4	1405.15	901.81		

TABLA XXVIII

TIPO DE SILENCIADOR: SIMPLE CAMARA DE EXPANSION CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA

DIMENSIONES: LONGITUD DE LA CAMARA 493.0 mm.
DIAMETRO DE LA CAMARA 101.6 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.8	755.01	1202.44	62.79	184
1	20	6.4	447.41	307.60		
2	20	6.4	447.41	307.60		
3	20	6.4	447.41	307.60		
4	20	6.8	475.37	279.64		
-	25	16.2	1415.64	2298.24	61.60	114
1	25	9.5	830.16	585.48		
2	25	9.5	830.16	585.48		
3	25	9.5	830.16	585.48		
4	25	10.0	873.85	541.79		
-	30	21.8	2285.99	3324.12	68.77	194
1	30	13.7	1436.61	849.38		
2	30	13.7	1436.61	849.38		
3	30	13.7	1436.61	849.38		
4	30	14.4	1510.01	775.98		

TABLA XXIX

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADA INTERIORMENTE, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	146.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	73.25 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	9.6	671.12	1530.99	43.84	59
1	20	4.0	279.63	391.49		
2	20	4.0	279.63	391.49		
3	20	4.0	279.63	391.49		
4	20	4.5	314.59	356.53		
-	25	14.9	1302.04	2743.90	47.45	56
1	25	6.9	602.96	699.08		
2	25	6.9	602.96	699.08		
3	25	6.9	602.96	699.48		
4	25	7.5	655.39	646.65		
-	30	20.9	2191.62	4320.34	50.73	63
1	30	10.4	1090.56	1101.06		
2	30	10.4	1090.56	1101.06		
3	30	10.4	1090.56	1101.06		
4	30	11.2	1174.45	1017.17		

TABLA XXX

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADA INTERIORMENTE, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	171.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	85.75 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.2	713.06	1342.23	53.12	62
1	20	5.3	370.51	342.55		
2	20	5.3	370.51	342.55		
3	20	5.3	370.51	342.55		
4	20	5.7	398.48	314.58		
-	25	15.2	1328.25	2708.93	49.03	59
1	25	7.3	637.91	690.34		
2	25	7.3	637.91	690.34		
3	25	7.3	637.91	690.34		
4	25	7.9	690.34	637.91		
-	30	21.2	2223.07	4236.40	52.48	76
1	30	10.9	1143.00	1080.07		
2	30	10.9	1143.00	1080.07		
3	30	10.9	1143.00	1080.07		
4	30	11.7	1226.89	996.18		

TABLA XXXII

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADA INTERIORMENTE, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	221.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	110.75 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	9.4	657.14	1565.96	41.96	76
1	20	3.7	258.66	398.48		
2	20	3.7	258.66	398.48		
3	20	3.7	258.66	398.48		
4	20	4.1	286.62	370.52		
–	25	14.6	1275.82	2813.80	45.34	73
1	25	6.4	559.26	716.56		
2	25	6.4	559.26	716.56		
3	25	6.4	559.26	716.56		
4	25	7.0	611.70	664.12		
–	30	20.9	2191.62	4362.27	50.24	109
1	30	10.3	1080.08	1111.54		
2	30	10.3	1080.08	1111.54		
3	30	10.3	1080.08	1111.54		
4	30	11.1	1163.97	1027.65		

TABLA XXXIII

TIPO DE SILENCIADOR: DOBLE CAMARA DE EXPANSION CONECTADA INTERIORMENTE, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LAS CAMARAS.

DIMENSIONES:

LONGITUD DE LAS CAMARAS	246.50 mm.
DIAMETRO DE LAS CAMARAS	101.60 mm.
LONGITUD DEL TUBO CONECTOR	123.25 mm.
DIAMETRO DEL TUBO CONECTOR	31.75 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	9.8	685.10	1426.13	48.04	84
1	20	4.6	321.58	363.52		
2	20	4.6	321.58	363.52		
3	20	4.6	321.58	363.52		
4	20	5.0	349.54	335.56		
-	25	14.5	1267.08	2831.25	44.75	90
1	25	6.3	550.53	716.55		
2	25	6.3	550.53	716.55		
3	25	6.3	550.53	716.55		
4	25	6.7	585.48	681.60		
-	30	20.8	2181.13	4530.04	48.15	114
1	30	9.8	1027.65	1153.48		
2	30	9.8	1027.65	1153.48		
3	30	9.8	1027.65	1153.48		
4	30	10.6	1111.54	1069.59		

TABLA XXXIV

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LA CAMARA	101.60 mm.
LONGITUD DE LA CAMARA	493.60 mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75 mm.
NUMERO DE AGUJEROS	16
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
—	20	10.8	755.01	1831.61	41.22	53
1	20	4.1	286.62	468.39		
2	20	4.1	286.62	468.39		
3	20	4.1	286.62	468.39		
4	20	4.7	328.57	426.44		
—	25	15.8	1380.68	2953.61	46.75	61
1	25	7.2	629.17	751.51		
2	25	7.2	629.17	751.51		
3	25	7.2	629.17	751.51		
4	25	7.8	681.60	699.08		
—	30	21.3	2233.56	4236.43	52.72	62
1	30	11.0	1153.48	1080.08		
2	30	11.0	1158.48	1080.08		
3	30	11.0	1158.48	1080.08		
4	30	11.8	1237.37	996.19		

TABLA XXXV

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LA CAMARA	101.60 mm.
LONGITUD DE LA CAMARA	493.00 mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75 mm.
NUMERO DE AGUJEROS	28
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.2	713.06	1614.88	44.16	50
1	20	4.3	300.60	412.46		
2	20	4.3	300.60	412.46		
3	20	4.3	300.60	412.46		
4	20	4.8	335.56	377.50		
–	25	16.2	1415.64	2735.15	51.76	50
1	25	8.2	716.56	699.08		
2	25	8.2	716.56	699.08		
3	25	8.2	716.56	699.08		
4	25	8.9	777.73	637.91		
–	30	22.0	2306.96	3795.99	60.77	52
1	30	12.8	1342.23	964.73		
2	30	12.8	1342.23	964.73		
3	30	12.8	1342.23	964.73		
4	30	13.4	1405.15	901.81		

TABLA XXXVI

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

DIMENSIONES:		
DIAMETRO DE LA CAMARA	101.60	mm.
LONGITUD DE LA CAMARA	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	43	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
-	20	10.4	727.04	1782.64	40.78	62
1	20	3.9	272.64	454.40		
2	20	3.9	272.64	454.40		
3	20	3.9	272.64	454.40		
4	20	4.4	307.60	419.44		
-	25	16.4	1433.11	2979.83	48.09	66
1	25	7.7	672.86	760.25		
2	25	7.7	672.86	760.25		
3	25	7.7	672.86	760.25		
4	25	8.4	734.03	699.08		
-	30	21.4	2244.05	4068.67	55.15	61
1	30	11.5	1205.91	1038.14		
2	30	11.5	1205.91	1038.14		
3	30	11.5	1205.91	1038.14		
4	30	12.3	1289.80	954.25		

TABLA XXXVII

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

DIMENSIONES:

DIAMETRO DE LA CAMARA	101.60 mm.
LONGITUD DE LA CAMARA	493.00 mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75 mm.
NUMERO DE AGUJEROS	63
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29 mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
—	20	10.6	741.02	1754.68	42.23	67
1	20	4.2	293.61	447.41		
2	20	4.2	293.61	447.41		
3	20	4.2	293.61	447.41		
4	20	4.7	328.87	412.45		
—	25	15.8	1380.68	3119.63	44.26	68
1	25	6.7	585.48	795.20		
2	25	6.7	585.48	795.20		
3	25	6.7	585.48	795.20		
4	25	7.4	646.65	734.03		
—	30	20.1	2107.73	4897.07	43.04	66
1	30	8.2	859.87	1247.86		
2	30	8.2	859.87	1247.86		
3	30	8.2	859.87	1247.86		
4	30	9.1	954.24	1153.49		

TABLA XXXVIII

TIPO DE SILENCIADOR: RESONADOR SIMPLE DE TUBO CONCENTRICO PERFORADO, CON MATERIAL ABSORTIVO EN LA CAMARA.

DIMENSIONES:		
DIAMETRO DE LA CAMARA	101.60	mm.
LONGITUD DE LA CAMARA	493.00	mm.
DIAMETRO DEL TUBO PERFORADO	31.75	mm.
NUMERO DE AGUJEROS	83	
DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	14.29	mm.

CILINDRO AUSENTE	V (rps)	TORQUE (Nt/m)	POTENCIA AL FRENO (Watt)	POTENCIA INDICADA (Watt)	EFICIENCIA %	CAIDA DE PRES. mm.H2O
–	20	10.8	755.01	1838.60	41.06	73
1	20	4.1	286.62	468.39		
2	20	4.1	286.62	468.39		
3	20	4.1	286.62	468.39		
4	20	4.6	321.58	433.43		
–	25	16.0	1398.16	3250.73	43.01	81
1	25	6.5	568.00	830.16		
2	25	6.5	568.00	830.16		
3	25	6.5	568.00	830.16		
4	25	7.3	637.91	760.25		
–	30	20.9	2191.62	4530.06	48.38	70
1	30	9.9	1038.13	1153.49		
2	30	9.9	1038.13	1153.49		
3	30	9.9	1038.13	1153.49		
4	30	10.7	1122.02	1069.60		

5.2 EFECTO DE LA ADICION DE MATERIAL ABSORTIVO (LANA DE VIDRIO) SOBRE LAS CURVAS EFICIENCIA VERSUS LA CAIDA DE PRESION.

Simple cámara de expansión

Con el silenciador puramente reactivo, la caida de presión y la eficiencia mecánica variaban a:

20 rps de 47 a 82 mm de agua y de 43.93 a 50%.

25 rps de 54 a 72 mm de agua y de 45.01 a 47.02%

30 rps de 57 a 76 mm de agua y de 51.98 a 57.07%

Al adicionar lana de vidrio a la cámara de expansión la caida de presión y la eficiencia varian a:

20 rps de 84 a 184 mm de agua y de 42.62 a 62.79%

25 rps de 76 a 138 mm de agua y de 47.56 a 73.28%

30 rps de 82 a 194 mm de agua y de 54.55 a 68.77%

Doble cámara de expansión conectada interiormente

Con el silenciador puramente reactivo, la caida de presión y la eficiencia mecánica variaban a:

20 rps de 48 a 64 mm de agua y de 42.55 a 59.30%

25 rps de 47 a 82 mm de agua y de 45.08 a 49.04%

30 rps de 36 a 114 mm de agua y de 52.47 a 64.97%

Al adicionar lana de vidrio a las cámaras de expansión, la caida de presión y la eficiencia varian a:

20 rps de 59 a 84 mm de agua y de 41.96 a 48.04%

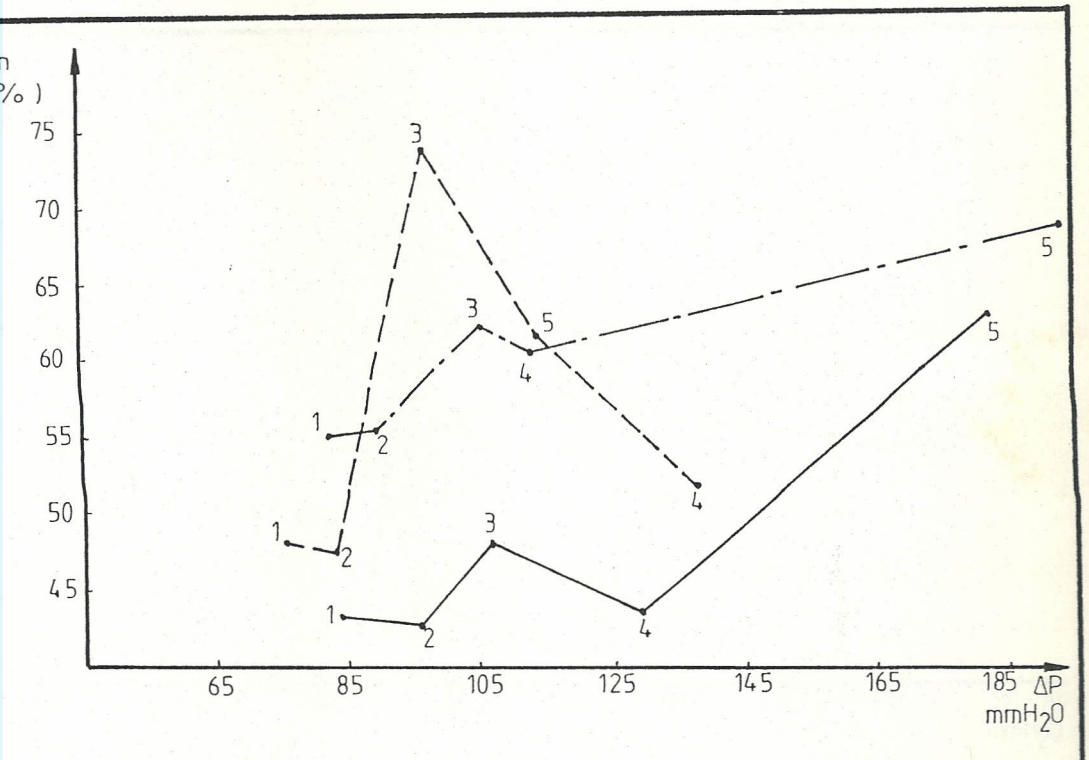


Fig. 5.1 Simple cámara de expansion con material absortivo en la cámara

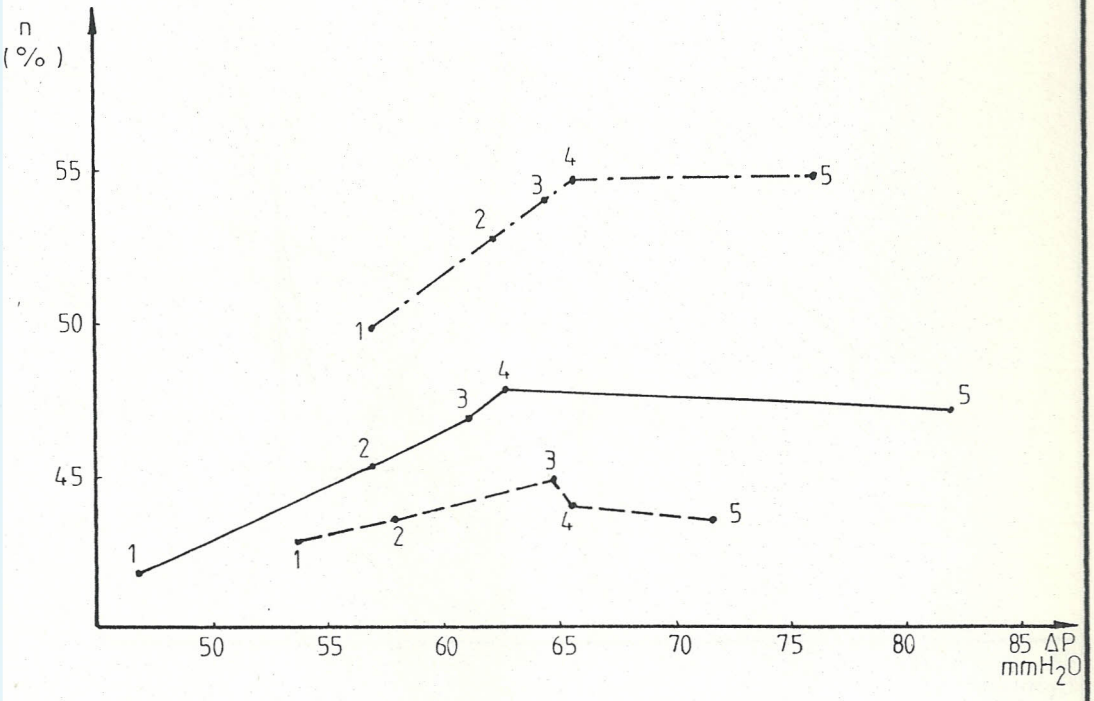


Fig. 4.1 Simple cámara de expansión

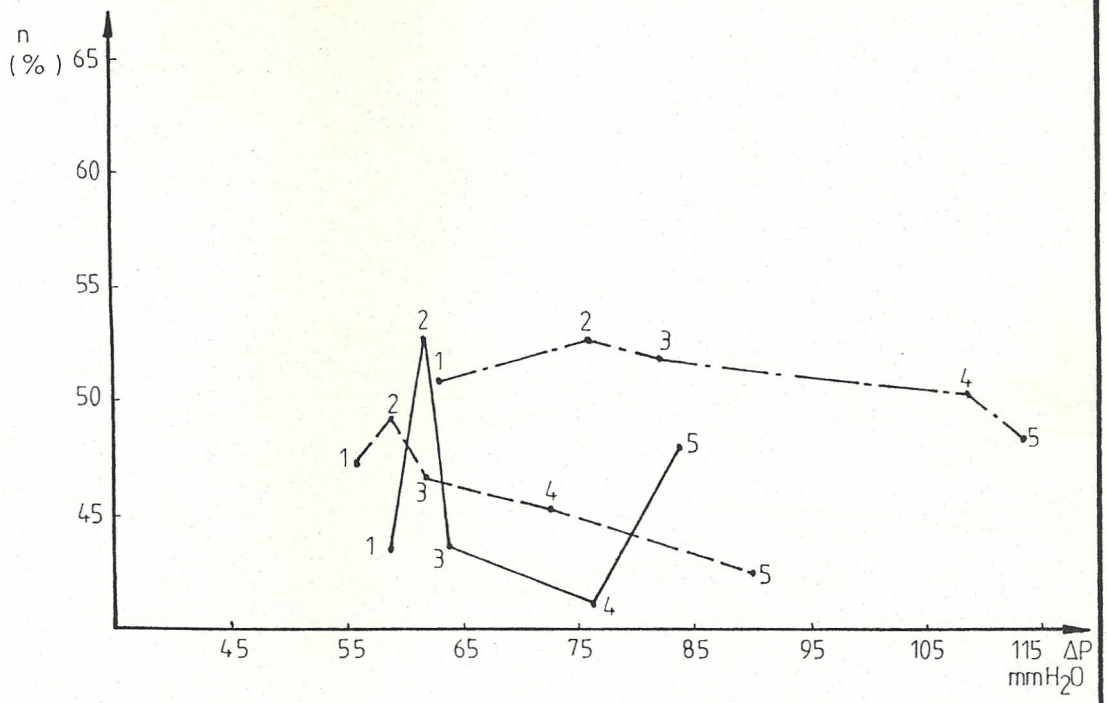


Fig. 5.2 Doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras

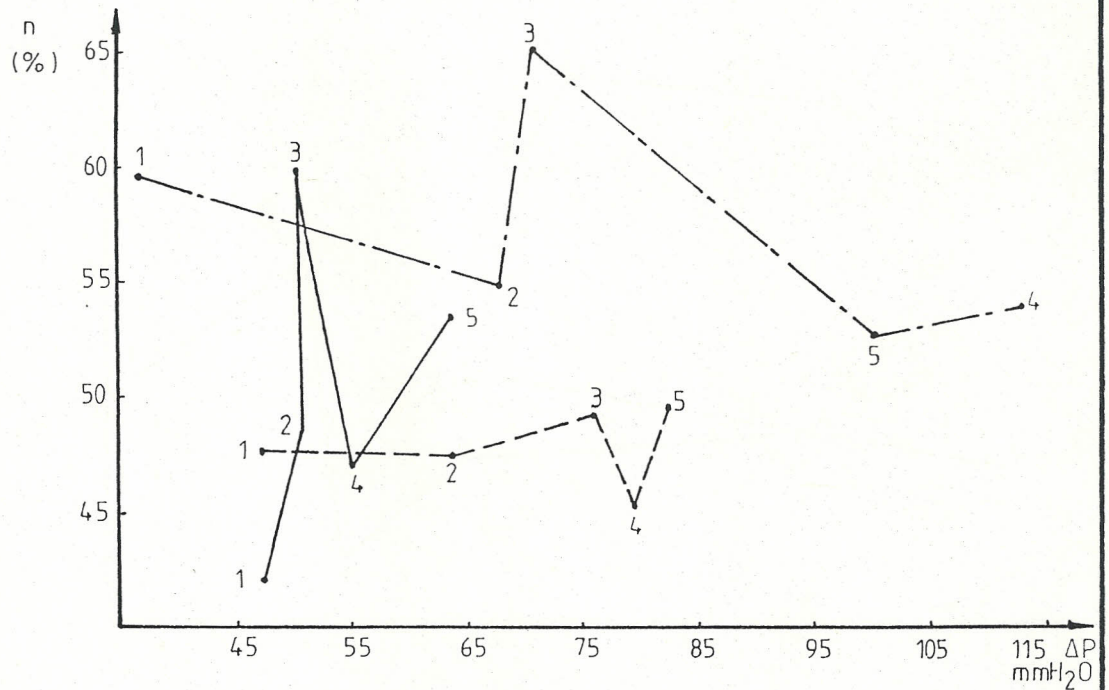


Fig. 4.2 Doble cámara de expansión conectada interiormente

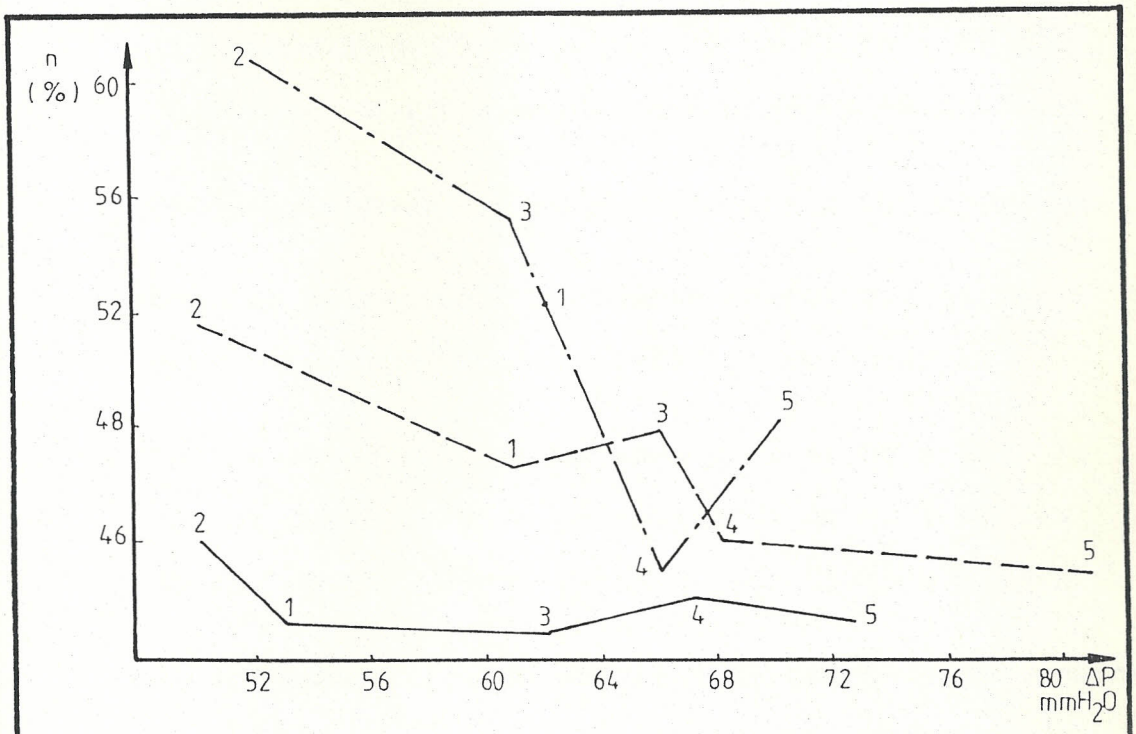


Fig. 5.3 Resonador simple de tubo concentrico perforado con material absortivo en la cámara

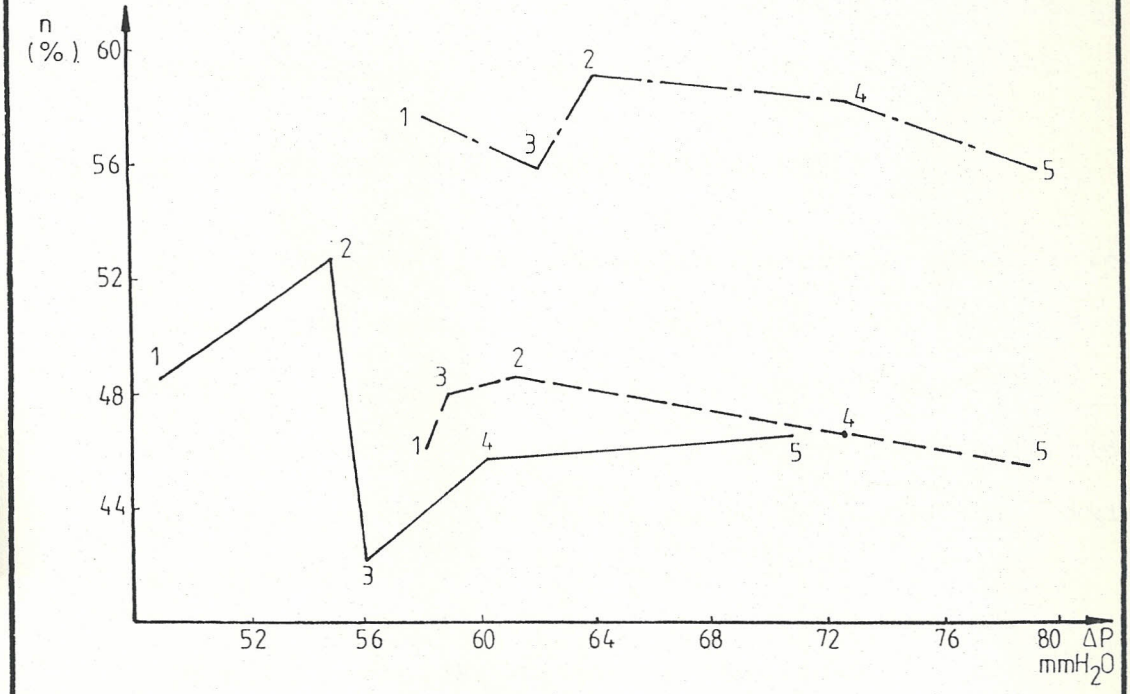


Fig. 4.3 Resonador simple de tubo concentrico perforado

25 rps de 56 a 90 mm de agua y de 44.75 a 49.03%

30 rps de 63 a 114 mm de agua y de 48.15 a 52.48%

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Con el silenciador puramente reactivo, la caida de presión y la eficiencia mecánica variaban a:

20 rps de 49 a 71 mm de agua y de 41.98 a 52.85%

25 rps de 58 a 79 mm de agua y de 45.08 a 48.50%

30 rps de 52 a 80 mm de agua y de 55.45 a 58.92%

Al adicionar lana de vidrio a la cámara de expansión, la caida de presión y la eficiencia varian a:

20 rps de 50 a 73 mm de agua y de 40.78 a 44.16%

25 rps de 50 a 81 mm de agua y de 43.01 a 51.76%

30 rps de 52 a 70 mm de agua y de 43.04 a 60.77%

5.3 SELECCION DEL SILENCIADOR OPTIMO ABSORTIVO

Del gráfico eficiencia versus la caida de presión, para los silenciadores absortivos; en vista de que no ha sido posible predecir la posible atenuación de este tipo de silenciadores, el criterio de selección, será unicamente desde el punto de vista de máxima eficiencia.

- Simple cámara de expansión absortiva:

  Para longitud de cámara le = 493 mm., se producen las eficiencias más altas a 20 y 30 rps, a 25 rps

la eficiencia no es la más alta pero está cercana a la eficiencia alcanzada a 20 rps.

- Doble cámara de expansión absortiva, conectada interiormente:
  Para le = 171.5 mm., se producen las máximas eficiencias a las tres condiciones de operación.

- Resonador simple de tubo concéntrico perforado, absortivo:
  Para le = 493, n = 28 agujeros de 14.29 mm de diámetro se producen las máximas eficiencias a las tres condiciones de operación

5.4 EFECTOS DE LA ADICION DE MATERIAL ABSORTIVO (LANA DE VIDRIO) SOBRE LAS CURVAS PERDIDAS POR INSERCION VERSUS LA FRECUENCIA.

Recordando que el nivel de presión sonora total resulta de la suma en decibeles de los niveles de presión sonora en cada tercio de octavo de banda, siendo los más influyentes los máximos y observando las gráficas de los niveles de presión sonora sin silenciador, podemos ver que entre los 630 y 5000 Hz. se producen los máximos; por lo tanto el análisis será enfocado dentro de este rango de frecuencias.

Simple cámara de expansión.

Con el silenciador puramente reactivo, las pérdidas

por inserción para el rango de frecuencias entre 630 y 5000 Hz., variaban a:

20 rps de 5.5 a 11 dbA
25 rps de 7.5 a 14.5 dbA
30 rps de 5.5 a 12 dbA

Al adicionar lana de vidrio a la cámara de expansión, lás pérdidas por inserción varian a:

20 rps de 10 a 15.5 dbA
25 rps de 10 a 19 dbA
30 rps de 4 a 13.5 dbA

Doble cámara de expansión conectada interiormente

Con el silenciador puramente reactivo, las pérdidas por inserción para el rango de frecuencias entre 630 y 5000 Hz., variaban a:

20 rps de 10 a 14.5 dbA
25 rps de 10.5 a 18 dbA
30 rps de 9.5 a 16 dbA

Al adicionar lana de vidrio a las cámaras de expansión, las pérdidas por inserción varian a:

20 rps de 10 a 14 dbA

25 rps de 16 a 21.5 dbA

30 rps de 17 a 21 dbA

Resonador simple de tubo concéntrico perforado

Con el silenciador puramente reactivo, las pérdidas por inserción para el rango de frecuencias entre 630 y 5000 Hz., variaban a:

20 rps de 1.5 a 10 dbA

25 rps de 4.5 a 11.5 dbA

30 rps de 5 a 8 dbA

Al adicionar lana de vidrio en la cámara de expansión, las pérdidas por inserción varian a:

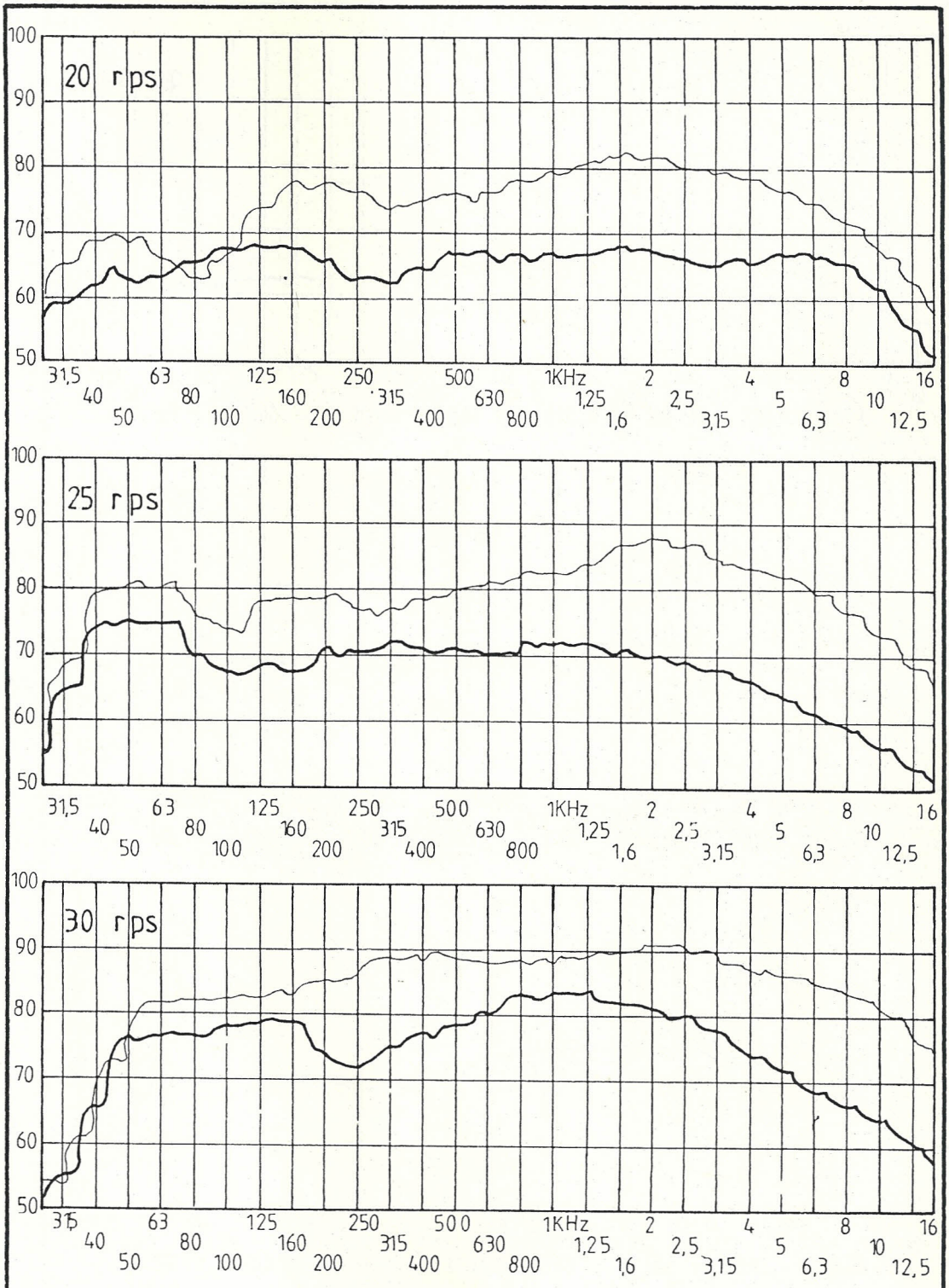
20 rps de 9 a 14 dbA

25 rps de 11 a 17 dbA

30 rps de 8 a 12.5 dbA

5.5 EFECTO DE LOS MATERIALES ABSORTIVOS SOBRE LOS PARAMETROS ACUSTICOS.

Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara.



—— Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara

—— Sin silenciador

Fig. 5.4 Nivel de presión sonora (Lp_A)

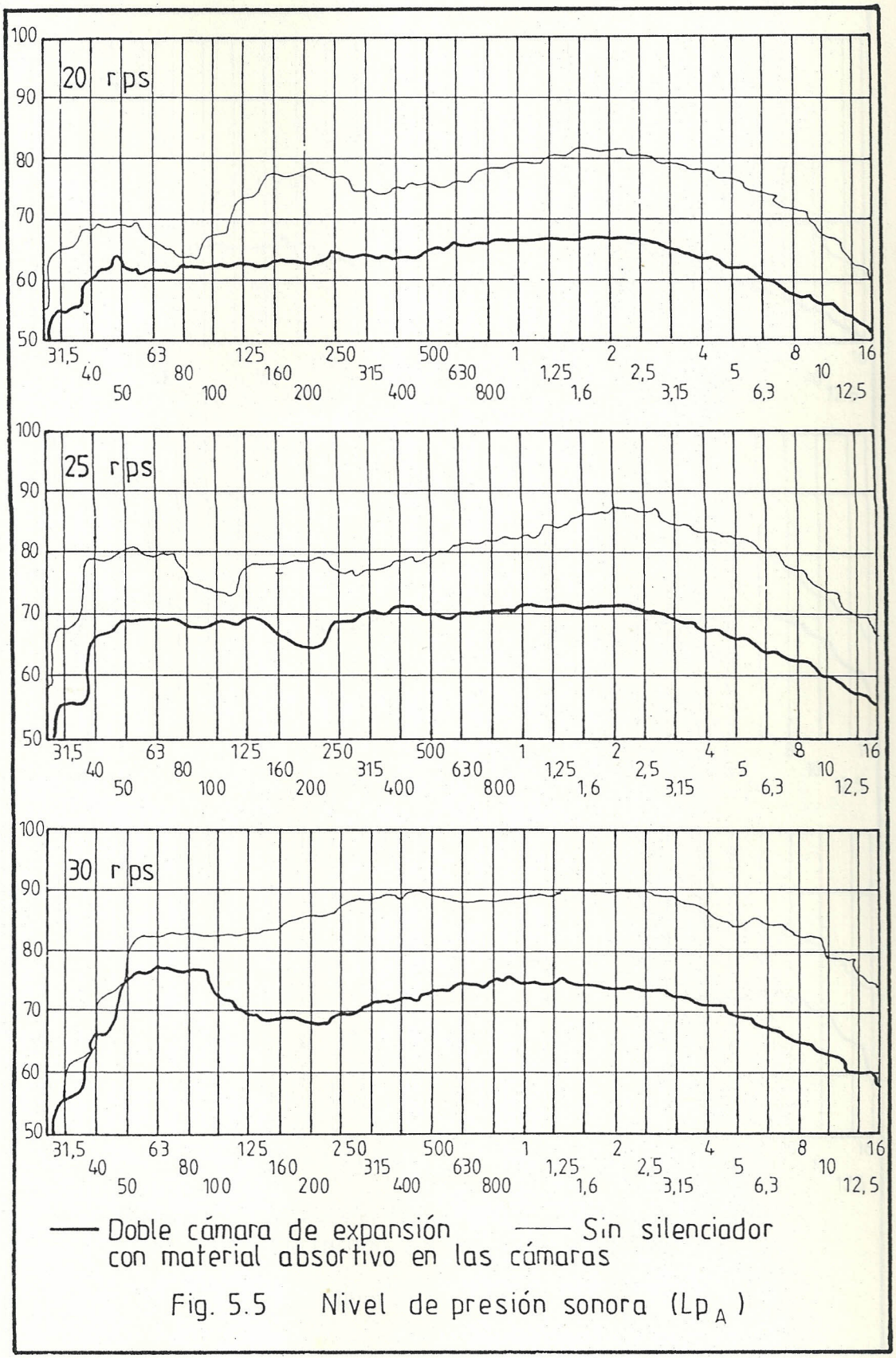


Fig. 5.5 Nivel de presión sonora (Lp_A)

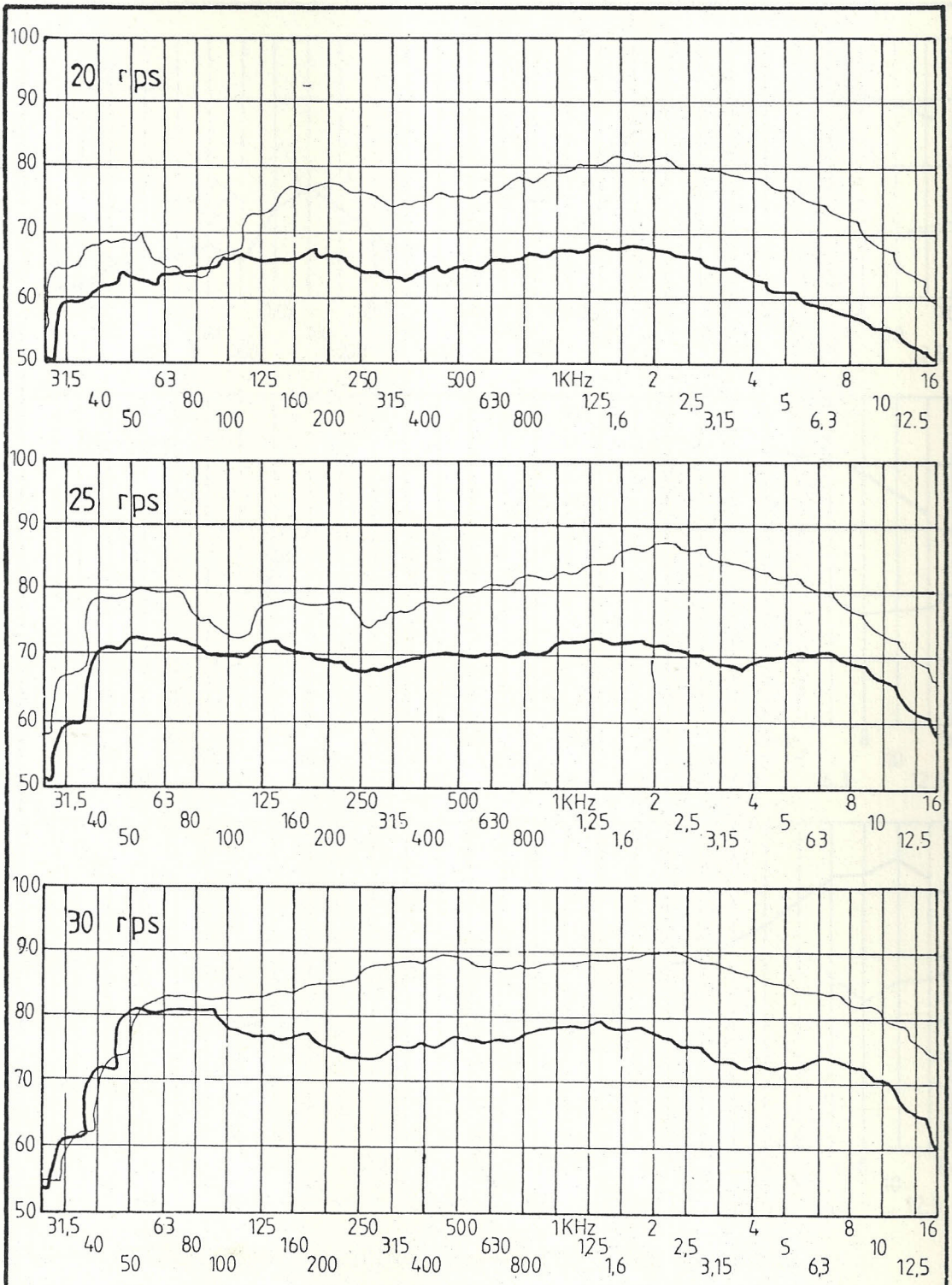


Fig. 5.6 Nivel de presión sonora (Lp_A)

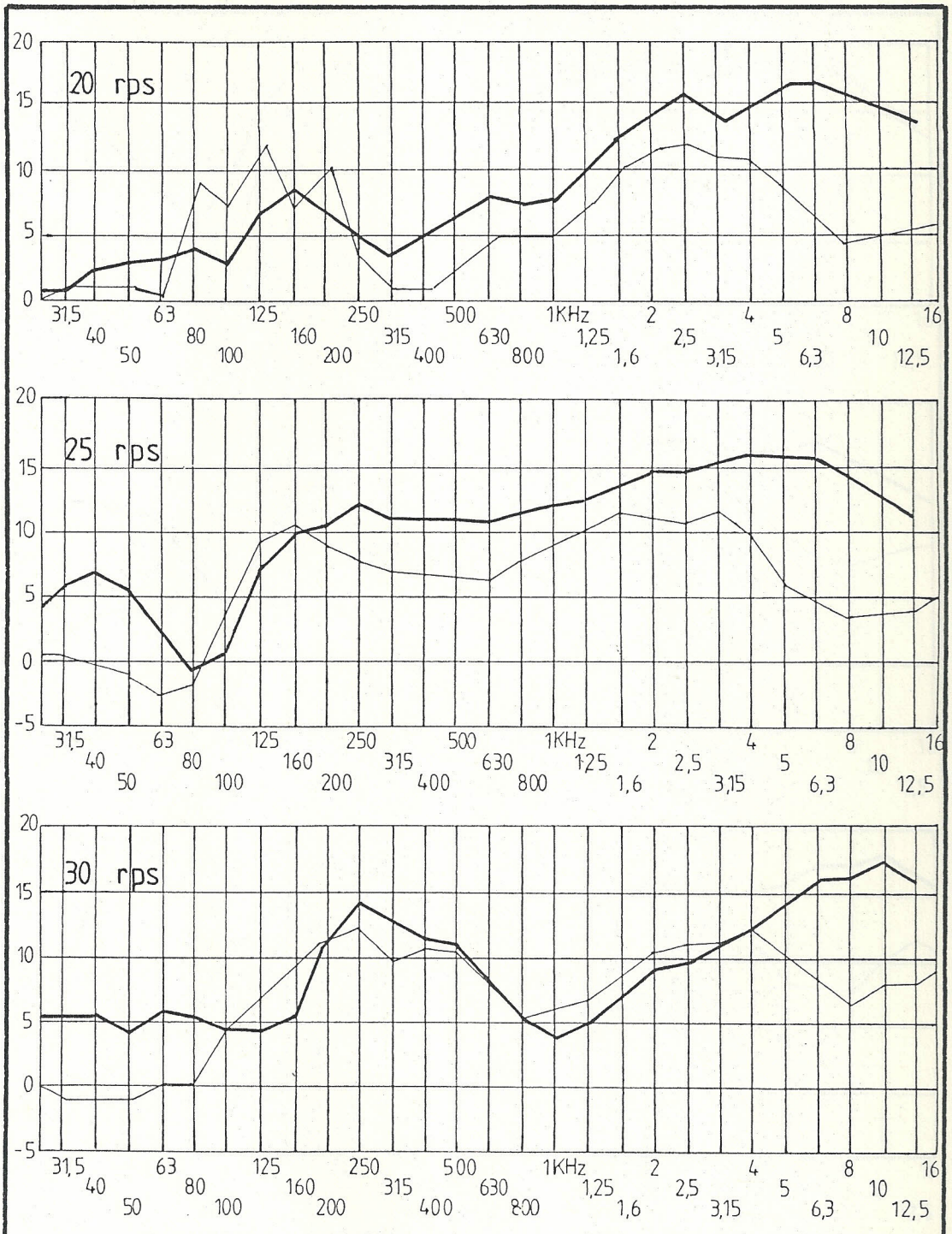


Fig. 5.7 Pérdidas por insersión
Simple cámara de expansión

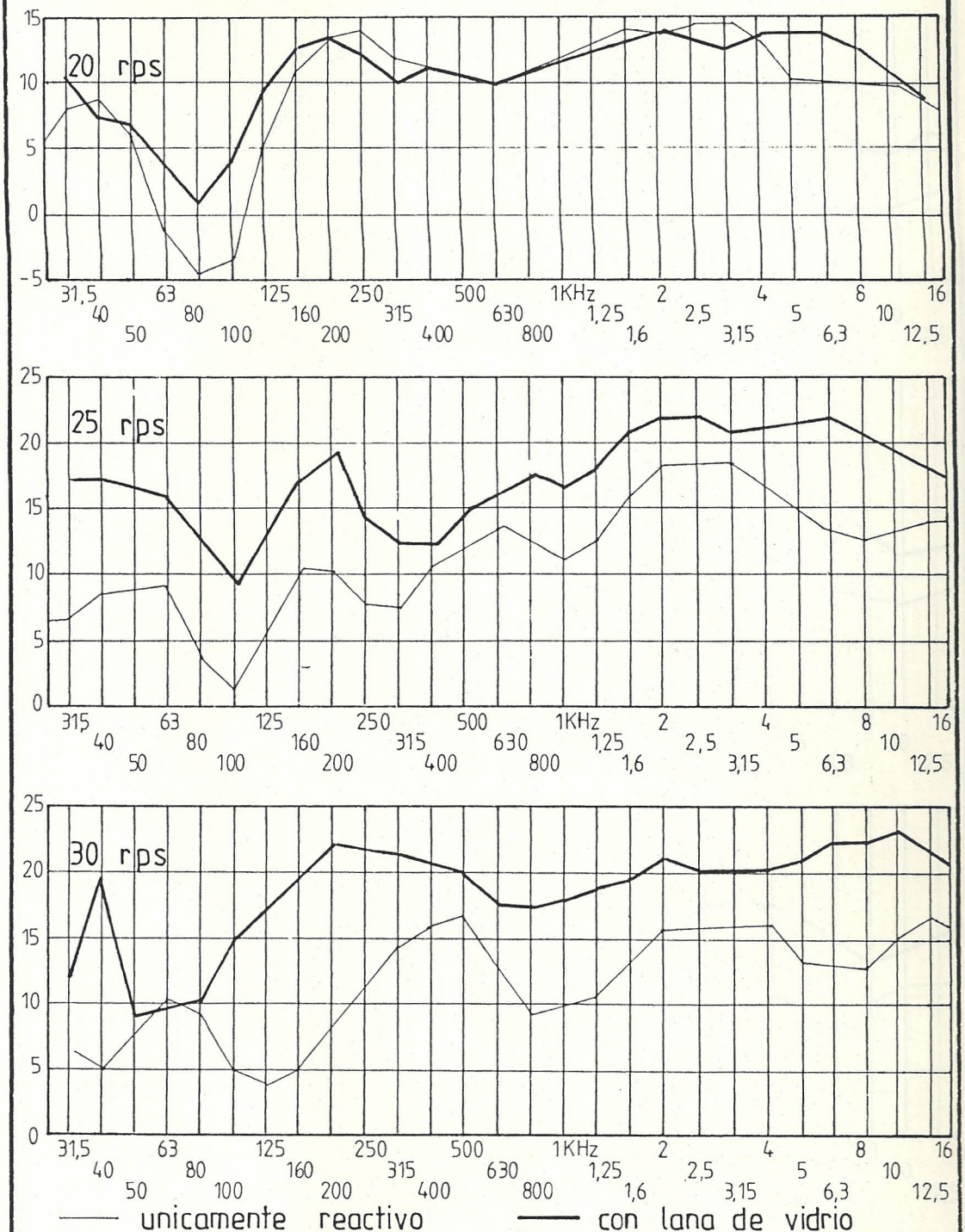
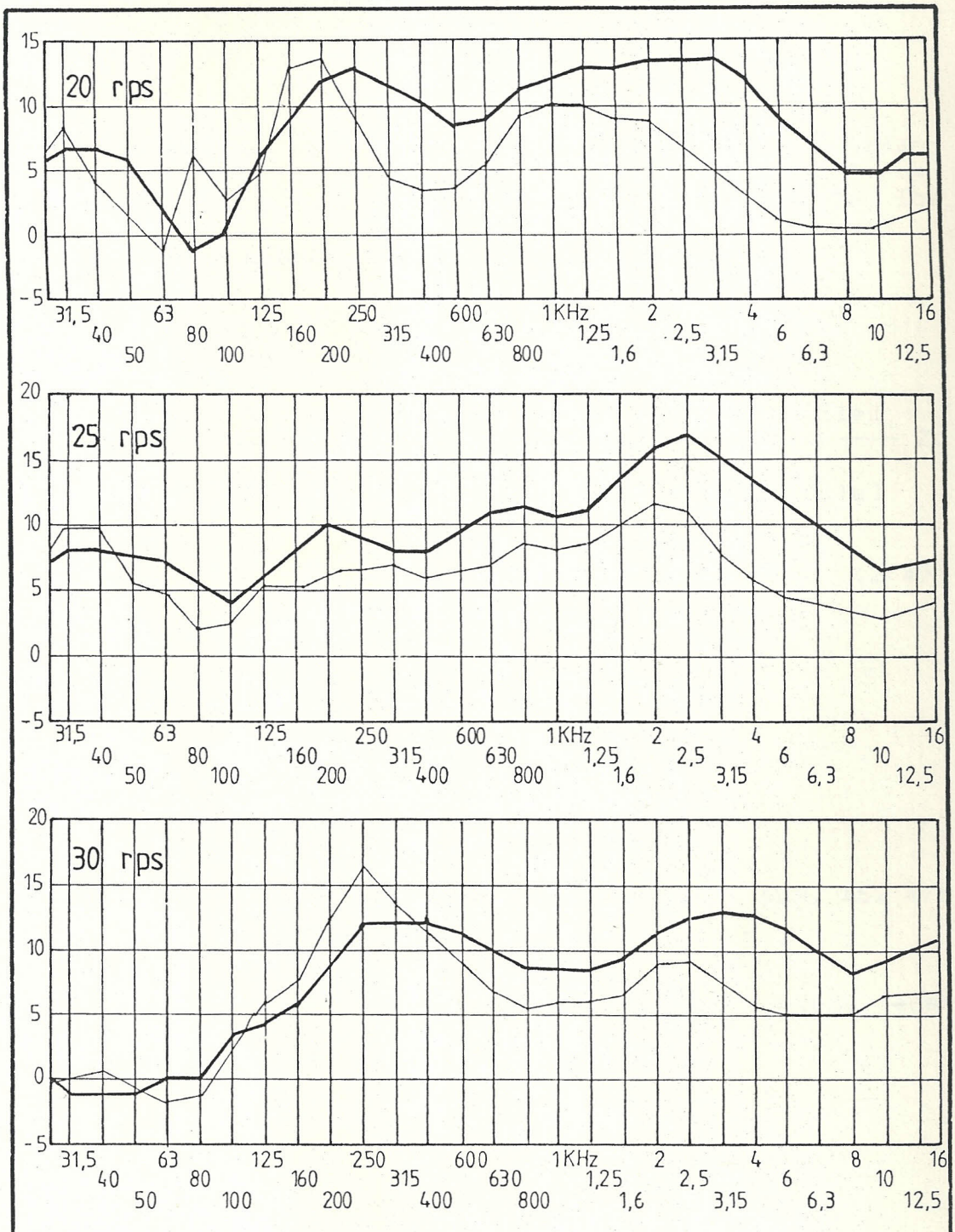


Fig. 5.8 Pérdidas por insersión
Doble cámara de expansión conectada interiormente



—— unicamente reactivo —— con lana de vidrio

Fig. 5.9 Pérdidas por insersión
Resonador simple de tubo concentrico perforado

Impedancia

Tomando como referencia la figura 4.16, las impedancias Z4 y Z3 son las mismas que para el caso de los puramente reactivos. La impedancia Z2 será:

$$Z2 = \frac{[\,1 + e^{2\sigma le}\,Cos\,2kle] - i\,[\,e^{2\sigma le}\,Sen\,2kle]}{[\,1 - e^{2\sigma le}\,Cos\,2kle] + i\,[\,e^{2\sigma le}\,Sen\,2kle]}\,Zo \qquad (2.47)$$

Siendo:

le = 493 mm.

σ la atenuación por unidad de longitud.

$k = 2\pi f/c$, donde f = 2000 Hz. y c = 423, 429, 452 m/s

La impedancia Z1 es hallada utilizando la misma analogía de la teoría eléctrica de malla.

$$Z1 = \frac{Z2 * Z3}{Z2 + Z3}$$

Transmisión

En lugar de la ecuación 2.16, se hacen las susti-

tuciones en la ecuación:

$$T = \frac{[4m\, e^{\sigma 1e}\, \text{Cos}\, k1e\,] - i\,[\,4m\, e^{\sigma 1e}\, \text{Sen}\, k1e\,]}{[(1+m)^2 - (1-m)^2\, e^{2\sigma 1e}\, \text{Cos}\, 2k1e] + i[(1-m)^2\, e^{2\sigma 1e}\, \text{Sen}\, 2k1e]} \qquad (2.26)$$

Reflexión

En lugar de la ecuación 2.17, se hacen las sustituciones en la ecuación:

$$R = B1/A1 = \frac{AA + iBB}{CC + iDD} \qquad (2.27)$$

donde:

$$AA = 1 + m^2 - e^{2\sigma 1e}\, \text{Cos}\, 2k1e + m^2\, e^{2\sigma 1e}\, \text{Cos}\, 2k1e$$

$$BB = e^{2\sigma 1e}\, \text{Sen}\, 2k1e - m^2\, e^{2\sigma 1e}\, \text{Sen}\, 2k1e$$

$$CC =$$

$$= 1 + 2m + m^2 - e^{2\sigma 1e}\, \text{Cos}\, 2k1e + 2m\, e^{2\sigma 1e}\, \text{Cos}\, 2k1e -$$

$$- m^2 e^{2\sigma le} \text{ Cos } 2kle.$$

$$DD = e^{2\sigma le} \text{ Sen } 2kle - 2m\, e^{2\sigma le} \text{ Sen } 2kle +$$

$$+ m^2 e^{2\sigma le} \text{ Sen } 2kle.$$

Doble cámara de expansión con material absortivo en las cámaras.

Impedancia.

Tomando como referencia la figura 4.17, las impedancias Z4 y Z5 son las mismas que para el caso de los silenciadores puramente reactivos.

Las impedancias de las cámaras Z6 y Z7 serán:

$$Z6 = Z7 = \frac{[\,1 + e^{2\sigma le} \text{ Cos } 2kle] - i\,[\,e^{2\sigma le} \text{ Sen } 2kle]}{[\,1 - e^{2\sigma le} \text{ Cos } 2kle] + i\,[\,e^{2\sigma le} \text{ Sen } 2kle]}$$

(2.47)

Siendo:

le = 171.5 mm.

σ la atenuación por unidad de longitud.

$k = 2\pi f/c$, donde $f = 2000$ Hz y $c = 423, 429, 452$ m/s

La impedancia Z3 puede ser obtenida utilizando la analogia de la teoria eléctrica de malla:

$$Z3 = \frac{Z4 * Z7}{Z4 + Z7}$$

La impedancia Z2 puede ser obtenida de igual forma que para el caso de silenciador puramente reactivo, es decir con la ecuación 2.37.

La impedancia Z1, será también obtenida con la analogia de la teoria eléctrica de malla:

$$Z1 = \frac{Z6 * Z2}{Z6 + Z2}$$

Transmisión

Sustituyendo en la ecuación:

$$T = A7 / A1$$

Reflexión

Sustituyendo en la ecuación:

$$R = B1 \;/\; A1$$

Resonador simple de tubo concéntrico perforado con material absortivo en la cámara.

Tomando como referencia la figura 4.18, las impedancia Z6 y Z7 son las mismas que para el caso de silenciador puramente reactivo.

La impedancia de la cámara de expansión Z5 será:

$$Z6 = Z7 = \frac{\left[\, 1 + e^{2\sigma 1e} \operatorname{Cos} 2k1e \right] - i \left[e^{2\sigma 1e} \operatorname{Sen} 2k1e \right]}{\left[\, 1 - e^{2\sigma 1e} \operatorname{Cos} 2k1e \right] + i \left[e^{2\sigma 1e} \operatorname{Sen} 2k1e \right]}$$

(2.47)

Siendo:

$le = 493$ mm.

σ la atenuación por unidad de longitud.

$k = 2\pi f/c$, donde $f = 2000$ Hz y $c = 423, 429, 452$ m/s

La impedancia Z4 es la misma que para el caso de silenciador puramente reactivo.

La impedancia Z3 y Z2 serian obtenidas de igual forma que para el caso sin material absortivo:

$$Z3 = Z4 + Z5$$

$$Z2 = \frac{Z3*Z6}{Z3 + Z6}$$

La impedancia Z1 se obtiene con la misma ecuación 2.37.

Transmisión

Sustituyéndose en la misma ecuación 2.23, pero para el nuevo valor de Z1.

Reflexión

Sustituyéndose en la misma ecuación 2.24, pero para el nuevo valor de Z1.

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

6.1 CONSIDERACIONES TECNICAS.

Como se sabe, una parte de la potencia indicada es la potencia al freno y otra parte, son la potencia de roce, debida a las pérdidas por fricción del motor o de elementos adicionales que toman fuerza del motor. Una parte de esa potencia de rozamiento debido a la fricción de los componentes internos del motor, se transforma en ruido, que es la potencia sonora del motor. El cociente entre la potencia sonora y la potencia indicada de las tablas del capitulo III, nos da el porcentaje de la potencia indicada convertida en ruido, que comparadas con la eficiencia mecánica (cociente entre la potencia al freno y la potencia indicada), se puede decir que las pérdidas por ruido son despreciables.

RPS	EFICIENCIA MECANICA	PORCENTAJE DE LA POTENCIA INDICADA CONVERTIDA EN RUIDO.
20	39.51	0.15
25	51.66	0.42
30	54.23	0.50

Selección del silenciador ideal.

Ordenando descendentemente para las tres condiciones de operación, los niveles de presión sonora totales, obtenidos con los silenciadores óptimos de cada tipo, tanto reactivos como absortivos, se tiene:

A 20 rps

Resonador simple	79.6 dbA
Simple cámara de expansión con material absortivo	77.6 dbA
Doble cámara de expansión con material absortivo	76 dbA
Simple cámara de expansión	75 dbA
Doble cámara de expansión	74.2 dbA
Resonador simple con material absortivo	73 dbA

A 25 rps

Resonador simple	83.5 dbA
Simple cámara de expansión con material absortivo	81.8 dbA
Resonador simple con material absortivo	79.2 dbA
Doble cámara de expansión con material absortivo	78.7 dbA
Simple cámara de expansión	78.7 dbA
Doble cámara de expansión	77.8 dbA

A 30 rps

Simple cámara de expansión	87.9 dbA
Simple cámara de expansión con material absortivo	87.6 dbA
Resonador simple con material absortivo	87.5 dbA
Resonador simple	87.1 dbA
Doble cámara de expansión con material absortivo	83 dbA
Doble cámara de expansión	81.8 dbA

Ordenando las eficiencias descendentemente para las tres condiciones de operación, obtenidas con los silenciadores óptimos de cada tipo, tanto reactivos como absortivos, se tiene:

A 20 rps

Simple cámara de expansión con material absortivo	62.79 %
Doble cámara de expansión con material absortivo	53.12 %
Doble cámara de expansión	52.91 %
Resonador simple	52.85 %
Simple cámara de expansión	49.00 %
Resonador simple con material absortivo	44.16 %

A 25 rps

Simple cámara de expansión con material absortivo	61.60 %
Resonador simple con material absortivo	51.76 %
Doble cámara de expansión con material absortivo	49.03 %
Doble cámara de expansión	49.02 %
Resonador simple	48.50 %
Simple cámara de expansión	47.02 %

A 30 rps

Simple cámara de expansión con material absortivo	68.77 %
Resonador simple con material absortivo	60.77 %
Resonador simple	58.92 %
Simple cámara de expansión	56.30 %

Doble cámara de expansión con material absortivo	52.48 %
Doble cámara de expansión	52.47 %

Ordenando las dos tablas precedentes, se puede decir que:

- El silenciador de tipo doble cámara de expansión es el que permite el menor nivel de presión sonora a 25 y 30 rps, A 20 rps apenas difiere en 1.2 dbA con el que permite el menor nivel de presión sonora a esa condición de operación; en cambio, la eficiencia mecánica a los 25 rps es baja (49.02).

- Con el silenciador del tipo simple cámara de expansión con material absortivo, se alcanza las mayores eficiencias mecánicas a las tres condiciones de operación; en cuanto a los niveles de presión sonora alcanzados, ocupa el tercer lugar en comparación con los alcanzados con los otros silenciadores.

- Con el silenciador del tipo resonador simple con material absortivo en la cámara, las eficiencias mecánicas alcanzadas son bastante disparejas entre las tres condiciones de operación, aunque el nivel de presión sonora a los 20 rps es el menor en comparación a los alcanzados con los otros silen-

ciadores, 73 dbA.

- Con el silenciador del tipo doble cámara de expansión con material absortivo en las cámaras, se alcanzan bajas eficiencias dentro del rango de 49.03 a 53.12; el nivel de presión sonora a 25 y 30 rps son apenas 1.1 y 1.2 dbA más que los alcanzados con el silenciador que permite el menor nivel de presión sonora a esa condición, a 20 rps difiere en 3 dbA.

- Con el silenciador del tipo resonador simple, las eficiencias varian de 48.5 a 58.92; el nivel de presión sonora a 20 y 25 rps son los máximos alcanzados, superados unicamente cuando el motor está sin silenciador.

Con el silenciador del tipo simple cámara de expansión, las eficiencias están entre 47.02 y 56.30; los niveles de presión sonora a 20 y 25 rps son aceptables, ya que se encuentran cercanos a los minimos alcanzados.

La selección se la hace con la ayuda de una matriz de decisión, para un rango de eficiencias de 44.16 a 68.77% y un rango de nivel de presión sonora de 87.9 a 73 dbA.

TABLA XXXIX
MATRIZ DE DECISION

II / I	A	B	C	D	E	F
A1	7.1	7.7	7.7	9.1	7.7	6.4
B1	6.8	7.1	7.1	9.0	7.1	7.5
C1	8.2	7.6	8.6	10	7.6	8.8
D1	8.7	9.2	5.6	6.9	8.0	10
E1	6.2	6.8	3.0	4.1	6.2	5.8
F1	0.0	4.1	0.5	0.2	3.3	0.3
G1	37	42.5	32.5	39.3	39.9	38.8

DESCRIPCION:

I : TIPO DE SILENCIADOR.

A : Simple cámara de expansión.

B : Doble cámara de Expansión.

C : Resonador simple.

D : Simple cámara de expansión con material absortivo.

E : Doble cámara de expansión con material absortivo.

F : Resonador simple con material absortivo.

II : CARACTERISTICA.

A1 : Eficiencia a 20 rps.

B1 : Eficiencia a 25 rps.

C1 : Eficiencia a 30 rps.

D1 : Nivel de presión sonora a 20 rps.

E1 : Nivel de presión sonora a 25 rps.

F1 : Nivel de presión sonora a 30 rps.

G1 : TOTAL.

Del total de la puntuación, se deduce que el silenciador de doble cámara de expansión, es el más conveniente, seguido del silenciador de doble cámara de expansión con material absortivo.

6.2 CONSIDERACIONES ECONOMICAS

Lo primero que se debe conocer es qué materiales se utilizarán en la construcción de los diferentes tipos de silenciadores, de qué forma se encuentran disponibles en el mercado* y su costo.

Tubo de acero, de diámetro 101.6 mm. (4 pulg.), disponible en una longitud de 3 m. espesor 1 mm., y un costo de 4100 sucres.

Tubo de acero, de diámetro 31.75 mm. (1 ¼ pulg.), disponible en una longitud de 6 m., y a un costo de 3200 sucres.

Plancha de acero, de espesor 3.175 mm. (1/8 pulg.), disponible en 1.22 m. * 2.44 m. y a un costo de 28050 sucres.

Lana de vidrio, de espesor 25.4 mm (1 pulg., disponible en planchas de 1.20 m * 0.60 m y a un costo de 1600 sucres.

Seguidamente se procede a determinar qué cantidad de material se requiere en cada silenciador óptimo y el costo aproximado de cada silenciador, en cuanto a

* Investigación directa.

material se refiere.

Para el silenciador de simple cámara de expansión, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud de 393 mm., es decir aproximadamente 1/7 del material en bruto, por lo tanto un costo de 586 sucres.

Dos tubos de 31.75 mm. de diámetro y longitud 170 mm., es decir aproximadamente 2/35 del material en bruto, por lo tanto un costo de 182 sucres.

Dos placas de acero de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/144 del material en bruto, por lo tanto un costo de 194 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente 871 sucres.

Para el silenciador de doble cámara de expansión, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud 493 mm., es decir aproximadamente 1/6 del material en bruto, por lo tanto un costo de 683 sucres.

Tres tubos de 31.75 mm. de diámetro, dos de longitud 170 mm. el otro de 493 mm., es decir aproximadamente 1/7 del material en bruto, por lo tanto un costo de 457 sucres.

Tres placas de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/96 del material en bruto, por lo tanto un costo de 291 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente 1431 sucres.

Para el silenciador del tipo resonador simple de tubo concéntrico perforado, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud de 493 mm., es decir aproximadamente 1/6 del material en bruto, por lo tanto un costo de 683 sucres.

Un tubo de 31.75 mm. de diámetro y longitud 833 mm., es decir aproximadamente 1/7 del material en bruto, por lo tanto un costo de 457 sucres.

Dos placas de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/144 del material en bruto, por lo tanto un costo de 194 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente 1334 sucres.

Para el silenciador de simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud 493 mm., es decir aproximadamente 1/6 del material en bruto, por lo tanto un costo de 683 sucres.

Dos tubos de 31.75 mm. de diámetro y longitud de 170 mm., es decir aproximadamente 2/35 del material en bruto, por lo tanto un costo de 182 sucres.

Dos placas de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/144 del material en bruto, por lo tanto un costo de 194 sucres.

Una lámina de lana de vidrio de espesor 25.4 mm. y de 493 * 319.2 mm, lo que significa aproximadamente un tercio del material en bruto, por lo tanto un costo de 533 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente de 1592 sucres.

Para el silenciador de doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud de 343 mm., es decir aproximadamente 1/8 del material en bruto, por lo tanto un costo de 513 sucres.

Tres tubos de 31.75 mm. de diámetro, dos de longitud 170 mm. el otro de 343 mm., es decir aproximadamente 1/8 del material en bruto, por lo tanto un costo de 400 sucres.

Tres placas de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/96 del material en bruto, por lo tanto un costo de 291 sucres.

Dos láminas de lana de vidrio de espesor 25.4 mm. y de 171.5 * 319.2 mm., lo que significa aproximadamente 2/9 del material en bruto, por lo tanto un costo de 356 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente 1560 sucres.

Para el silenciador del tipo resonador simple de tubo

concéntrico perforado con material absortivo en la cámara, se requieren:

Un tubo de 101.6 mm. de diámetro y longitud 443 mm., es decir aproximadamente 1/6 del material en bruto, por lo tanto un costo de 683 sucres.

Un tubo de 31.75 mm de diámetro y longitud 833 mm., es decir aproximadamente 1/7 del material en bruto, por lo tanto un costo de 457 sucres.

Dos placas de espesor 3.175 mm. y diámetro 101.6 mm., es decir aproximadamente 1/144 del material en bruto, por lo tanto un costo de 194 sucres.

Una lámina de lana de vidrio de espesor 25.4 mm. y de 493 * 319.2 mm., lo que significa aproximadamente 1/3 del material en bruto, por lo tanto un costo de 533 sucres.

En consecuencia los costos totales de materiales, para este tipo de silenciador, serán aproximadamente 1867 sucres.

En cuanto a los costos de mano de obra a nivel de operario, aproximadamente se ha estimado en:

Simple cámara de expansión, un mil sucres.

Doble cámara de expansión conectada interiormente, un mil quinientos sucres.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado, un mil ochocientos sucres.

Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara, un mil trescientos sucres.

Doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras, un mil ochocientos sucres.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado con material absortivo en la cámara, dos mil cien sucres.

Sumando los costos de materiales y de mano de obra, para cada uno de los silenciadores óptimos, se tiene:

Simple cámara de expansión, 1962 sucres.

Doble cámara de expansión conectada interiormente, 2931 sucres.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado, 3134 sucres.

Simple cámara de expansión con material absortivo en la cámara, 2892 sucres.

Doble cámara de expansión conectada interiormente con material absortivo en las cámaras, 3360 sucres.

Resonador simple de tubo concéntrico perforado con material absortivo en la cámara, 3967 sucres.

En consecuencia quien representa el costo más bajo es el silenciador del tipo simple cámara de expansión (s/. 1962); pero el silenciador técnicamente seleccionado (doble cámara de expansión) difiere en solo 969 sucres.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. De las treinta pruebas efectuadas, se ha logrado encontrar un silenciador que a las tres condiciones de operación del motor, tenga una eficiencia mecánica alrededor del 50% con un nivel de presión sonora de 74.2, 77.8 y 81.8 dbA totales a 20, 25 y 30 rps respectivamente, y que aparentemente cumple con las normas internacionales de ruido (Apéndice B).

2. En general se puede concluir que al adicionar material absortivo se logra una mayor atenuación sobre todo a elevadas frecuencias.

3. De igual manera al adicionar lana de vidrio a los silenciadores, se logra mayores eficiencias que las alcanzadas con los silenciadores unicamente reactivos.

4. Al variar las condiciones de operación las pérdidas por inserción difieren muy notoriamente, por lo tanto al diseñarse o seleccionarse un silenciador debe tenerse presente a qué condiciones va a operar el motor.

5. Al variar las condiciones de operación, la velocidad del sonido, la temperatura de descarga de los gases tienen una ligera variación, pero que poco incide en las pérdidas por transmisión, sobre todo a altas frecuencias.

6. Las eficiencias con los distintos silenciadores estuvieron entre 40.78 y 73.28 %, es decir, un rango de 32.50, lo cual demuestra la importancia de seleccionar un silenciador considerando la eficiencia mecánica.

7. Al incrementar la longitud, manteniendo la sección transversal, en los silenciadores del tipo simple cámara de expansión y doble cámara de expansión, la caída de presión aumenta.

8. Los costos de fabricación de los silenciadores practicamente no han sido alterados en esta investigación, debido a que lo que se ha hecho es normalizar los silenciadores que actualmente se fabrican.

9. Si se planifica una reposición de los silenciadores de los automotores por silenciadores normalizados, considerando un tiempo de dos años y medio, que es el de la vida útil promedio de un silenciador, el impacto económico sobre la sociedad será reducido.

RECOMENDACIONES

1. Que el mismo procedimiento utilizado en esta investigación, para el motor de 1300 cc., encontrar silenciadores óptimos para los motores más comunes del pais. De esta manera normalizar la construcción de los silenciadores.

2. Como se vio en el capitulo V, la falta del conocimiento del coeficiente de atenuación por unidad de longitud de la lana de vidrio, no permitió predecir las pérdidas por transmisión de los silenciadores con material absortivo. Es por lo tanto necesario, evaluar experimentalmente las caracteristicas acústicas de este tipo de materiales que se producen en el pais.

3. Se debe promocionar un correcto uso de los silenciadores, en los talleres artesanales, a través de una norma INEN, haciendo notar a los artesanos que una normalización no incidiria mayormente en los costos de fabricación.

4. Incentivar al usuario a hacer instalar en su vehiculo, un silenciador adecuado; puesto que un motor que tenga el silenciador apropiado, desarrollará una potencia al menor consumo de combustible.

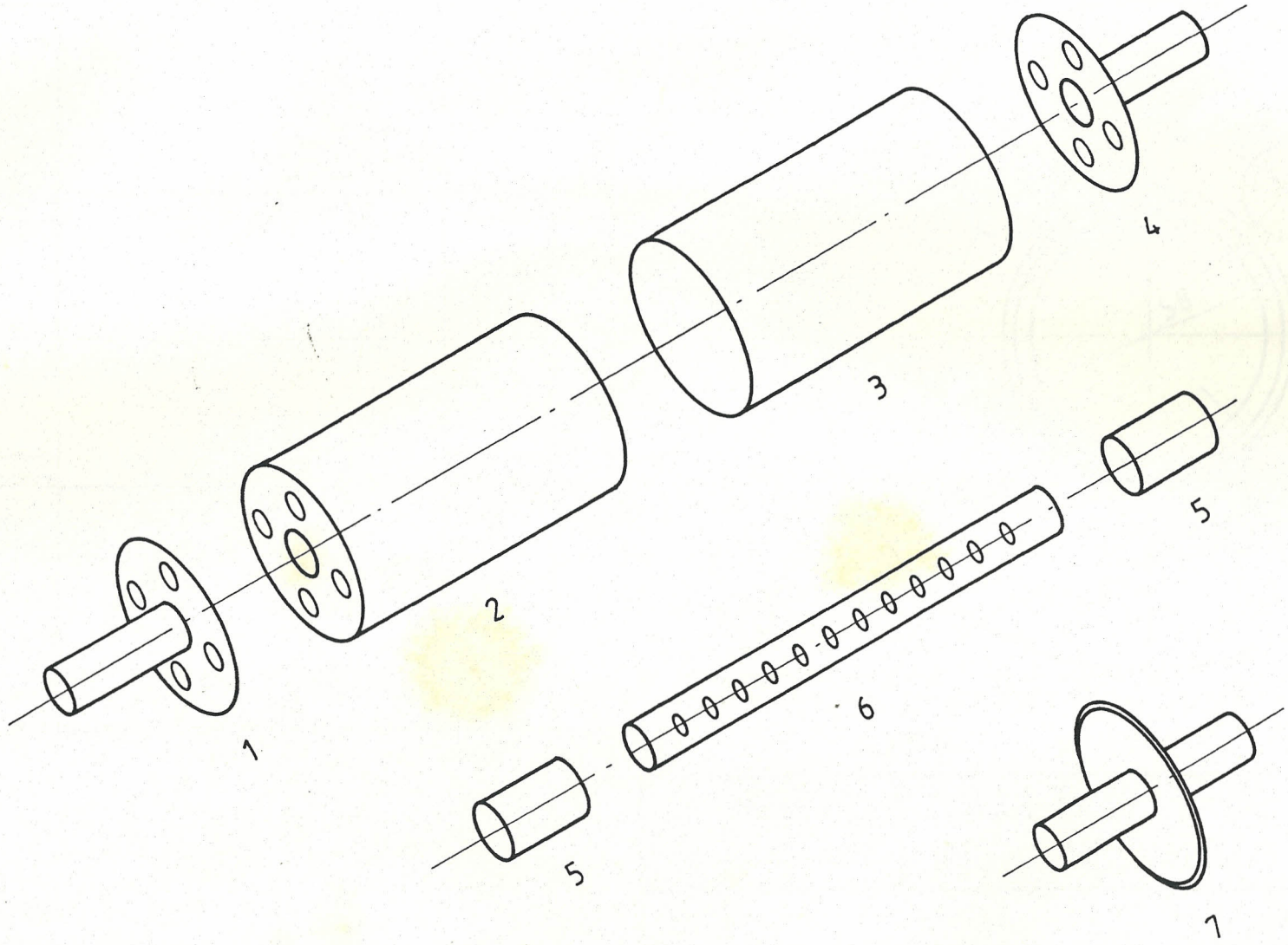
5. Inducir a la población a generar la menor cantidad de ruido posible; puesto que una disminución, repercutirá en mejorar las condiciones ecológicas del medio.

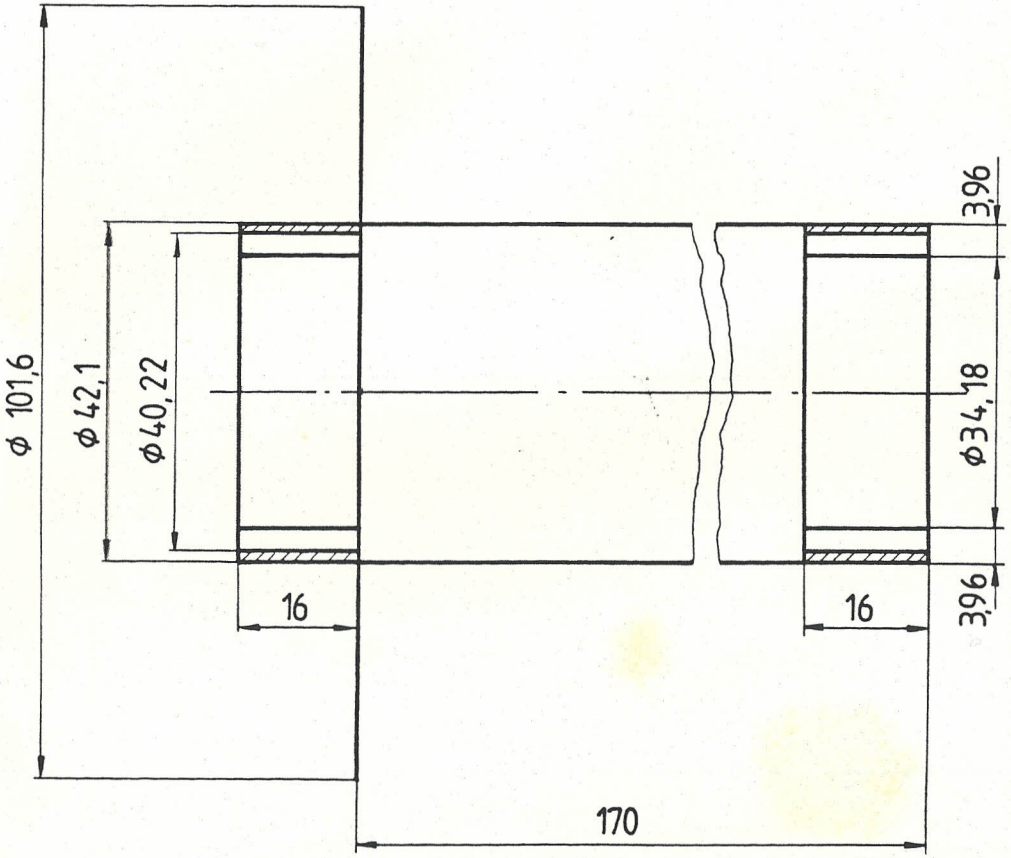
APENDICES

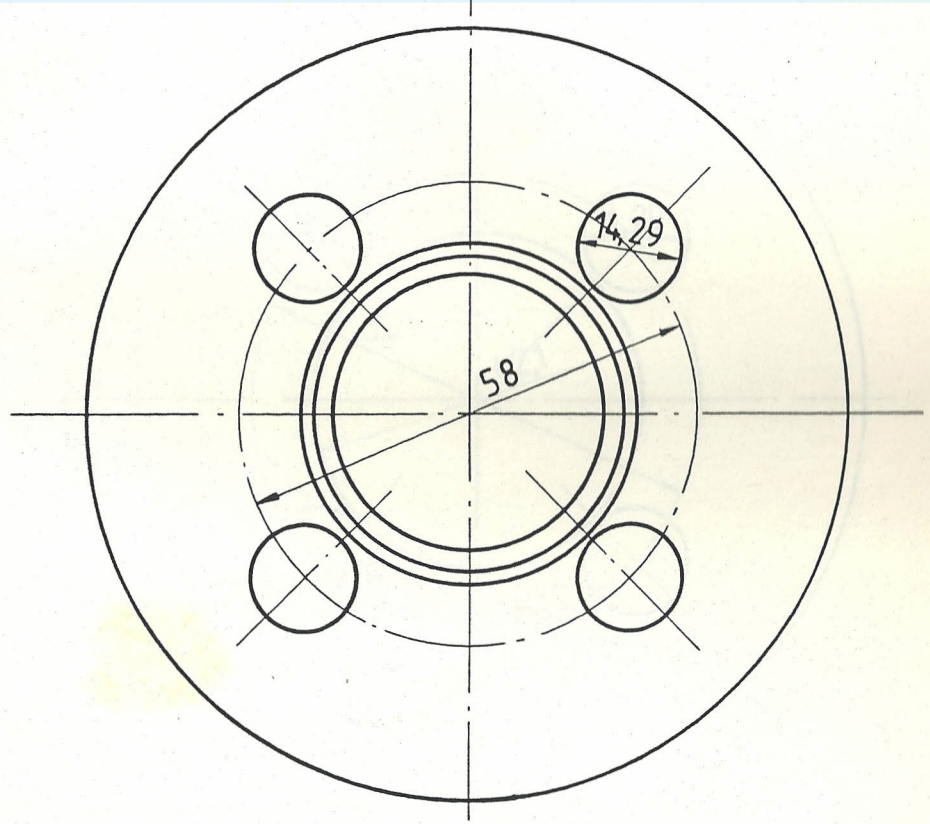
APENDICE A

PLANOS DEL SILENCIADOR DE PRUEBAS UTILIZADO




1
2
3
4
5
6
5
7





	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	5.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

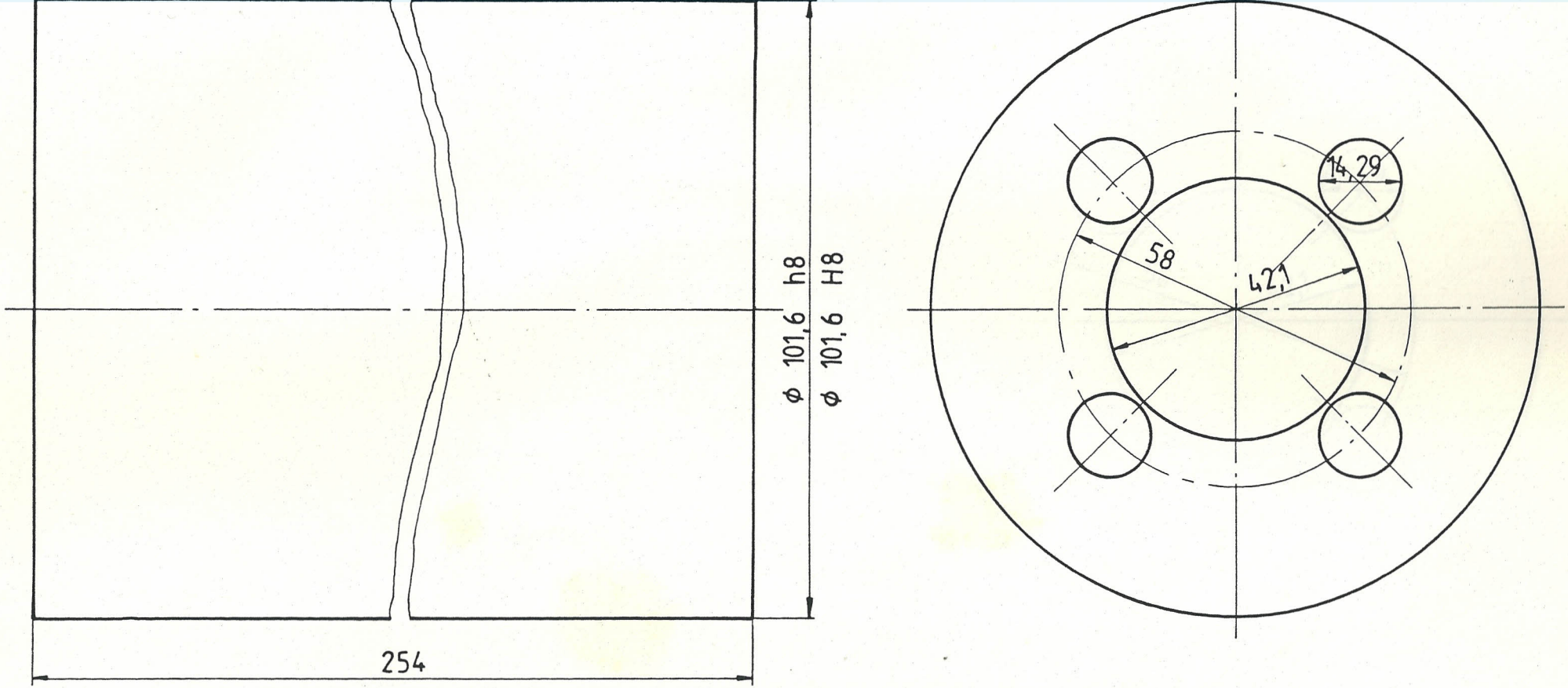
FACULTAD DE ING. MECANICA

ESPOL

E
1:1

1

MATERIAL
ACERO ASTM A 53



	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	5.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

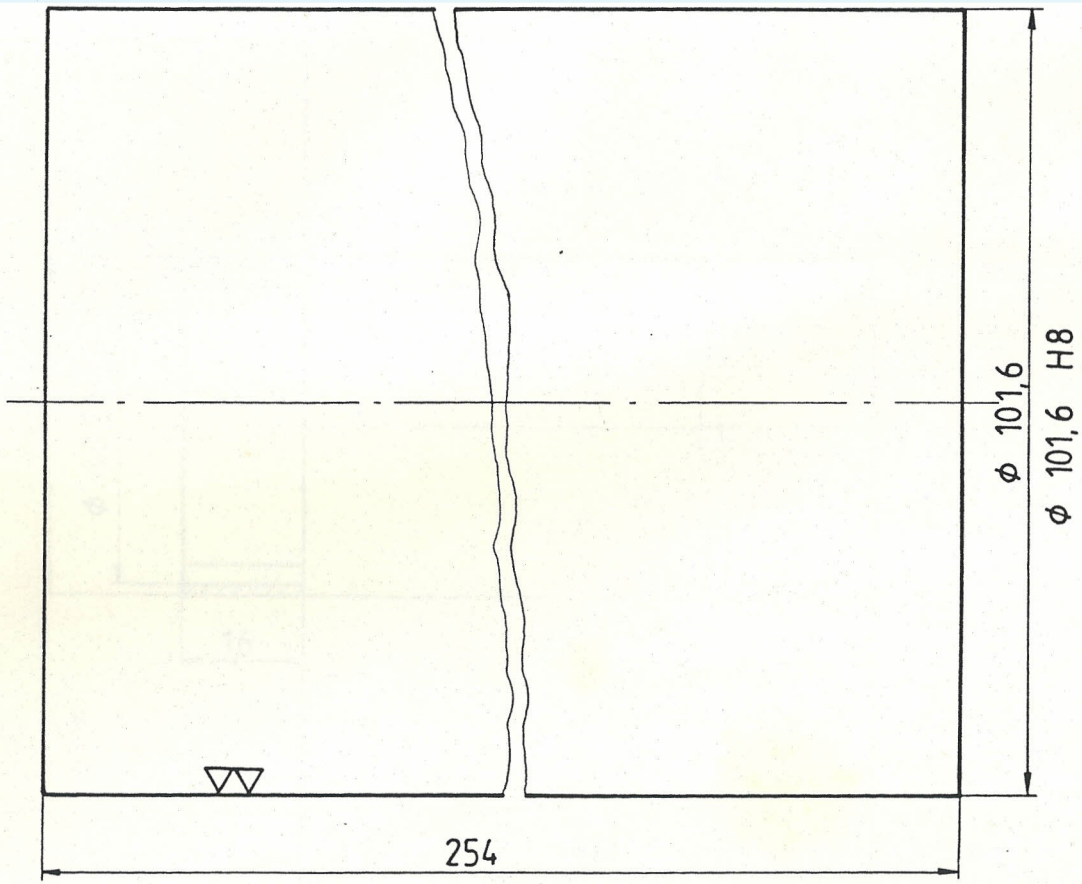
ESPOL

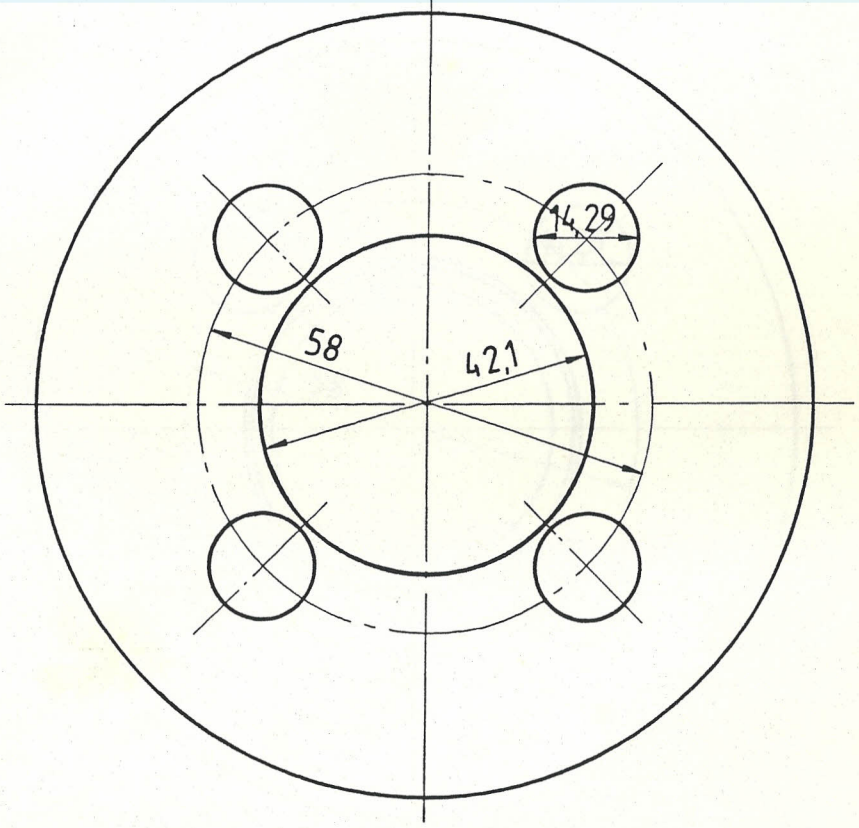
E 1:1

2

MATERIAL

ACERO ASTM A 53





	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	6.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

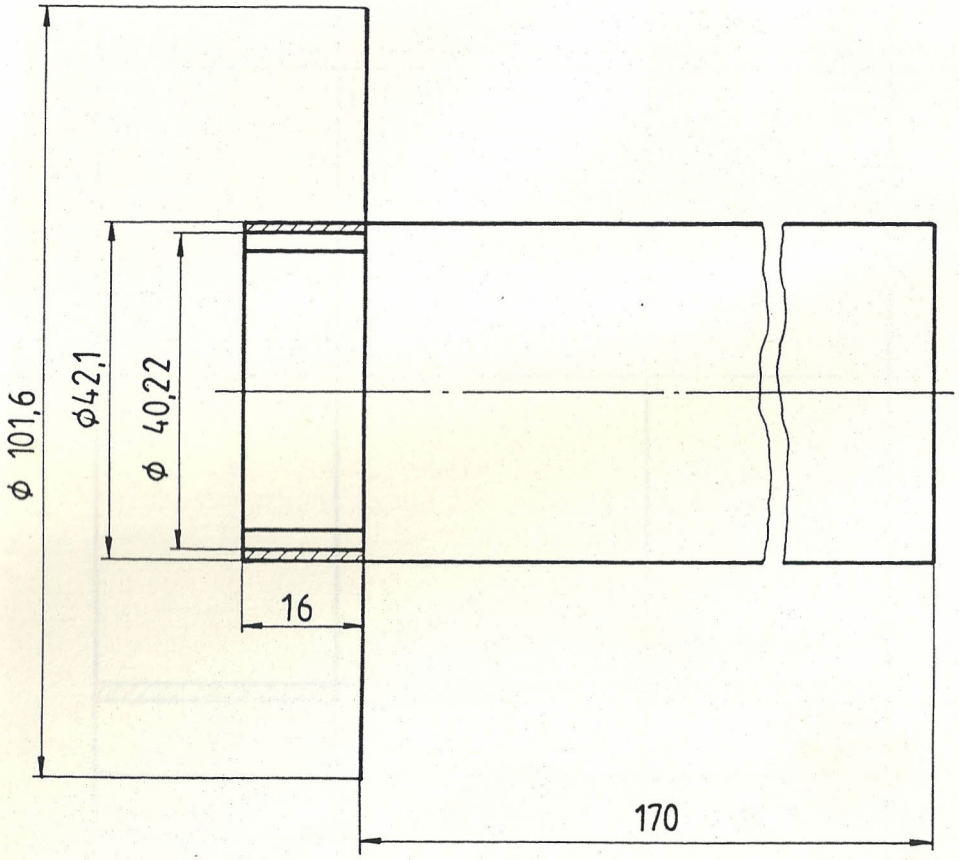
ESPOL

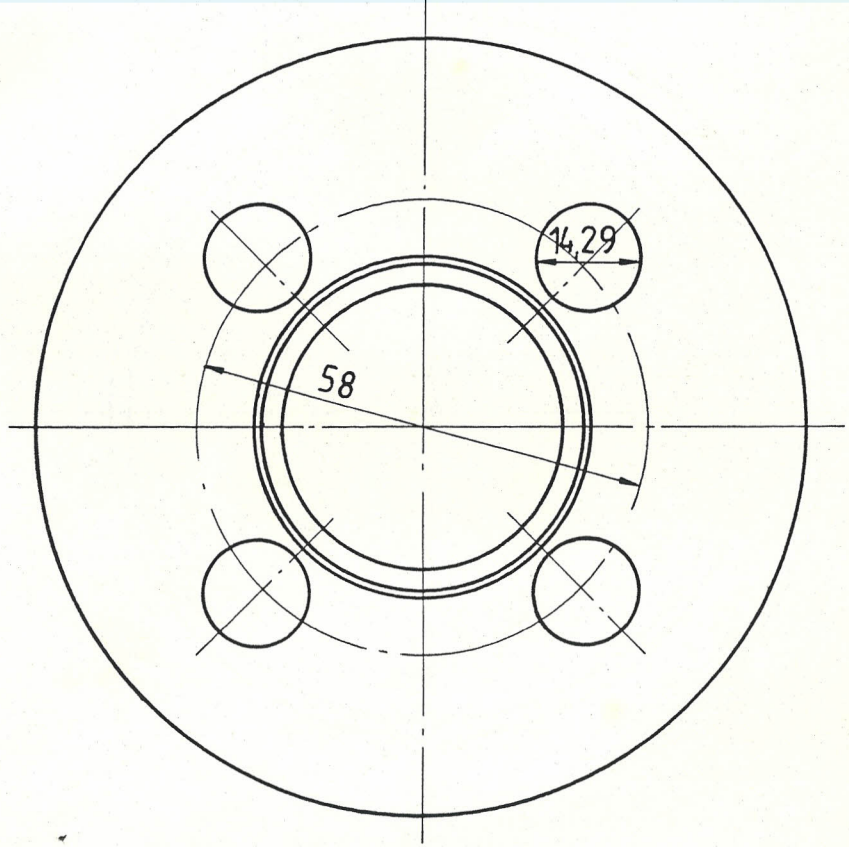
E 1:1

3

MATERIAL

ACERO . ASTM A 53





	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	6.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

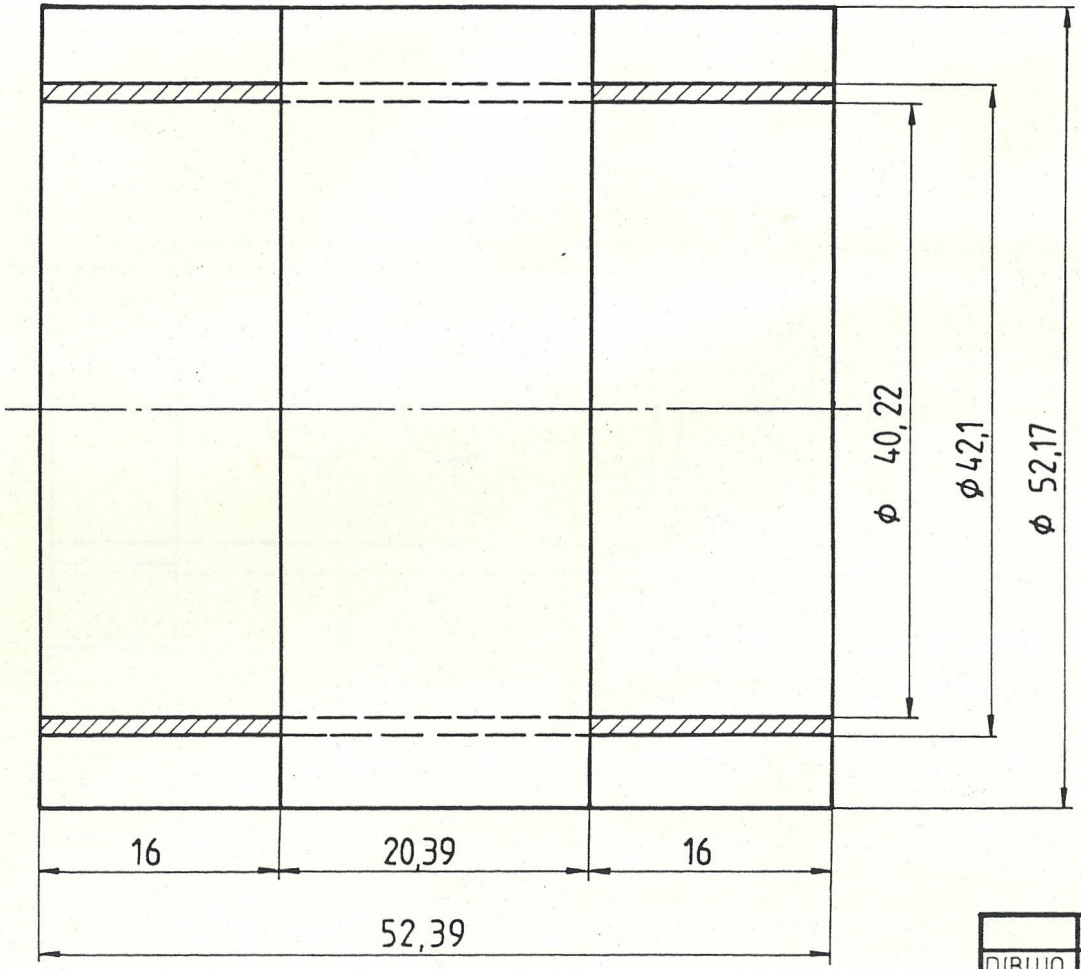
ESPOL

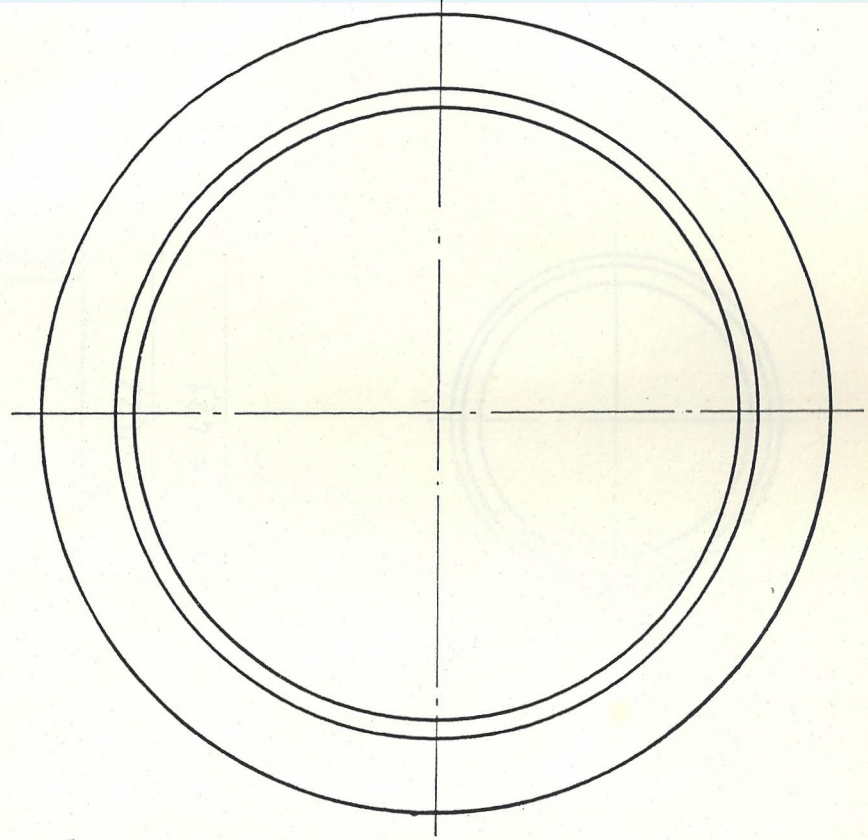
E 1:1

4

MATERIAL

ACERO ASTM. A 53





	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	7.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

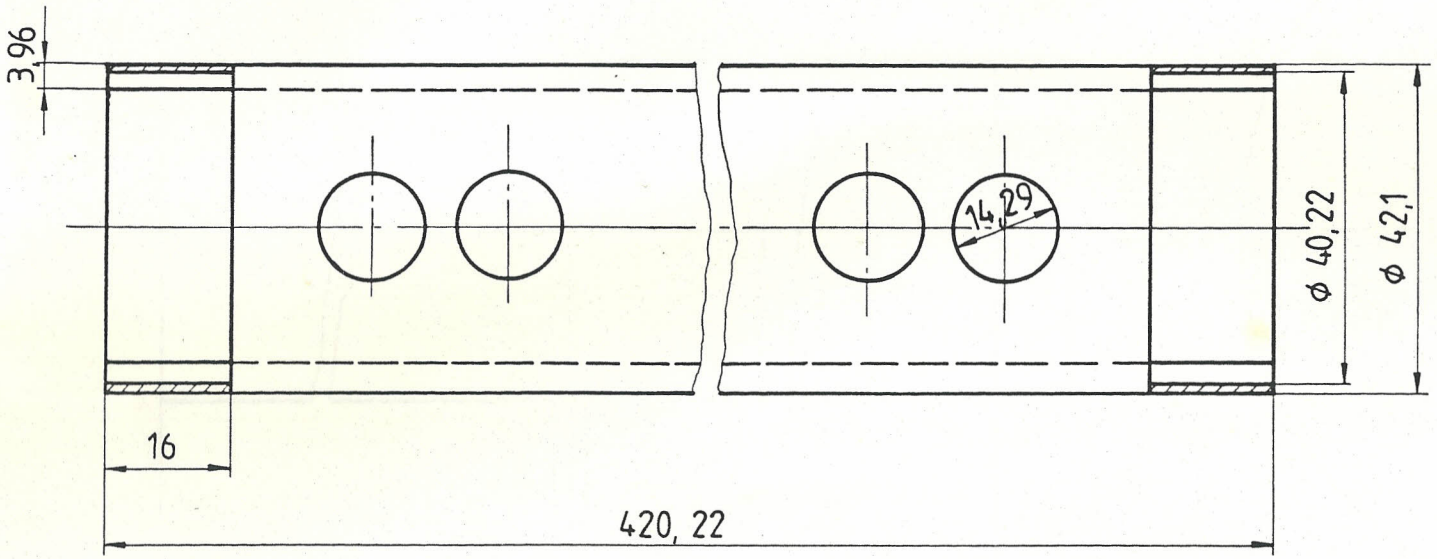
ESPOL

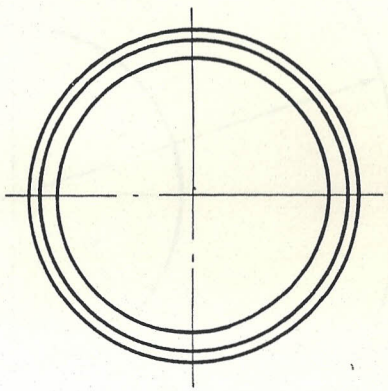
E 2:1

5

MATERIAL

ACERO ASTM A 53





Variante	Número de orificios
1	16
2	28
3	43
4	63
5	86

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	7.10.89	M. SOLIS
REVISO	5.11.89	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

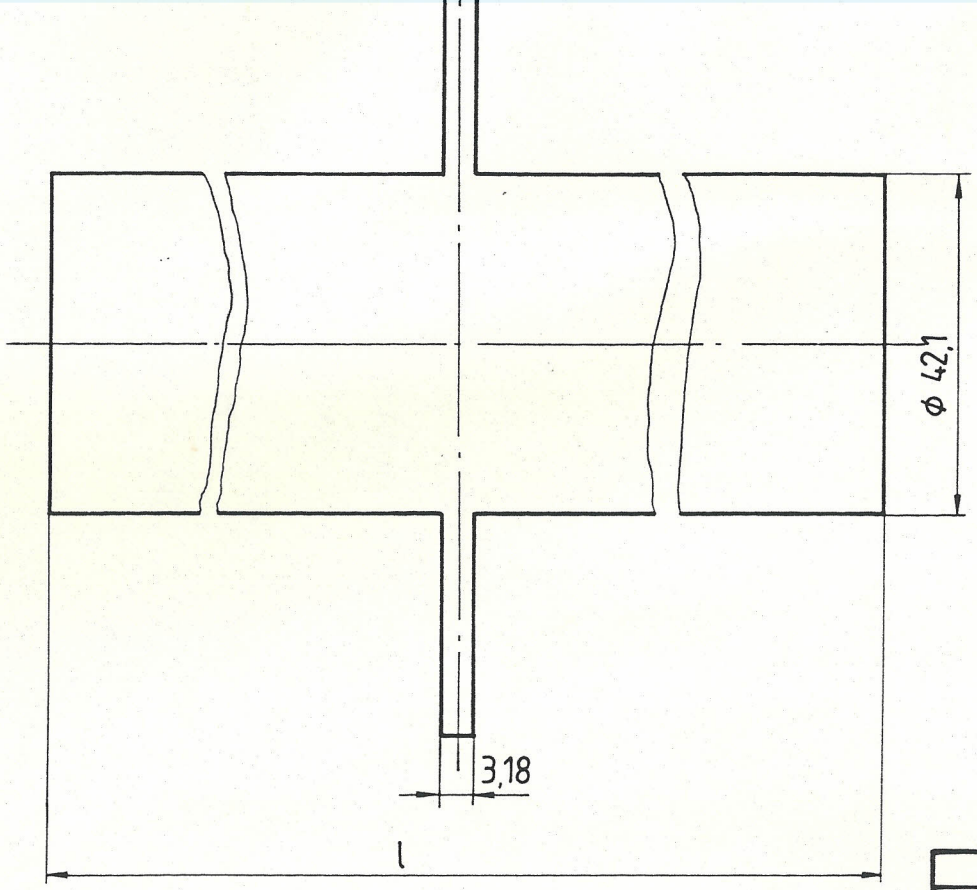
ESPOL

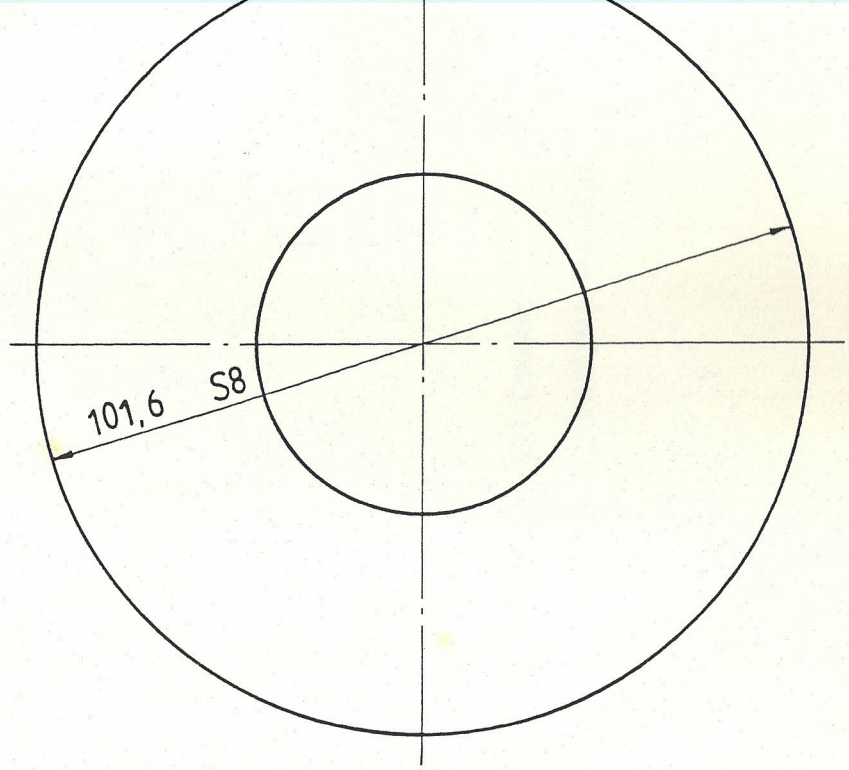
E 1:1

6

MATERIAL

ACERO ASTM. A 53





Variante	l
1	246,5
2	221,5
3	196,5
4	171,5
5	146,5

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	7.1089	M. SOLIS
REVISO	5.1189	J. ARAUZ
COMPR.		

FACULTAD DE ING. MECANICA

ESPOL

E 1:1

7

MATERIAL

ACERO ASTM A. 53

APENDICE B

NORMAS INTERNACIONALES PARA EMISION DE RUIDO PROVENIENTE DE LOS AUTOMOTORES

TIPO DE VEHICULO	E.E.C.	U.S.A.	RR.UU.
MOTOCICLETA			
CON MOTOR DE DOS CILINDROS Y CILINDRAJE DE:			
MENOS DE 50 c.c.		75	77
DE 50 A 125 cc.	82	75	82
DE 125 EN ADELANTE	84	75	86
CON MOTOR DE 4 CILINDROS Y CILINDRAJE DE:			
50 A 125 cc.	82	75	
125 A 500 cc.	84	75	
SOBRE 500 cc.	86	75	
TRICICLOS			
CUALQUIER MOTOR CON MAS DE 50 cc.	85	75	
AUTOMOVILES			
CUALQUIER MOTOR Y CILINDRAJE	84	75	84
CAMIONES			
MENORES A 3.5 TONELADAS	85	75	85
DE 3.5 A 12 TONELADAS	89	75	89
MAS DE 12 TONELADAS Y CON MOTOR MAYOR A 200 HP.	92	75	92
MAS DE 12 TONELADAS Y CON MOTOR MENOR A 200 HP.	89	75	89

TIPO DE VEHICULO	E.E.C.	U.S.A.	RR.UU.
BUSES			
MENORES A 3.5 TONELADAS	85	75	
MAYORES A 3.5 TONELADAS CON MOTOR MENOR A 200 HP.	89	75	
MAYORES A 3.5 TONELADAS CON MOTOR MAYOR A 200 HP.	92	75	

La norma de la Comunidad Económica Europea establece una distancia de medición de 7.5 metros desde la fuente sonora al micrófono, de igual manera la norma del Reino Unido, mientras que la norma U.S.A. establece una distancia de 50 pies.

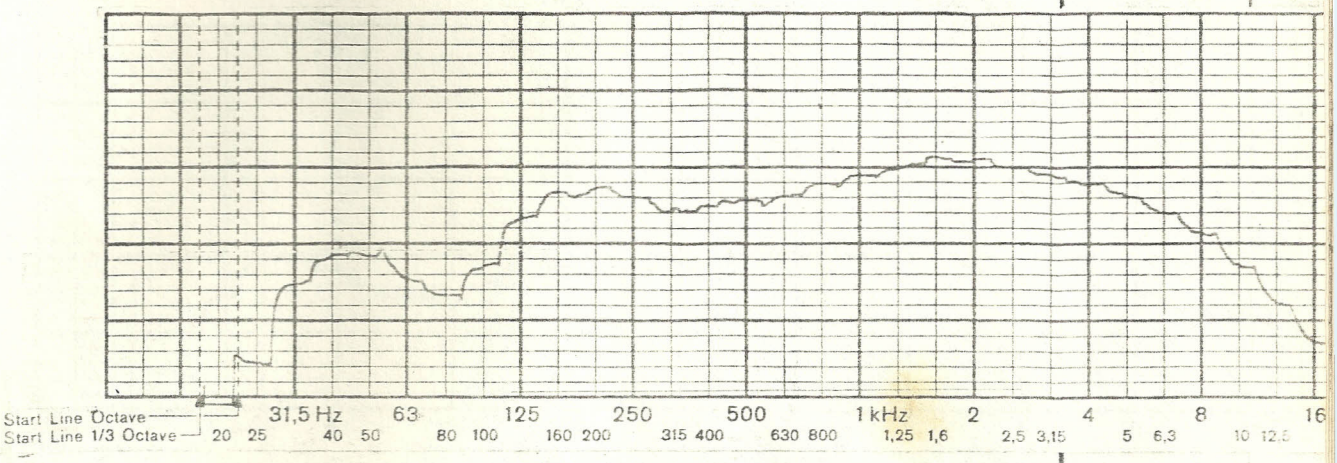
Todas las normas antes expuestas están dadas en decibeles en escala A.

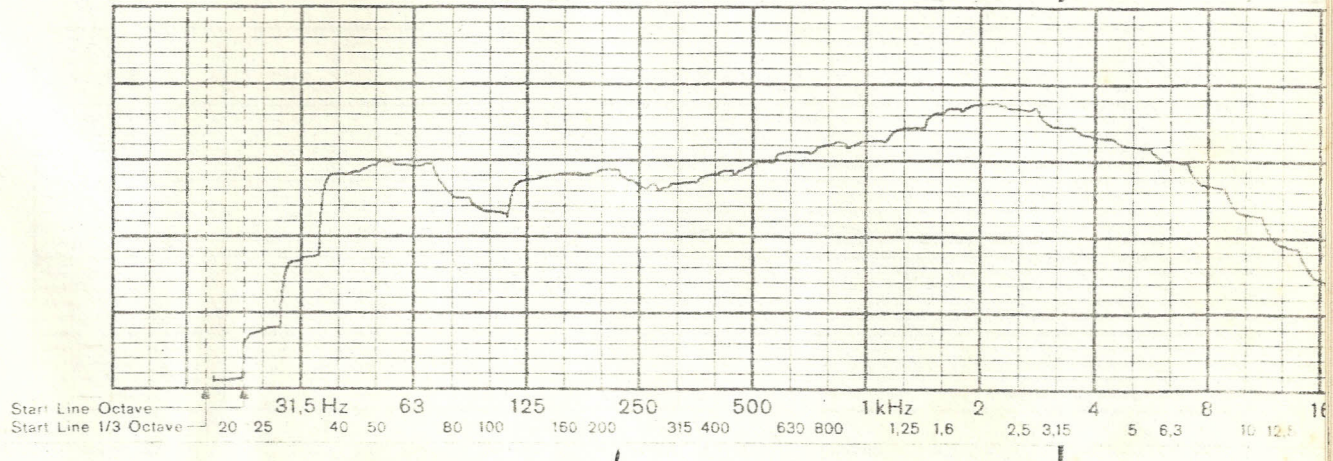
APENDICE C

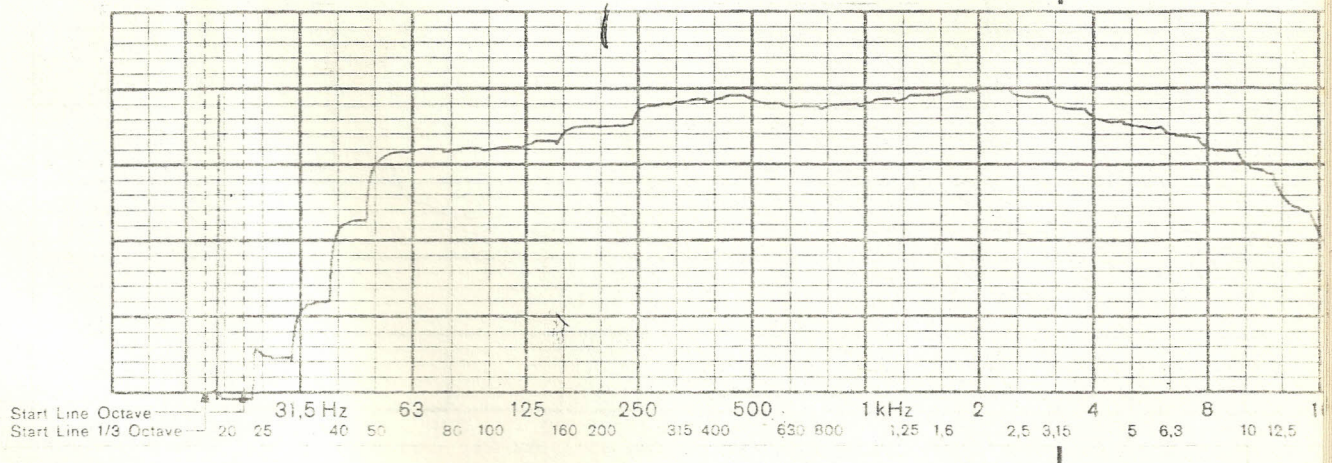
Memorias de los niveles de presión sonora obtenidos sin silenciador y con los silenciadores óptimos reactivos y absortivos.

Equipo utilizado: Sonómetro con registrador gráfico

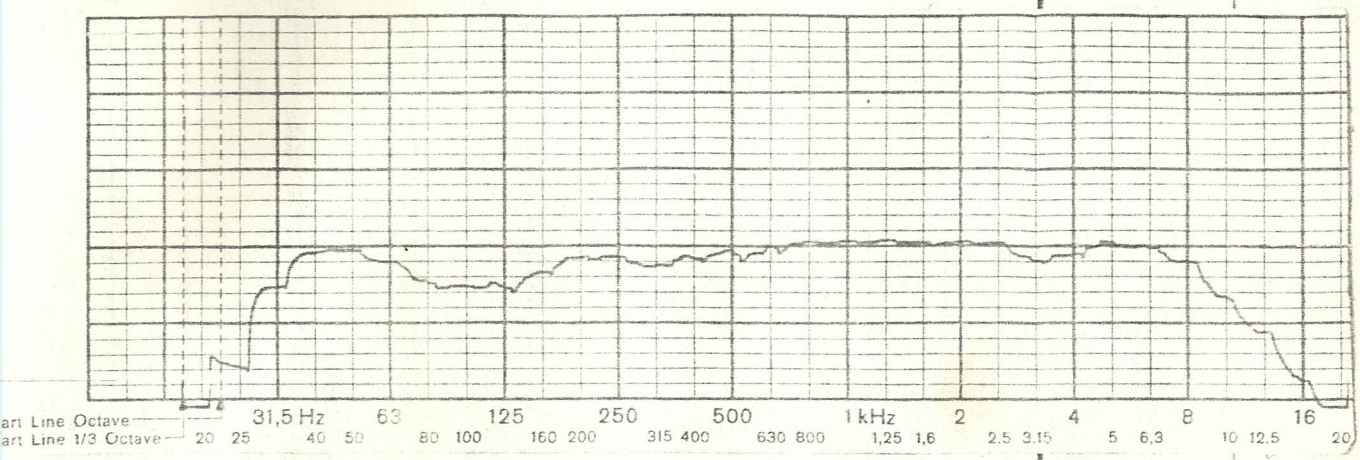
Características de la medición: niveles de presión sonora por tercio de octavo de banda, en dbA.

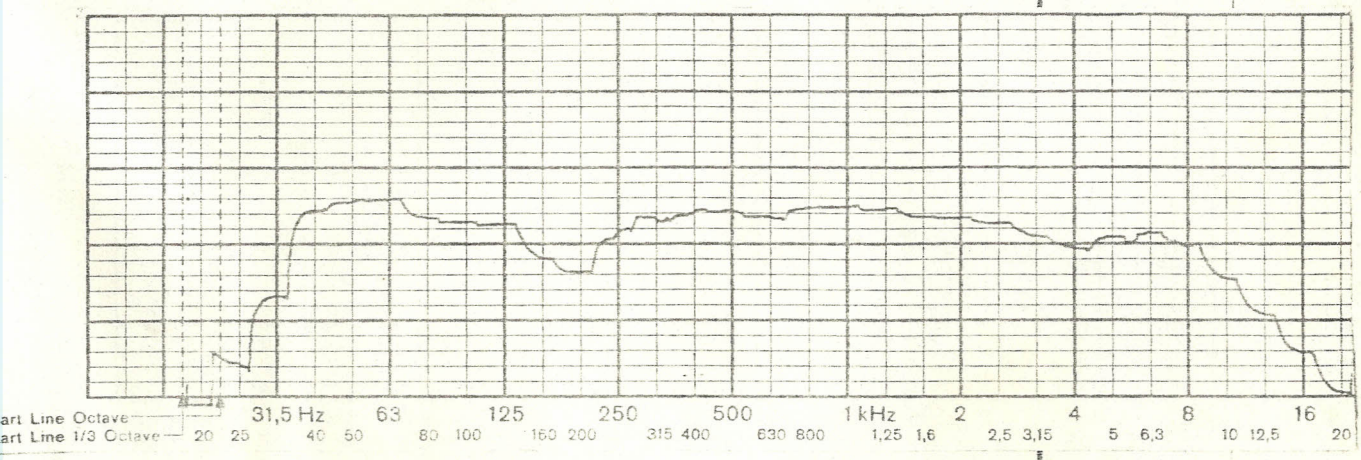


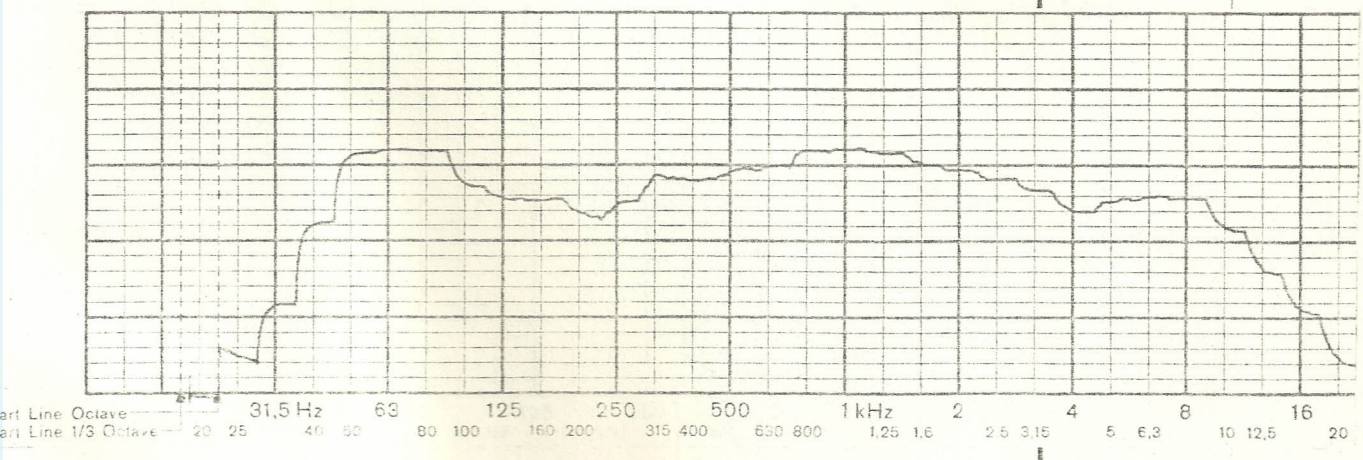




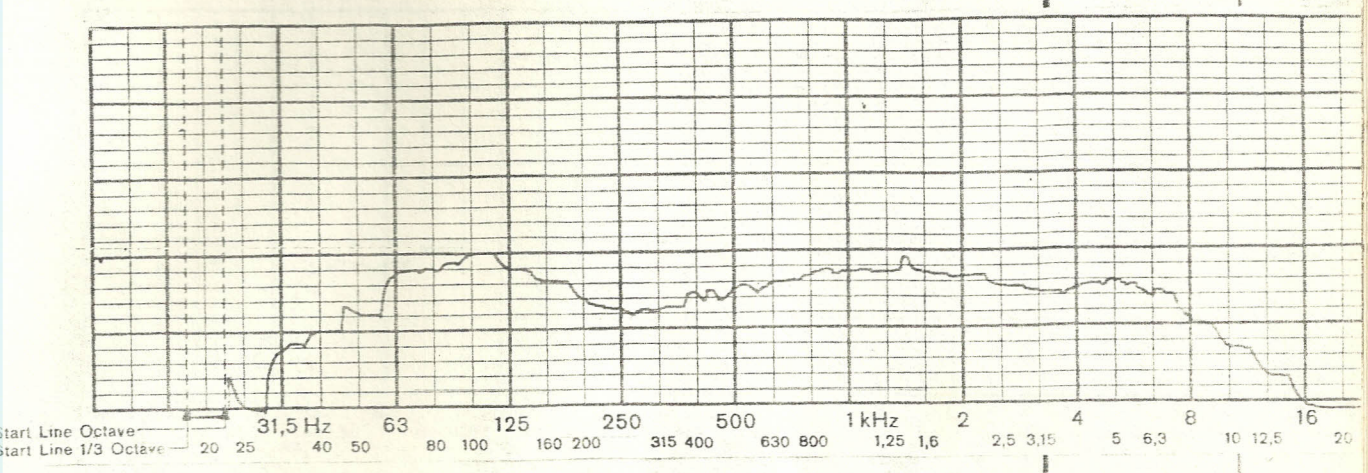
Sin silenciador

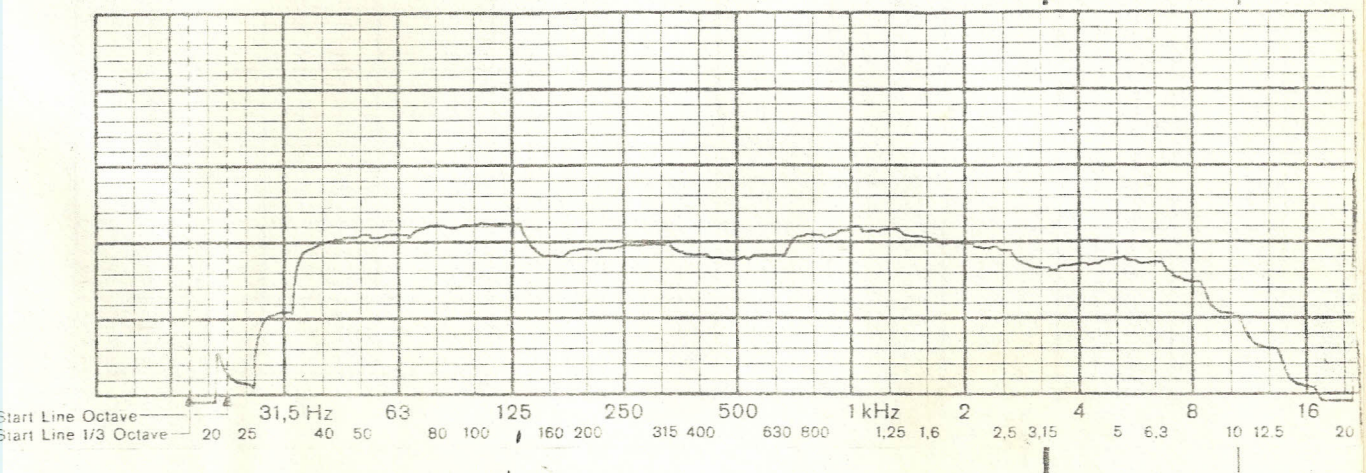


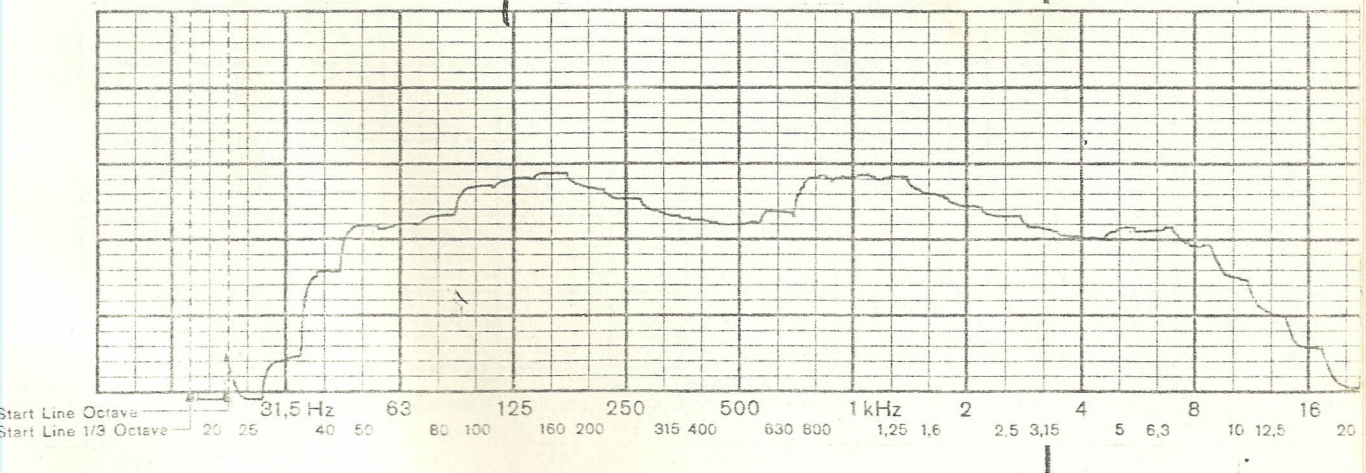




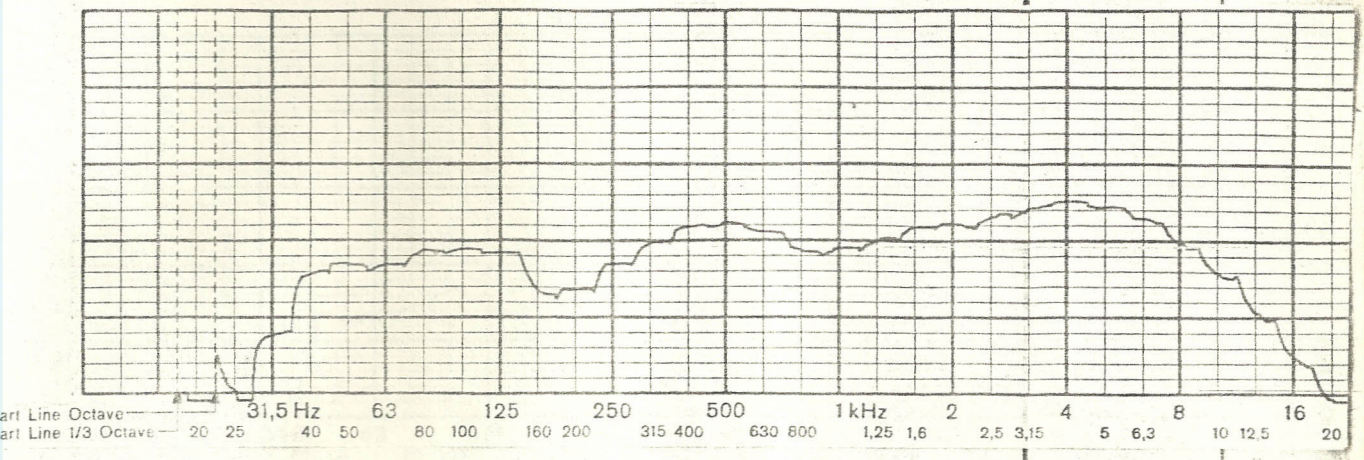
Simple cámara de expansión

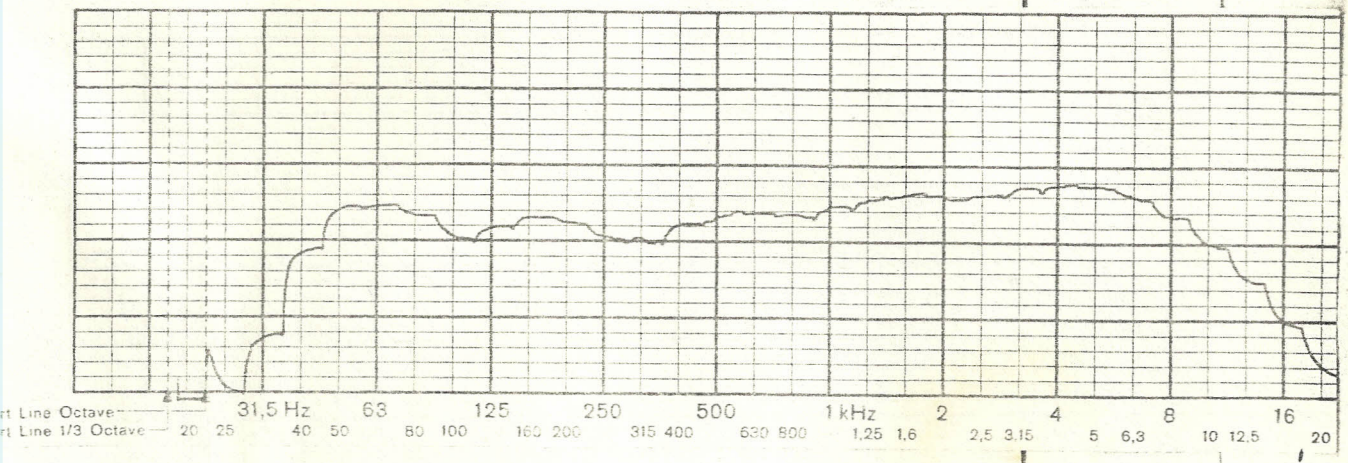


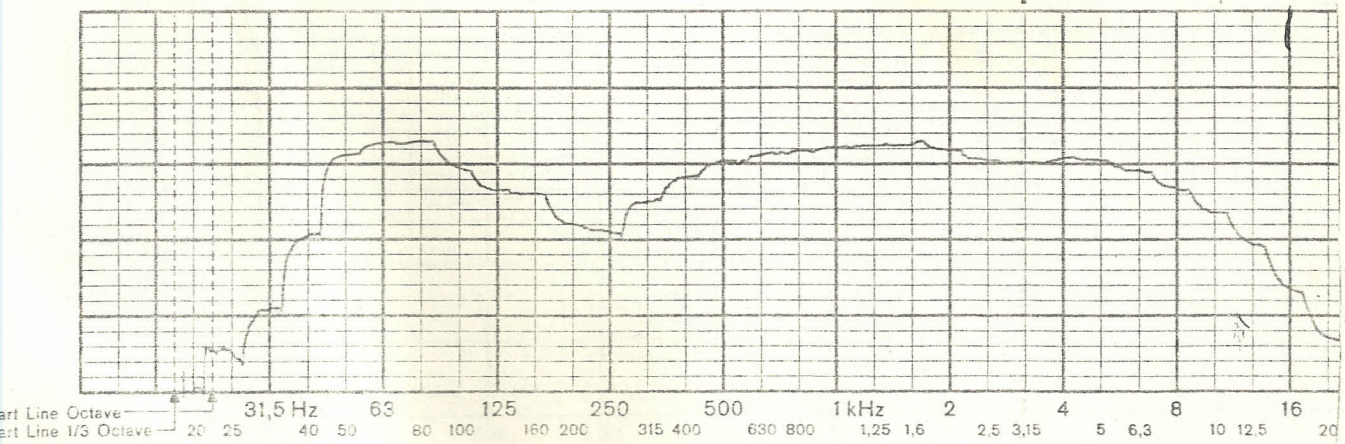




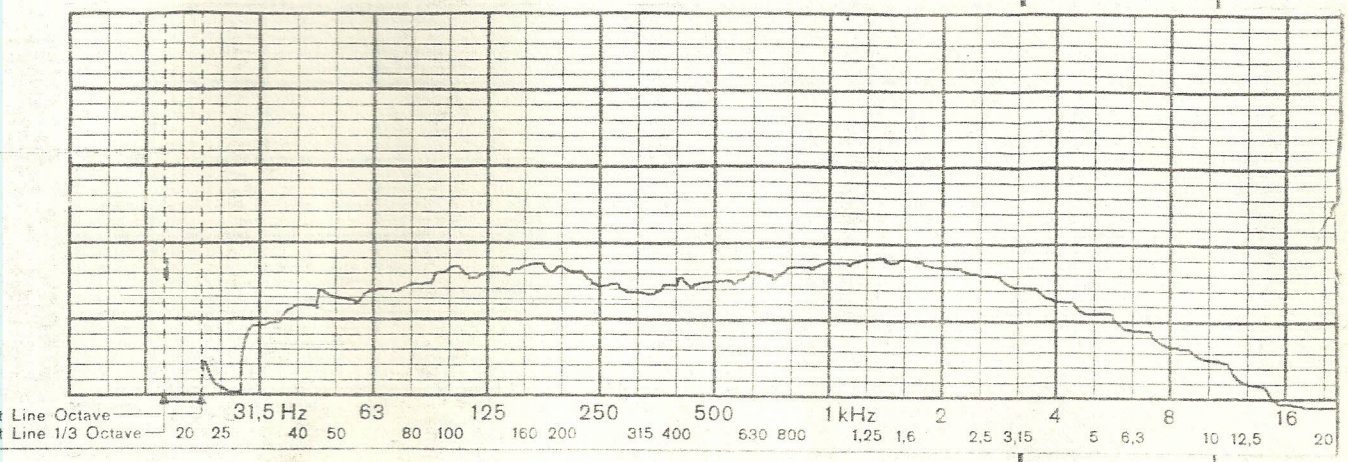
Doble cámara de expansión

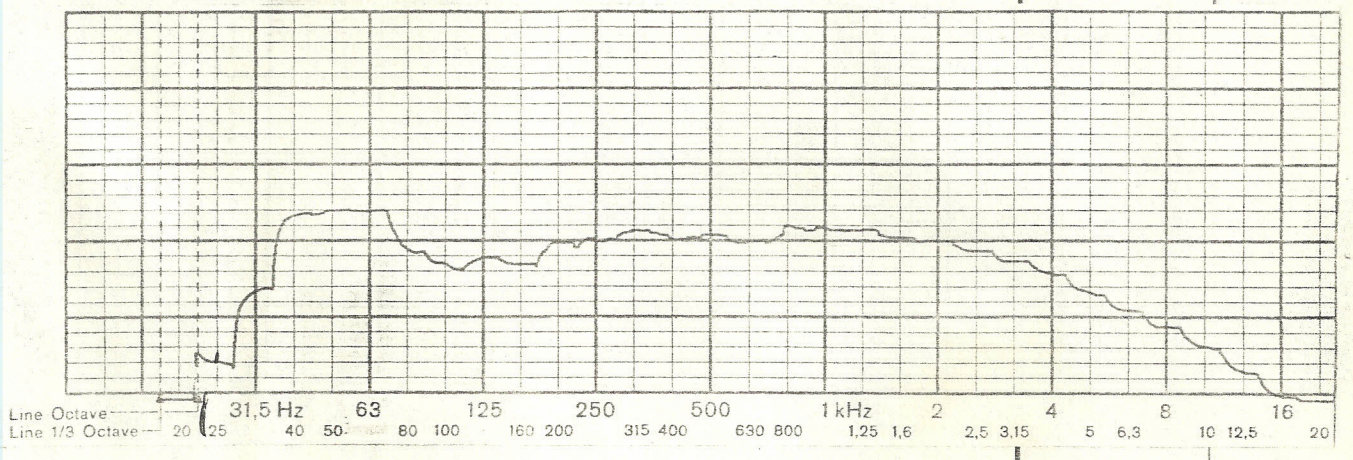


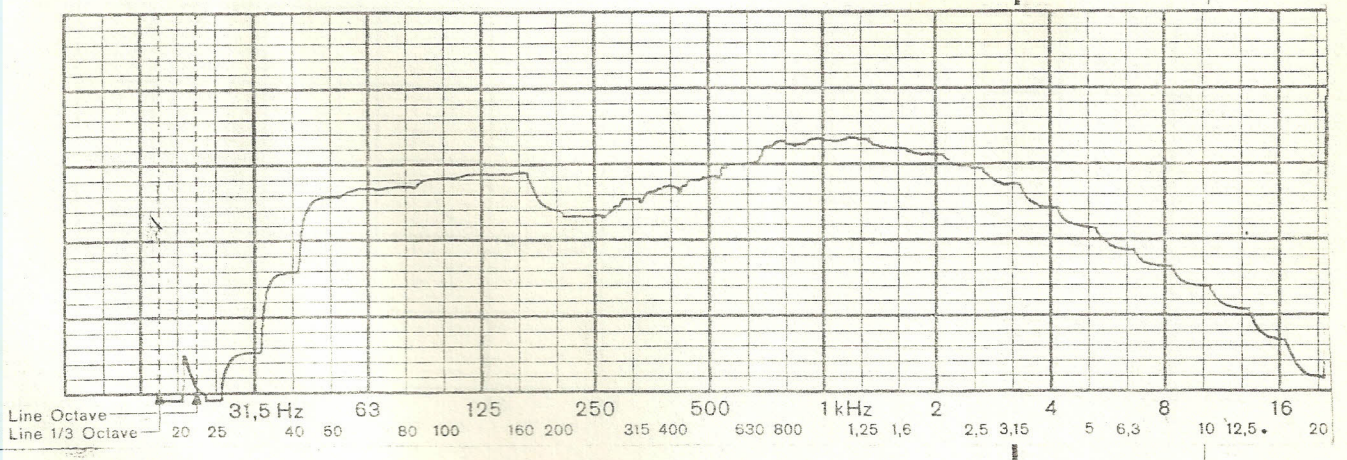




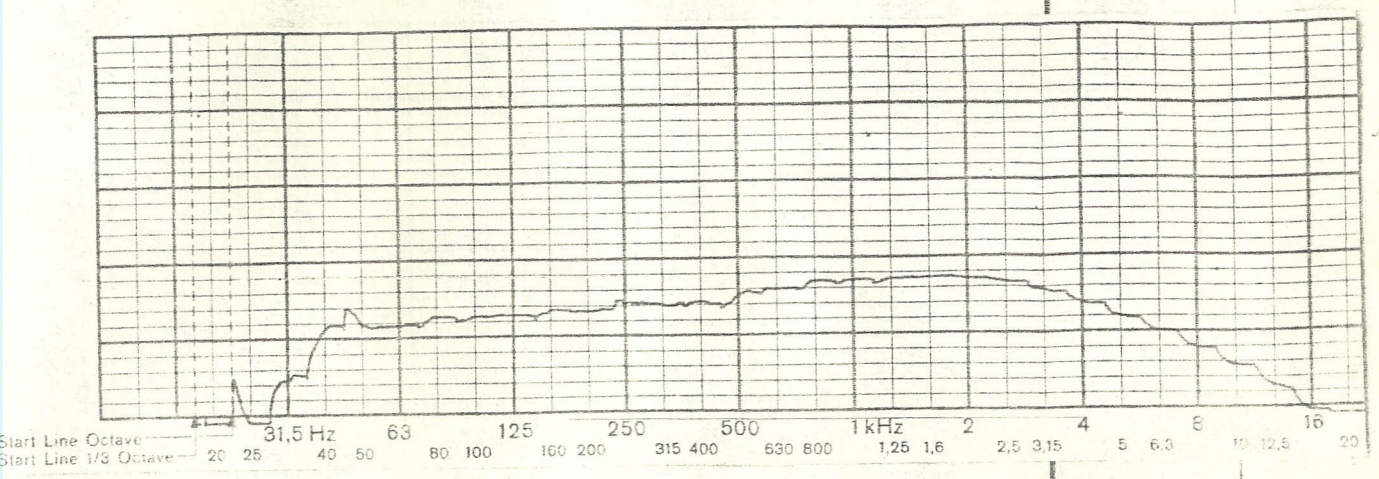
Simple resonador

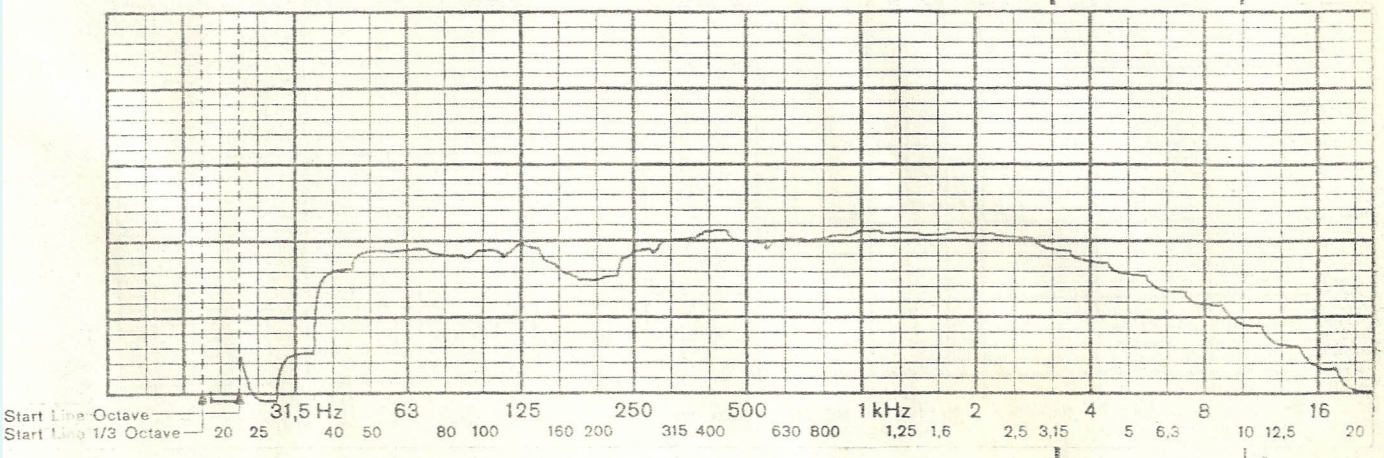


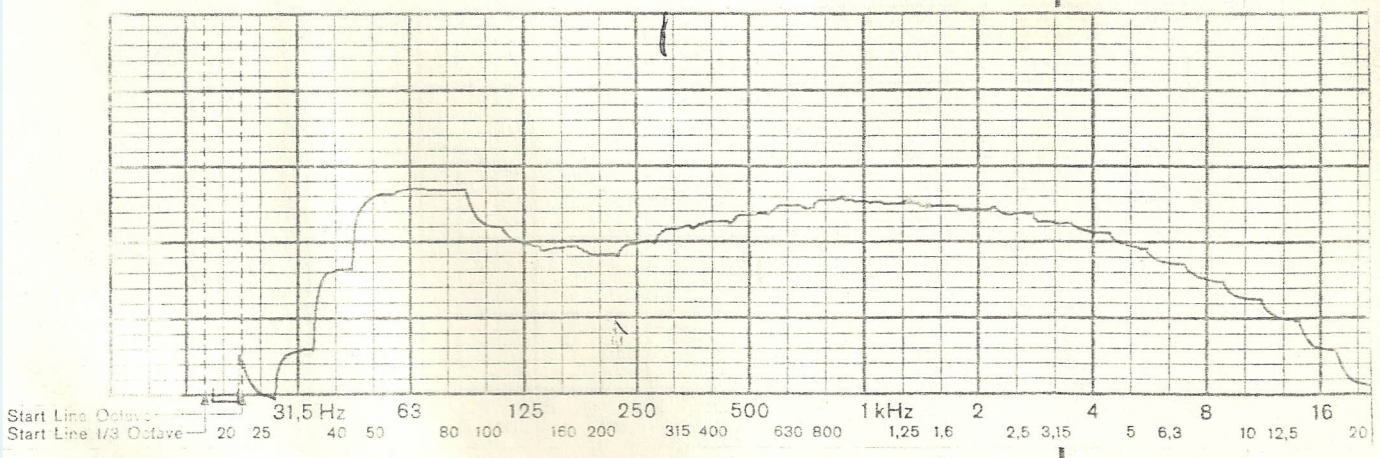




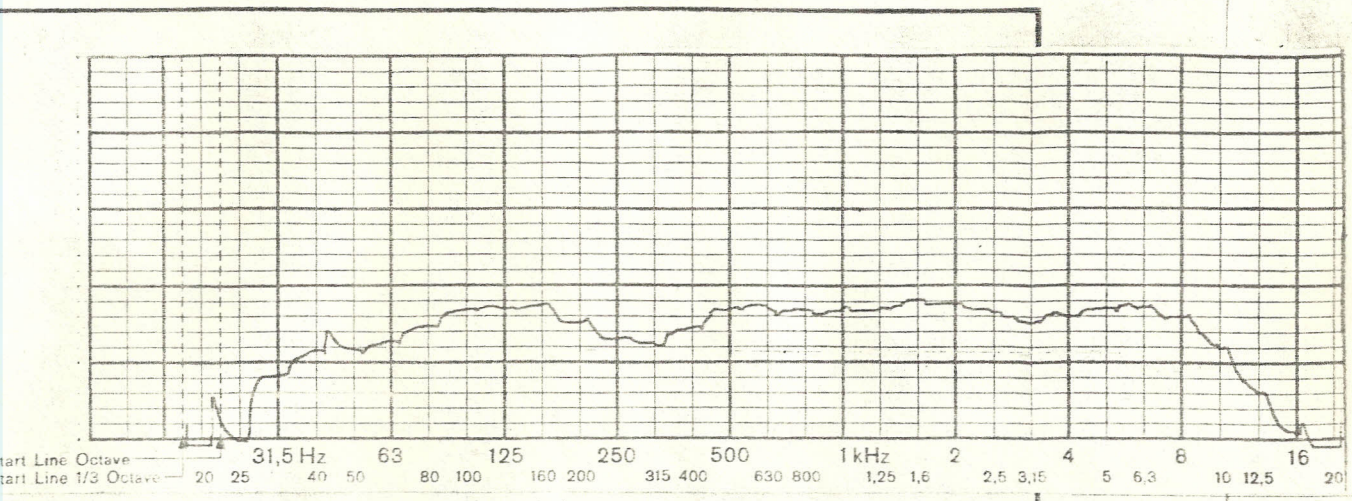
Simple cámara de expansión con material absortivo

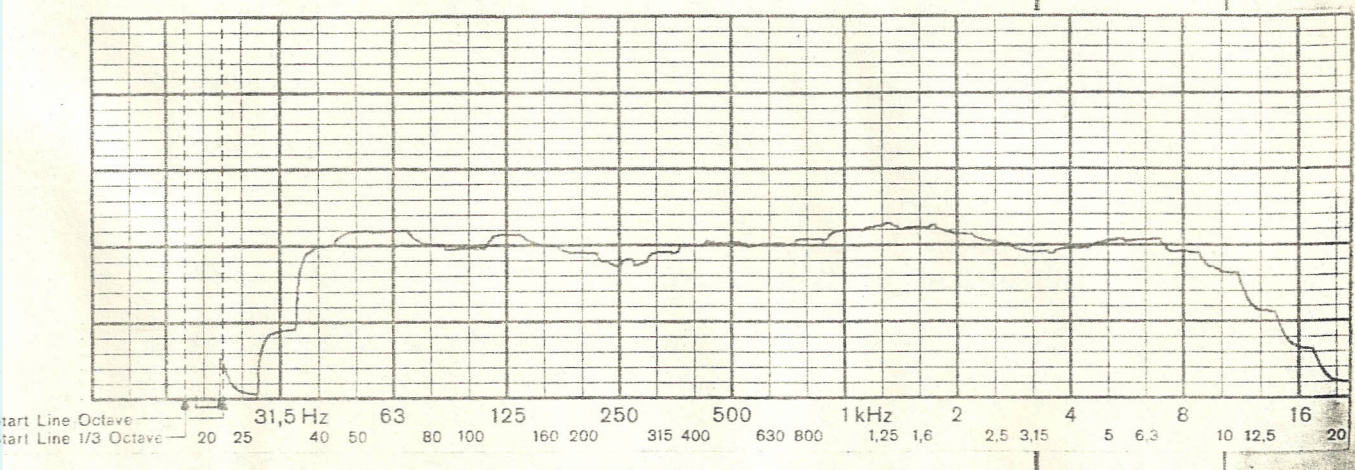


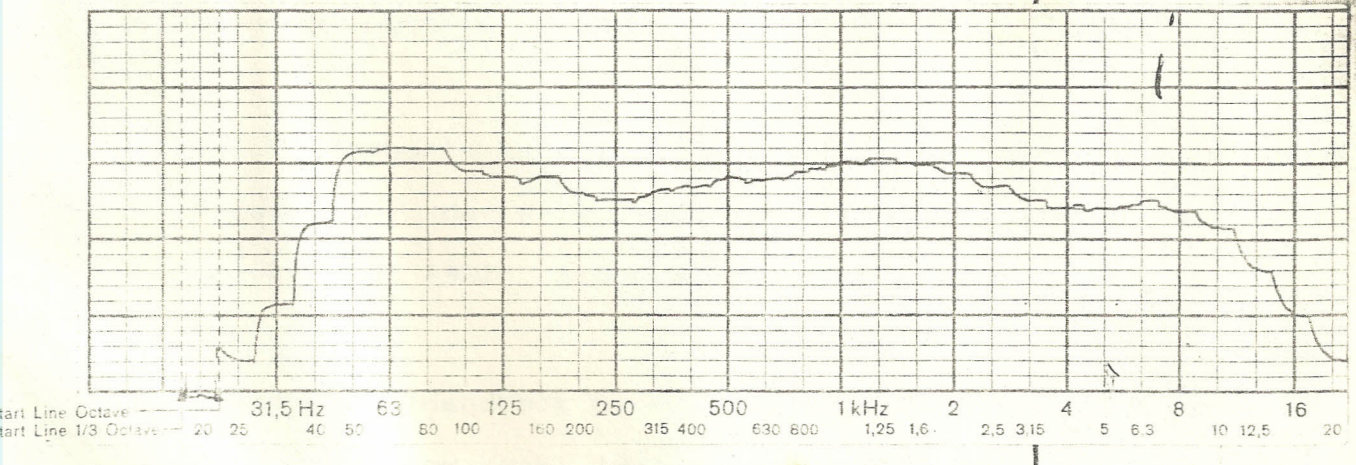




Doble cámara de expansión con material absortivo







Resonador con material absortivo

BIBLIOGRAFIA

1. A.N.S.I. "Standar Methods of testing, Duct Liner Materials and Prefabricated Silencers for Acoustical and Airflow Perfomance" - A.S.T.M., E477, 1973.

2. Beranek L. L. "Acoustics - Acoustical Society of América", New York, 1986, p 128 - 129.

3. Buglianello y Otros. "The Impact of Noise Polution", EE.UU., Pergamon Press Inc., 1976.

4. CENDES, "Perfil del Mercado Ecuatoriano de Silenciadores y Tubos de Escape", 1979.

5. C.T.G. "Reporte Estadistico de Vehiculos con Matricula Pagada por Marca y Clase-Tipo de la Provincia del Guayas, año 1987", Sin publicar.

6. Davis D.D. "Handbook of Noise Control", Harris C.H. Mc Graw Hill, New York, 1957, p. 21-1 - 21-43.

7. Diehl G. "Machinery Acoustics", John Wiley & Sons, Inc., USA, 1973, p. 164 - 177.

8. Doelling N. "Noise Reduction", Beranek L.L., McGraw Hill, New York, 1960 p. 434 - 451.

9. Eriksson L.J. "Noise Control in Internal Combustion Engines", John Wiley y Sons, New York, 1982, p. 237 - 287.

10. Eriksson L.J. y Otros, "Acoustical Design and Evaluation of Silencers", Sound and Vibration Magazzine, Julio 1983, p. 20 - 27.

11. Fader B. "Industrial Noise Control", John Wiley & Sons, Inc. U.S.A., 1981, p. 1 - 11; 40; 97; 165 - 170.

12. Franken P.A. "Noise Reduction", Beranek L.L., McGraw Hill, New York, 1960, p. 414, 433.

13. I.N.E.C. "Anuario de Estadisticas del Transporte del Año 1986", INEC - 1988.

14. Lord H.W. y Otros. "Noise Control for Engineers", McGraw Hill Inc., New York, 1980, 228, 240.

15. Magrab E.B. "Enviromental Noise Control", John Wiley & Sons, New York, 1975, p. 215, 234.

16. Pierce A.D. "Acoustics", McGraw Hill, USA, 1981, p.

313, 357.

17. Putman A.A. "Handbook of Industrial Noise Control", Faulkner L.L., Industrial Press Inc., New York - USA, 1976, p. 439.

18. Priede T. "Noise and Vibration", White R.G. - Ellis Hordwood Limited (John Wiley & Sons), Inglaterra, 1982, p. 391, 398.