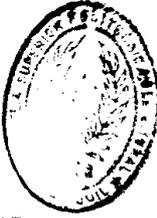




D-10479



T
621.437
R173

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica

“DETECCION DE FALLAS OPERACIONALES EN
MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, MEDIANTE
EL USO DEL ANALISIS DE VIBRACIONES”

PROYECTO DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Guido Manuel Ramírez Solano

Guayaquil - Ecuador

1.991

AGRADECIMIENTO.

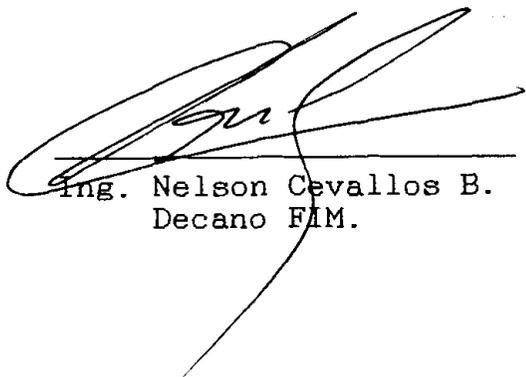
AGRADEZCO A DIOS,
A MIS PADRES, Y
AL ING. GUILLERMO
URQUIZO JUNTO CON
LOS PROFESORES
DEL TOPICO POR SU
VALIOSA AYUDA Y
APOYO.

DEDICATORIA

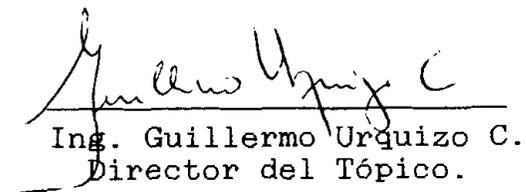


A MIS PADRES

Y HERMANAS.



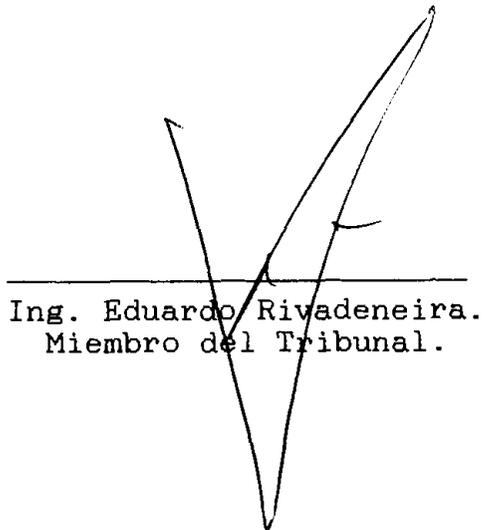
Ing. Nelson Cevallos B.
Decano FIM.



Ing. Guillermo Urquiza C.
Director del Tópico.



Ing. Federico Camacho B.
Miembro del Tribunal.



Ing. Eduardo Rivadeneira.
Miembro del Tribunal.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponde exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo, a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".

(Reglamento de Tópico de Graduación).

G. Ramirez S.

GUIDO M. RAMIREZ SOLANO.

R E S U M E N

Este trabajo de investigación fue hecho con el propósito, de obtener datos referenciales que caractericen fallas operacionales en un motor de combustión interna (cuatro cilindros en línea, encendido por chispa), mediante la obtención de espectros de frecuencia de la respuesta vibratoria producida por el motor examinado.

Para llevar a cabo este trabajo experimental, se usaron equipos electrónicos tales como: el Analizador de Vibraciones de Tiempo Real B & K (2515), Graficador B & K (2317) y un acelerómetro B & K (4370) . Este último, colocado convenientemente, en una superficie apropiada y en la dirección donde se apoya el eje de transmisión principal del motor (cigüeñal).

A pesar de haber otros métodos relativamente simples, para evaluar las condiciones operacionales del motor de combustión interna, que son recordados como clásicos hoy en día por ser los primeros desarrollados; en recientes años hasta el presente tiempo, la señal de vibración ha sido encontrada como un indicador muy sensible y exacto de la condición de la maquinaria en el Control Industrial.

Por esta razón, se espera que este trabajo sirva como una referencia para hacer predicciones concernientes a las características operacionales de un motor.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VIII
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XII
SIGNIFICADO DE SIMBOLOS	XV
INTRODUCCION	17
CAPITULO I. FUNDAMENTOS TEORICOS	19
1.1 VIBRACIONES DEBIDO A FUERZAS RECIPROCANTES	19
1.1.1 Fuerzas de Inercia	20
1.1.1.1 Partes reciprocantes	20
1.1.1.2 Masas reciprocantes	23
1.1.2 Efecto de la presión	26
1.1.3 Análisis cualitativo del Par Torsional... ..	28
1.2 VIBRACION DEBIDO A FALLAS OPERACIONALES Y VIBRACION INHERENTE DE DISEÑO EN LA MAQUINA DE EXPLOSION	33
1.3 CARACTERISTICAS TIPICAS DE CIERTAS FALLAS MECANICAS Y OPERACIONALES QUE PRODUCEN VIBRACION EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA ...	35

Pág.



BIBLIOTECA

CAPITULO II. PRUEBAS EXPERIMENTALES	37
2.1 ANALISIS DE VIBRACIONES	37
2.2 FALLAS OPERACIONALES INDUCIDAS EN EL MOTOR ...	41
2.2.1 Características de las pruebas	41
2.3 INSTALACION Y CALIBRACION DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES DE TIEMPO REAL	43
2.4 CONSIDERACIONES GENERALES EN LA MEDICION DE LA VIBRACION.....	43
2.5 PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DE DATOS EXPERIMENTALES	48
2.6 COLECCION DE DATOS	48
CAPITULO III. ANALISIS DE RESULTADOS	59
CAPITULO IV.	66
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	66
APENDICES	70
A. TABLAS DE RESULTADOS	71
B. FOTOGRAFIAS	90
C. ESPECTROS OBTENIDOS	93
D. DIBUJOS	176
BIBLIOGRAFIA	178

INDICE DE FIGURAS

Nº	DESCRIPCION	PAG.
1-1	Mecanismo del cigüeñal (Ref.6).....	20
1-2	Aceleración del pistón en función del ángulo del cigüeñal para la relación $r/l = 1/4$ (Ref.1).....	22
1-3	Sistema equivalente de dos masas y biela (Ref.5).	24
1-4	Análisis dinámico del mecanismo del cigüeñal. (Ref.5).....	26
1-5	Curva típica del par torsional de un motor de un solo cilindro para un ciclo completo (Ref.6).....	28
1-6	Diagrama resultante (Ref.7).....	29
1-7	Influencia de las variaciones del régimen sobre el Diagrama resultante (Ref.7).....	30
1-8	Fuerzas de inercia primaria de un motor de cuatro cilindros (Ref.1).....	32
2-1	Ilustración de como la señal, puede ser descrita en términos de un espectro de frecuencia (Ref.11).	40
2-2	Método de Montaje de acelerómetros piezoeléctricos y típica respuesta a la frecuencia obtenida (Ref.11).....	43
2-3	Típica sensibilidad de carga vs. características de temperatura para acelerómetros piezoeléctricos	

(Ref. 11)	44
2-4 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba del orden de encendido (B).....	52
2-5 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba del orden de encendido (A).....	53
2-6 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba del tiempo de encendido (B).....	54
2-7 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba del tiempo de encendido (A).....	55
2-8 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba de carga en el carburador (B).....	56
2-9 Curva amplitud de vibración vs.número de armónicas de la prueba de carga en el carburador (A).....	57
3-1 Diagrama de estrella del motor examinado.....	60

INDICE DE TABLAS

Nº	DESCRIPCION	PAG.
1.1	Resumen del nivel de Vibración para las primeras ocho armónicas del par torsional de las diferentes pruebas en el motor examinado.....	51
1.2	Resumen del nivel de Vibración RMS de los espectros en el rango de alta frecuencia.....	58
A-1	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando en buenas condiciones (B).....	72
A-2	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando en buenas condiciones (A).....	73
A-3	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N°1 (B).....	74
A-4	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N°2 (B).....	75
A-5	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N°3 (B).....	76

A-6 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N94 (B)..... 77

A-7 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N91 (A)..... 78

A-8 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N92 (A)..... 79

A-9 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N93 (A)..... 80

A-10 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando sin el cilindro N94 (A)..... 81

A-11 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con el encendido retrazado (B).. 82

A-12 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con el encendido adelantado (B)..... 83

A-13 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con el encendido retrazado (A)..... 84

A-14 Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con el encendido adelantado (A)..... 85



A-15	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con presión negativa en el carburador (B).....	86
A-16	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con presión positiva en el carburador (B).....	87
A-17	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con presión negativa en el carburador (A).....	88
A-18	Colección de datos y promedio de las amplitudes de las armónicas en las pruebas realizadas al motor funcionando con presión positiva en el carburador (A).....	89

SIGNIFICADO DE SIMBOLOS

- A = en general, alto régimen de velocidad del cigüeñal; en particular amplitud ó intensidad de vibración en el capítulo II y III.
- a = en general aceleración.
- B = bajo régimen de velocidad del cigüeñal.
- B & K = Brüel & Kjaer.
- c = distancia del centro de gravedad.
- °C = grados centígrados.
- d = distancia perpendicular a la biela.
- dBacc = decibeles aceleración.
- f = frecuencia.
- Fig = figura.
- F = en general una fuerza.
- G = centro de gravedad.
- h = distancia del centro de percusión.
- Hz = hertz.
- l = longitud de la biela.
- ln = distancia entre el enésimo y el primer muñón.
- mSeg = milisegundos.
- M = en general masa.
- M.C.I = Motores de Combustión Interna.
- n = en general un número.

P = fuerza de la presión del gas en el cilindro.

r = radio del círculo.

r.p.m = revoluciones por minuto.

Ref = referencia.

RMS = root mean square (Raíz cuadrada promedio).

t = tiempo.

T = par de inercia.

v = velocidad.

W = en general masa.

X, x = en general, desplazamiento; en particular amplitud
en el capítulo II.

y = altura.

α_n = en las máquinas recíprocas, ángulo del enésimo
muñón.

δ = en general, longitud o magnitud pequeña.

ϕ = ángulo de fase o un ángulo cualquiera.

w = velocidad angular.

Σ = en general sumatoria.

θ = en general un ángulo.

INTRODUCCION

El análisis de vibraciones en una máquina involucra, saber cuáles son las fuentes de excitación de las mismas. La vibración en un motor de combustión interna puede tener varias causas; así la vibración es siempre compleja, ya que, es el resultado de numerosas vibraciones.

La estructura del motor es simultáneamente excitada por una serie de fuerzas dinámicas de características diferentes, entre las cuales están las fuerzas de la presión del gas en los cilindros provenientes de la combustión y de la operación del mecanismo biela-manivela. Además existen otras fuentes de vibración derivadas de fallas operacionales y diseño de la máquina. El efecto de estas fuentes influyen en el motor generando vibración en varias direcciones; pero en definitiva, en el sitio final empleado para la medición, la vibración de la máquina es el resultado de numerosas vibraciones armónicas. Menos mal las vibraciones periódicas pueden ser descompuestas en componentes senosoidales individuales (Análisis de frecuencia).

La condición del motor es observada y medida por

medio de la curva intensidad de vibración versus la frecuencia en el ancho de banda deseado. Esta variación de la vibración (Espectros de frecuencia), indica cambios en la condición del motor; logrando fácilmente por este método encontrar las características del motor examinado y su condición.

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS

En este capítulo se estudia las posibles fuentes de excitación de vibración en los motores de combustión interna. Si imaginamos este motor, vemos que el inherente movimiento reciprocante en el diseño y operación de la máquina, tienen una aceleración alterna que estará correspondida con una fuerza sobre la estructura del mismo, que se hace sentir como una vibración en el motor y sus soportes.

1.1 VIBRACIONES DEBIDO A FUERZAS RECIPROCANTES.

Las máquinas de explosión, tales como los motores de combustión interna, normalmente tendrían vibraciones debido a las partes rotando tal como el cigüeñal, trasladándose tal como el pistón, y partes como la biela con un movimiento más complejo; que generan un movimiento inherente que resulta de: la inercia de las partes reciprocantes y de la variación de presión sobre los pistones (Ref. 3,4).

1.1.1 Fuerzas de Inercia.

1.1.1.1 Partes reciprocantes.

La inercia de las partes reciprocantes está representada por la combinación de las aceleraciones periódicas de masa M del mecanismo biela-manivela-pistón, que se usa ampliamente en motores de combustión interna y similares máquinas reciprocantes. La figura 1-1, muestra un dibujo del mecanismo.

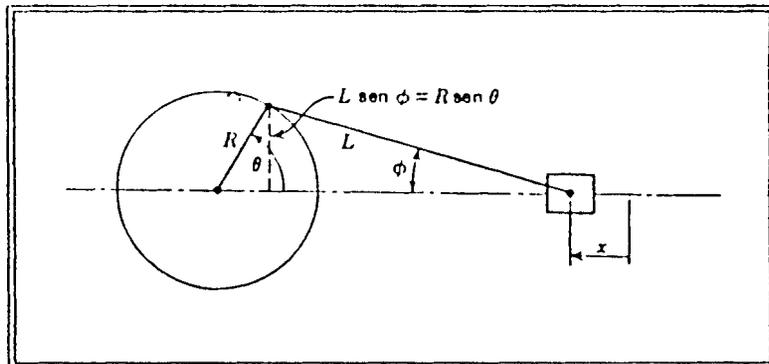


Fig. 1-1. Mecanismo del cigüeñal.

(Ref. 6; Pág. 41)

Considerando la figura anterior se determina el desplazamiento del pistón, su velocidad y aceleración respectivas. Para esto se estima el mecanismo funcionando a velocidad constante

(w=cte). La ecuación para el desplazamiento x se obtiene de la geometría de la Fig. 1-1.

$$\begin{aligned}
x &= r + l - r \cos \theta - l \cos \phi \\
&= r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \phi) \\
&= r(1 - \cos \theta) + l\{1 - [1 - (r/l)^2 \sin^2 \theta]^{1/2}\}
\end{aligned}$$



En la ecuación anterior se puede simplificar el segundo término dentro del radical ($\delta \ll 1$), ya que generalmente en los motores de combustión interna la relación r/l es muy cercana a 1/4 y, por lo tanto, se lo aproxima remplazándolo con la serie de potencia

$$(1 - \delta^2)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2}\delta^2 - \frac{1}{8}\delta^4 - \frac{1}{16}\delta^6 - \dots$$



donde $\delta = (r/l)\sin\theta$.

Omitiendo potencias altas en la serie se conserva los dos primeros términos de la misma y así, tenemos que es

$$[1 - (r/l)^2 \sin^2 \theta]^{1/2} \approx 1 - \frac{1}{2}(r/l)^2 \sin^2 \theta$$

y

$$x = r(1 - \cos \theta) + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \theta \quad (1.1)$$

donde $\theta = \omega t$.

Diferenciando la ecuación (1.1) con respecto al tiempo tenemos la velocidad v y aceleración a

$$v = \omega r \left[\sin \omega t + \left(\frac{r}{2l} \right) \sin 2\omega t \right] \quad (1.2)$$

$$a = \omega^2 r \left[\cos \omega t + \left(\frac{r}{l} \right) \cos 2\omega t \right] \quad (1.3)$$

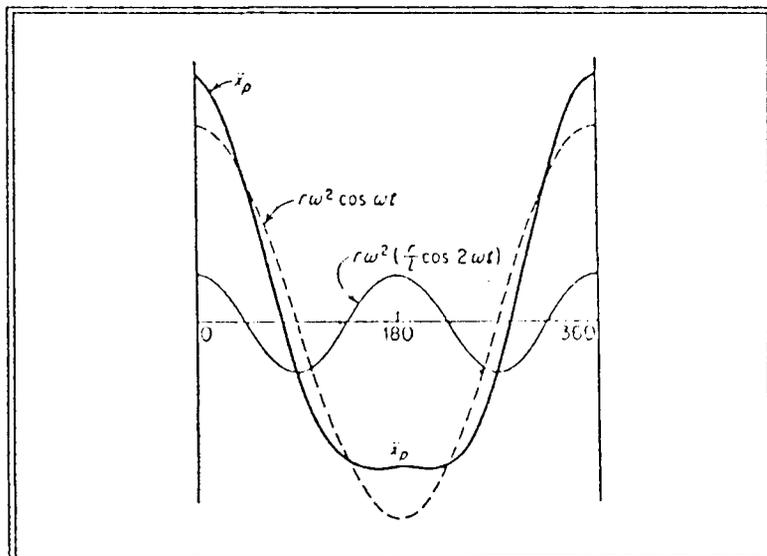


Fig. 1-2. Aceleración del pistón en función del ángulo del cigüeñal para la relación $r/l = 1/4$ (Ref. 1; Pág. 236).

De la ecuación (1.3), tenemos que si la biela fuera muy larga ($l \approx \infty$) el segundo término desaparecería y el pistón cumpliría un movimiento armónico (senoide pura). Si la biela fuera corta el movimiento y, en particular la

aceleración se desviarían de la senoide en forma considerable. La figura 1-2, muestra la aceleración del pistón para un motor en el que $r/l = 1/4$ (Ref. 1,6).

1.1.1.2 Masas reciprocantes.

Multiplicando la masa del pistón por la ecuación (1.3) obtenemos la fuerza de inercia vertical.

Por otro lado la masa del cigüeñal se la puede concentrar en su centro de gravedad, permaneciendo inalterable si se la coloca en el muñón (debido a que es una fuerza centrífuga).

Finalmente, la masa de la biela con características dinámicas más complejas se la puede remplazar por dos masas concentradas, siempre y cuando tengan igual: masa total, centro de gravedad y momento de inercia (Ref. 5).

El sistema es representado por la figura 1-3.

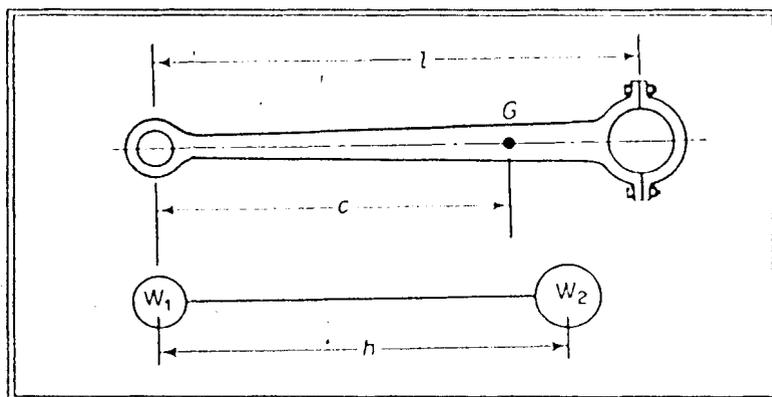


Fig. 1-3. Sistema equivalente de dos masas y biela (Ref. 5; Pág.191).

La masa M_1 que se traslada corresponde a la suma de la masa del pistón con sus partes anexas y $2/3$ de la biela. La masa M_2 que rota se compone de $1/3$ de la biela y la masa desbalanceada del contrapeso del cigüeñal asignada al muñón (ambas están balanceadas nominalmente). Por lo tanto, la fuerza de inercia vertical total de las partes móviles de un cilindro es

Fuerza de Inercia $F = \text{masa} * \text{aceleración}$

$$F = M_1 r \omega^2 \cos \omega t + (M_1 r / l) r \omega^2 \cos 2 \omega t \quad (1.4)$$

$$= F_1 + F_2$$

donde, F_1 y F_2 son las fuerzas primaria y secundaria de inercia respectivamente.

La ecuación (1.4) consta de dos términos, uno conocido como fuerza "primaria" que corresponde a un desbalance primario en una frecuencia igual a la velocidad de rotación del cigüeñal, y el otro término "secundario" que corresponde a un desbalance secundario en una frecuencia igual a dos veces la velocidad de rotación del cigüeñal. Tanto la fuerza primaria como la fuerza secundaria no pueden ser dominadas. Además, también existen otras fuerzas de inercia como también fuerzas de frecuencia más altas que fueron despreciadas en las aproximaciones para el desplazamiento.

Consecuentemente, las fuerzas alternas de inercia son la causa más importante de vibración en un motor recíprocante, ya que se comportan de la misma forma como actúan las presiones del gas; intervienen modificando la acción resultante en el par motor. (Ref. 1, 2, 7).



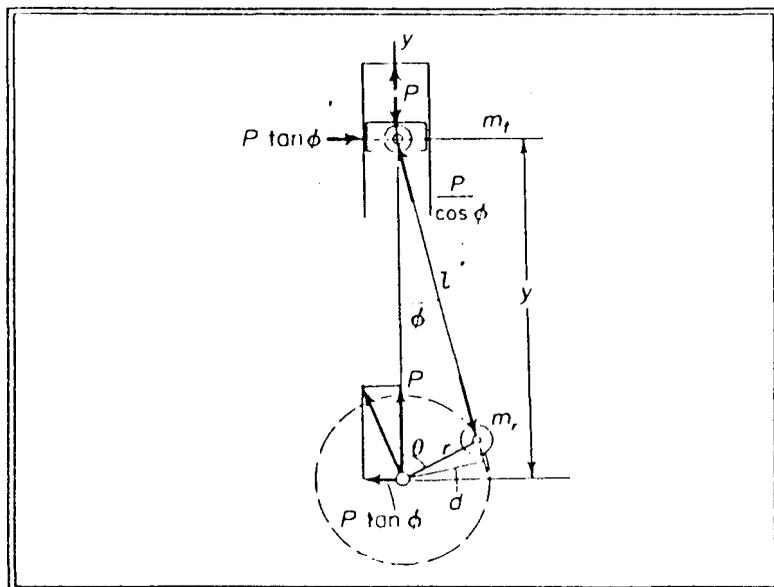


Fig. 1-4. Análisis dinámico del mecanismo del cigüeñal (Ref.5; Pág.192).

1.1.2 Efecto de la presión.

La fuerza del gas P alterna en los cilindros es el producto de la presión del gas por el área de la cabeza del pistón. Despreciando el rozamiento, efectos de inercia y suponiendo que el motor gira lentamente a velocidad constante w . Se puede demostrar que las fuerzas transmitidas a las partes estacionarias del motor son: la fuerza P hacia arriba sobre la cabeza del cilindro y hacia abajo sobre los cojinetes principales en O . La fuerza $P \tan \phi$ a la derecha sobre la guía de la cruceta y hacia la izquierda sobre los cojinetes principales en O .

Por lo tanto, la presión de los gases en el cilindro no produce fuerza resultante sobre la estructura del motor, sin embargo, la fuerza P resulta en un torque alrededor del cigüeñal igual a. (ver figura 1-4)

$$T_p = Pd / \cos\phi = Py \tan\phi \quad (1.5)$$

Debido a que la presión del gas, actúa en la misma dirección que la fuerza de inercia vertical total. Entonces la fuerza de inercia F (ecuación 1.4), tendría también un par alrededor del cigüeñal llamado par de inercia T_i y esta dado por (Ref. 1,5,7)

$$\begin{aligned} T_i &= - M_1 a_y \tan\phi \\ &= -M_1 r \omega^2 [\cos\omega t + (r/l)\cos 2\omega t] [l \cos\phi + r \cos\omega t] \tan\phi \end{aligned}$$

Usando, relaciones aproximadas, omitiendo potencias más altas de r/l y empleando relaciones trigonométricas. Se obtiene que la ecuación final para T_i es

$$\begin{aligned} T_i &= \frac{1}{2} M_1 r^2 \omega^2 [(r/2l) \sin\omega t - \\ &\quad - \sin 2\omega t - (3r/2l) \sin 3\omega t] \quad (1.6) \end{aligned}$$

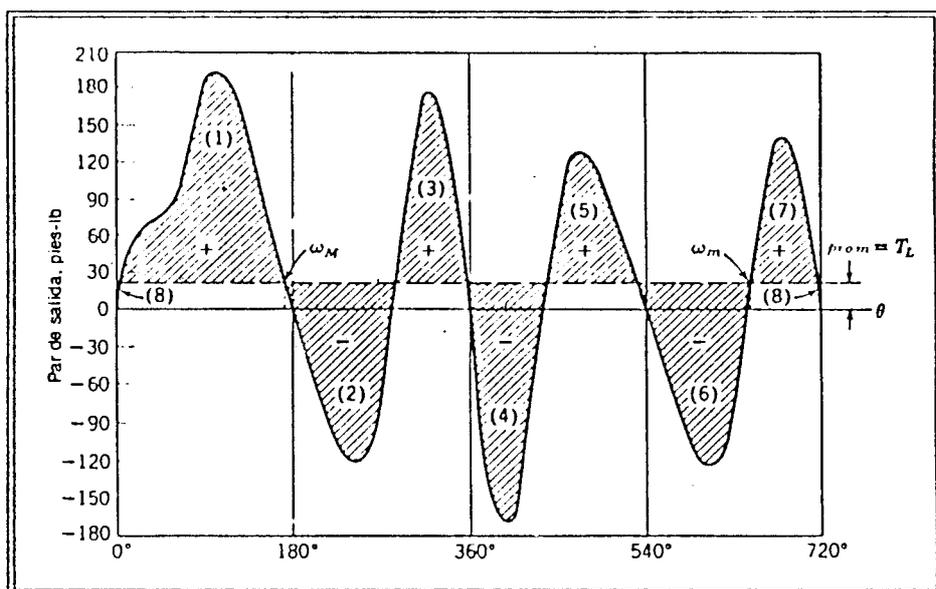


Fig. 1-5. Curva típica del par torsional de un motor de un solo cilindro para un ciclo completo (Ref. 6; Pág. 476).

Finalmente, el par torsional T , está compuesto de la suma de los pares producidos por las fuerzas de inercia, presión del gas, gravedad y fricción. Estas fuerzas, excepto, las dos últimas despreciadas por ser muy pequeñas comparadas con las anteriores. Dan como resultado un par de forma pulsante muy irregular que excita vibraciones torsionales en el cigüeñal, durante el ciclo del motor (ver la figura 1-5).

1.1.3 Análisis cualitativo del Par Torsional.

Analizando las diversas fases del ciclo de un

motor con respecto a las fuerzas que componen el par torsional, podemos observar que en la primera carrera (Admisión), actúa únicamente la fuerza de inercia de las masas alternas ya que la fuerza producida por el gas es despreciable. En la segunda carrera (Compresión), la presión causada por la compresión se opone a la fuerza de inercia. En la tercera carrera (Expansión), inicialmente la fuerza de inercia se opone a la correspondiente presión del gas. Y, por último, en la cuarta carrera (Escape), los gases ofrecen una resistencia mínima a las fuerzas de inercia (movimiento del pistón) y, por consiguiente, actúa sobre la manivela solamente la fuerza de inercia.

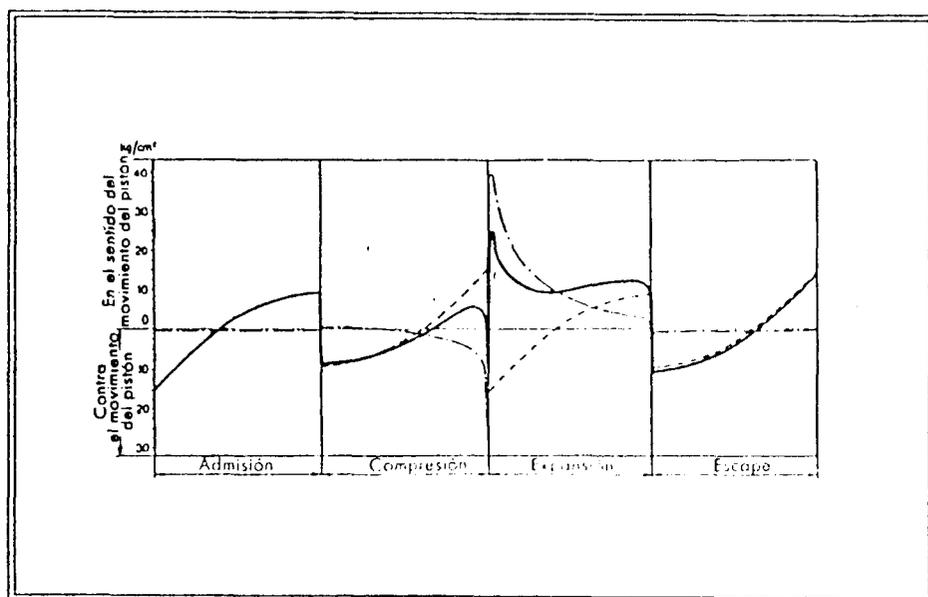


Fig. 1-6. Diagrama Resultante (Ref. 7; Pág.213).

De acuerdo a la dinámica de motores se sabe que "a bajo régimen prevalecen las fuerzas definidas por el diagrama indicado del ciclo real (Presiones); a régimen medio comienzan a ser sensibles las fuerzas de inercia, reduciendo ligeramente las solicitaciones debidas a las presiones máximas del ciclo" (Ref. 7).

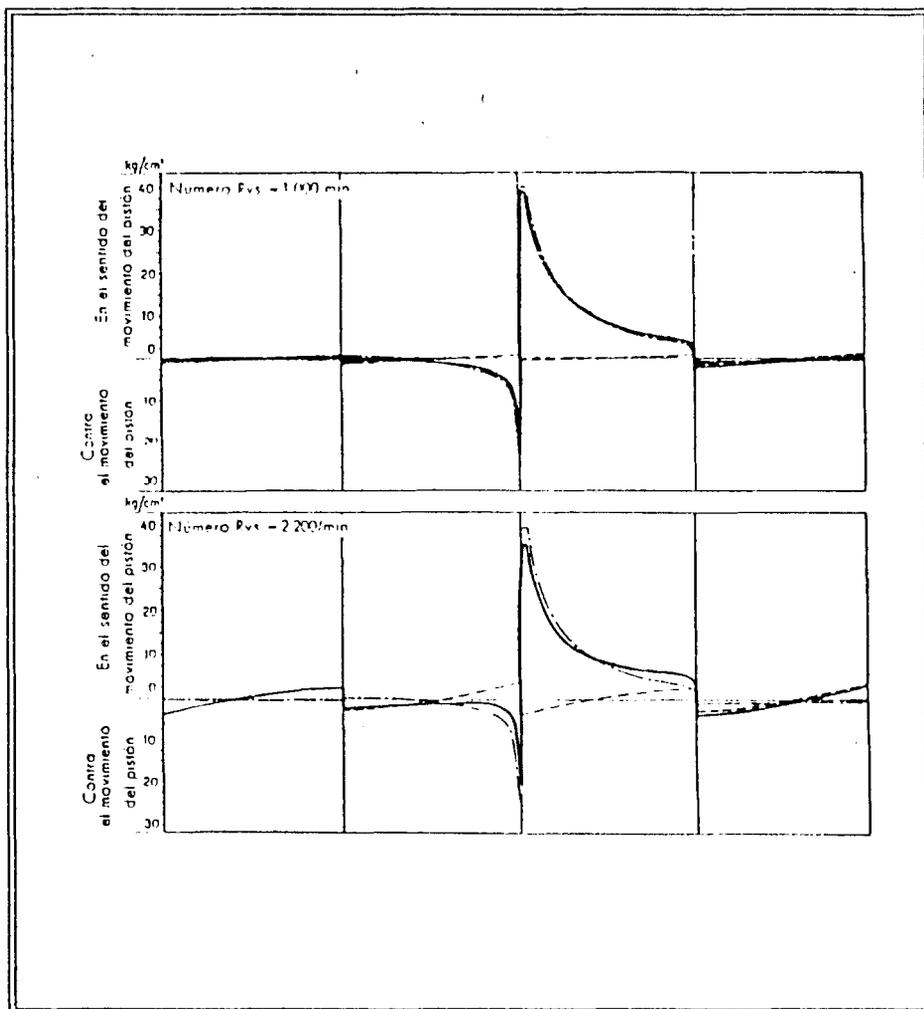


Fig. 1-7. Influencia de las variaciones del régimen sobre el Diagrama resultante (Ref. 7; Pág. 214)

Es importante recalcar que cuando se hace el análisis de fuerzas se considera teóricamente al marco o estructura del motor como rígida. En este caso se transmitirían fuerzas de inercia verticales, horizontales y momentos a la base que pueden resultar incómodas. En cambio cuando se hace análisis de vibraciones, se usan soportes flexibles (potencia flotante) para montar toda la estructura del motor. En este caso el sistema de fuerzas se convertiría en uno que involucra miembros no rígidos (como norma, el cigüeñal puede torcerse con relativa facilidad) lo que hace posible las vibraciones torsionales. (Ref.7)

El tema de las vibraciones torsionales se lo acostumbra dividir en tres partes: ***Balanceo de inercia, reacción del par torsional y vibraciones torsionales del cigüeñal.***

Balanceo de inercia. - Comprende el "balanceo del motor" (se supone que está balanceado) contra las fuerzas laterales y verticales, así como contra los momentos con respecto a los ejes vertical y lateral. Este balanceo se puede comprobar por dos formas que son la vectorial y Matemática. La vectorial considera el diagrama del cigüeñal, es decir, la distancia l_1 entre la

enésima cigüeña y la primera y el ángulo α_n entre la enésima y la primera cigüeña, tal como muestra el ejemplo de la figura 1-8.

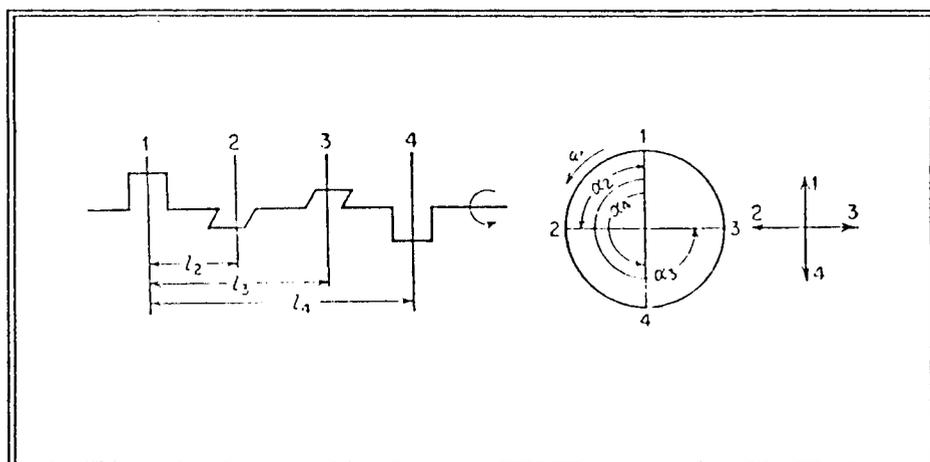


Fig. 1-8 Fuerzas de inercia primaria de un motor de cuatro cilindros (Ref. 1; Pág.243).

En el ejemplo anterior se representa las condiciones de la fuerza primaria en el motor. Se puede hallar el diagrama vectorial de las fuerzas secundarias, tomando en cuenta que los vectores giran al doble de la velocidad del cigüeñal ($2\alpha_n$). Análogamente, se puede encontrar los momentos de estas fuerzas con respecto a un eje lateral. La forma Matemática, no es nada más que una representación de estos diagramas vectoriales en un lenguaje matemático simple, cuyo requisito es que la suma geométrica de todos los vectores sean cero (Ref. 1).

Reacción del par torsional.- Estudia el efecto del par, (debido a las fuerzas de inercia y de la presión del cilindro) actuando, sobre las partes estacionarias con respecto al eje longitudinal (potencia flotante o motor en vacío).

Vibraciones torsionales del cigüeñal.- Estudia lo mismo que el caso anterior, pero sobre las partes móviles del motor (Ref. 1).

"Resumiendo, advertimos que no se presenta ninguna fuerza a lo largo del eje longitudinal de un motor, mientras que en las direcciones vertical y lateral solamente se presentan las fuerzas de inercia. Con respecto a los ejes vertical y lateral, solamente encontramos pares de inercia, mientras que con respecto al eje longitudinal se presentan tanto el par de inercia como el par de la presión del cilindro" (Ref. 1).

1.2 VIBRACION DEBIDO A FALLAS OPERACIONALES Y VIBRACION INHERENTE DE DISEÑO EN LA MAQUINA DE EXPLOSION.

Como se dijo en un principio, las vibraciones en un motor de combustión interna son complejas, ya que el

motor mismo es un dispositivo dinámico, en el cual además, del mecanismo del cigüeñal hay otras partes en movimiento (como por ejemplo engranajes, barra de levas, poleas, etc.) las cuales puede excitar intensivas vibraciones, aún si el motor está en buenas condiciones. Existen varios sistemas auxiliares (por ejemplo la bomba de agua, bomba de aceite, generador, ventilador, dinamo, etc.) los cuales desfiguran aún más las ya complejas vibraciones excitadas por el motor. También existen otros tipos de fuentes que excitan vibración dentro de un motor de combustión interna, que son debido a fallas operacionales que se producen por variación de parámetros de diseño, como por ejemplo: el tiempo de encendido, la regulación de mezcla en el sistema de alimentación del motor, el orden de encendido, la relación biela-manivela. Esta última, produce un incremento de la fuerza de inercia primaria cuando esta relación disminuye, ya que M_1 aumenta. En cambio la fuerza de inercia secundaria se compensa por la disminución de la relación como se puede ver de la ecuación (1.4) (Ref. 7).

La "suavidad" con que cada cilindro se enciende, resbalamiento del eje, desalineamiento, número de cilindros, dimensiones del volante, movimiento aleatorio por el efecto "organo de tubo" (pulsaciones en la presión del aire). Esta última, puede ocurrir

debido a obstáculos que impiden que el flujo de aire se aleje del ventilador, generando pulsaciones de fuerzas de reacción en las aspas, como también por reacciones del aire resultado de desalineamiento o desfase de las aspas. La bomba de enfriamiento de agua (normalmente en el mismo eje del ventilador) puede estar sujeta a fuerzas de vibración debido a desgaste de engranajes, cojinetes dañados, pulsaciones intermitentes del flujo de agua, cavitación en localizaciones de baja presión o puntos de alta velocidad de flujo. Además pueden generar sus propias fuerzas de vibración, las bandas de transmisión, alternadores, resonancia de la estructura, y aún efectos electromagnéticos pueden crear fuerzas de vibración (Ref. 2).

1.3 CARACTERISTICAS TIPICAS DE CIERTAS FALLAS MECANICAS Y OPERACIONALES QUE PRODUCEN VIBRACION EN UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

Debido a la complejidad de las vibraciones desarrolladas en estos motores, es muy dificultoso identificar donde se origina positivamente el problema. Por lo tanto, es a veces difícil precisar la causa exacta del problema sin antes no haber hecho un minucioso análisis de los espectros de frecuencia y de las características de operación (r.p.m) de las

diversas partes rotatorias.

Los problemas de vibración expuestos arriba se los puede dividir en mecánicos y operacionales. Hay algunas formas posibles para identificar entre los problemas mecánicos y los operacionales. Por un lado, los problemas operacionales, que son los que interesan para este trabajo, afectan significativamente la eficiencia del motor de combustión interna, a la vez que producen vibración excesiva. En cambio, un problema mecánico pocas veces afecta apreciablemente la eficiencia total.

Además, los problemas operacionales tienden a crear fuerzas recíprocas desiguales mostrando un gran incremento de vibración en la dirección del movimiento recíproco, pero poco incremento en la dirección transversal a este movimiento. No así los problemas mecánicos, los cuales generalmente incrementan el nivel de vibración en una o más direcciones (Ref. 3).

CAPITULO II

PRUEBAS EXPERIMENTALES

En el capítulo anterior se revisó las posibles fuentes de excitación de vibración aplicadas a la estructura del motor de combustión interna. En este capítulo se obtendrá una descripción física del comportamiento vibratorio del motor, mediante la respuesta vibratoria obtenida por un acelerómetro B & K (4370). Estas respuestas (varias pruebas) de los movimientos vibratorios son almacenadas y luego analizadas con bastante precisión en un Analizador de Vibraciones de Tiempo Real B & K (2515).

2.1 ANALISIS DE VIBRACIONES.

Las señales obtenidas en las diferentes pruebas, fueron medidas y luego comparadas con señales de referencia, para de este modo ser interpretadas. Esto involucra traer a colación una serie de conceptos tales como: *medidas de amplitud RMS, características de la señal de vibración, descripción del análisis de frecuencia y definición de decibeles aceleración;* usados en el desarrollo de este trabajo.

Medidas de amplitud RMS.- Es un valor efectivo, que toma en cuenta la historia de la señal de vibración en el tiempo. Su importancia, radica en el hecho de que este valor RMS "root mean square", es una cantidad descriptiva que esta relacionada a la potencia contenida en la vibración. Matemáticamente, esta dada por (Ref. 2,11)

$$X_{RMS} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

Características de la señal de Vibración.-

Teóricamente, la aceleración de los pistones más los efectos producidos por la conección de elementos estructurales, es una señal de vibración periódica no armónica. Además, esta señal captada (efecto del par torsional) por el acelerómetro es periódica, con un ciclo de funcionamiento, es decir, dos revoluciones del cigüeñal. Es por esta razón, que hay presentes armónicas de medio orden (Ref. 1,11).

La señal de vibración producida por un ciclo del motor es bastante no **estacionaria**. Por lo tanto, se tomó en cuenta que el tiempo de grabación de la señal sea lo suficientemente amplio para que se **promedien** varios ciclos del motor y, por consiguiente, la señal producida pueda ser considerada como estacionaria; logrando así que la medida sea representativa, ya que

levanta aquellos detalles de la señal que ocurren en cada ciclo, por encima de la señal de las partes que son debido a procesos que ocurren casualmente en el funcionamiento del motor (Ref. 11).

Otro factor es, el **promediado de los espectros**, que en la misma posición de captación, logra que la medida sea representativa de lo que ocurre en el funcionamiento del motor.

Descripción del análisis de frecuencia.- Se usa, el método descriptivo más poderoso de análisis de frecuencia, basado en el teorema Matemático formulado por Fourier. El cual establece, que una curva periódica, no importa que compleja sea; puede ser desarrollada como una combinación de un número de curvas senosoidales puras con frecuencias armónicamente relacionadas. Este teorema se puede expresar matemáticamente como (Ref. 11):

$$f(t) = X_0 + X_1 \text{Sen}(wt + \phi_1) + X_2 \text{Sen}(2wt + \phi_2) \\ + X_3 \text{Sen}(3wt + \phi_3) + \dots + X_n \text{Sen}(nwt + \phi_n) \quad (2.2)$$

Además, se puede representar gráficamente, según como se muestra en la figura 2-1.

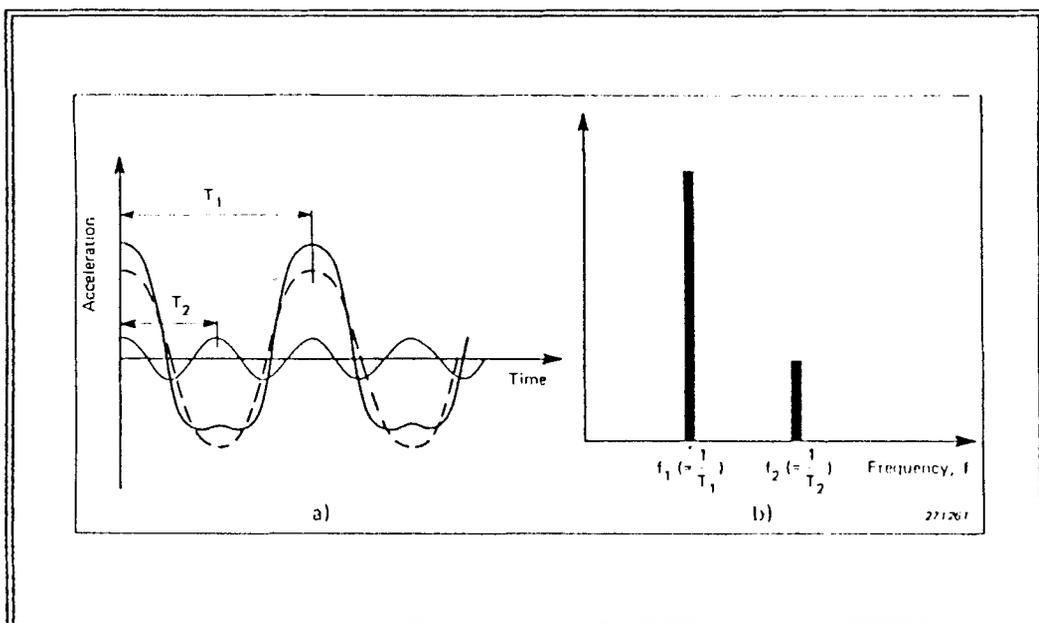


Fig. 2-1. Ilustración de como la señal, puede ser descrita en términos de un espectro de frecuencia. a) Descripción en el dominio del tiempo y b) Descripción en el dominio de la frecuencia (Ref. 11; Pág. 24).

La señal de la respuesta vibratoria del motor examinado, es recibida en el Analizador de Vibraciones de Tiempo Real. En el análisis de frecuencia la operación en tiempo real significa, que la señal entera de entrada es analizada en el ancho de frecuencia de interés (0-200 Hz o 40-10000 Hz, según el caso), en todo el tiempo. Luego, el análisis de la señal, se hace por el método de la transformada de Fourier (Ref. 11).

Definición de decibeles aceleración.- A pesar de que las vibraciones son medidas en unidades lineales (mm,

mm/Seg, mm/s², etc.). El rango a ser cubierto es tan ancho, que ha sido internacionalmente aceptada una representación logarítmica de aceleración, llamada por conveniencia el decibel aceleración (dBacc); que es usado normalmente y esta definido como

$$(dBacc) = 20 \text{ Log}_{10}(a_1/a_2) \quad (2.3)$$

donde a_1 , es la medida de aceleración RMS o pico en mm/s² y a_2 , es el predeterminado nivel de referencia, normalmente 0dBacc ($0dBacc = 1 \times 10^{-3} \text{ mm/s}^2$).



Para obtener, el promedio de las amplitudes de las armónicas en los espectros que comprenden el rango de baja frecuencia (0-200 Hz); en las diferentes pruebas se uso la siguiente expresión

$$\Sigma A = 10 \text{ Log} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{10} 10^{A_i/10} \right) \text{ dBacc.} \quad (2.4)$$

donde n es el número de pruebas y A las amplitudes de las armónicas.



2.2 FALLAS OPERACIONALES INDUCIDAS EN EL MOTOR.

2.2.1 Características de las pruebas.

Se produjo fallas operacionales que sean asequibles de llevar a cabo. Estas fallas, implican simplemente manipulación de parámetros medibles que se pueden controlar desde paneles o similares (velocímetro, lámpara estroboscópica o de tiempo, manómetro). A continuación, se indicará, que parámetros se variaron en el motor.

- *Velocidad del cigüeñal* (1100 y/o 2500 r.p.m nominales).
- *Tiempo de encendido* (nominalmente 4° antes y después del punto óptimo de encendido).
- *Carga de mezcla en el carburador* (presión nominal 4 mm de aceite de motor).
- *Número de cilindros* (se desconecta uno a la vez).

Las pruebas se realizarán con un mismo "tipo de combustible" (alto octanaje o gasolina sin plomo). Antes de llevarlas a cabo, se calentaba previamente el motor hasta una temperatura normal de funcionamiento. Por otro lado, es preciso indicar que estas pruebas se realizarán en el banco de pruebas del motor de combustión interna, encendido por chispa a gasolina (4 en línea), que se encuentra en el laboratorio de

conversión de masa y energía de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

2.3 INSTALACION Y CALIBRACION DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES DE TIEMPO REAL.

El Analizador de Vibraciones de Tiempo Real B & K tipo 2515, dentro de sus múltiples usos, tiene el modo de frecuencia que permite realizar el análisis en el dominio de frecuencia. La instalación, se la hizo de acuerdo a las recomendaciones de la Brüel & Kjaer (ver fotografía N°1 del apéndice B) (Ref. 9).

Por otro lado, la calibración del analizador de vibraciones de tiempo real; conocida la sensibilidad del instrumento, se adaptó de acuerdo al manual del mismo aparato de la Brüel & kjaer (Ref.8, 9).

2.4 CONSIDERACIONES GENERALES EN LA MEDICION DE LA VIBRACION.

Para que los resultados de la evaluación de las condiciones operativas del motor de combustión interna sean representativos, se hizo las consideraciones pertinentes a una medición dinámica, la cual involucra tomar en consideración parámetros tales como: *montaje del acelerómetro, temperatura del*

motor, régimen del motor, número de pruebas, dirección de la medición, rango de frecuencia y características de la señal.

Montaje del acelerómetro.- Con el objeto de que la medición tenga una buena respuesta a la frecuencia, se seleccionó para el montaje del acelerómetro una técnica similar a la del tipo (c) que esta recomendada por la Brüel & Kaer, y que se puede ver en la figura 2-2. Este tipo de montaje permite tener una respuesta casi lineal sobre un amplio rango de frecuencia, el cual cubre satisfactoriamente los rangos seleccionados para las pruebas del motor (Ref. 5).

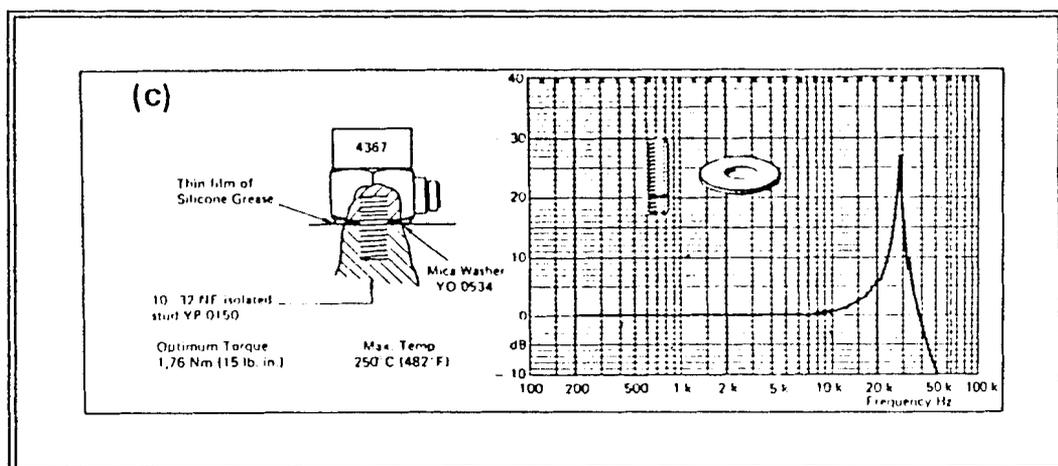


Fig. 2-2. Método de Montaje B & K de acelerómetros piezoeléctricos y típica respuesta a la frecuencia obtenida. (Ref. 11; Pág. 124).

Se hizo construir una pequeña placa (ver dibujo del

apéndice D), para que de esta forma el acelerómetro quede firmemente conectado al motor en movimiento (ver fotografía N°2 del apéndice B), y de esta manera obtener una señal proporcional a la variable por medir (amplitud de aceleración, dBacc).

Temperatura del motor.- Considerando, la temperatura que genera el motor durante su funcionamiento, se colocó un empaque de asbesto de baja conductividad térmica junto con el acelerómetro para disminuir la transferencia de calor al mismo, y de esta manera la medición no se distorsione por mala respuesta a la amplitud, debido a elevadas temperaturas. Además cabe recalcar que la temperatura máxima que soporta el material piezoeléctrico (PZ23) es de 250° C, como se puede ver en la figura 2-3.

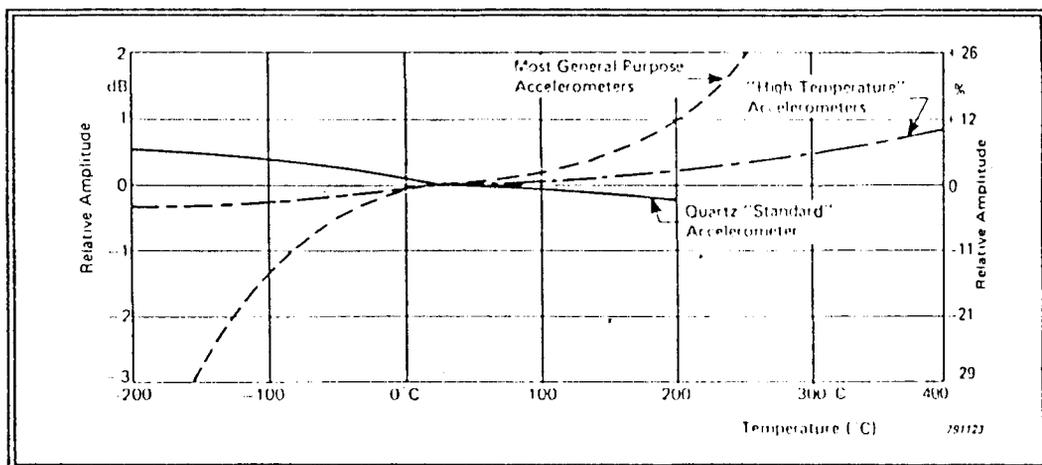


Fig. 2-3. Típica sensibilidad de carga vs. características de temperatura para acelerómetros

piezoeléctricos (Ref. 11; Pág. 108).

Régimen del motor.- Las pruebas fueron realizadas, a bajo y alto régimen de velocidad del cigüeñal (1100 y 2500 r.p.m respectivamente), para ver si los resultados eran independientes de la velocidad. Cabe destacar que las pruebas no se realizaron a más alta velocidad, porque el motor se encontraba en vacío y, por lo tanto, existía la posibilidad de que el motor se embale peligrosamente.

Número de pruebas.- Es importante indicar que el Analizador de Vibraciones de Tiempo Real, permite promediar los espectros en el rango de frecuencia seleccionado. Cada una de las pruebas fue, realizada varias veces (diez), y además cada una de las mediciones se promedió para captar la tendencia de las amplitudes de las armónicas; sobre todo en el rango de baja frecuencia (0-200 Hz). Para el rango de alta frecuencia (40-10000 Hz) se tomó solamente una medición; pero promediada, ya que en este caso se desea ver el comportamiento del espectro de la señal de vibración en las diferentes pruebas mencionadas arriba.

Dirección de la medición.- La dirección, seleccionada para la medición de la vibración, es la vertical al



eje de transmisión, ya que teóricamente en esta dirección son más importantes las vibraciones producidas por las fuerzas recíprocas (de inercia y presión del gas); sobre todo cuando se trata de problemas operacionales.

Rango de frecuencia.- El rango de frecuencia de 0 a 200 Hz, se utilizó para el estudio de las armónicas del par torsional. El rango de 40 a 10000 Hz, se usó para ver como se comportaba el espectro a alta frecuencia; especialmente su nivel RMS total. De esta manera, se tiene una amplia gama de frecuencias para el análisis vibratorio del motor.

Características de la señal.- Para las velocidades del cigüeñal 1100 y 2500 r.p.m (velocidades nominales usadas en las pruebas), se tiene que el tiempo nominal de duración del ciclo es 109 mSeg y 48 mSeg respectivamente. En cambio para el Analizador de Vibraciones de Tiempo Real, el tiempo de grabación para 200 y 10000 Hz (rangos de frecuencia utilizados en las pruebas) es de 6.25 Seg y 125 mSeg respectivamente. Esto garantiza, que la señal se la pueda considerar como estacionaria, sin tomar en cuenta que también fue promediada muchas veces.

Estos son básicamente, los puntos más importantes que

se tomaron en consideración para llevar a cabo estas pruebas experimentales.

2.5 PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DE DATOS EXPERIMENTALES.

- Remover freno hidráulico acoplado al motor.
- Suspender el motor o montarlo sobre bases suaves (aisladores).
- Medir y grabar la señal de vibración en el punto de captación con el motor funcionando normalmente, en bajo y en alto régimen de velocidad.
- Variar uno por uno los parametros operacionales indicados arriba, y medir la vibración en alto y bajo régimen. (Grabar la señal de vibración en el Analizador).
- Obtener el valor de las amplitudes de las armónicas de los espectros de frecuencia de (0-200 Hz), usando la función harmonic del Analizador para cada una de las pruebas realizadas (ver tablas de resultados del apéndice A) en el motor.
- Comparar los niveles de vibración de los espectros de frecuencia en el rango de 40-10000 Hz.
- Obtener los gráficos de los espectros de frecuencia, mediante el uso del Graficador B & K 2317 (ver apéndice C).

2.6 COLECCION DE DATOS.

Para cada una de las fallas operacionales, se siguió el procedimiento indicado arriba. En vista de que este trabajo, es una investigación de carácter tecnológico, se realizó varias pruebas de la misma falla, con el objeto de poder predecir si esta tiene siempre la misma tendencia, es por esto, que los espectros encontrados están promediados significativamente (ver apéndice C).

Los datos que se encuentran en las tablas del apéndice A, fueron obtenidos de los espectros que comprenden el rango de baja frecuencia (0 a 200 Hz). Mediante el empleo de la función harmonic del Analizador de Vibraciones de Tiempo Real, se obtuvieron a la mitad de la velocidad nominal del cigüeñal (1100 O 2500 r.p.m en su caso), las ocho primeras armónicas que aparecen en los gráficos y tablas de resultados.

A continuación, luego de ser los datos promediados mediante el uso de la ecuación 2.4, se presentan los resultados tabulada (Tabla 1.1) y gráficamente (Fig. 2-4 a 2-9), en los cuales se puede apreciar las tendencias de las armónicas del par torsional o motor.

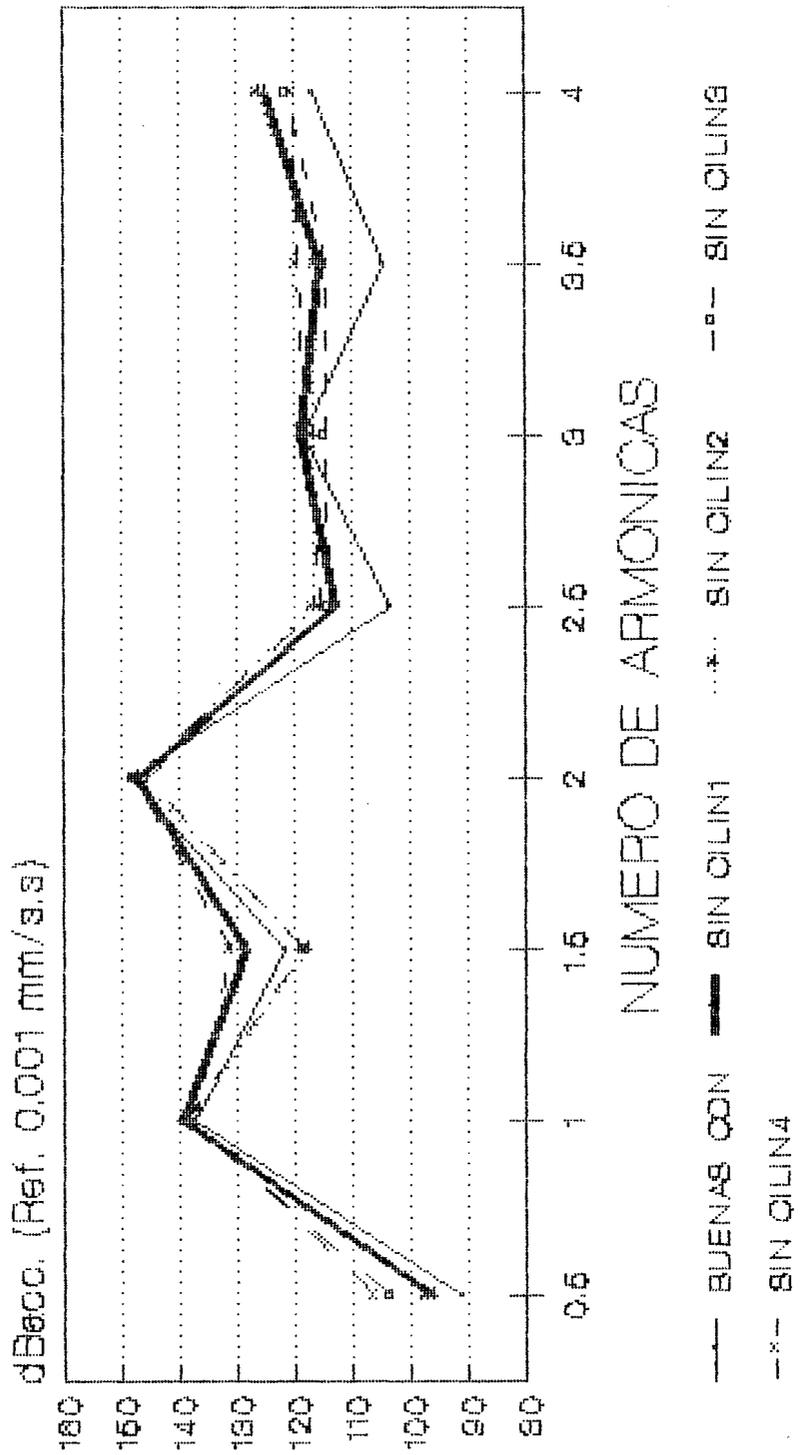
Los datos que se encuentran en la tabla 1.2, fueron obtenidos de los espectros que comprenden el rango de alta frecuencia (40 - 10000 Hz). El valor de RMS en

esta tabla indica la potencia contenida de las vibraciones en cada una de las pruebas realizadas al motor en cuestión.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA ENCENDIDO POR CHISPA 4 CILINDROS EN LINEA										
NIVEL DE VIBRACION PARA LAS PRIMERAS OCHO ARMONICAS										
PRUEBAS: MOTOR		AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dBacc)								
	N°	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	RMS Total
EN BUENAS CONDICIONES	A	118.7	136.9	125.7	161.5	117.2	120.1	121.5	130.2	161.9
	B	91.2	137.1	121.5	148.3	103.3	118.2	104.8	116.8	149.1
CON ENCENDIDO ADELANTADO	A	115.9	136.8	126.6	162.0	115.4	120.9	121.9	131.8	162.3
	B	93.23	130.2	114.7	149.0	105.0	111.8	100.0	123.5	149.7
CON ENCENDIDO RETRAZADO	A	117.8	136.4	125.4	161.5	116.7	121.0	122.9	130.5	161.9
	B	95.9	138.6	113.5	146.6	106.0	111.6	108.6	122.1	147.9
SIN CILINDRO N°1	A	126.4	137.8	128.5	158.8	118.5	118.6	115.9	123.7	159.3
	B	96.4	139.6	128.7	147.1	113.1	118.8	115.8	124.9	149.1
SIN CILINDRO N°2	A	130.9	130.6	113.5	158.4	116.4	113.9	115.1	123.0	158.7
	B	97.2	138.2	117.8	147.1	116.9	116.6	116.0	126.3	148.4
SIN CILINDRO N°3	A	130.6	130.1	130.2	158.2	116.2	112.2	109.8	126.7	158.8
	B	103.6	139.1	118.6	145.8	114.1	114.8	114.7	121.3	147.2
SIN CILINDRO N°4	A	121.9	135.8	123.4	159.3	111.5	118.2	117.7	122.1	159.7
	B	106.2	137.3	131.3	147.7	115.9	118.1	119.4	120.1	148.8
CON CARGA (PRESION +)	A	108.0	139.2	126.2	161.4	116.9	124.5	119.0	127.4	161.9
	B	95.7	133.8	120.4	147.1	104.7	122.0	108.1	116.1	148.1
CON CARGA (PRESION -)	A	118.0	138.7	123.2	159.2	111.8	122.4	113.2	124.9	160.5
	B	95.6	132.7	120.1	148.3	105.4	123.6	110.2	118.2	149.6

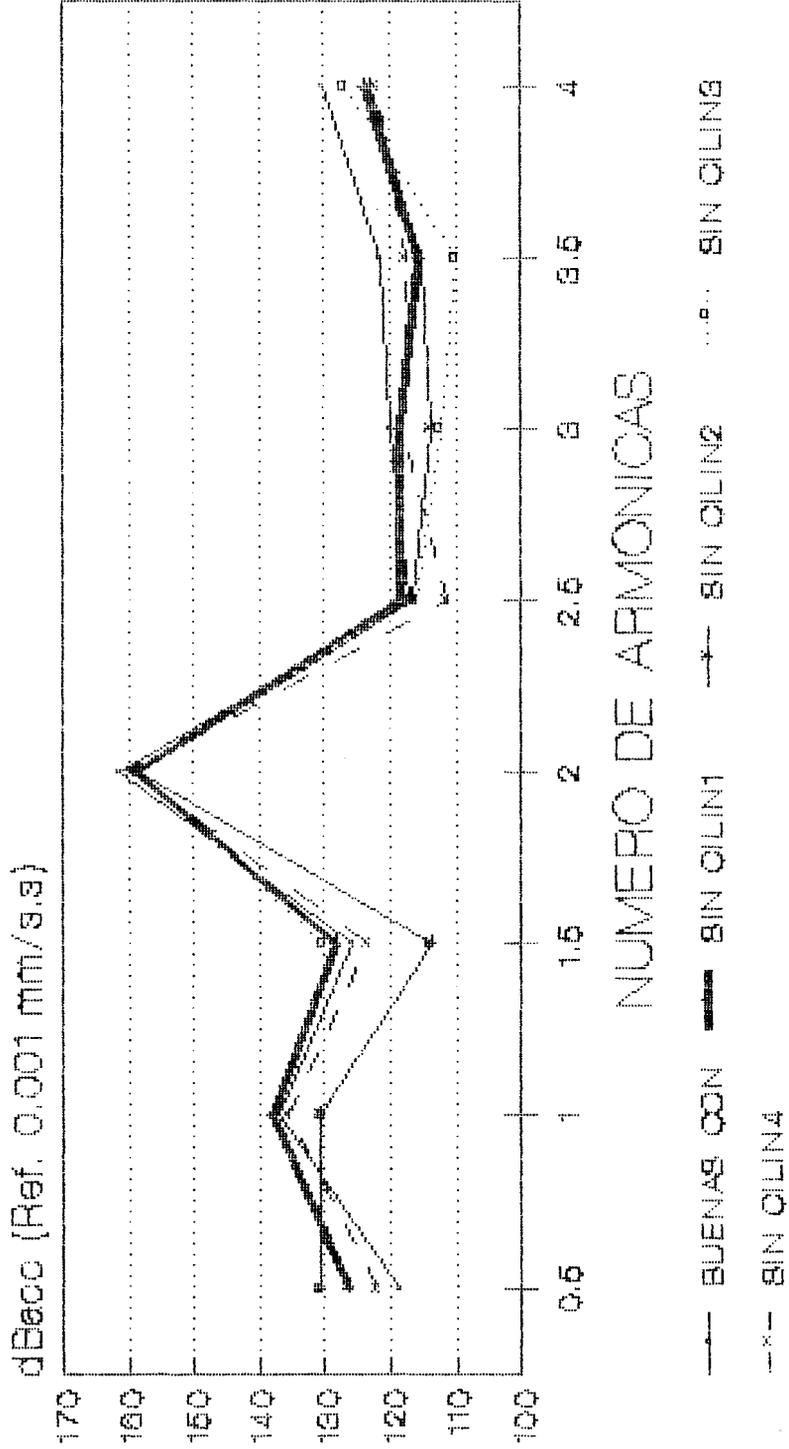
TABLA 1.1

FIG. 2-4.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
PRUEBA DEL ORDEN DE ENCENDIDO
BAJAS R.P.M

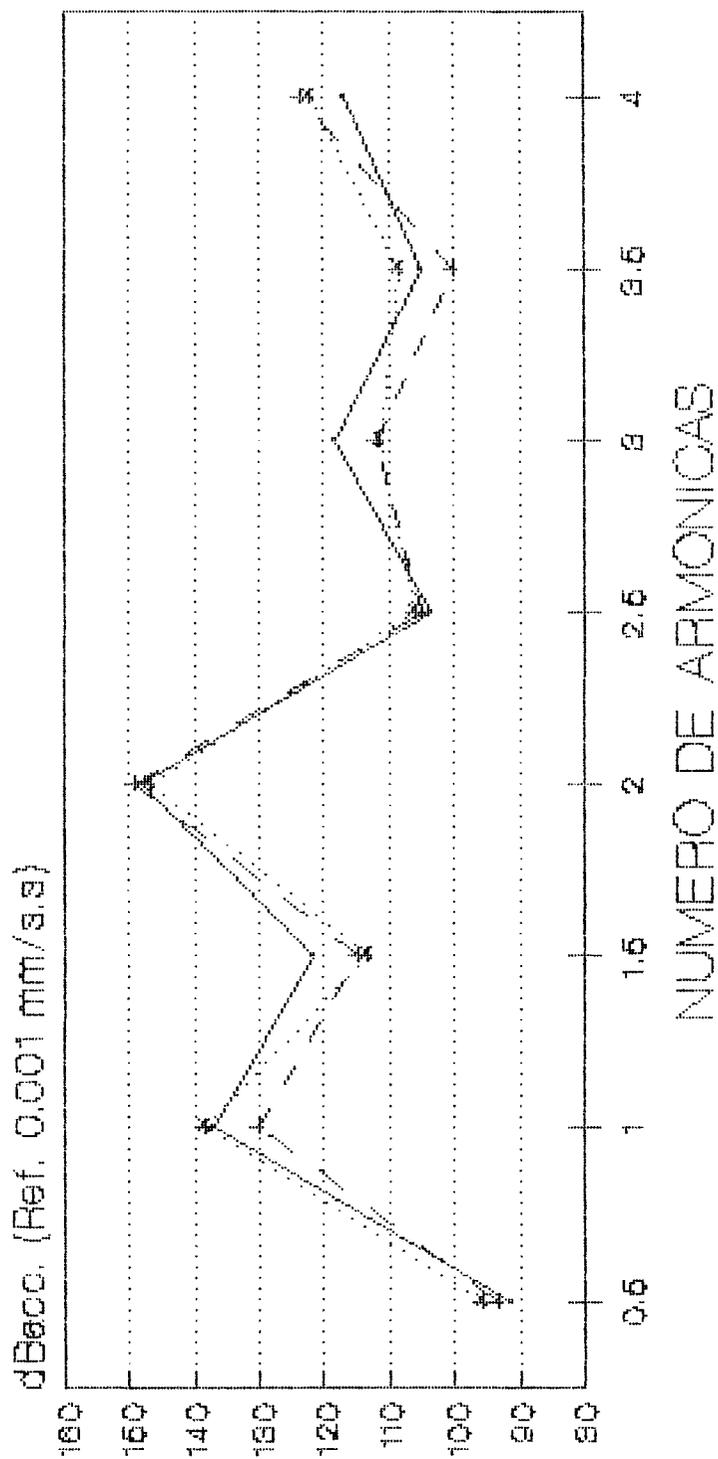
Fig. 2-5.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
 PRUEBA DEL ORDEN DE ENCENDIDO
 ALTAS R.P.M



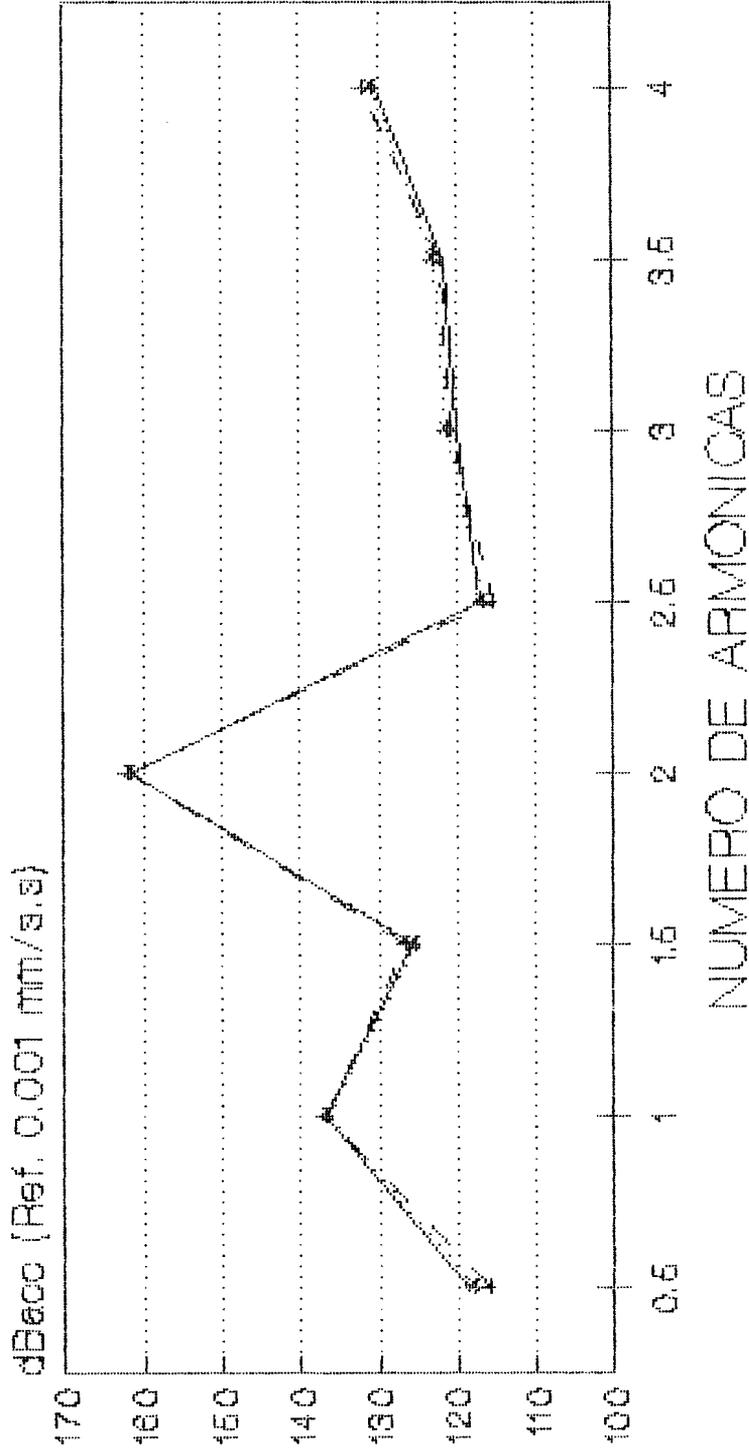
FIG. 2-6.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



— BUENAS CONDICIONES + - ENCEND. ADELANTADO ···· ENCEND. RETRAZADO

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
PRUEBA DEL TIEMPO DE ENCENDIDO
BAJAS R.P.M

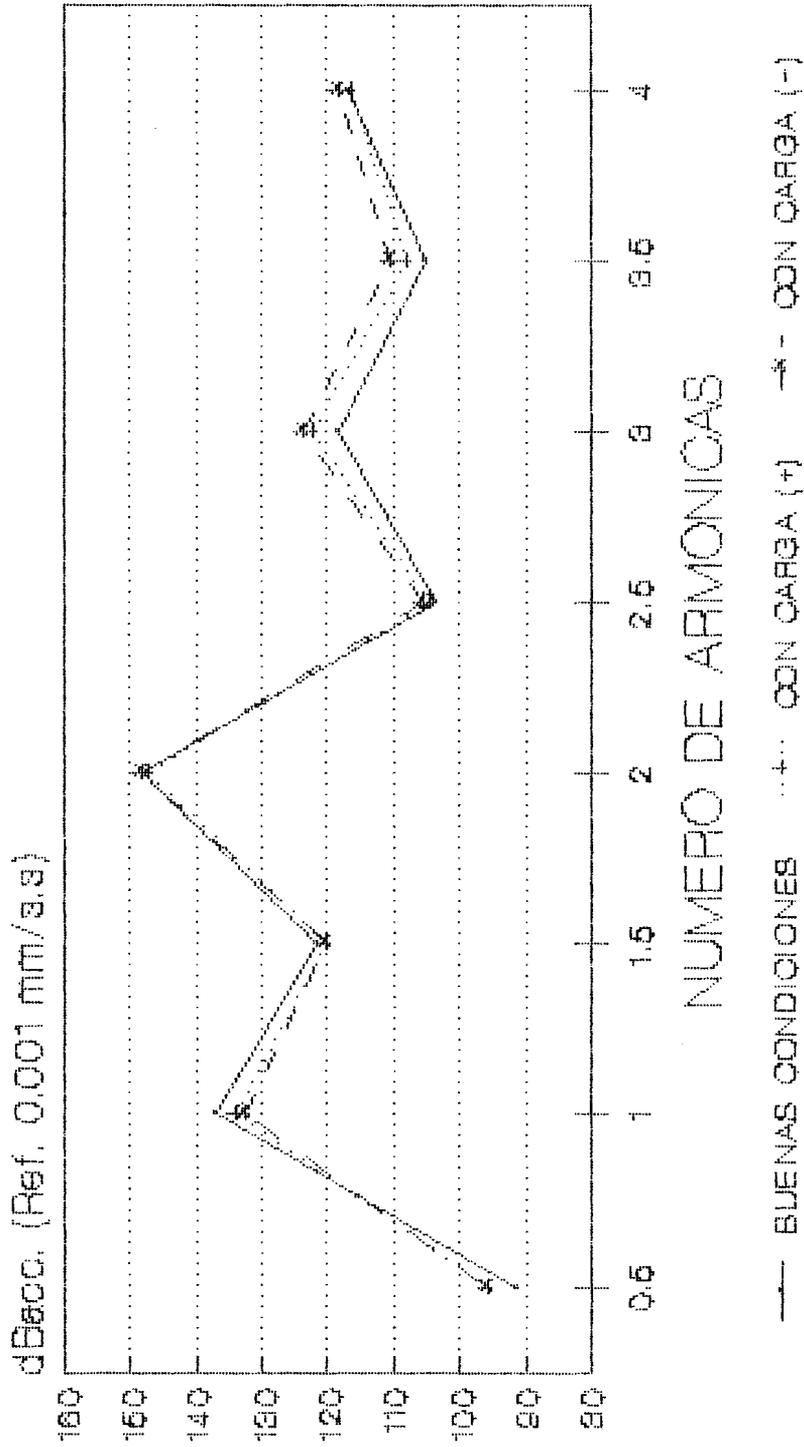
Fig. 2-7.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



—+— BUENAS CONDICIONES -*- ENCEND. RETRAZADO

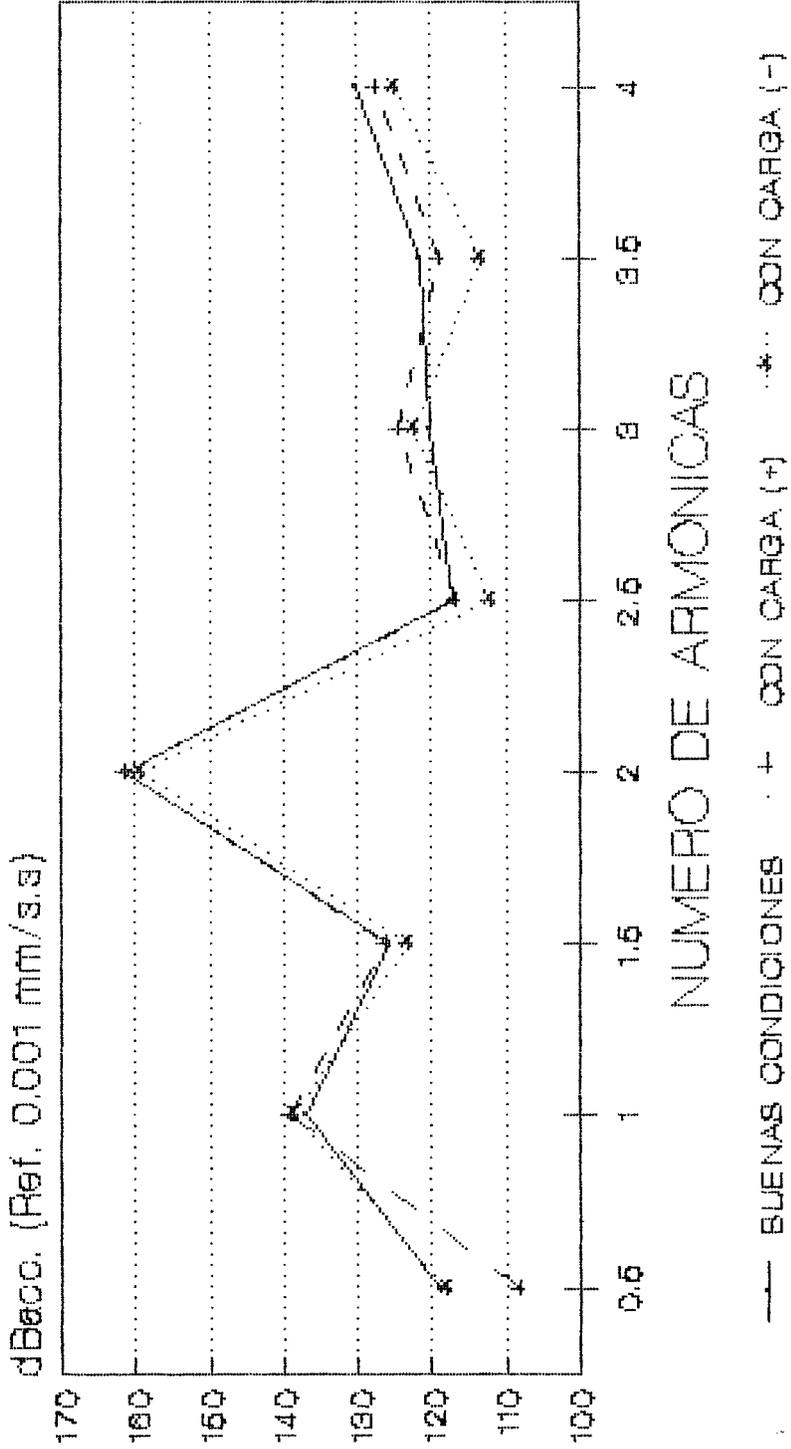
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
PRUEBA DEL TIEMPO DE ENCENDIDO
ALTAS R.P.M

FIG. 2-8.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
PRUEBA DE CARGA EN EL CARBURADOR
BAJAS R.P.M

FIG. 2-9.
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA
PRUEBA DE CARGA EN EL CARBURADOR
ALTAS R.P.M

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA ENCENDIDO POR CHISPA 4 CILINDROS EN LINEA		
NIVEL DE VIBRACION DE LOS ESPECTROS EN EL RANGO DE ALTA FRECUENCIA		
PRUEBAS: MOTOR		RMS Total (dBacc)
EN BUENAS CONDICIONES	A	164.2
	B	149.8
CON ENCENDIDO ADELANTADO	A	165.6
	B	149.0
CON ENCENDIDO RETRAZADO	A	164.4
	B	152.6
SIN CILINDRO No1	A	161.8
	B	149.3
SIN CILINDRO No2	A	160.9
	B	149.7
SIN CILINDRO No3	A	162.1
	B	148.8
SIN CILINDRO No4	A	162.3
	B	148.5
CON CARGA (PRESION +)	A	165.9
	B	151.2
CON CARGA (PRESION -)	A	163.1
	B	152.0



TABLA 1.2

CAPITULO III

ANALISIS DE RESULTADOS

En el capitulo anterior se presentaron los resultados tabulada y graficamente, en este se procedera al analisis de los mismos, tomando en consideracion la excitacion de las armonicas en el rango de baja frecuencia y variacion de los espectros en el rango de alta frecuencia; asi como tambien el valor RMS total, tanto en bajo **(B)** como en alto régimen **(A)** de velocidad del cigüeñal (1100-2500 rpm).

Efectos producidos en los espectros de frecuencia.

1. Consideracion en el rango de frecuencia de 0 a 200 Hz.-

Los efectos debido a cambios en los parametros de operacion del motor de combustion interna en el *rango de baja frecuencia*, son excitaciones de las armonicas en dichos espectros (Ver figuras en el capitulo anterior o espectros en el apéndice C).

Ahora, se examinara lo que ocurrio en cada uno de las fallas:

- Cuando el *motor opera sin uno de sus cilindros*, o en otras palabras falla el orden de encendido. Se

puede observar de las figuras 2-4 y 2-5, que la **armónica de medio orden ($1/2*r.p.m$)**, siempre tiende a aumentar en aproximadamente un 60 %, con respecto a la armónica de medio orden referencial o base (Motor en buenas condiciones). Tomando en consideración el orden de encendido del motor, el cual es 1-3-4-2 y el ángulo del cigüeñal 0, 180, 180 y 0°. Es evidente que las fuerzas de inercia primarias están balanceada, mientras que las fuerzas secundarias están desequilibradas, tal como se puede ver, en el "diagrama de estrella" mostrado en la figura 3-1.

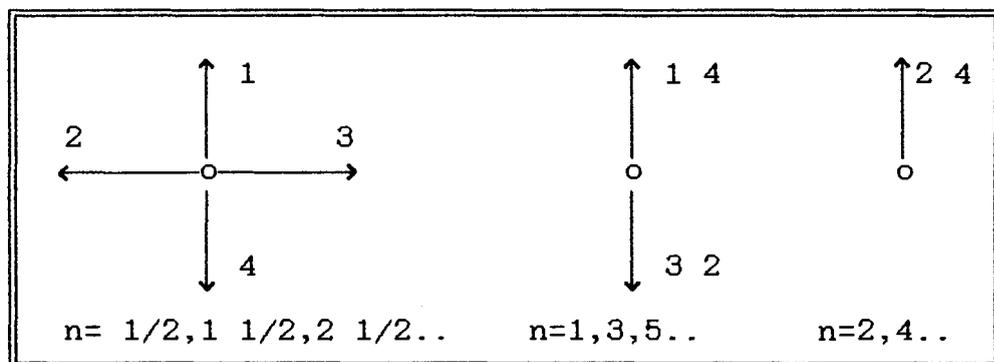


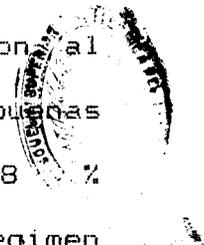
Fig. 3-1. Diagrama de estrella del motor examinado.

Básicamente lo que ocurre es un problema de desbalance, por lo tanto, se ve claramente que al desconectar cualquiera de los cilindros (uno a la vez), se produce un mayor desbalance en la armónica de medio orden. También se nota que **la armónica de orden dos ($2*r.p.m$)** tiende a disminuir. En alto

régimen disminuye aproximadamente un 40 % y en bajo régimen aproximadamente un 18 %. Por la dinámica de los motores recíprocos, es conocido que en alto régimen las fuerzas de inercia son más sensibles, mientras que en bajo régimen prevalecen las fuerzas producidas por la presión del gas, la cual al no trabajar un cilindro se verá disminuida. Cabe recalcar que el primer resultado concuerda con una publicación de CATERPILLAR (Ref. 12) y además aparece en un libro de monitoreo y diagnóstico de vibraciones (Ref. 2).

Con respecto al valor RMS total (root mean square), que aparece en los espectros como en la tabla de resultados 1.1, siempre disminuye en relación al valor RMS base o referencial (Motor en buenas condiciones), aproximadamente 37 % y 8 % respectivamente; tanto en alto como en bajo régimen de velocidad.

- Por otro lado, cuando el *motor opera con encendido fuera de lugar* (adelantado o retrasado 4° y 12° respectivamente, antes del punto muerto superior). Se obtuvo que *la armónica de orden cuatro (4*r.p.m)* aumenta en alto régimen aproximadamente un 10 %, y en bajo régimen alrededor de un 50 % con respecto a la armónica de orden 4 referencial. La mayor



variacion de amplitud en bajo régimen (ver Fig. 2-6) se explica, por la variacion de presion en los cilindros, debido al cambio en el tiempo de encendido. La leve variacion de amplitud de las armonicas en alto régimen (ver Fig. 2-7), se considera que se debe basicamente a un dispositivo centrifugo (contrapeso) colocado en el distribuidor, que opera en alta velocidad, manteniendo un adelanto fijo hasta un cierto régimen (velocidad de diseño del motor) para permitir aprovechar las posibilidades del motor. Cabe indicar que para llevar a cabo esta prueba, se uso una lampara de tiempo o estroboscopio para comprobar el adelanto o retraso del encendido. El angulo se establecio aproximadamente 4° antes y después del "angulo optimo de encendido (8°)". Por otro lado, el valor RMS total, cuando el encendido esta adelantado tiende a aumentar aproximadamente un 5 % con respecto al nivel base, tanto en alto como en bajo régimen de velocidad. Pero cuando el encendido esta retrazado, el nivel RMS tiende a mantenerse constante en alta, no asi en baja ya que sufre una disminucion de aproximadamente 15 % en comparacion con el valor base.

- Finalmente, *se regula en el motor la carga de mezcla en el carburador*, mediante la aplicacion de

presión, tanto positiva como negativa a la cámara de combustible del carburador. Para llevar a cabo esta prueba se fijaron los siguientes parámetros: Volumen de gasolina nominal de 50 cm³, presión manométrica de 4mm de aceite de motor; esto significa con carga positiva 25 % sobre la presión atmosférica y con carga negativa 50% debajo de la presión atmosférica.

De las figuras 2-8 y 2-9, se observa que la **armonica de orden tres (3^{r.p.m})** se incrementa siempre, en alto régimen 40 % y en bajo 32 % aproximadamente con respecto a la armonica de orden 3 referencial. Con respecto al valor RMS total, con presión positiva y en alto régimen tiende a permanecer constante, no así en bajo régimen que disminuye aproximadamente 12 % con relación al nivel RMS base. Con presión negativa no tiene una tendencia definida, ya que en alto régimen disminuye aproximadamente 17 % y en bajo régimen aumenta 5 % en comparación con el RMS base.

2. Consideración en el rango de frecuencia de 40 a 10000 Hz.- En el **rango de alta frecuencia** de los espectros promediados tanto en alto como en bajo régimen de velocidad del cigüeñal y medidos una sola vez se obtuvo que:

- Cuando el **motor opera sin un cilindro**, las amplitudes de las armónicas del espectro se mantienen casi constantes excepto en el rango de 4000 a 6000 Hz, donde existe una tendencia a disminuir (ver apéndice C). Hay una disminución del valor RMS total en aproximadamente un 32% y 9% con respecto al valor referencial, tanto en alto como en bajo régimen de velocidad del cigüeñal respectivamente (ver tabla 1.2).

- Cuando **se regula en el motor la carga de mezcla en el carburador**, se obtiene un incremento de las amplitudes de las armónicas en el espectro de frecuencia en el rango de 8000 a 10000 Hz. Pero este incremento es relativo, ya que en alto régimen y con carga negativa tienden a mantenerse constantes las amplitudes de las armónicas de la señal de vibración, tal como se aprecia en los espectros del apéndice C. Por otro lado, el valor RMS, en bajo régimen, se incrementa aproximadamente 18% con respecto al valor base, en cambio, en alto régimen no tiene una tendencia definida.

- Finalmente, cuando el **motor opera con el encendido adelantado o retrazado**. Se presenta una disminución, en las amplitudes, de las armónicas de la señal de vibración cuando esta adelantado, y

cuando esta retrazado aumentan las amplitudes. Esto se produce en el rango de 6000 a 8000 Hz, y se puede ver en los espectros del apéndice C. Con respecto al RMS total, en alto régimen de velocidad se produce un incremento de aproximadamente 8% del valor base; pero en bajo régimen no tiene un comportamiento definido.

A continuación se presenta un cuadro resumiendo los resultados obtenidos.

PREDICCIÓN DE FALLAS OPERACIONALES EN UN M.C.I. ENCENDIDO POR CHISPA 4 CILINDROS EN LÍNEA	
CAUSA	EFEECTO
Mal orden de encendido o motor operando sin encendido en uno de sus cilindros.	Se excita la armónica de $\frac{1}{2}$ *r.p.m (orden $\frac{1}{2}$) y la armónica de 2*r.p.m. (orden 2)
Fuera de tiempo o motor operando con encendido fuera del punto óptimo.	Se excita la armónica de 4*r.p.m. (orden 4)
Problemas de inyección en el carburador con la carga (presión).	Se excita la armónica de 3*r.p.m. (orden 3)

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES.

De la experiencia adquirida en las pruebas experimentales realizadas al motor de combustión interna del Laboratorio de conversión de Masa y Energía, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- Es muy aventurado pretender generalizar a todo tipo de motor de combustión interna los resultados obtenidos para el motor en cuestión, objeto de este estudio. Pero, es verdad que en un principio, se pretendió que el alcance de este proyecto de graduación sirva para obtener una guía, para la identificación de distintas fallas operacionales que se presentan en un motor de combustión interna, a partir de espectros de frecuencia de la señal de vibración. No se recomienda, por lo tanto, usar los resultados específicos de este motor en especial a otros de similares características. Sin embargo, el proceso de análisis ha demostrado ser un proceso válido, para obtener información correlacionada

a fallas operacionales producidas o inducidas, siempre y cuando, se obtengan registros base de vibración de un motor cualquiera de interes en buenas condiciones de operación . Si además se obtiene información de las variaciones en el espectro de frecuencia para distintas condiciones operacionales; se puede, luego de algún tiempo, hacer una tabla o guía de identificación de fallas para ese motor específico.

- El comportamiento de la armónica de $\frac{1}{2}$ *r.p.m, aparece en libros de monitoreo y en ciertas publicaciones en donde ya lo consideran como herramienta de detección de falla del orden de encendido. Se puede concluir que la armónica de medio orden es un parámetro probado, que refleja el mal orden de encendido en un motor de combustión interna y, por lo tanto, se lo puede usar como guía para predecir este tipo de falla.

- Los resultados para las otras dos fallas operacionales inducidas, podrían llevarnos a la conclusión de que las armónicas de alto orden (3 y 4*r.p.m) son más sensibles a captar un mal funcionamiento en el motor de combustión interna, cuando se trata de problemas de inyección en el carburador y problemas de mala combustión, específicamente para este motor. No se considera, sin embargo, que esto pueda ser usado; en ausencia de datos experimentales, como una guía para

motores de combustión interna de otras características.

- Del análisis de los resultados en alta frecuencia, se puede inferir que estos no dan seguridad como herramienta de diagnóstico, ya que no tienen un comportamiento definido y, por lo tanto, sería más conveniente usar el rango de 0 a 200 Hz para predecir el comportamiento del motor de combustión interna cuando hay vibraciones relacionadas con problemas operacionales.
- El valor RMS total, resulta ser muy inestable, ya que en algunos casos no presenta un comportamiento definido y, por lo tanto, no es un parámetro muy confiable para predecir fallas operacionales en un motor de combustión interna.

RECOMENDACIONES.

- En vista de lo engorroso del análisis de las armónicas del espectro de frecuencia, por requerir un trabajoso recopilamiento de datos y en el provecho de posteriores investigaciones que se realicen, se recomienda para optimizar el análisis de vibración en un motor de combustión interna, utilizar un sistema de hardware y software que enlace al computador con el Analizador de Vibraciones de Tiempo Real. Con el uso del

computador se podría hacer mejores y más precisas comparaciones de los espectros de frecuencia producidos por las fallas operacionales.

- Este sistema de diagnóstico podría usarse en algún tipo de mantenimiento en motores estacionarios o a bordo, pero con la condición de que dicho motor monitoreado (en buenas condiciones u operando con parametros medibles fijos como velocidad, carga, temperatura y presión) tenga espectros de referencia o base con el objeto de poder luego hacer algún tipo de comparación. Se detectan los aumentos de vibración que se produzcan en cualquier lugar de la gama de frecuencia, y automaticamente se detectará la falla (en una etapa muy inicial de su desarrollo).

- Debido a que con el uso de Análisis de Vibraciones se han encontrado detalles que caracterizan la condición mecánica de un equipo, el uso de este método es altamente recomendado para mantenimiento predictivo de maquinaria, puesto que se puede detectar fallas mecánicas, operacionales en motores de combustión interna, en su etapa temprana; mucho antes de que se produzca una falla catastrófica. La confiabilidad del equipo aumentaría y las paradas innecesarias del equipo disminuirían, ahorrando tiempo y dinero en la producción Industrial.

A P E N D I C E S

APENDICE A

TABLAS DE RESULTADOS

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO EN BUENAS CONDICIONES									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	96.4	136.6	114.6	148.1	105.1	114.0	101.9	115.6	148.8
2	93.9	134.3	126.4	148.3	104.3	122.4	111.9	119.0	149.0
3	86.9	138.2	121.0	148.6	103.5	114.3	98.4	114.3	149.3
4	87.6	137.9	121.8	148.6	104.1	116.0	99.7	115.5	149.3
5	84.6	137.3	121.5	148.4	100.7	117.9	101.0	115.7	149.3
6	85.8	137.1	121.9	148.5	102.6	119.4	101.7	116.2	149.2
7	87.2	136.7	123.1	148.5	101.6	120.7	106.0	117.1	149.2
8	92.5	137.5	118.3	146.9	103.8	115.8	101.4	117.6	149.1
9	91.1	137.3	116.7	148.4	103.0	116.2	100.4	118.1	149.1
10	90.0	137.0	118.3	148.3	102.8	116.6	103.4	117.2	149.1
ΣA	91.2	137.1	121.5	148.3	103.3	118.2	104.8	116.8	149.1

TABLA A-1.



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO EN BUENAS CONDICIONES									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas Prueba #	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
	1	125.3	137.8	126.0	161.5	115.8	114.4	117.5	129.1
2	118.7	137.7	126.2	160.0	118.2	110.3	119.7	130.5	161.8
3	115.2	137.7	126.2	161.7	118.8	114.1	121.2	131.3	161.9
4	115.6	137.2	125.9	161.8	118.8	119.0	121.7	129.4	161.9
5	113.2	136.3	125.5	161.7	118.0	120.4	121.6	130.3	162.0
6	114.5	136.4	125.3	161.9	117.4	121.9	122.6	131.0	162.0
7	115.9	136.4	125.2	161.4	116.6	121.4	122.1	128.5	162.0
8	118.7	136.6	125.6	161.6	115.6	121.3	122.7	131.0	161.9
9	116.0	136.4	125.5	161.9	117.4	121.6	123.1	129.7	162.1
10	116.9	136.4	125.3	161.8	115.6	122.7	123.2	131.0	162.0
ΣA	118.7	136.9	125.7	161.5	117.2	120.1	121.5	130.2	161.9

TABLA A-2.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO No1									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
No de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS
	Prueba #								
1	94.7	140.6	121.9	148.3	109.3	112.4	108.1	124.1	149.4
2	96.6	132.6	130.7	146.6	109.8	119.6	112.8	116.0	149.2
3	97.3	133.7	132.9	147.4	114.0	123.3	113.7	118.9	149.2
4	99.3	135.2	135.6	148.1	116.9	120.9	121.2	118.1	149.1
5	97.4	141.8	119.9	145.8	112.5	113.7	115.6	122.3	148.6
6	94.4	140.9	120.5	148.1	114.8	116.6	118.2	127.4	149.5
7	90.9	137.7	120.1	147.7	112.8	120.2	114.4	130.9	150.3
8	96.0	140.8	118.8	146.9	111.7	115.8	115.5	127.4	149.1
9	95.6	142.0	119.2	146.6	113.0	116.2	114.6	121.5	148.4
10	96.8	140.3	119.6	144.1	110.4	117.5	109.5	116.0	147.0
ΣA	96.4	139.6	128.7	147.1	113.1	118.8	115.8	124.9	149.1

TABLA A-3.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO #2									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	97.0	135.0	114.0	148.8	114.1	118.2	112.9	125.5	149.4
2	97.4	135.6	120.6	148.8	117.0	114.8	117.5	129.7	149.6
3	95.0	132.5	120.1	149.5	116.8	110.0	115.6	132.0	150.5
4	93.5	139.0	117.5	144.9	117.4	117.8	114.7	119.5	146.6
5	95.2	139.7	116.7	144.3	117.5	116.7	112.2	115.8	146.3
6	96.3	140.0	116.1	144.7	116.4	118.4	115.9	119.0	146.6
7	100.4	139.9	117.2	146.1	115.2	117.0	116.9	121.8	147.6
8	98.6	138.5	118.0	145.4	117.5	115.7	117.1	124.9	148.2
9	95.9	137.4	117.0	147.6	118.6	115.9	117.5	125.6	148.6
10	98.2	138.7	117.2	146.7	117.2	116.9	116.5	125.7	148.1
ΣA	97.2	138.2	117.8	147.1	116.9	116.6	116.0	126.3	148.4

TABLA A-4 .

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO Nº3									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	94.3	140.0	123.4	148.3	119.1	116.1	114.6	123.5	149.2
2	103.6	139.7	118.2	144.8	112.5	117.1	112.0	120.7	146.8
3	104.5	139.4	118.6	144.6	107.6	115.9	113.8	117.5	146.2
4	105.3	139.5	119.5	144.7	107.4	115.6	111.5	117.8	146.4
5	104.9	139.5	118.9	144.6	107.8	115.2	110.6	117.6	146.2
6	102.0	138.2	118.3	144.4	107.0	112.6	110.1	120.3	146.3
7	106.0	139.5	120.0	144.6	106.7	115.7	114.0	113.3	146.6
8	102.5	137.8	116.0	146.2	116.7	114.3	115.3	123.6	148.1
9	101.9	138.7	118.8	146.9	116.8	113.5	118.0	124.0	148.6
10	103.5	139.1	121.3	146.5	115.7	112.4	118.5	123.7	147.9
ΣA	103.6	139.1	118.6	145.8	114.1	114.8	114.7	121.3	147.2

TABLA A-5.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO N°4									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	100.8	138.2	116.1	148.1	116.1	114.2	120.9	115.6	149.4
2	106.3	135.6	130.0	147.6	113.4	115.9	117.4	119.5	148.8
3	104.7	137.2	134.8	148.3	111.8	118.5	120.7	120.5	149.1
4	105.3	137.3	135.5	148.2	112.7	118.3	121.6	120.0	149.2
5	109.8	136.1	134.3	148.6	113.2	119.6	124.8	118.6	149.3
6	106.8	136.5	132.8	148.5	114.7	120.2	122.9	119.7	149.4
7	104.1	134.8	130.7	148.3	114.2	122.6	120.9	119.3	149.4
8	105.7	138.1	119.2	147.0	119.1	112.8	116.3	119.1	148.0
9	106.8	139.5	118.8	146.5	118.4	111.8	118.4	121.9	147.7
10	106.6	139.3	118.9	146.3	118.2	108.9	116.3	121.6	147.6
ΣA	106.2	137.3	131.3	147.7	115.9	118.1	119.4	120.1	148.8

TABLA A-6.



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO #1									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
No de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	120.3	135.9	127.0	158.7	119.1	122.0	112.6	124.4	159.1
2	126.2	138.2	126.8	158.4	119.1	121.5	115.9	124.0	159.1
3	123.4	137.1	128.1	157.6	114.4	115.4	113.9	119.1	159.7
4	123.8	137.3	130.3	159.7	117.0	119.2	116.2	118.7	160.1
5	123.4	137.1	130.4	159.8	119.3	118.4	115.7	120.0	160.3
6	128.1	138.2	127.1	158.4	119.1	117.6	116.3	125.0	158.8
7	127.8	138.5	128.2	158.6	117.1	114.4	116.8	125.2	158.8
8	128.4	138.4	128.4	158.7	119.9	116.7	115.6	123.8	158.8
9	128.2	138.4	128.4	158.6	118.3	115.7	117.5	125.3	158.8
10	127.3	138.4	128.6	158.6	119.4	118.6	116.6	125.3	158.8
ΣA	126.4	137.8	128.5	158.8	118.5	118.6	115.9	123.7	159.3

TABLA A-7.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO #2									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	119.7	130.0	115.1	158.3	116.2	116.1	116.4	125.0	158.7
2	131.0	132.1	115.7	158.2	116.6	112.7	113.1	118.5	158.6
3	131.5	131.6	115.5	158.4	117.0	114.4	115.9	122.6	158.6
4	131.4	130.7	115.0	158.5	116.8	114.7	116.6	122.7	158.7
5	131.5	130.4	111.8	158.3	116.4	113.1	115.2	122.8	158.7
6	131.5	130.3	111.6	158.2	116.1	113.0	115.1	122.8	158.6
7	131.2	130.2	112.3	158.5	116.2	113.6	115.6	123.7	158.7
8	131.0	130.1	111.9	158.5	116.2	113.8	115.5	123.9	158.7
9	131.1	129.9	109.8	158.3	115.6	114.1	115.1	123.7	158.6
10	131.8	130.2	112.1	158.3	116.5	113.1	112.6	122.1	158.6
ΣA	130.9	130.6	113.5	158.4	116.4	113.9	115.1	123.0	158.7

TABLA A-8.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO N°3									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	119.5	130.7	129.9	158.2	115.8	112.6	113.0	124.7	158.8
2	130.9	129.4	127.5	156.9	113.7	110.3	105.3	124.6	158.8
3	132.3	128.6	129.7	157.4	115.3	110.6	107.9	123.5	158.6
4	131.6	129.6	130.4	158.6	117.0	113.4	110.3	126.9	158.7
5	131.3	130.0	130.7	158.5	116.9	112.2	111.5	127.2	158.8
6	130.8	130.6	130.9	156.9	117.0	112.8	110.8	127.6	158.9
7	130.5	130.2	130.7	158.7	116.8	112.6	109.5	127.8	158.9
8	130.2	130.4	130.6	158.8	116.4	112.6	108.0	128.2	158.9
9	130.5	130.7	130.6	158.8	116.7	112.4	108.9	128.1	158.9
10	130.7	130.7	130.5	158.8	116.8	112.5	107.1	128.1	158.9
ΣA	121.9	135.8	123.4	159.3	111.5	118.2	117.7	122.1	158.7

TABLA A-9.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO SIN EL CILINDRO Nº4									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	120.8	133.8	124.4	159.2	111.8	119.1	114.3	117.0	159.6
2	122.3	135.8	124.1	157.5	112.2	118.5	116.0	122.9	159.7
3	119.5	136.4	124.2	159.6	111.4	119.0	118.8	124.8	159.7
4	119.8	136.2	124.1	159.4	110.8	118.3	118.7	123.9	159.7
5	122.4	135.7	124.3	159.6	112.9	118.8	117.6	120.2	159.8
6	122.8	135.9	121.3	159.6	111.6	119.0	117.0	120.1	159.8
7	122.7	136.1	122.9	159.3	111.3	116.5	118.6	119.8	159.7
8	122.6	136.2	123.4	159.5	109.7	116.8	119.6	122.6	159.6
9	122.8	135.9	122.7	159.5	112.0	117.8	118.7	122.2	159.7
10	123.0	135.8	122.7	159.5	111.7	117.7	118.1	122.4	159.7
ΣA	118.7	136.9	125.7	161.5	117.2	120.1	121.5	130.2	159.7

TABLA A-10.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON EL ENCENDIDO RETRAZADO ($\approx 4^\circ$)									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	93.4	137.4	115.2	147.6	101.1	113.2	101.1	115.3	148.4
2	92.6	137.6	115.4	147.5	102.3	111.8	104.3	117.3	148.3
3	99.2	139.2	111.0	146.0	109.3	111.8	108.8	122.8	147.5
4	99.0	139.3	109.4	144.5	108.9	111.8	111.2	125.9	147.3
5	98.1	139.0	112.7	146.7	106.5	112.2	110.2	123.5	147.7
6	95.1	139.0	113.4	146.7	106.2	112.1	108.8	122.4	147.8
7	95.1	138.9	114.0	146.8	104.6	112.4	108.9	121.5	147.9
8	96.0	138.9	113.5	146.6	105.3	111.1	108.7	121.7	147.8
9	96.2	138.8	112.5	146.8	105.6	110.0	110.1	121.8	147.9
10	91.7	138.3	114.2	146.8	103.6	109.6	106.8	120.2	148.0
ΣA	95.9	138.6	113.5	146.6	106.0	111.6	108.6	122.1	147.9

TABLA A-11.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON EL ENCENDIDO ADELANTADO ($\alpha 4^\circ$)									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	94.9	129.5	114.2	149.6	105.4	114.1	97.5	121.8	150.1
2	93.2	129.7	113.3	149.4	105.2	111.8	98.7	124.1	149.7
3	94.2	130.3	115.1	147.7	105.9	112.3	96.4	123.6	149.8
4	94.4	130.2	116.4	149.1	104.8	110.9	100.7	124.0	149.6
5	93.9	130.4	117.1	149.4	106.4	114.3	102.4	122.3	149.9
6	90.2	129.8	113.4	148.7	104.1	110.7	99.4	125.3	149.3
7	92.4	129.7	114.3	148.5	102.5	110.1	98.8	123.8	149.5
8	93.5	130.5	115.3	149.2	105.7	111.8	101.4	124.0	149.7
9	91.6	130.7	113.6	149.3	105.5	111.4	100.9	123.8	149.8
10	91.9	130.5	113.8	148.7	104.3	110.3	100.3	122.6	149.6
ΣA	93.2	130.2	114.7	149.0	105.0	111.8	100.0	123.5	149.7

TABLA A-12.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON EL ENCENDIDO RETRAZADO ($\alpha=4^\circ$)									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
No de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	118.0	137.3	124.9	161.1	118.9	114.7	121.8	130.4	161.7
2	114.7	137.3	126.0	161.5	119.1	118.6	123.4	131.5	161.8
3	114.9	136.7	123.9	160.9	117.8	118.8	121.7	129.5	161.8
4	115.7	136.9	126.1	161.4	118.6	120.6	123.6	130.4	161.8
5	120.2	134.7	125.7	161.1	116.3	120.0	121.2	129.7	161.9
6	119.3	136.2	126.1	161.8	112.5	122.6	123.9	131.2	162.0
7	119.2	136.2	125.8	161.8	113.6	122.5	123.7	131.2	162.0
8	120.0	136.3	125.7	161.6	114.4	122.6	123.4	130.7	161.9
9	115.6	136.2	124.3	161.6	115.3	121.9	122.8	128.4	162.0
10	115.5	136.1	125.7	161.7	115.2	122.1	123.2	130.9	162.0
ΣA	117.8	136.4	125.4	161.5	116.7	121.0	122.9	130.5	161.9

TABLA A-13.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON EL ENCENDIDO ADIANTADO (=4°)									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	115.5	136.4	126.3	161.9	115.0	110.8	122.0	131.5	162.2
2	115.8	136.4	126.3	161.8	114.3	111.1	121.7	131.2	162.2
3	117.2	136.7	127.0	161.7	115.8	120.1	121.2	130.9	162.3
4	116.3	136.9	127.2	162.2	115.9	121.7	122.4	132.1	162.3
5	114.9	136.8	125.3	162.0	114.5	121.6	120.1	131.8	162.3
6	115.0	136.8	125.6	162.0	115.8	121.6	121.0	131.9	162.3
7	116.3	136.9	127.2	162.1	115.7	122.2	122.4	132.0	162.3
8	116.2	136.9	127.3	162.2	115.4	122.3	122.8	132.3	162.3
9	115.3	136.9	127.0	162.1	115.6	122.0	122.5	132.0	162.3
10	116.3	136.9	127.1	162.0	115.6	122.6	122.5	131.8	162.3
ΣA	115.9	136.7	126.6	162.0	115.4	120.9	121.9	131.8	162.3

TABLA A-14.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON CARGA (PRESION -)									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
NO de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	96.9	133.6	122.5	146.1	105.6	127.8	105.4	117.6	148.8
2	96.1	131.3	120.6	148.6	107.0	127.6	103.0	116.3	149.5
3	96.8	132.9	120.4	148.7	106.3	124.1	106.1	116.1	149.7
4	94.8	132.9	117.7	148.7	104.3	119.5	111.1	120.1	149.8
5	95.8	132.9	117.6	148.8	103.9	120.5	111.6	120.1	149.8
6	94.8	132.8	121.0	148.6	104.0	122.0	110.6	117.9	149.7
7	95.0	132.7	121.0	148.6	106.4	119.4	111.1	118.2	149.8
8	96.8	132.7	118.0	148.3	105.5	118.6	111.5	117.7	149.7
9	93.5	132.4	119.8	148.4	105.5	119.8	112.6	119.8	149.8
10	97.0	136.0	111.9	144.8	103.0	123.4	102.0	117.1	146.1
ΣA	95.6	132.7	120.1	148.3	105.4	123.6	110.2	118.2	149.6



TABLA A-15.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON CARGA (PRESION +)									
BAJAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 1100 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
NO de Armonicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	99.4	135.1	120.0	146.4	105.0	120.4	112.3	115.2	147.2
2	98.6	135.2	116.2	146.3	103.2	124.1	107.6	114.8	147.4
3	94.6	135.5	113.7	147.3	103.8	124.1	108.8	116.8	148.2
4	93.5	134.8	116.2	147.2	104.4	122.1	104.8	115.6	148.1
5	93.8	133.5	119.1	146.9	105.2	115.7	102.5	112.6	148.3
6	93.2	134.0	120.9	147.5	108.6	117.7	103.7	113.6	148.2
7	93.8	133.7	120.0	147.3	106.2	118.1	106.7	115.0	148.3
8	93.8	132.0	122.5	146.8	104.4	121.9	108.2	119.6	148.7
9	94.7	131.9	123.3	148.0	104.8	124.5	109.7	119.2	148.5
10	95.4	132.4	122.9	147.4	103.3	122.6	108.3	118.9	148.5
ΣA	95.7	133.8	120.4	147.1	104.7	122.0	108.1	116.1	148.1

TABLA A-16.



MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON CARGA (PRESION -)									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
Nº de Armónicas Prueba #	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
	1	112.2	139.5	123.1	160.6	110.6	128.1	117.7	125.0
2	115.9	139.3	123.2	160.9	112.6	127.3	118.2	124.4	161.6
3	116.8	138.1	122.0	159.0	109.8	119.1	114.4	124.9	162.0
4	118.9	137.4	122.5	159.2	111.7	116.3	106.1	124.6	159.9
5	119.2	137.3	123.0	159.0	111.2	115.5	104.3	123.7	159.8
6	118.4	138.6	122.6	158.7	110.8	117.6	110.4	124.8	159.9
7	119.2	138.3	122.8	158.3	111.7	116.2	107.4	123.2	159.8
8	118.5	139.1	123.0	157.7	111.8	118.5	108.1	123.5	160.0
9	118.5	139.8	124.8	159.0	113.8	119.2	110.7	127.1	160.1
10	118.6	140.0	124.9	159.3	114.4	121.6	112.0	127.3	160.0
ΣA	118.0	138.7	123.2	159.2	111.8	122.4	113.2	124.9	160.5

TABLA A-17.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA OPERANDO CON CARGA (PRESION +)									
ALTAS R.P.M (VELOCIDAD NOMINAL 2500 r.p.m)									
AMPLITUD DE LAS ARMONICAS DEL PAR TORSIONAL (dbacc)									
No de Armónicas	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	RMS Total
Prueba #									
1	108.6	139.5	126.0	161.3	115.9	125.0	119.1	127.5	162.0
2	108.1	139.0	126.1	161.6	114.0	123.9	118.9	128.8	162.3
3	112.5	138.8	126.3	162.1	117.0	121.3	119.7	130.2	162.4
4	104.1	139.5	127.4	161.2	118.1	125.2	120.4	126.6	161.1
5	104.3	139.6	126.8	161.6	118.5	125.6	119.7	127.3	161.8
6	104.9	139.2	126.2	159.8	115.3	124.6	118.2	127.2	161.8
7	106.5	139.1	126.1	161.6	118.2	124.1	118.8	125.5	161.9
8	107.4	139.1	125.9	161.6	118.1	124.3	118.4	127.4	161.9
9	107.4	139.0	125.8	161.7	115.8	124.9	118.4	127.6	161.8
10	109.1	139.0	125.7	161.6	118.0	125.6	118.2	126.0	161.8
ΣA	108.0	139.2	126.2	161.4	116.9	124.5	119.0	127.4	161.9

TABLA A-18.

APENDICE B

FOTOGRAFIAS

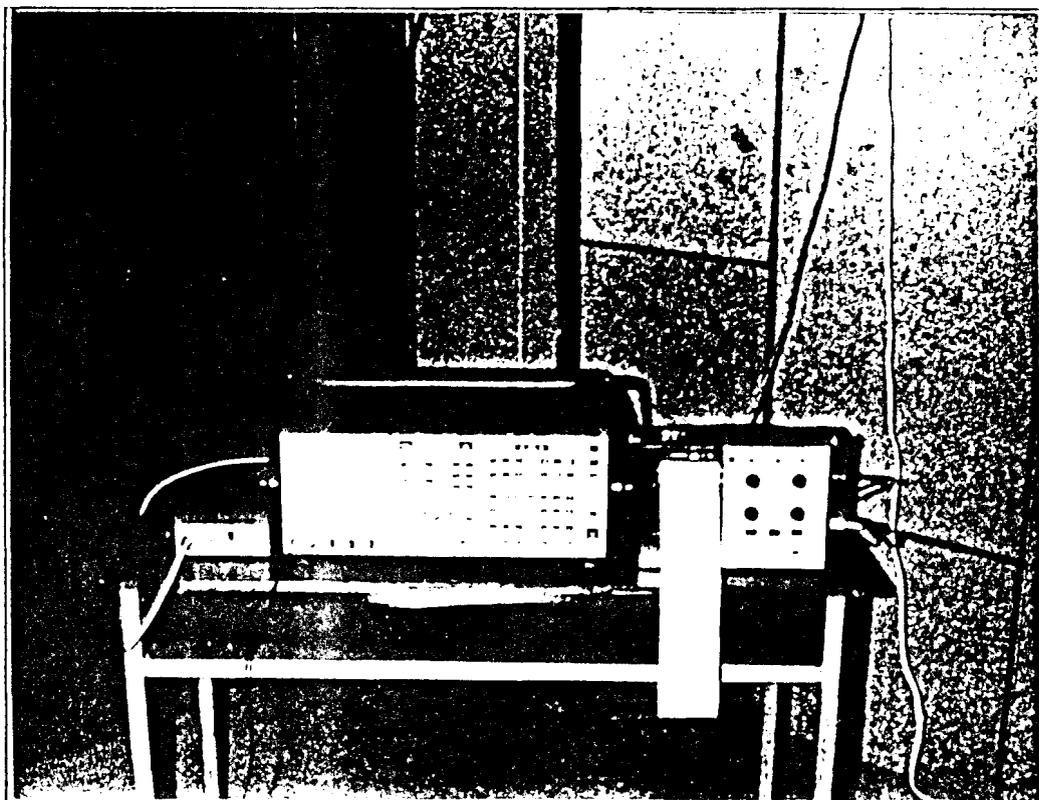


FOTO N°1

EQUIPOS USADOS EN EL PROYECTO DE GRADO.

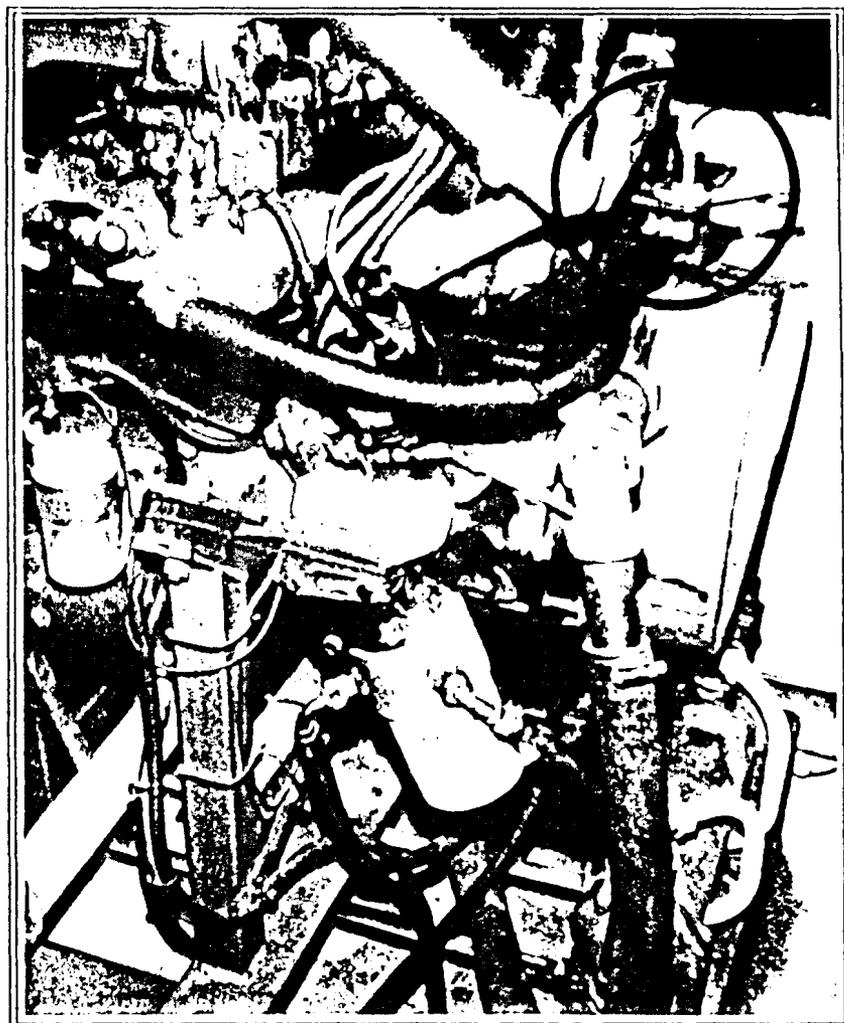


FOTO N°2

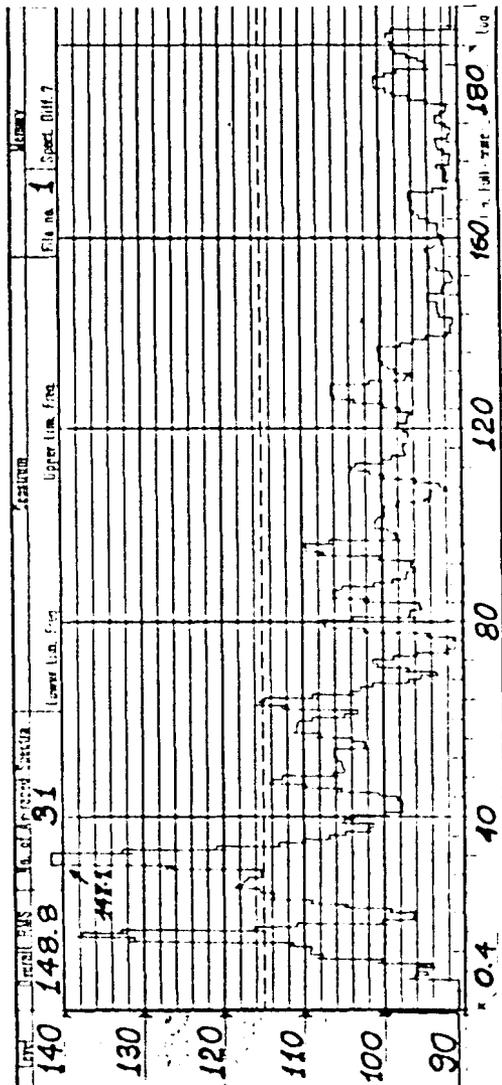
MOTOR EXAMINADO JUNTO CON ACELEROMETRO USADO

APENDICE C

ESPECTROS OBTENIDOS

- I. BAJO RANCO DE FRECUENCIA (0 200 Hz).
- A. BAJO REGIMEN DE VELOCIDAD DEL CIGUEBAL (1100 R.P.M).
- 1. MOTOR OPERANDO EN BUENAS CONDICIONES.

QP 0110

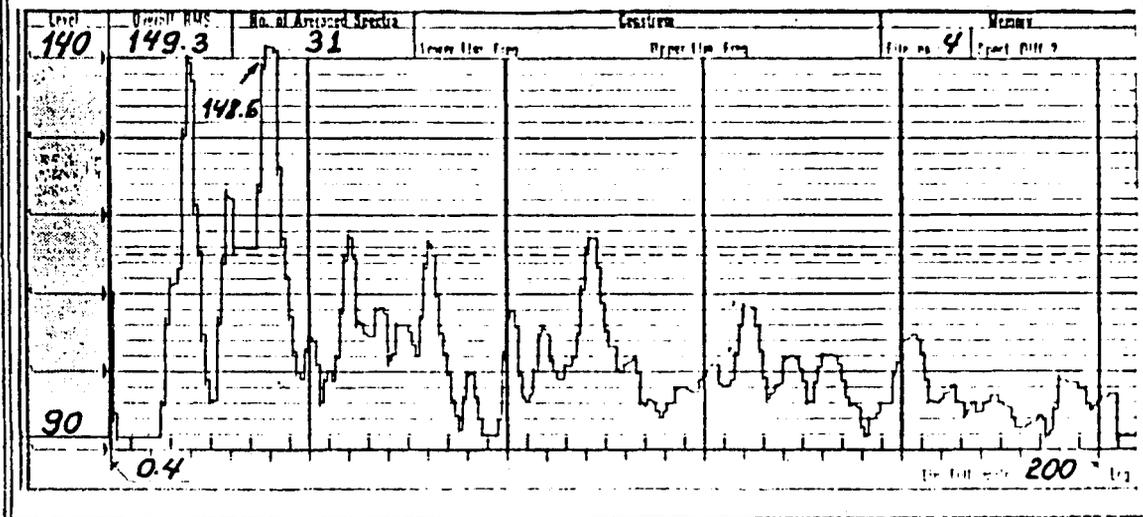
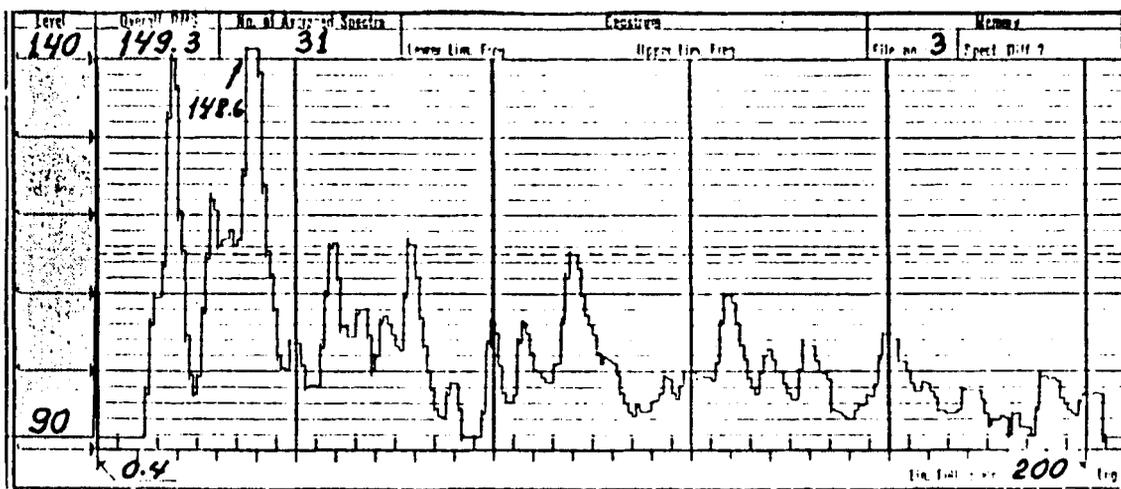
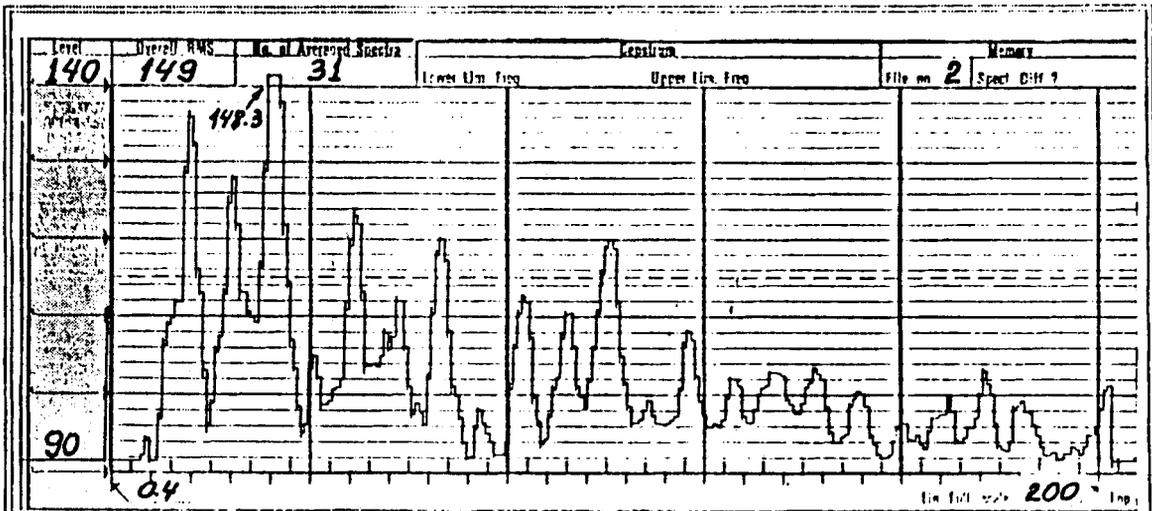


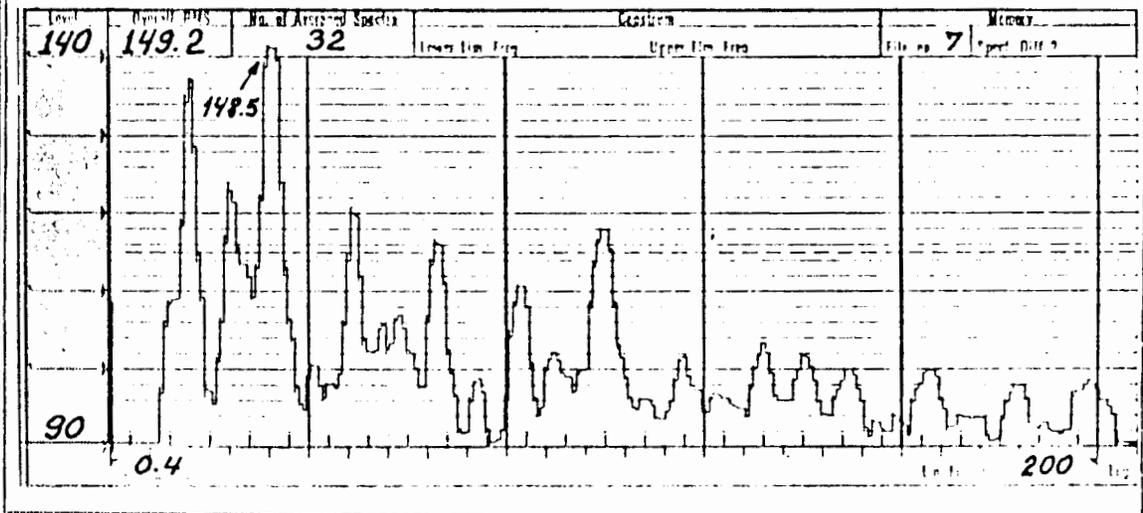
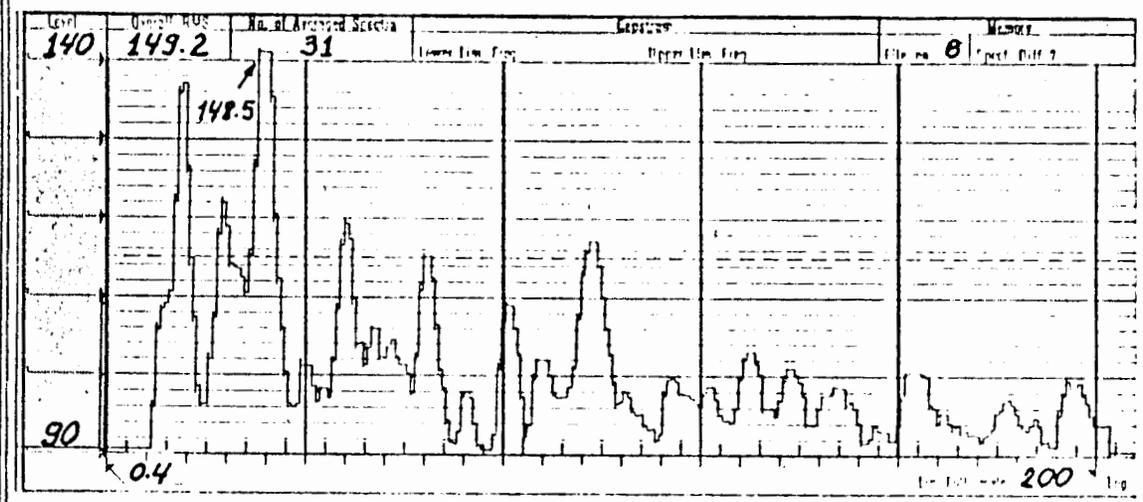
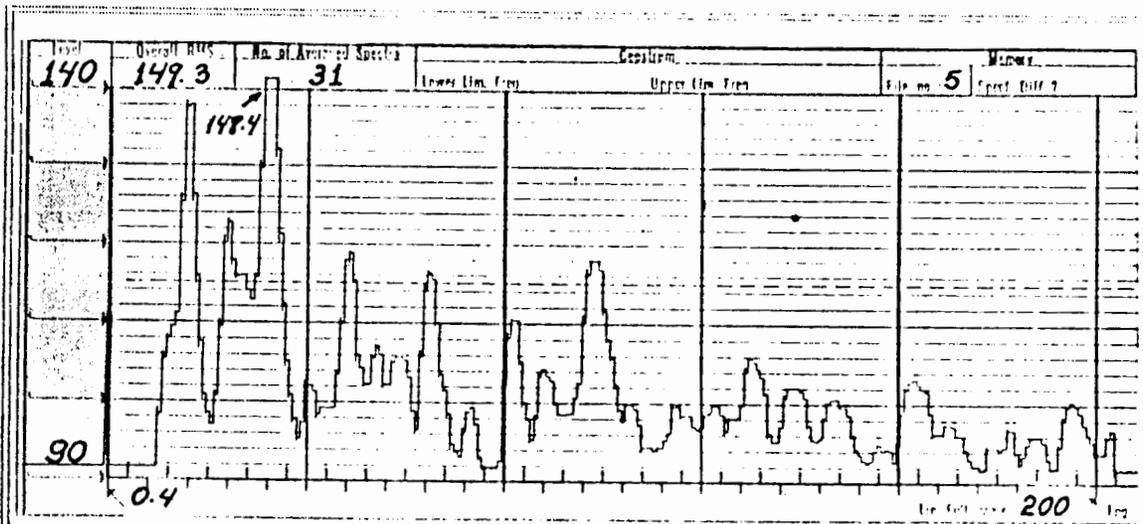
Briel & Kjaer

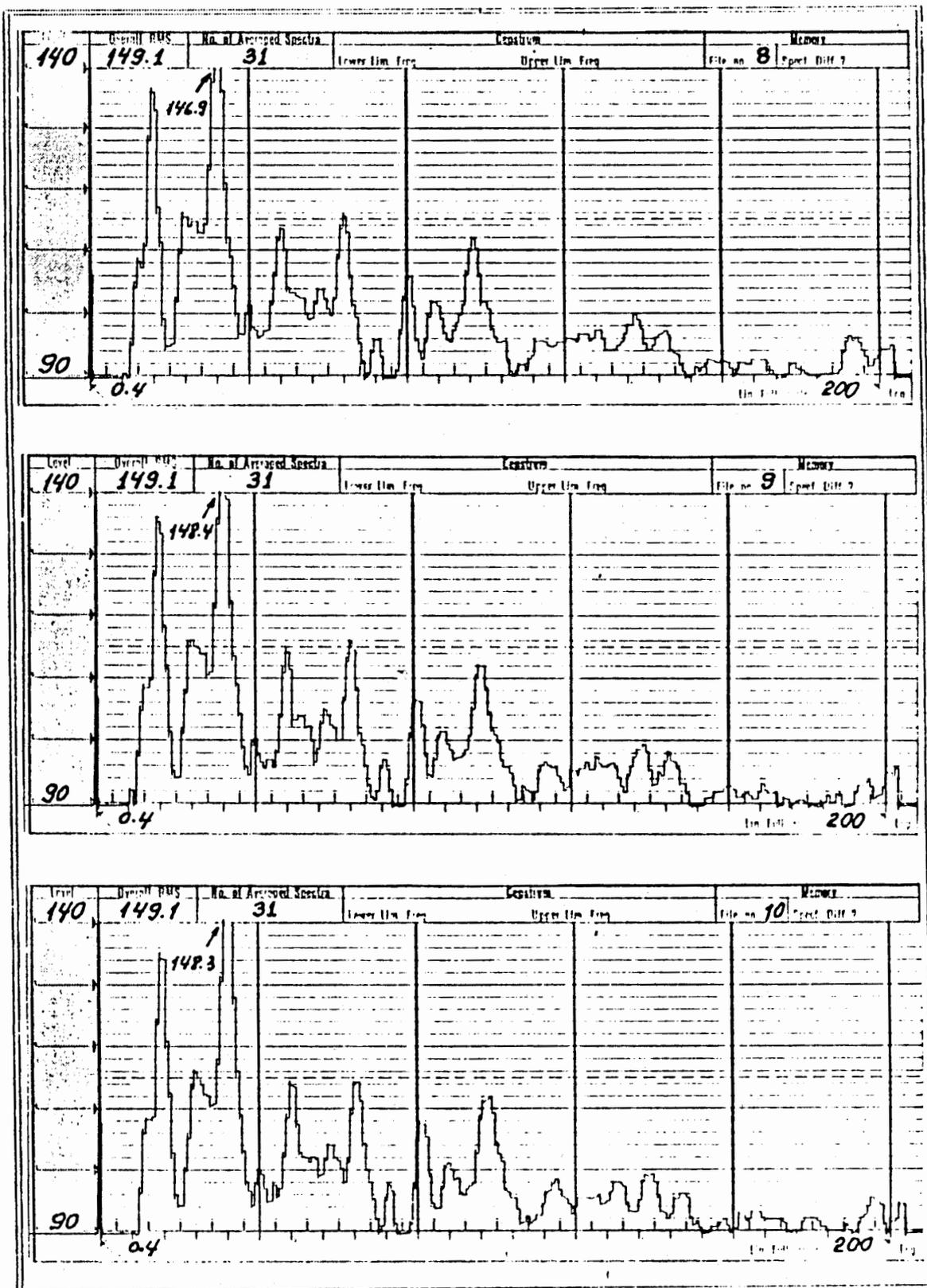
MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

Rec. No. 01 Date: 4.12.90 Sign: O.K.

2915 Settings		Time		Scan		Cap		Comp									
Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value	Unit	Value
dB	140	Hz	0.4	dB	130	Hz	40	dB	120	Hz	80	dB	110	Hz	120	dB	100
dB	148.8	Hz	31	dB	90	Hz	160	dB	148.8	Hz	180	dB	148.8	Hz	180	dB	148.8



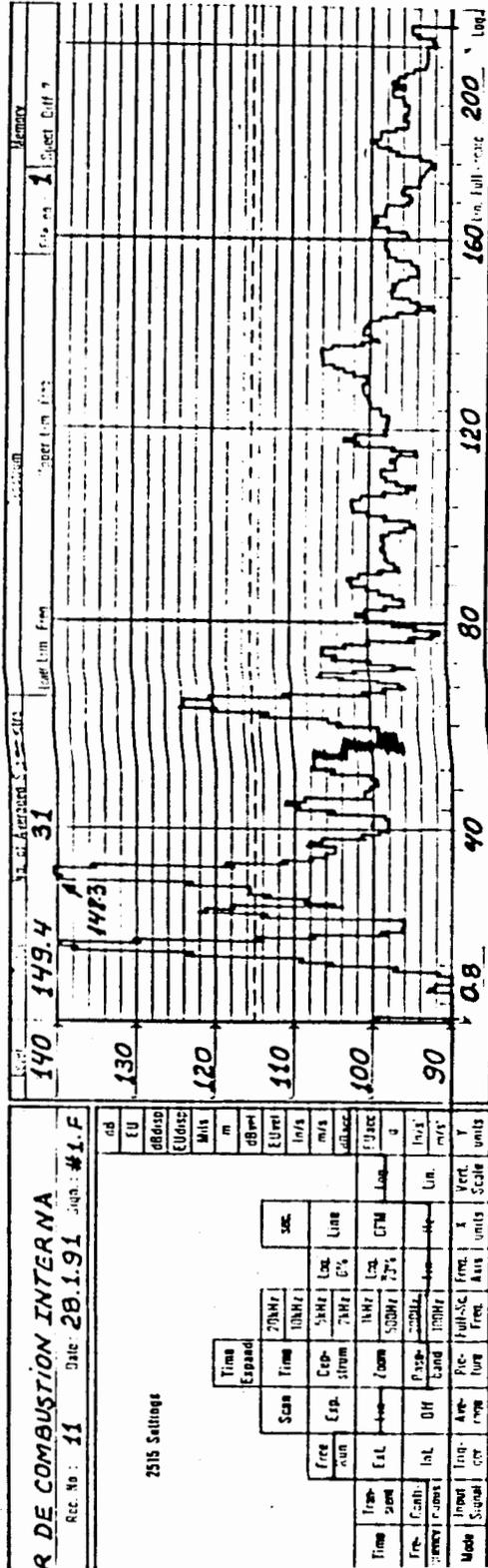




2. MOTOR OPERANDO SIN EL CILINDRO N°1.

QP 0110

Brüel & Kjær



R DE COMBUSTION INTERNA

Rec. No.: 11 Date: 28.1.91 Exp. #1.F

2515 Settings

Time Expand

Scan Time 20MHz 10MHz 1sec

Exp. Exp. 5MHz 10% 10% 10%

Time Free run EAL InL Off

Pre-Filter Low Mid High

Input Input 1000 1000 1000

Scale 100 100 100

Units 100 100 100

Y 100 100 100

units 100 100 100

Scale 100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

100 100 100

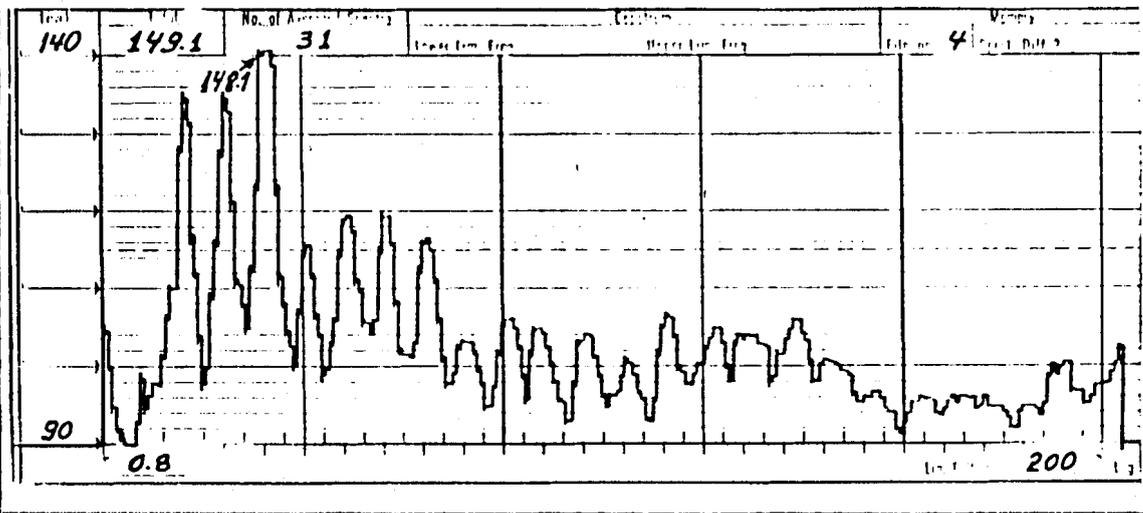
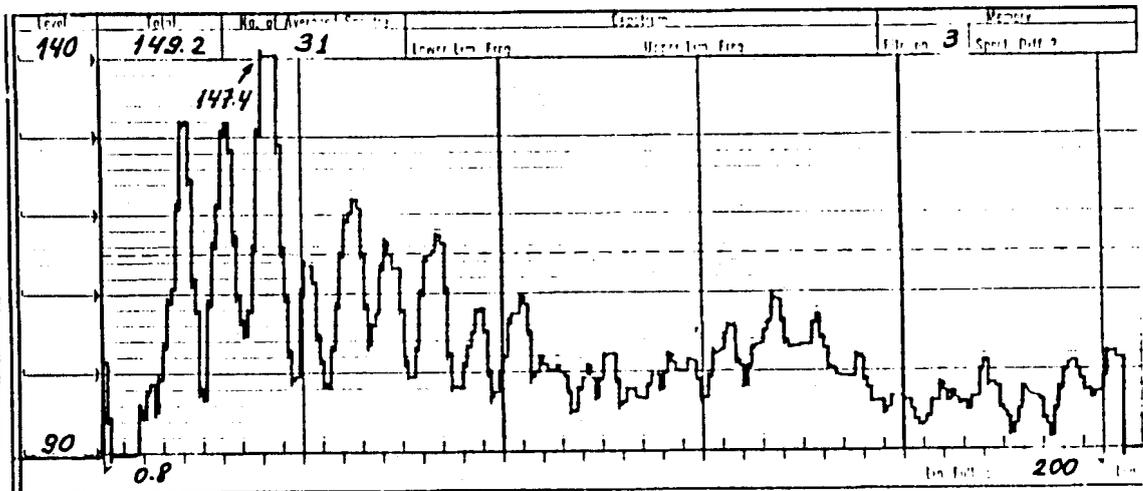
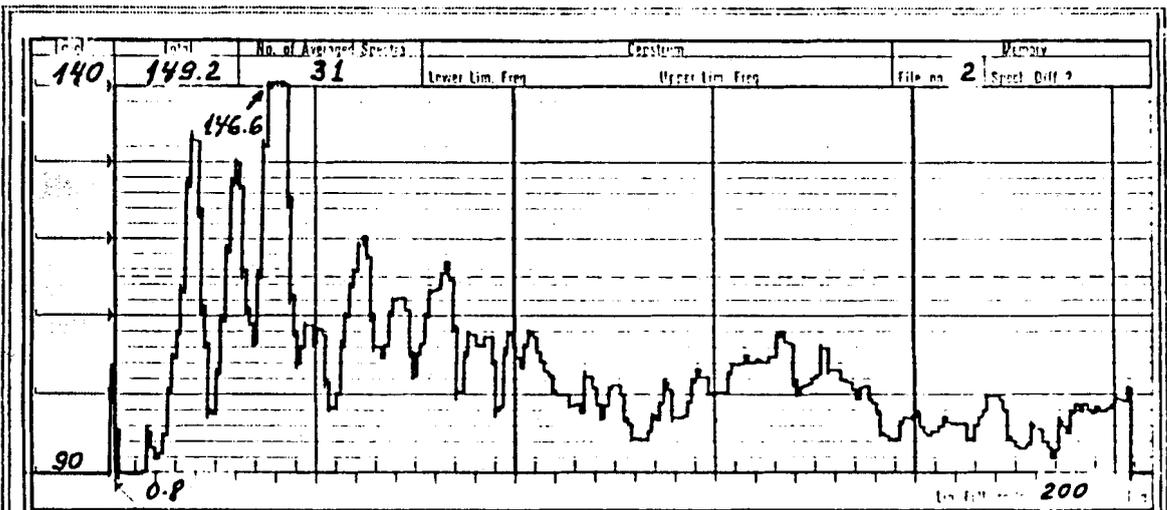
100 100 100

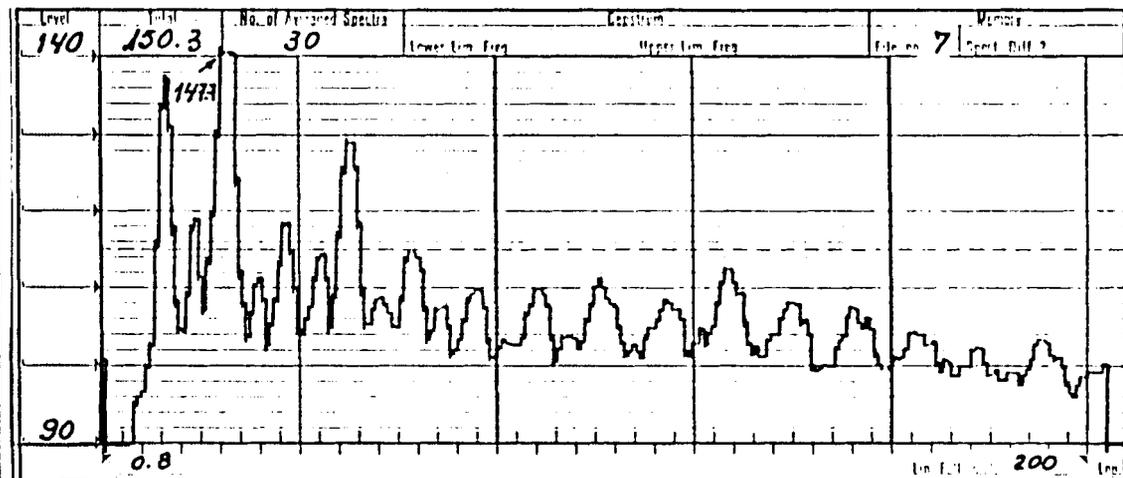
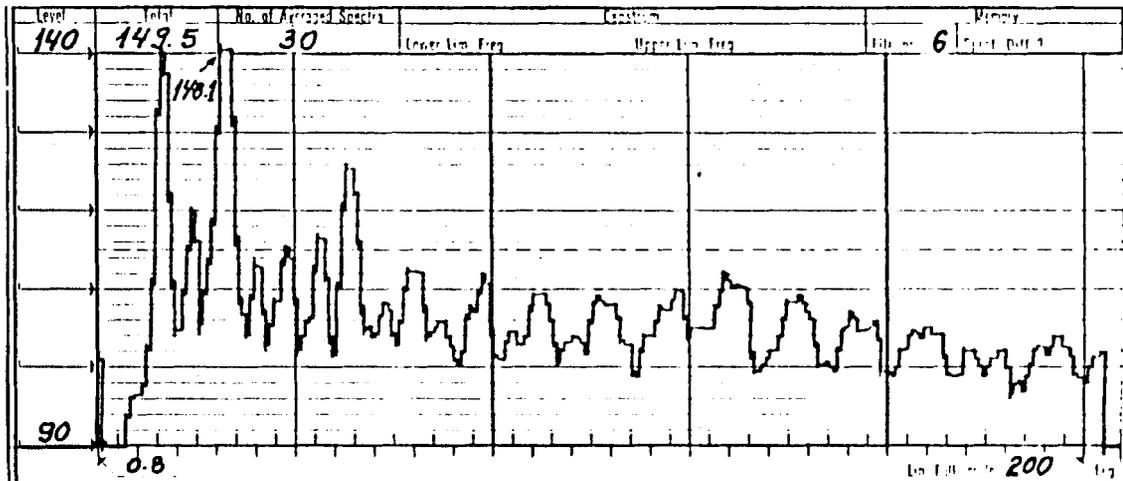
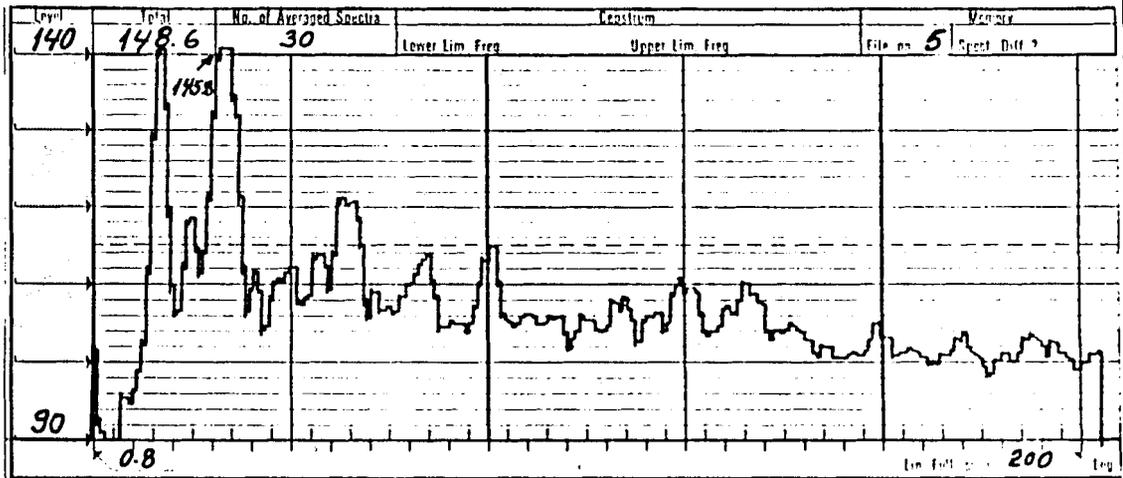
100 100 100

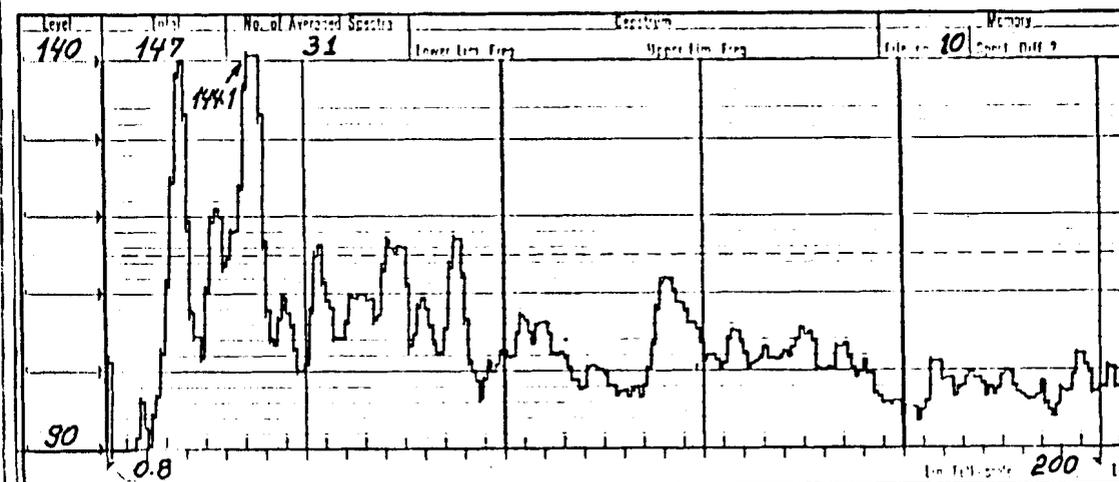
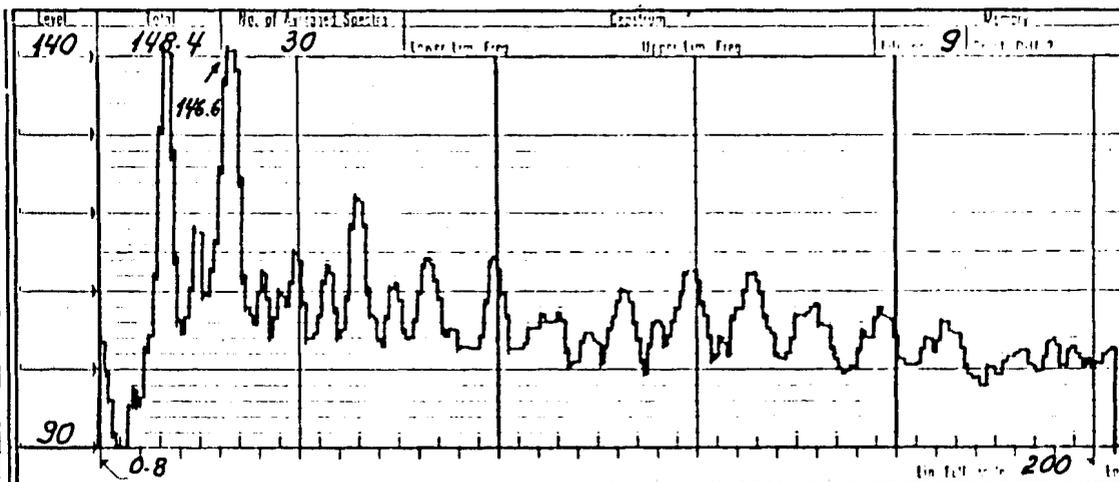
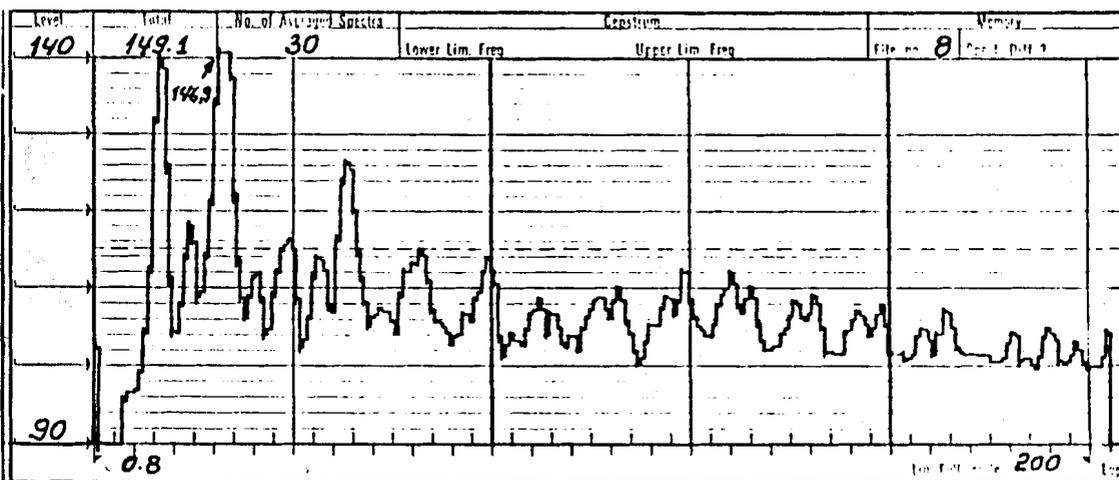
100 100 100

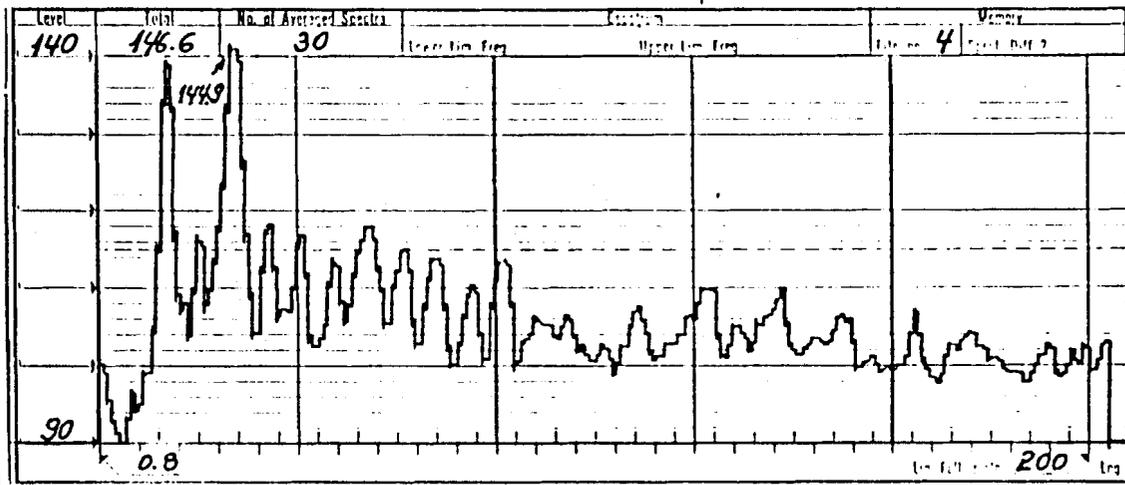
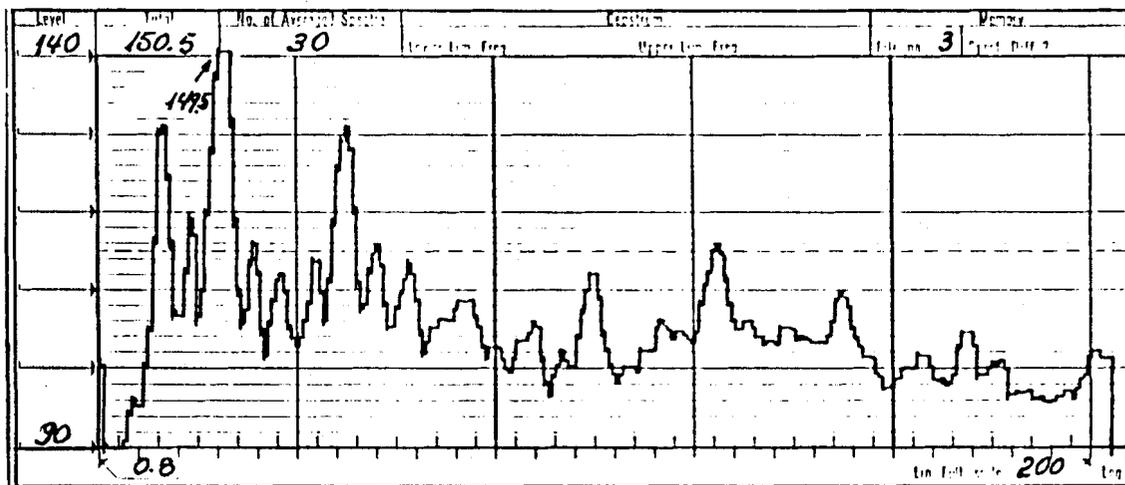
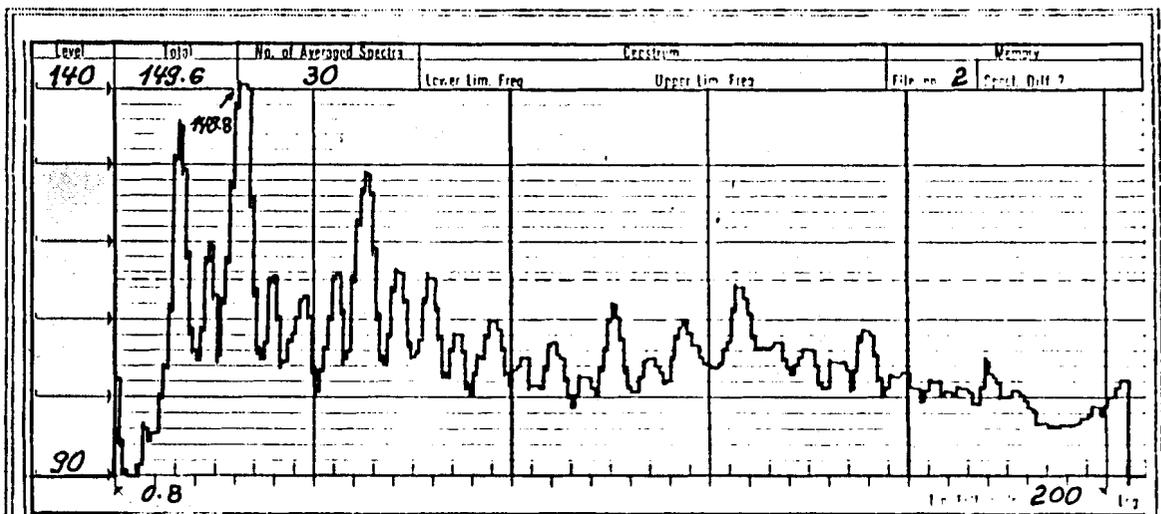
100 100 100

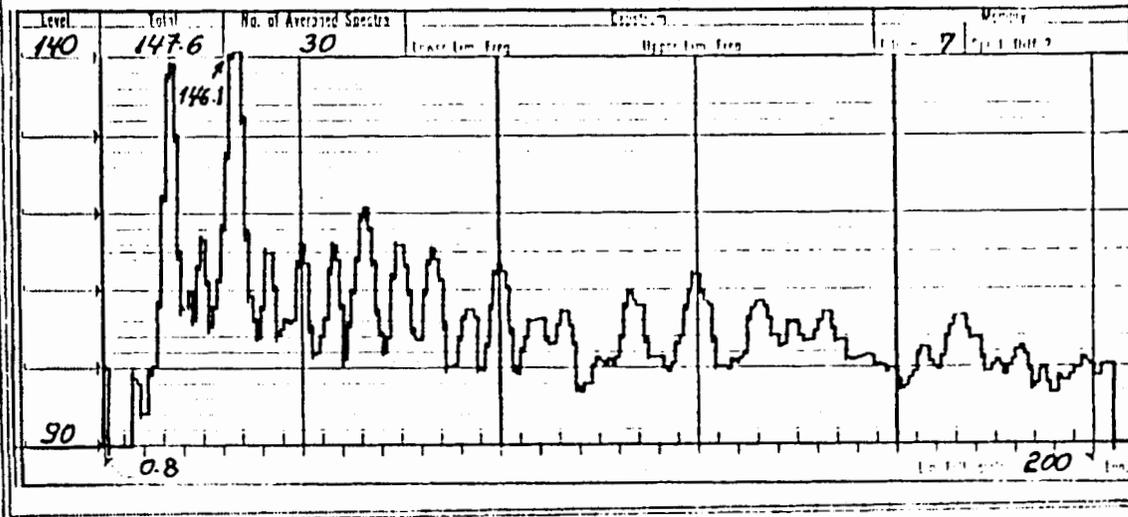
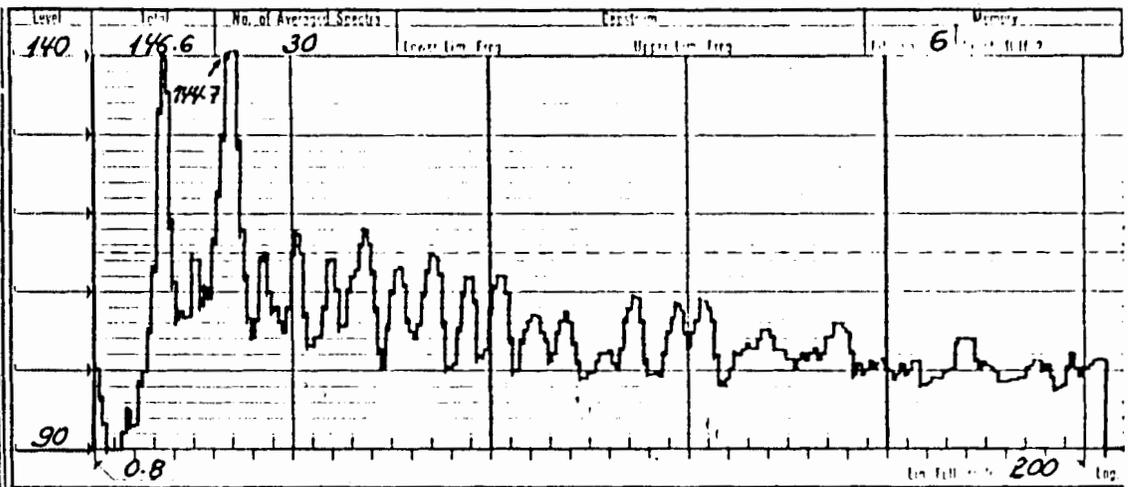
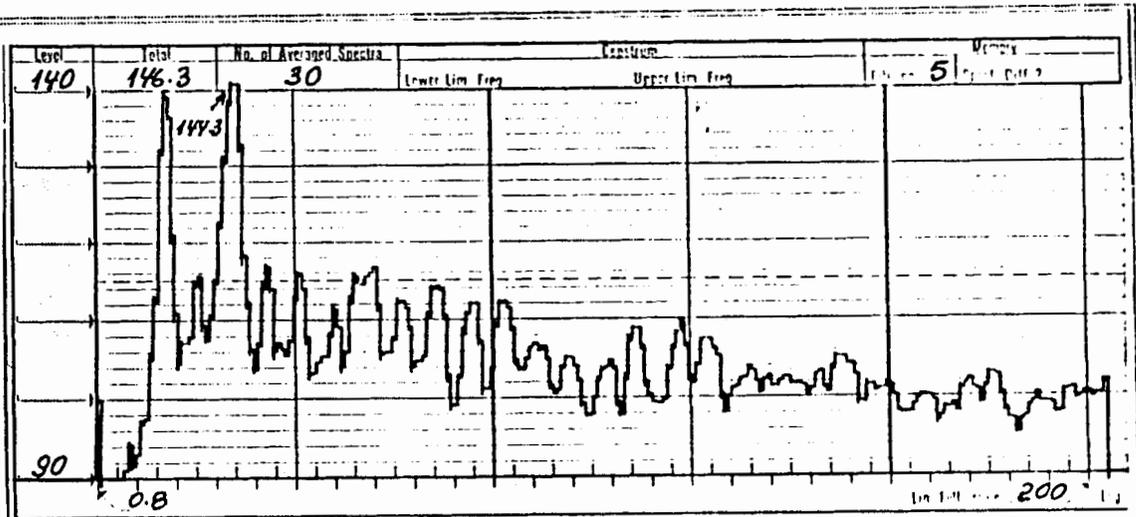
100 100 100

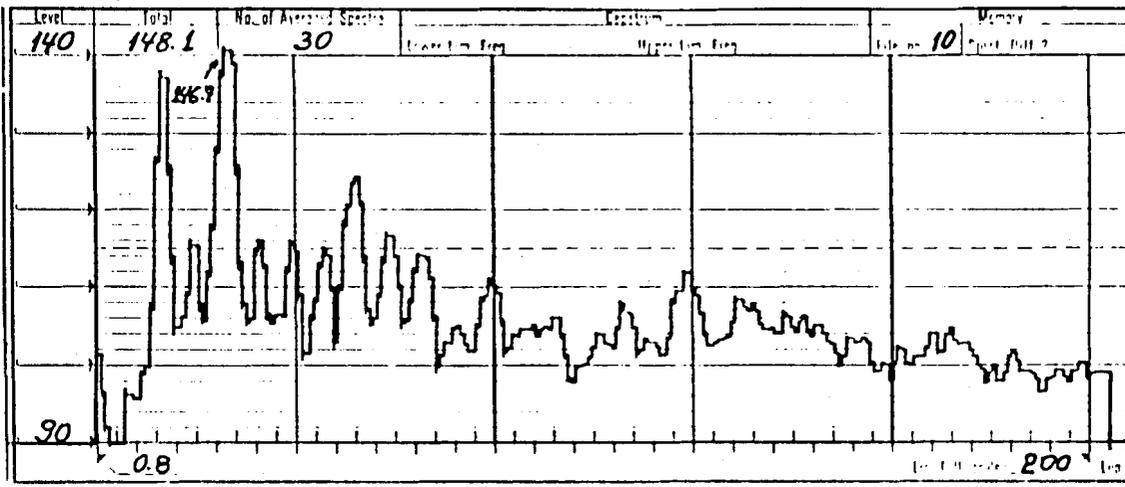
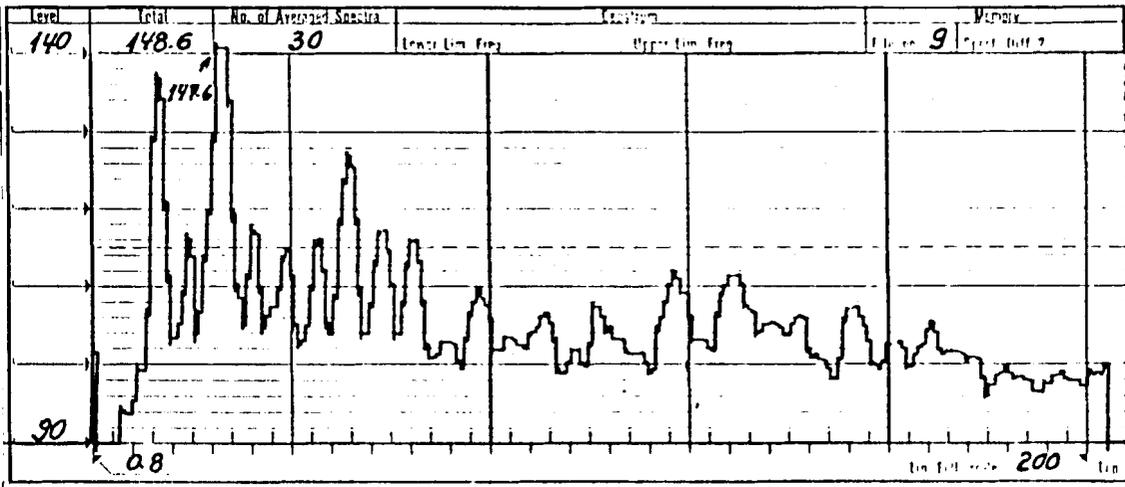
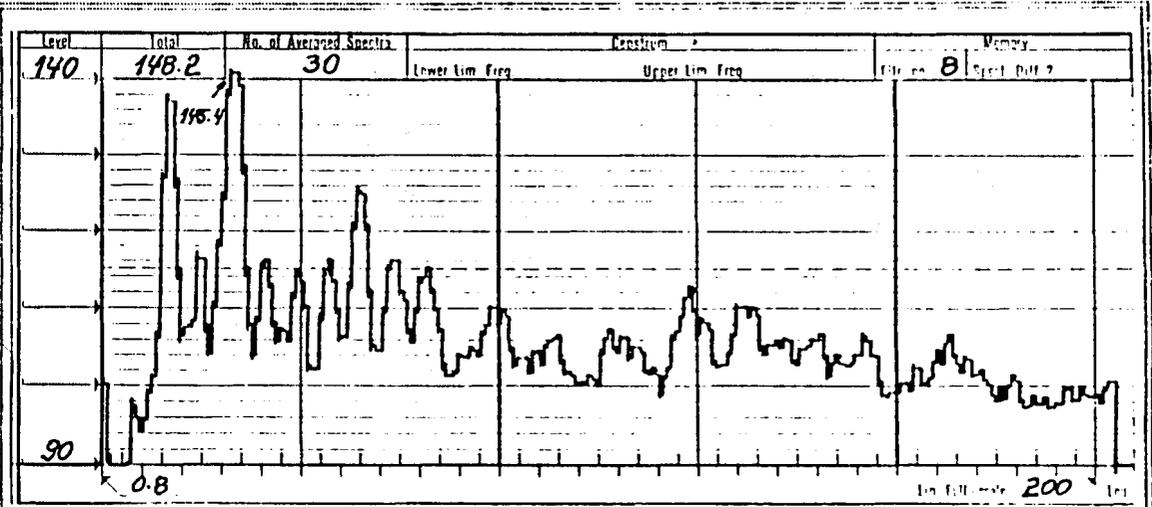


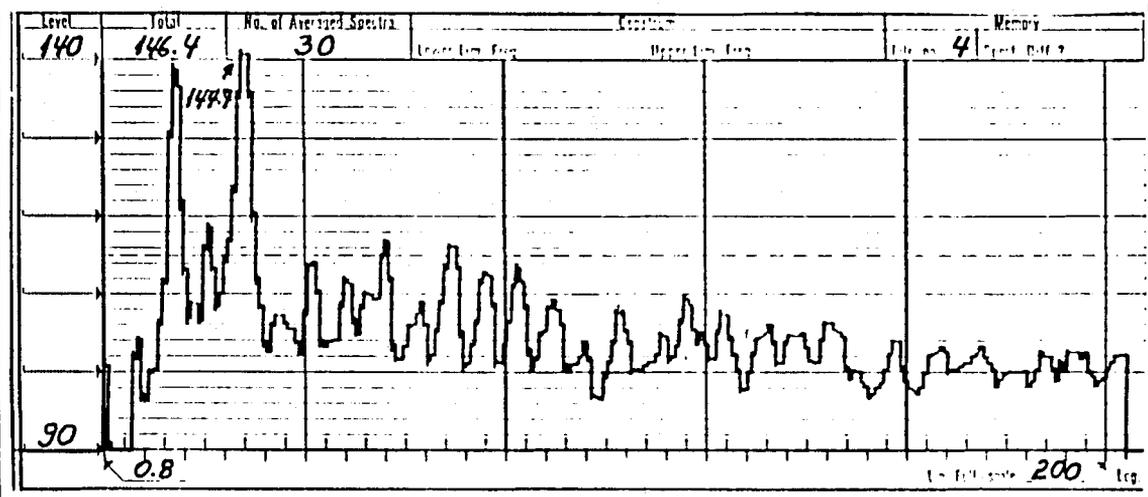
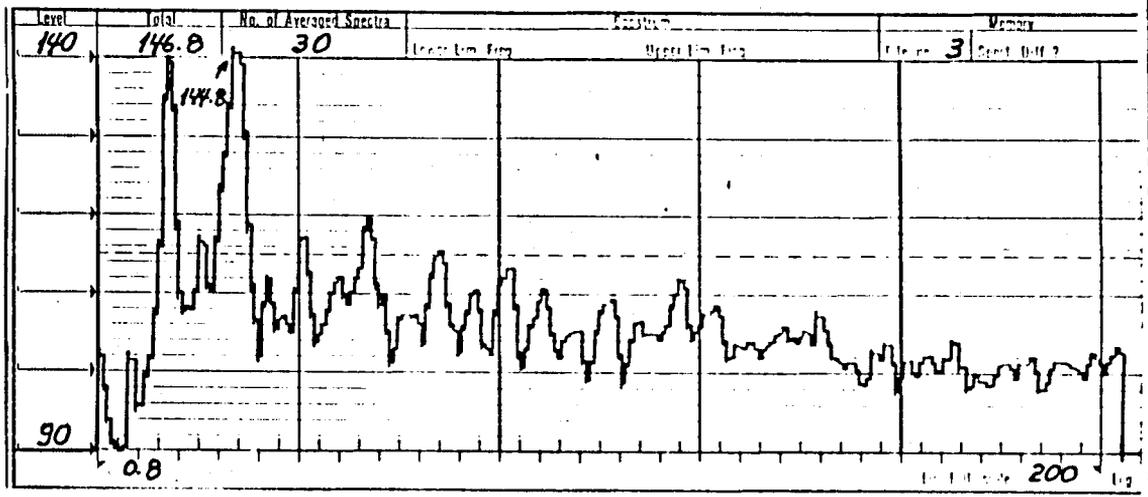
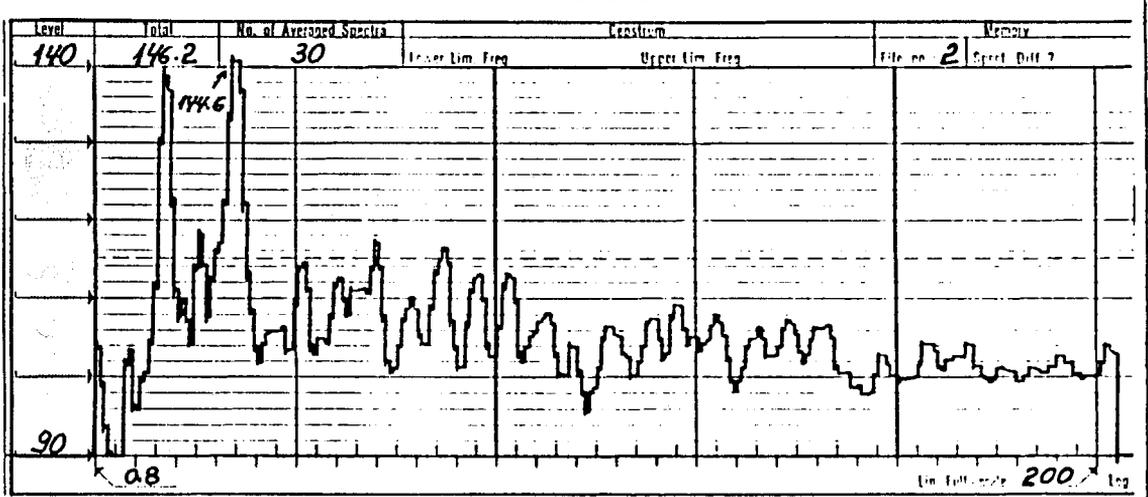


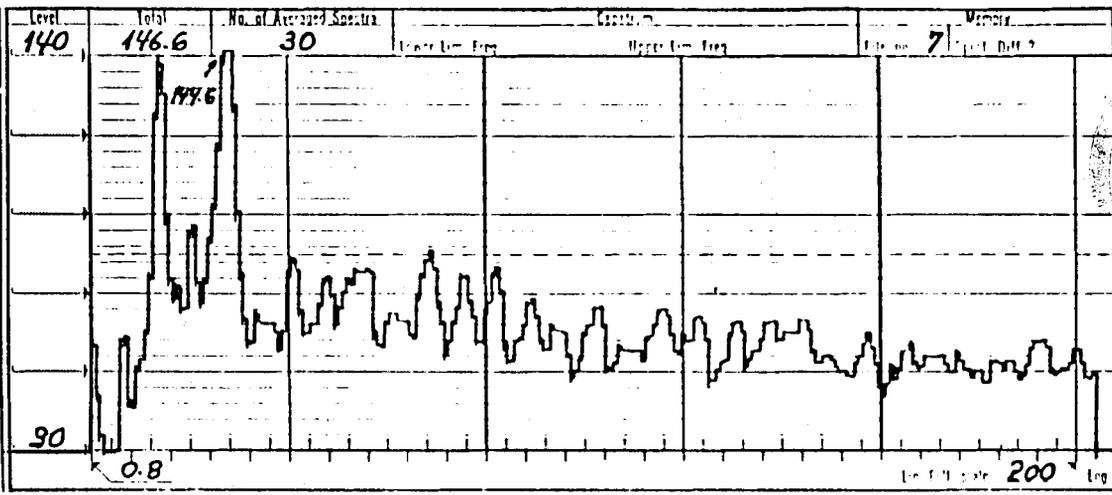
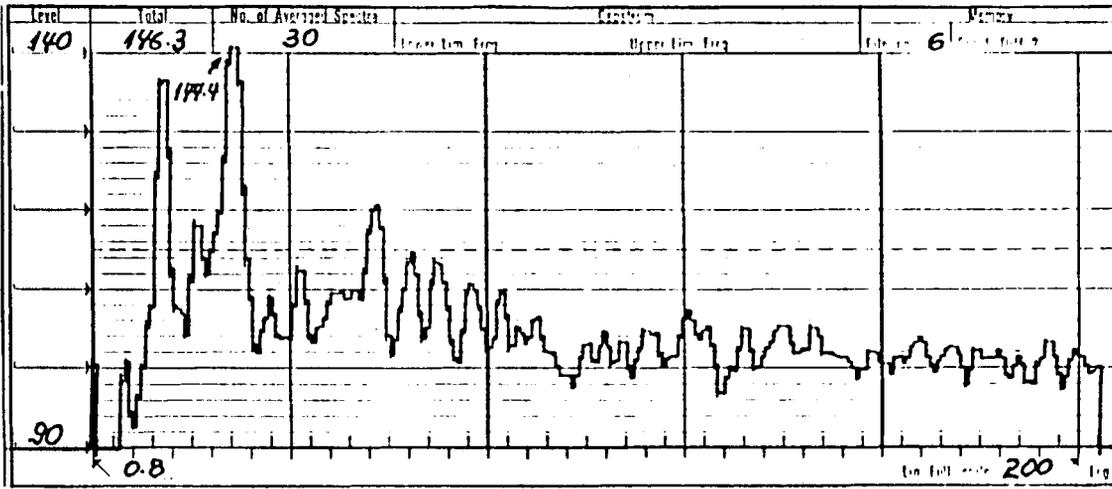
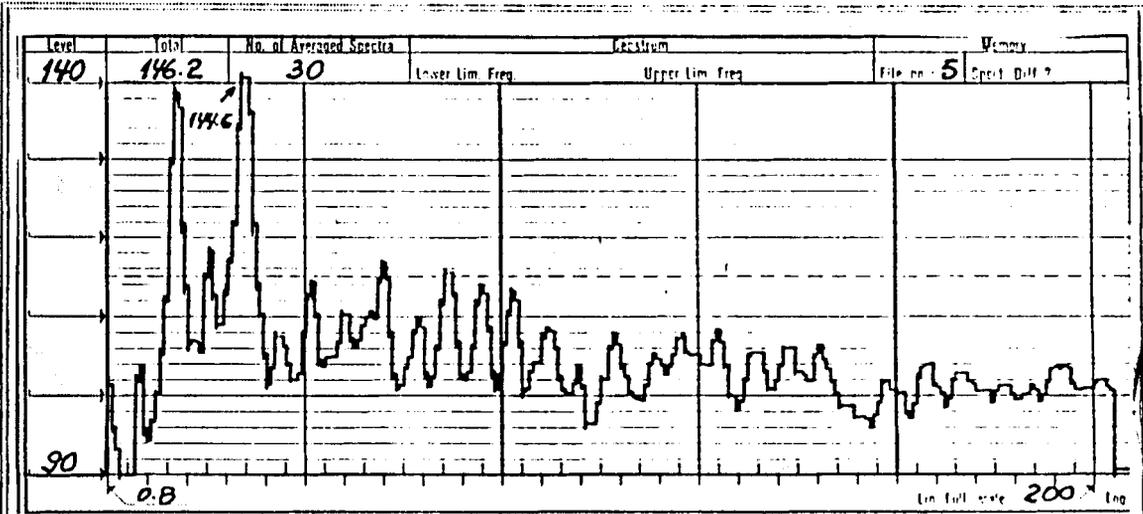


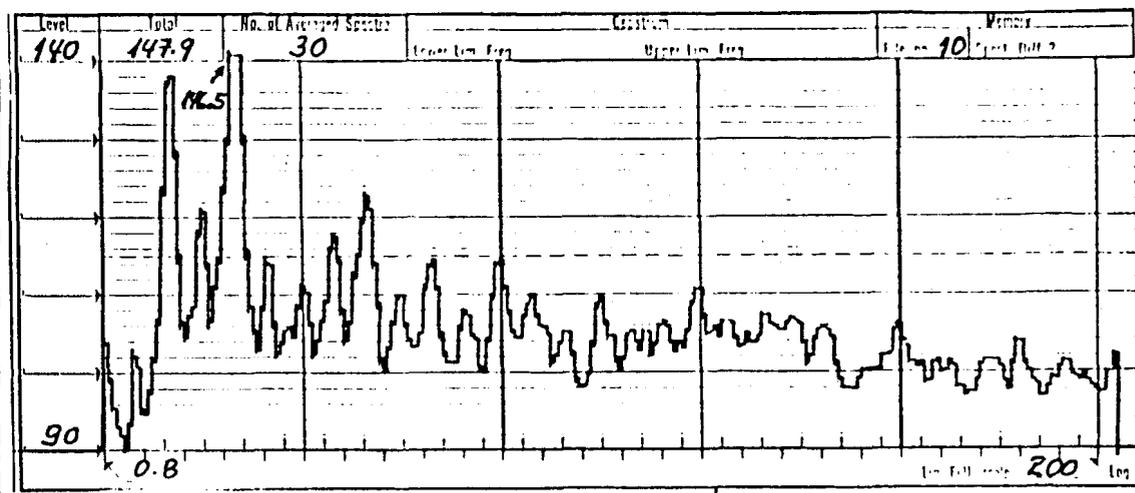
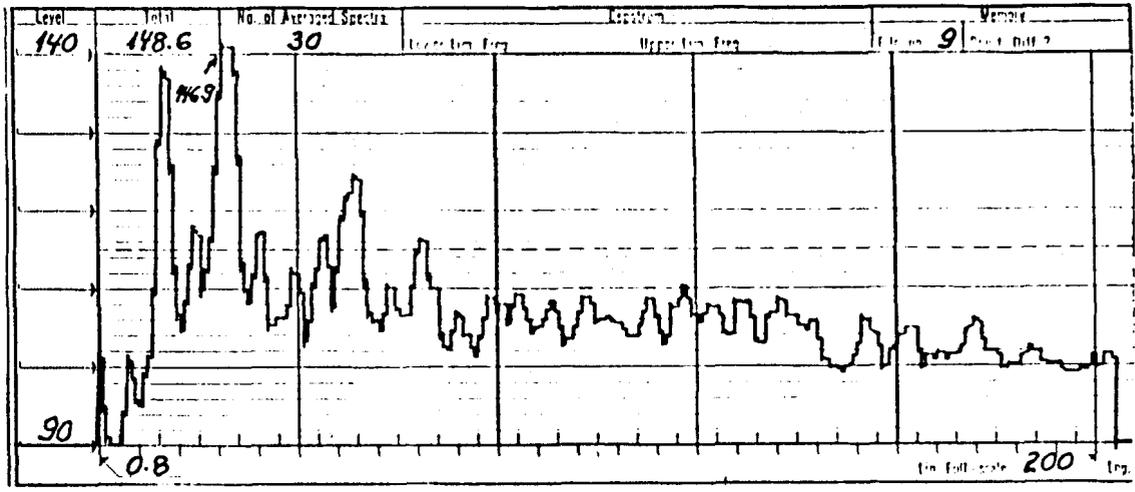
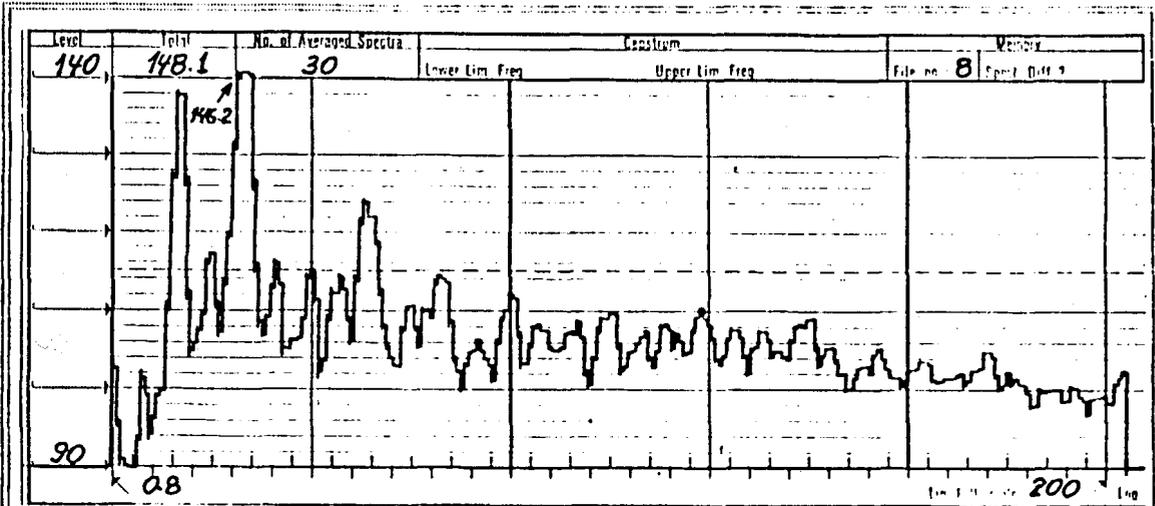


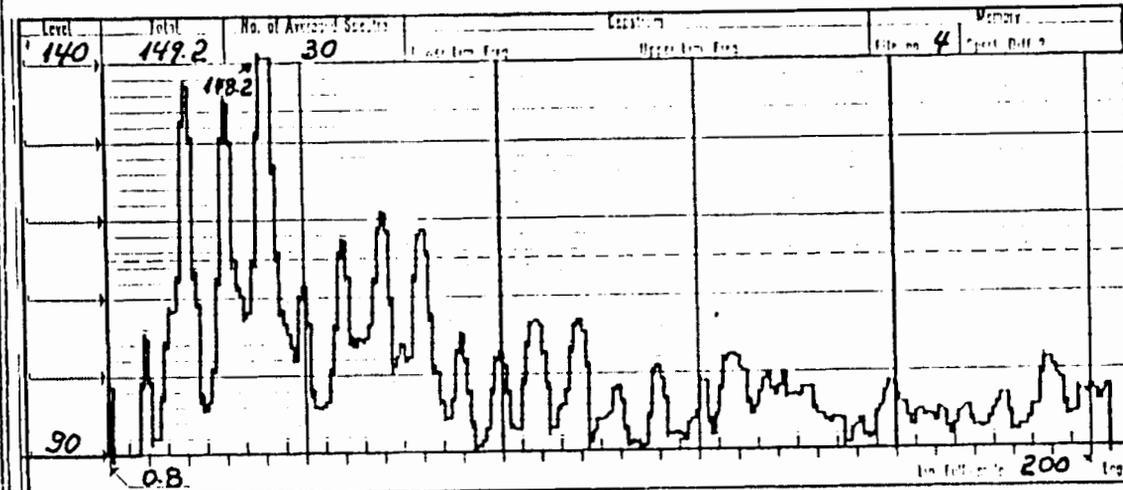
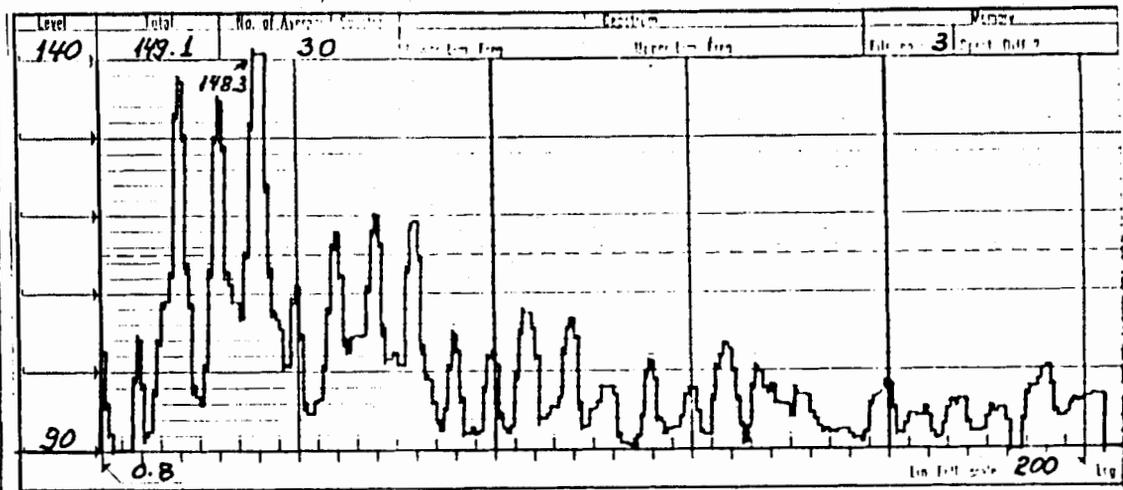
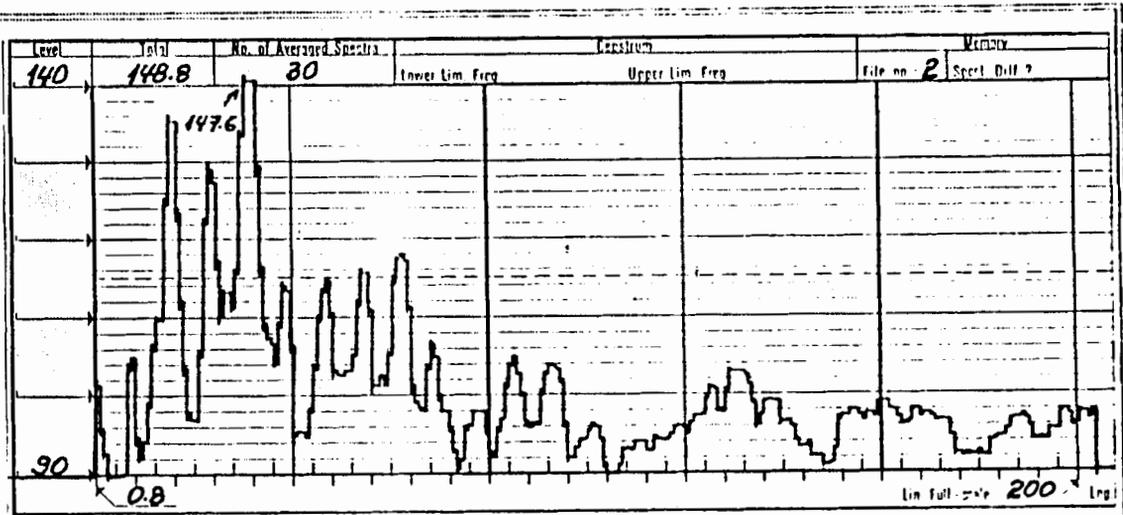


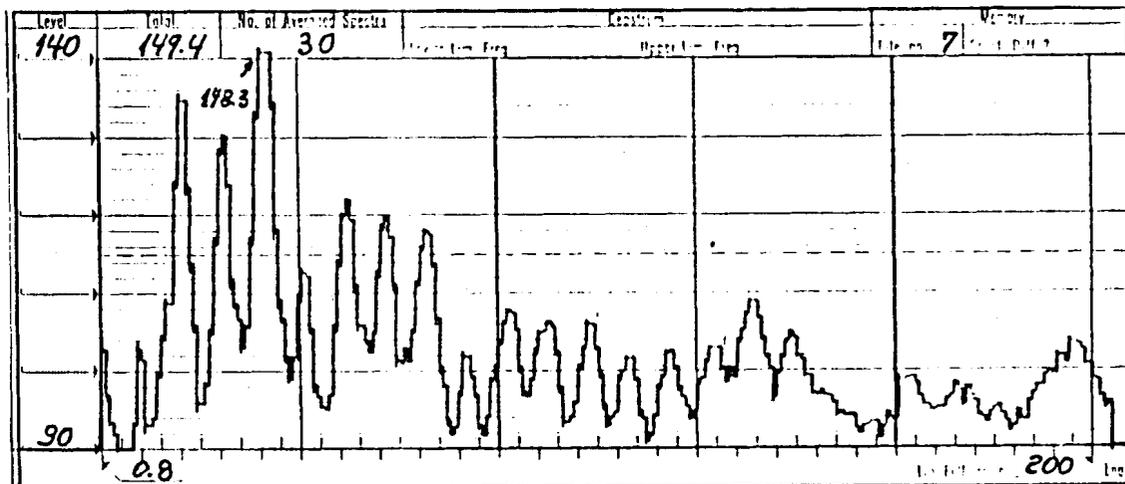
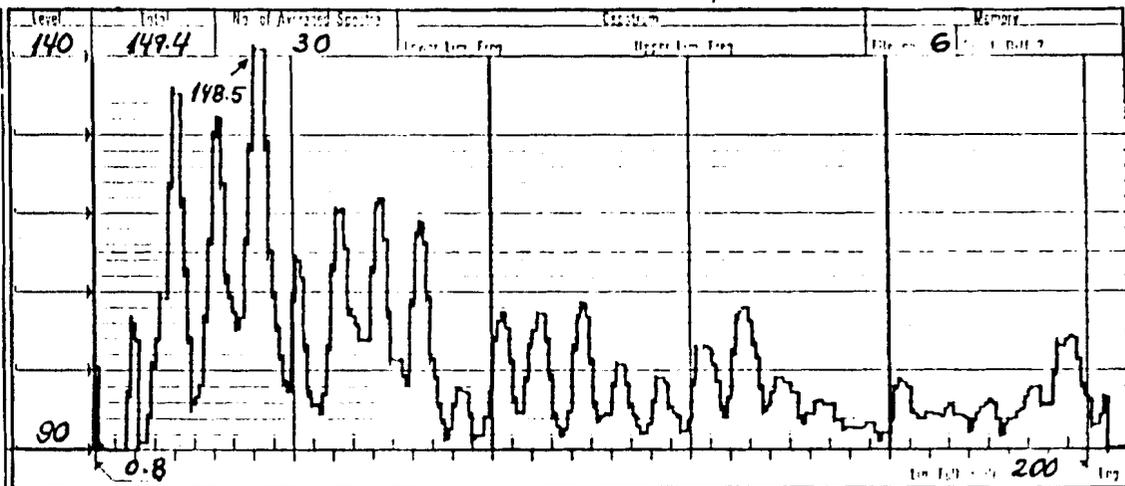
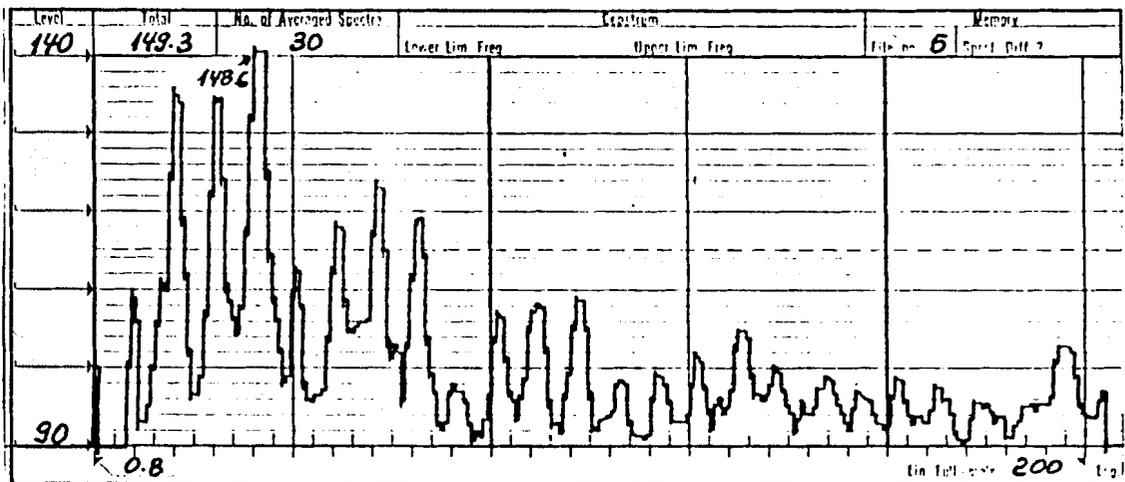


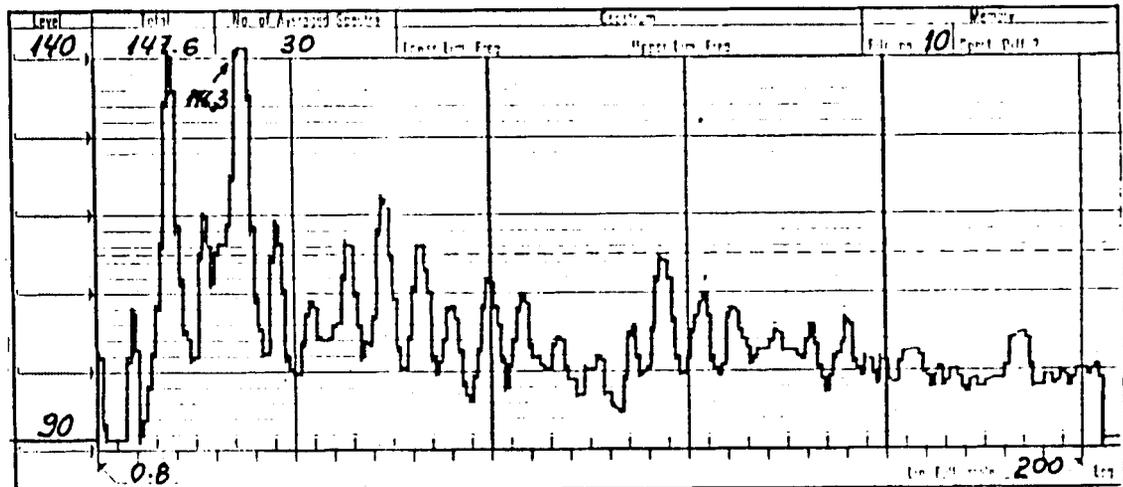
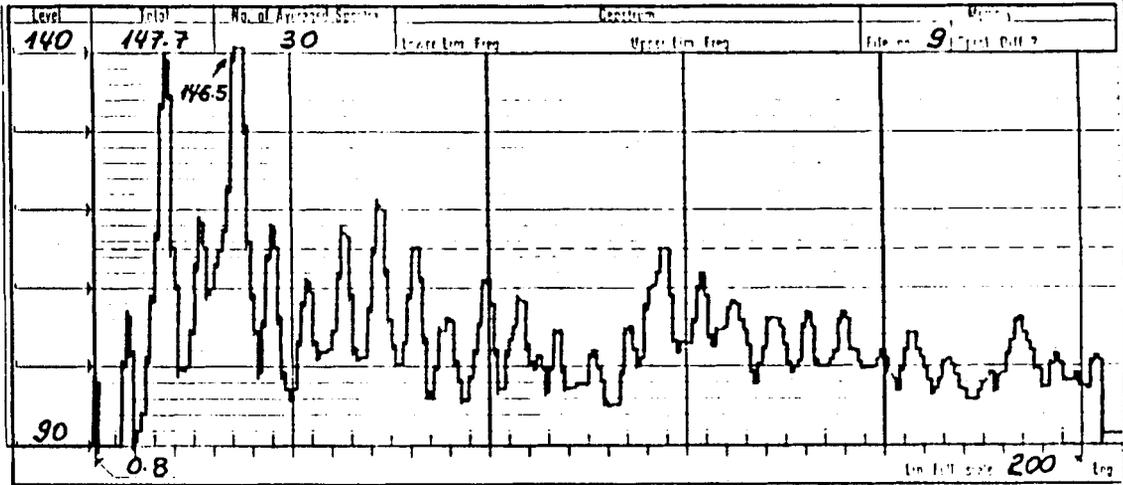
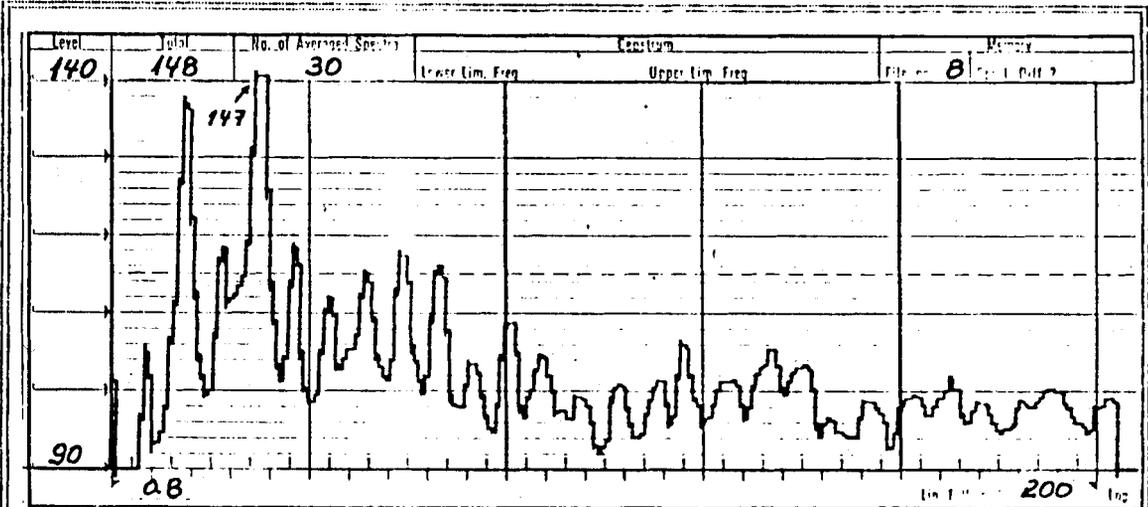








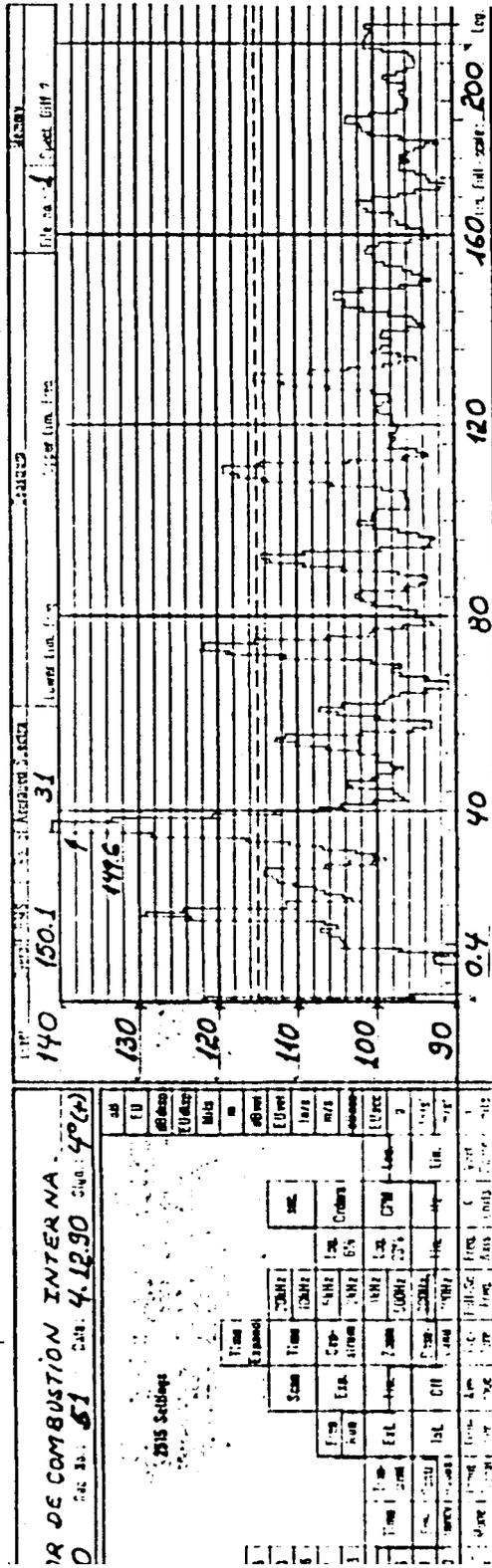




6. MOTOR OPERADO CON EL ENCENDIDO ADELANTADO. (1°)

QP 0710

Brüel & Kjær

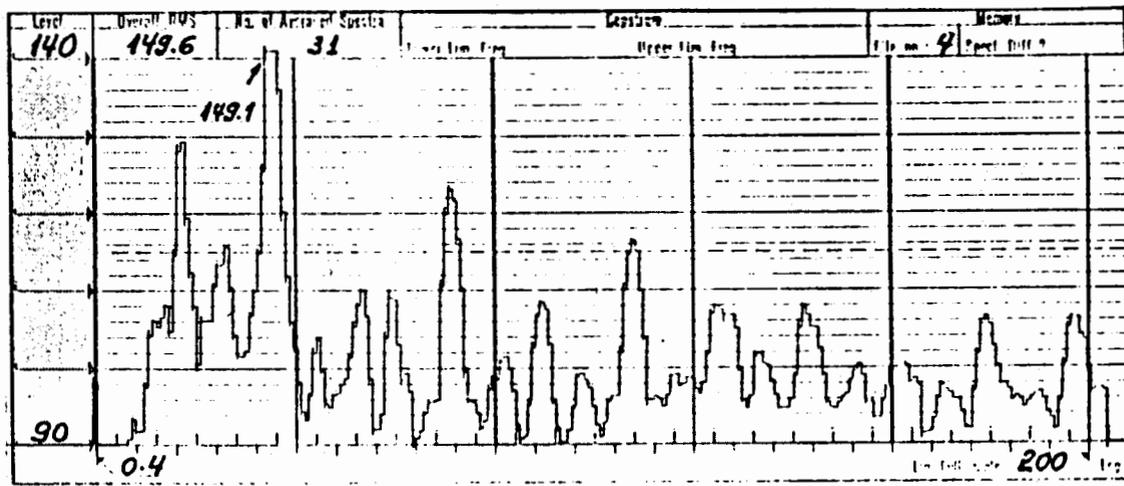
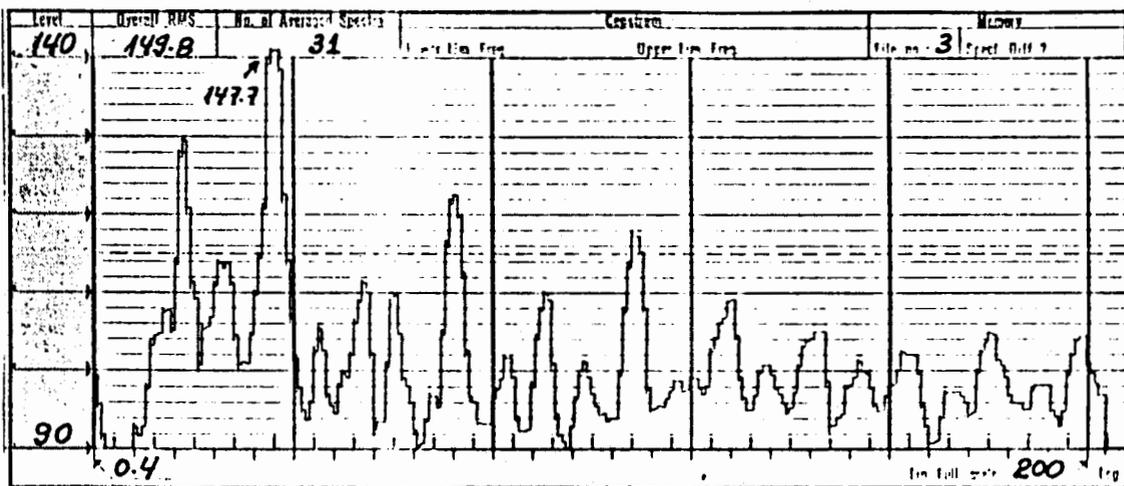
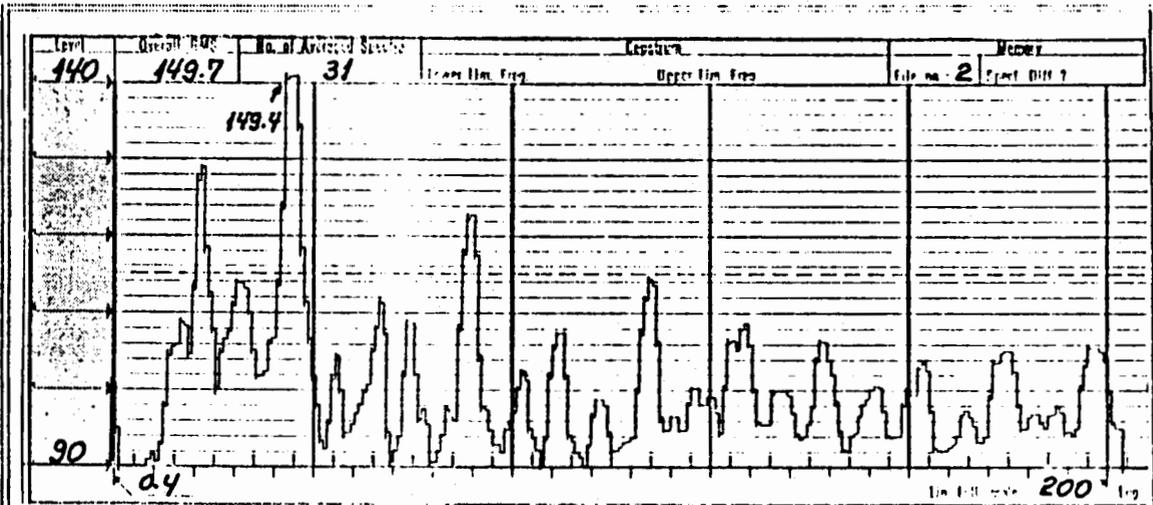


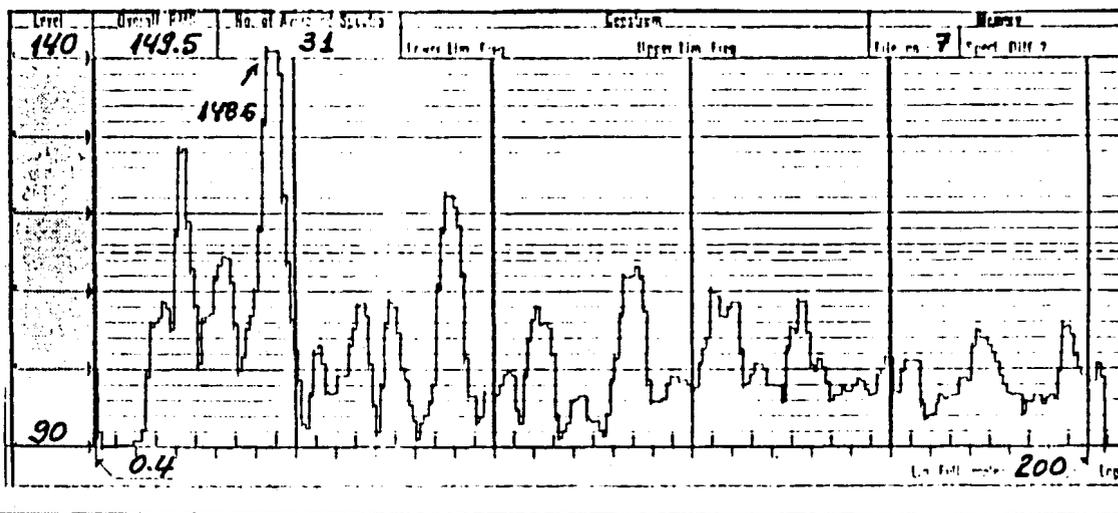
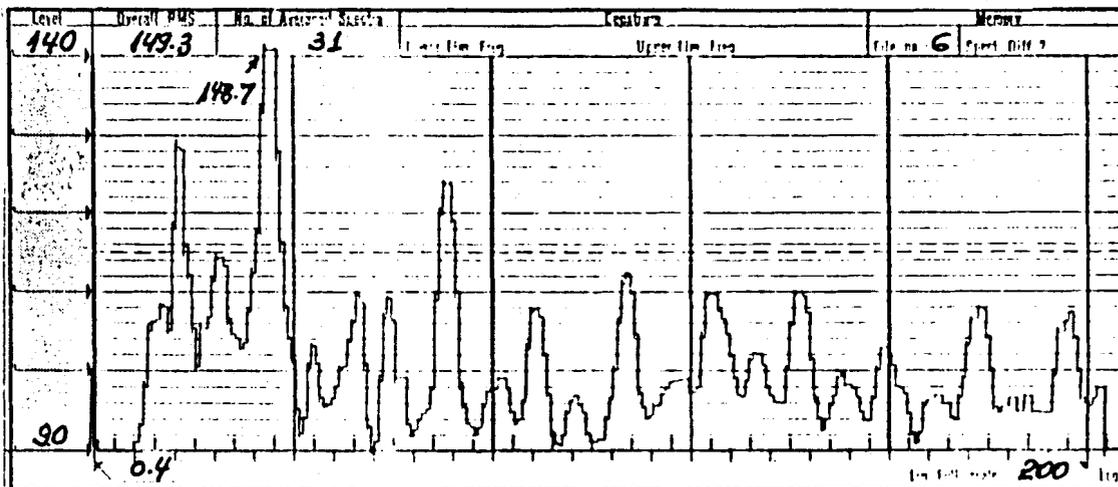
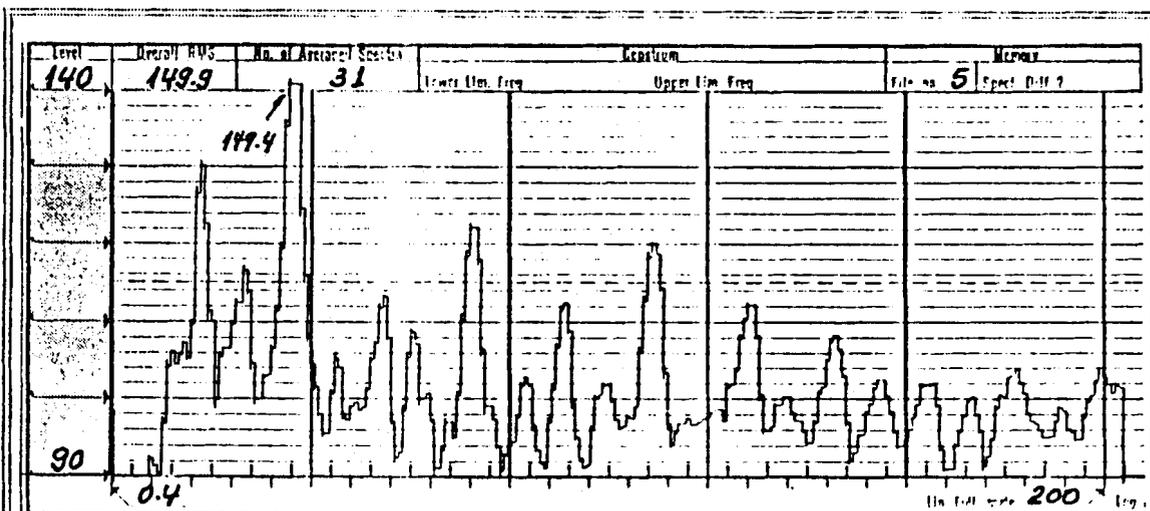
DE COMBUSTION INTERNA

NO. 51 DATE 4.12.90

2515 Setings

Time (Sec)	Scale						
0.4	140	40	120	80	100	120	140
0.4	130	40	110	80	90	120	130
0.4	120	40	100	80	80	120	120
0.4	110	40	90	80	70	120	110
0.4	100	40	80	80	60	120	100
0.4	90	40	70	80	50	120	90

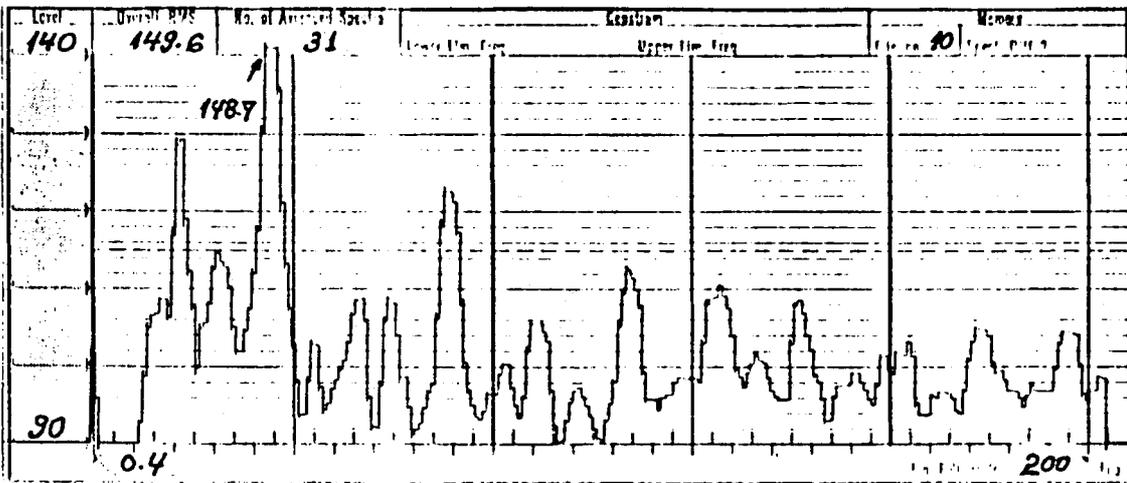
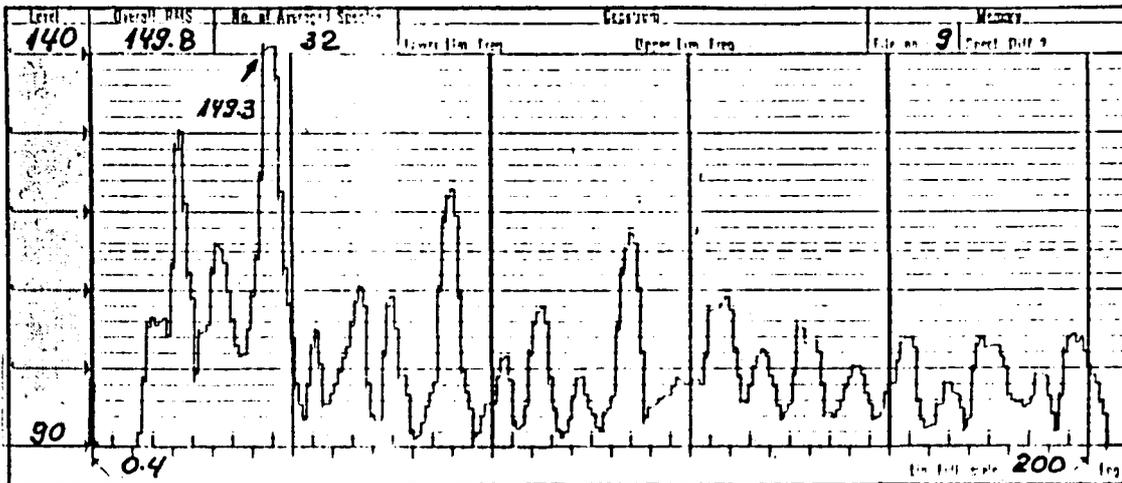
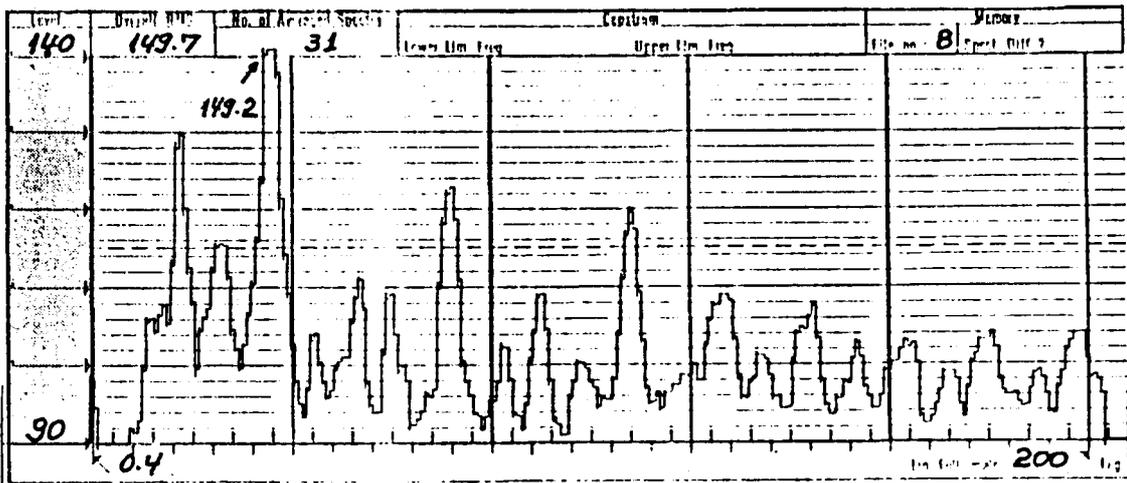


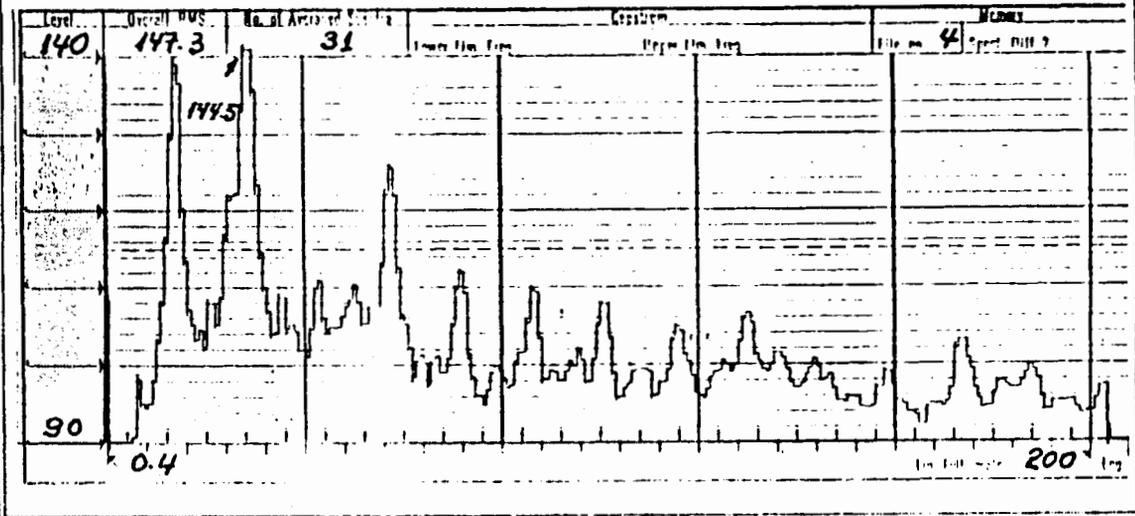
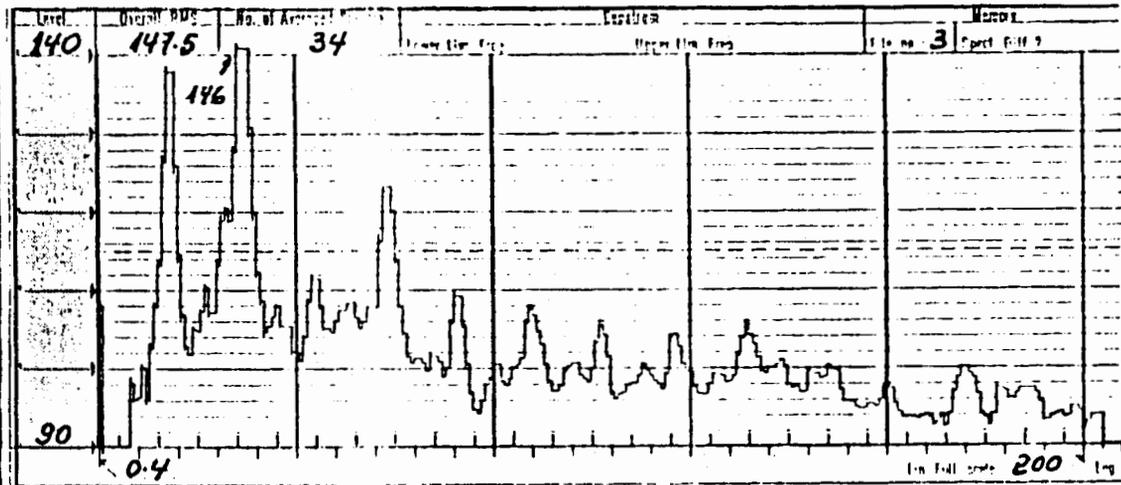
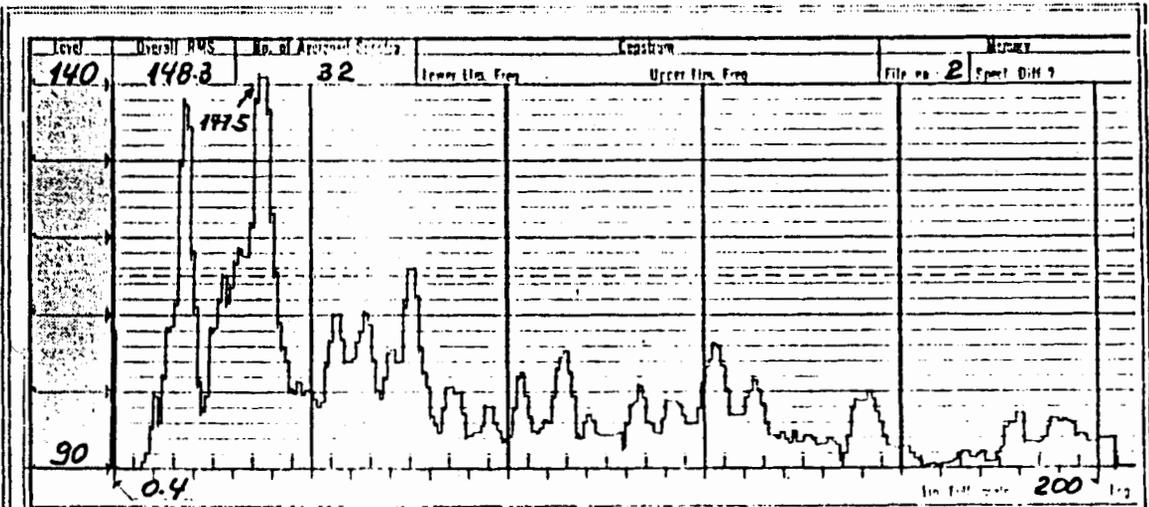


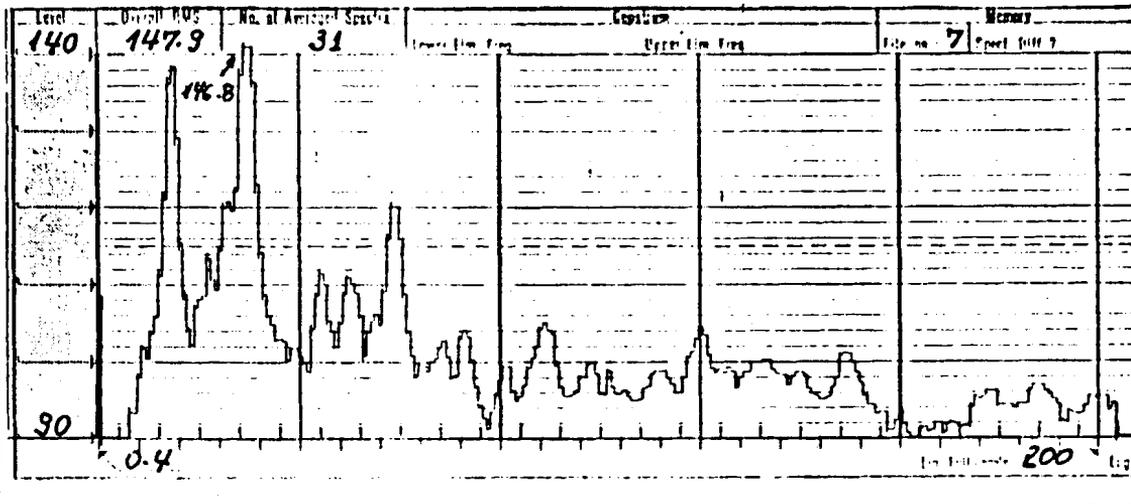
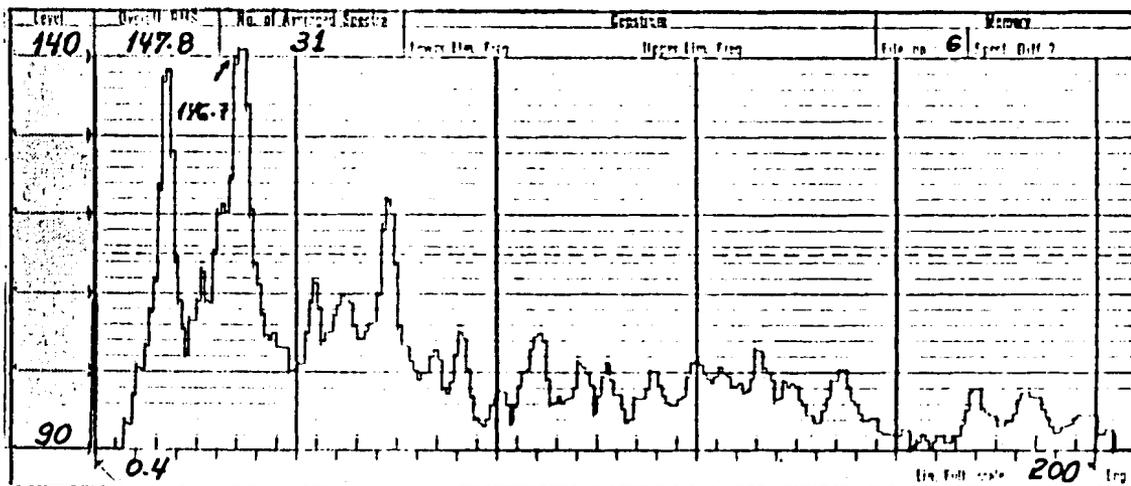
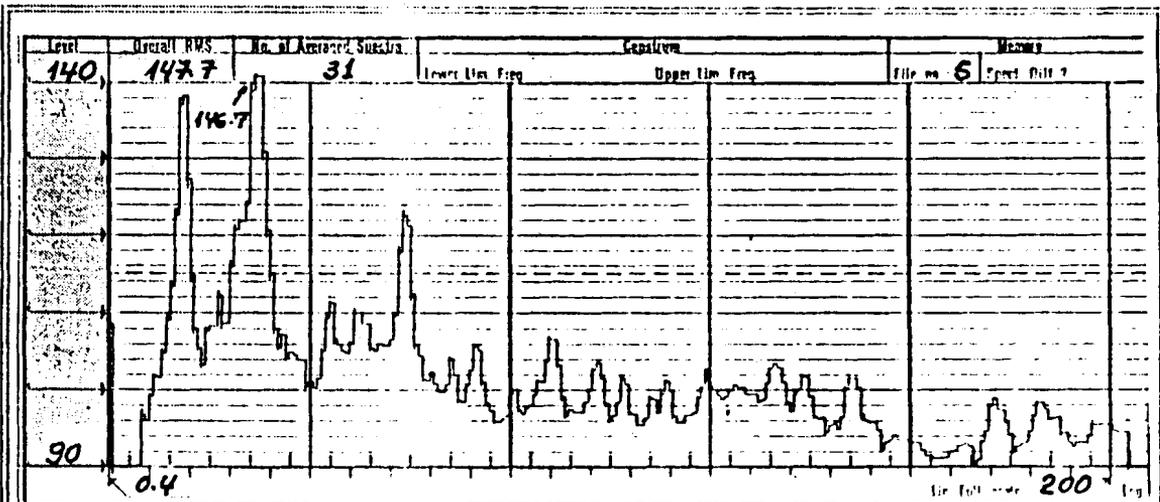
BIBLIOTEC

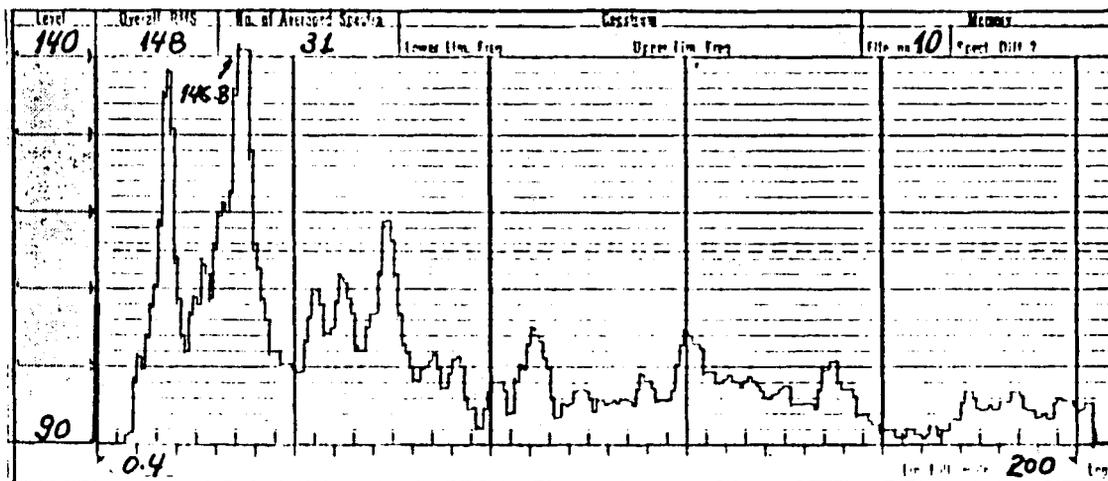
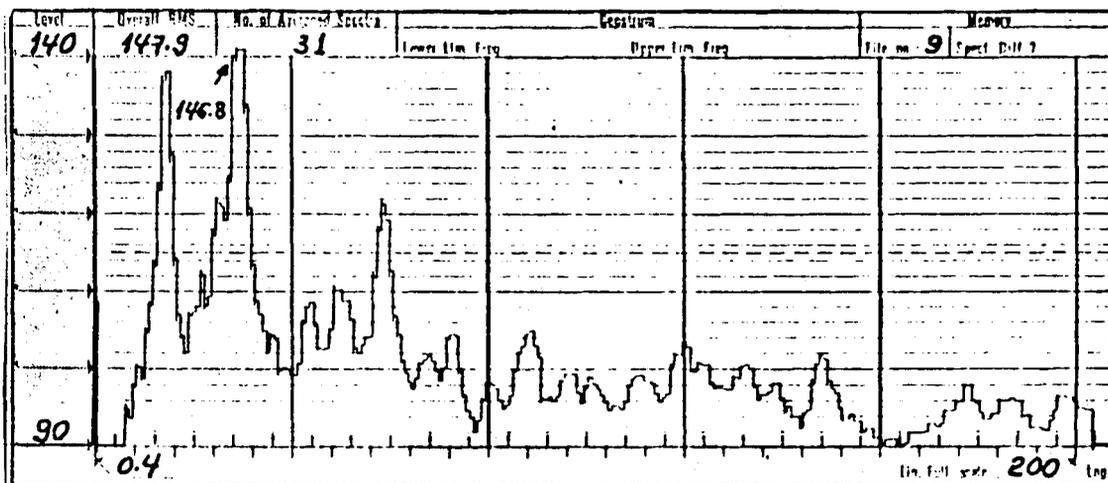
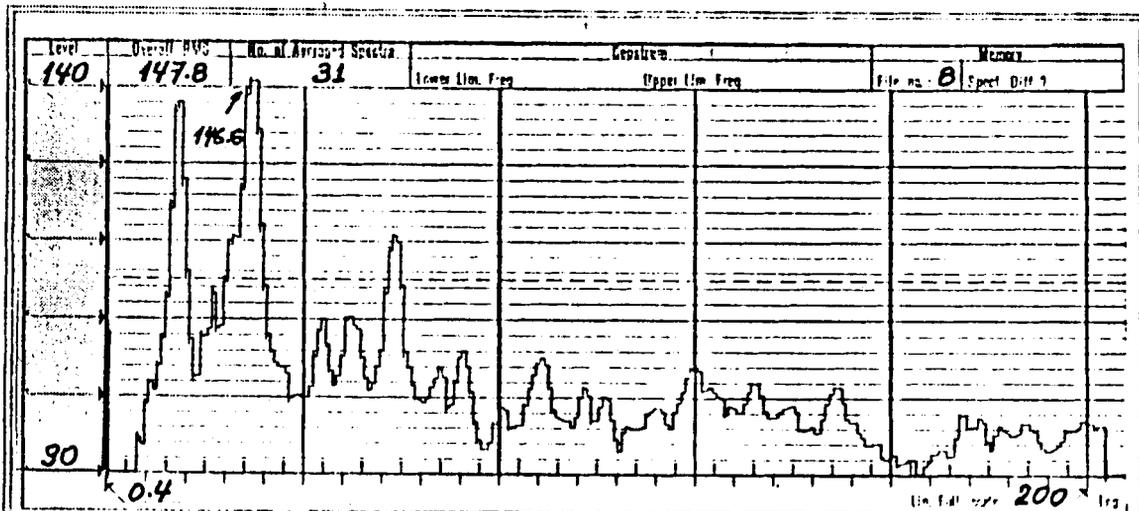


LIBRARY





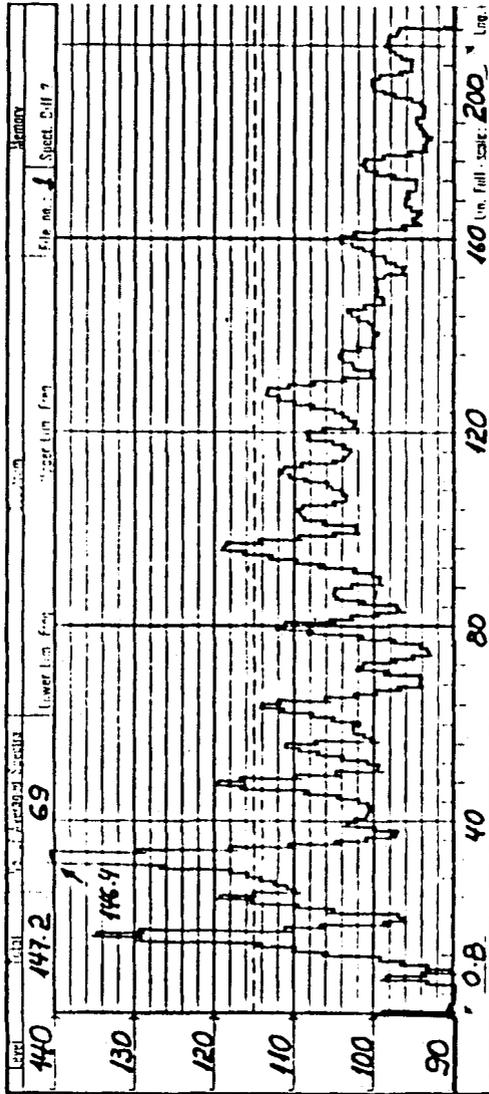




B. MOTOR OPERANDO CON CARGA POSITIVO.

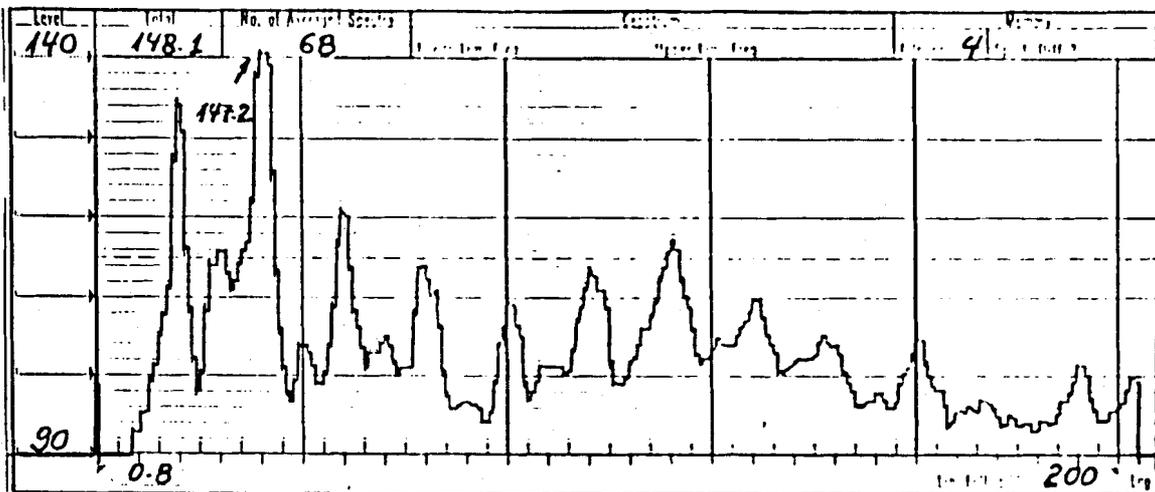
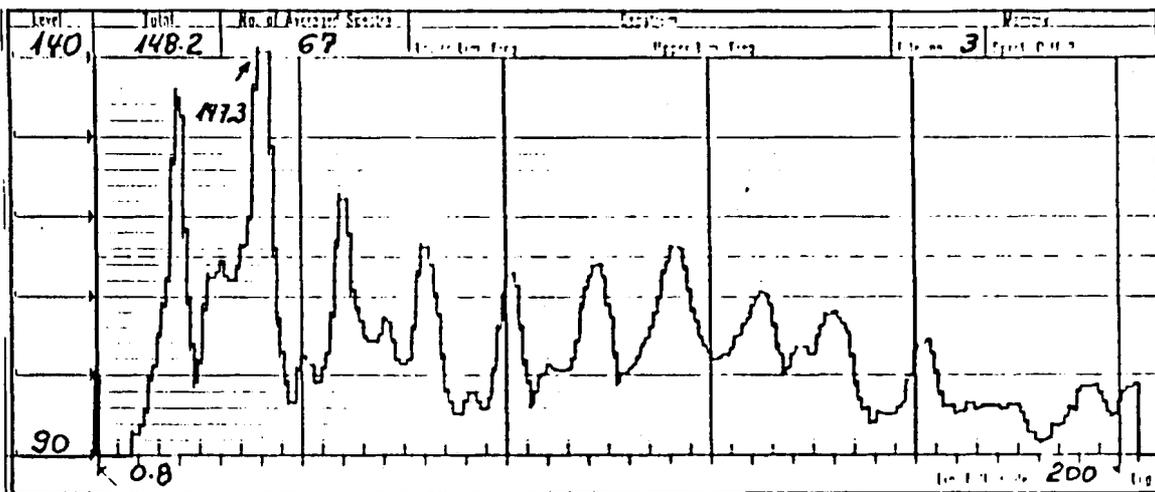
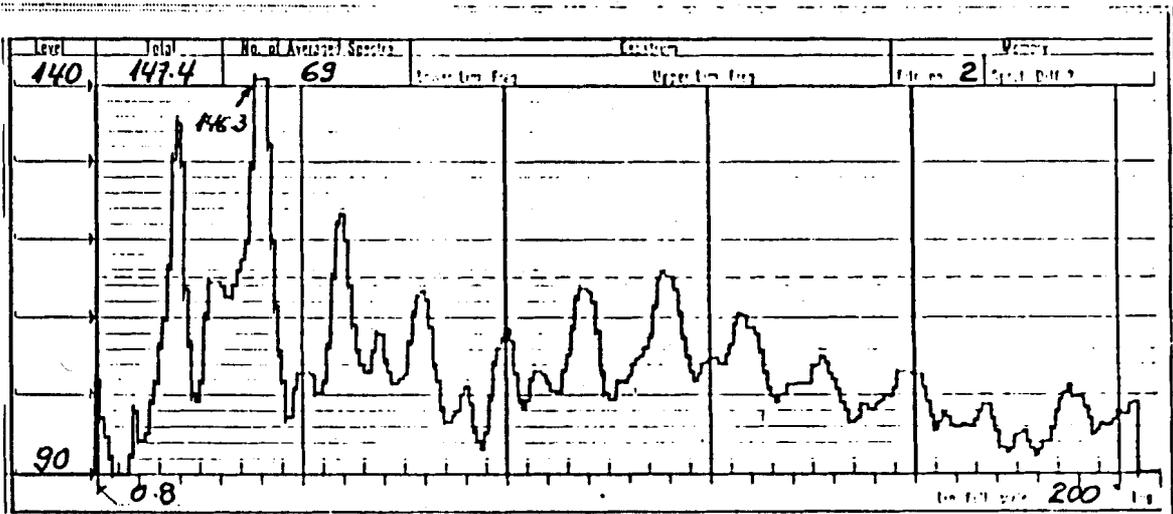
OP 0110

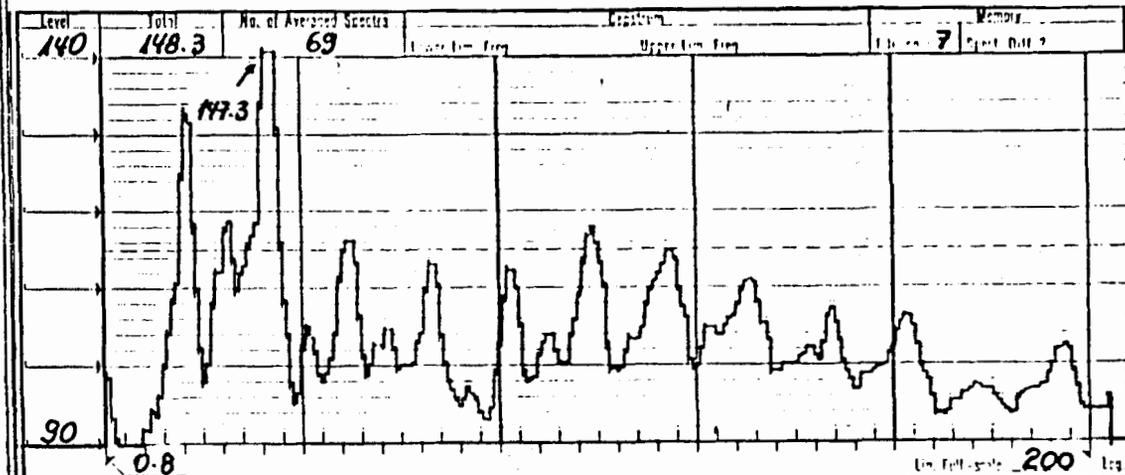
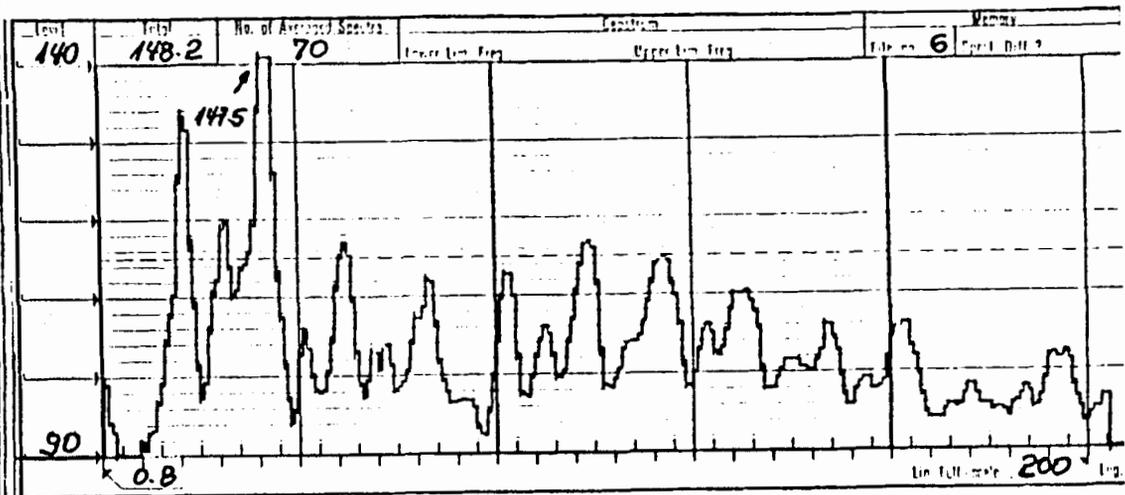
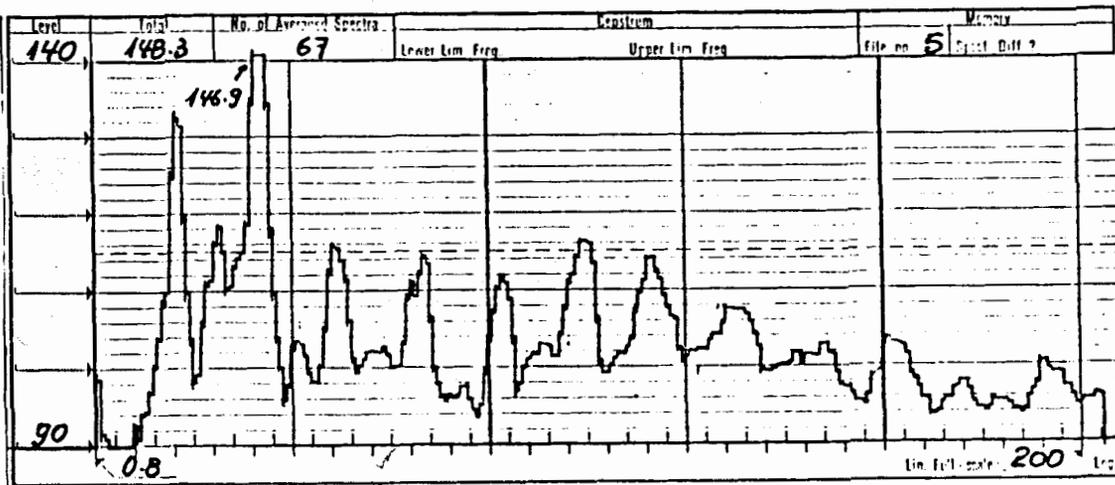
Bruel & Kjaer

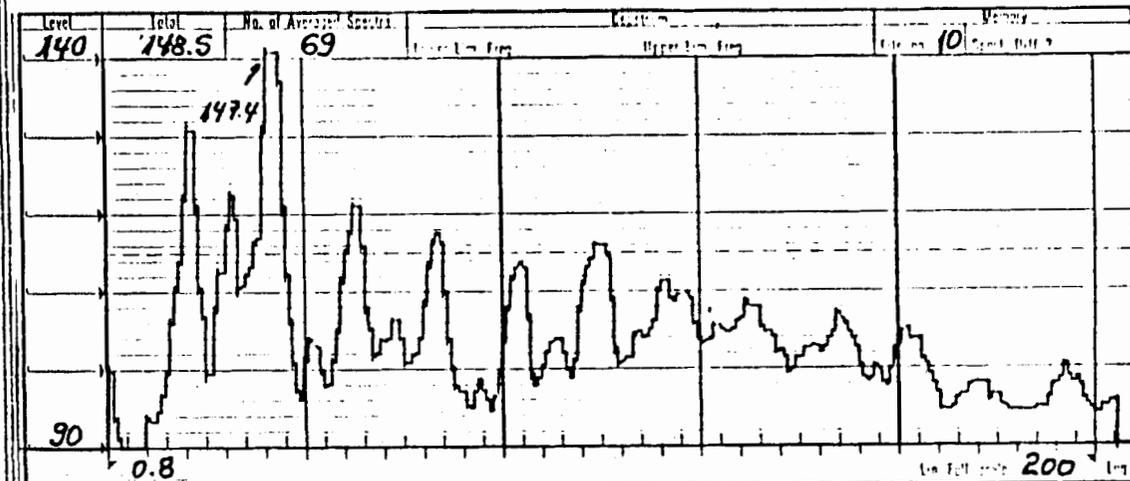
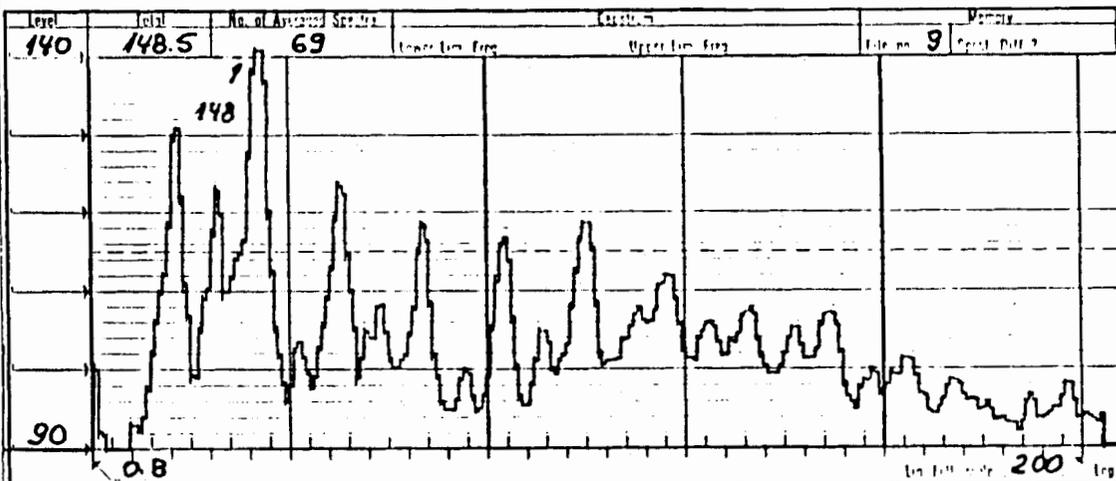
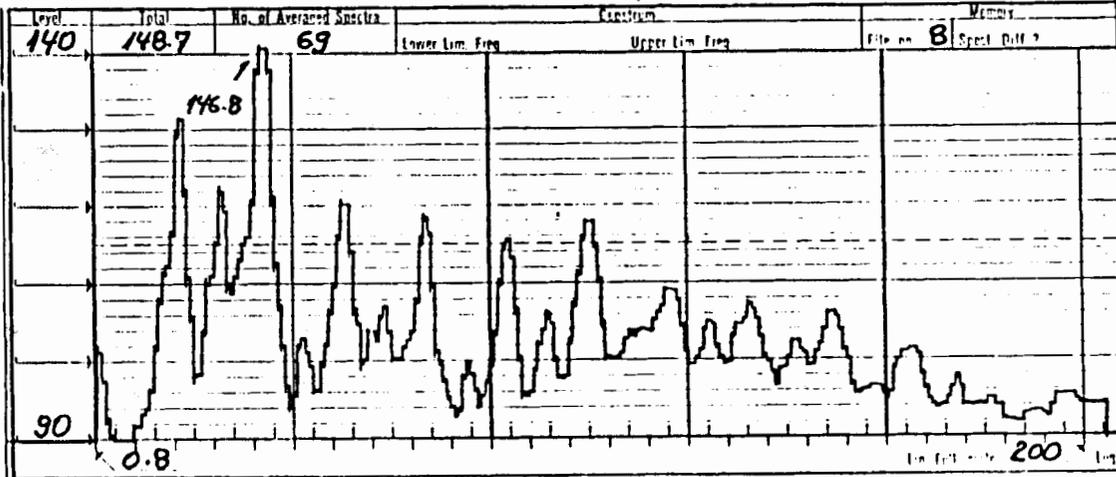


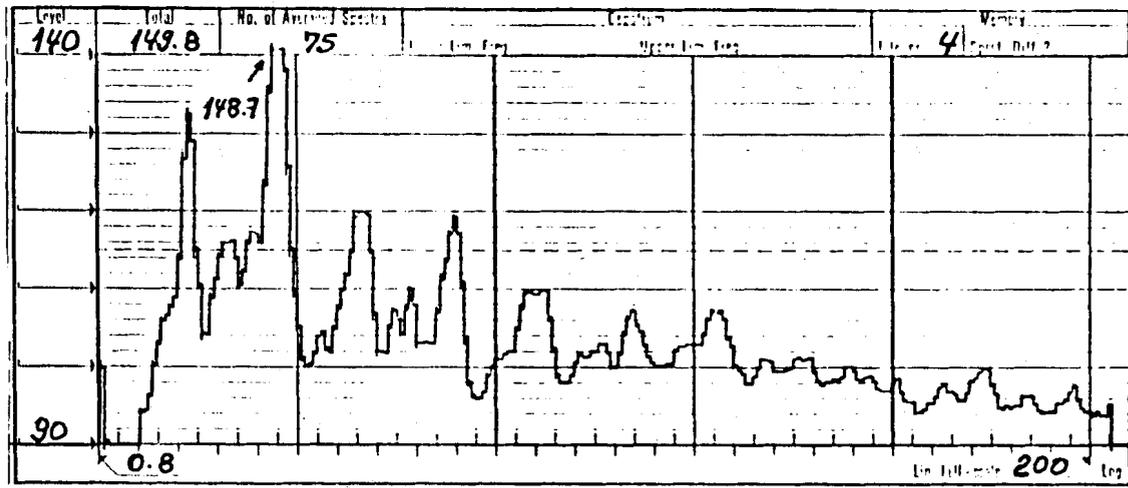
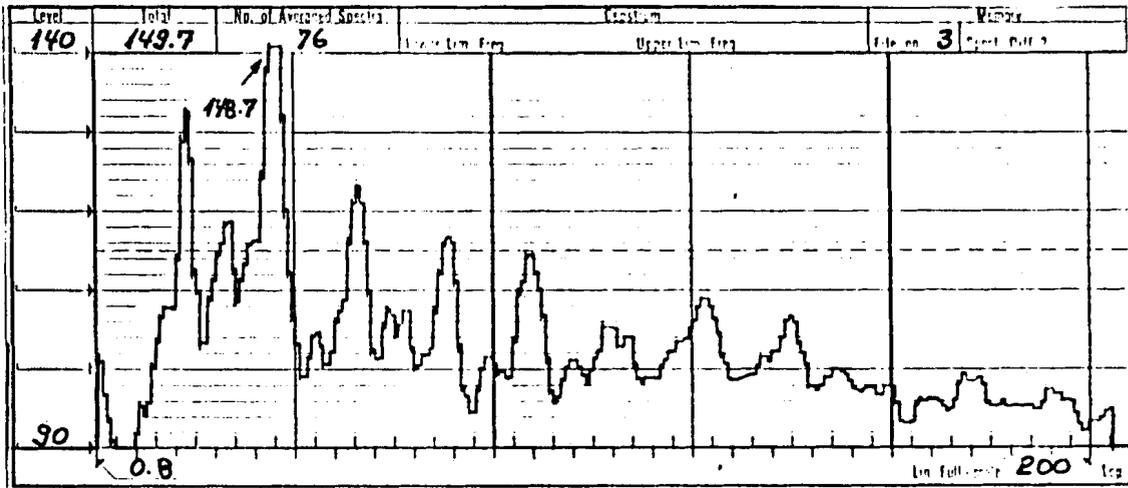
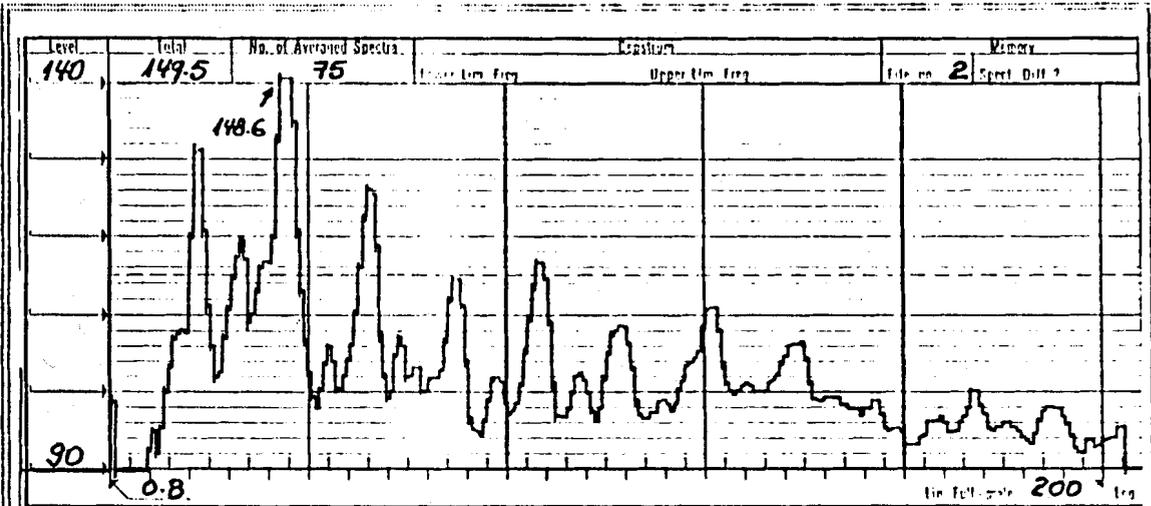
0		71		31.191		P(4)	
TOR DE COMBUSTION INTERNA							
15	dB	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev
14	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
13	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
12	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
11	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
10	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
9	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
8	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
7	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
6	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
5	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
4	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
3	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
2	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
1	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev
0	EU	dB/disp	Mils	mm	dB/rev	EU/rev	EU/rev

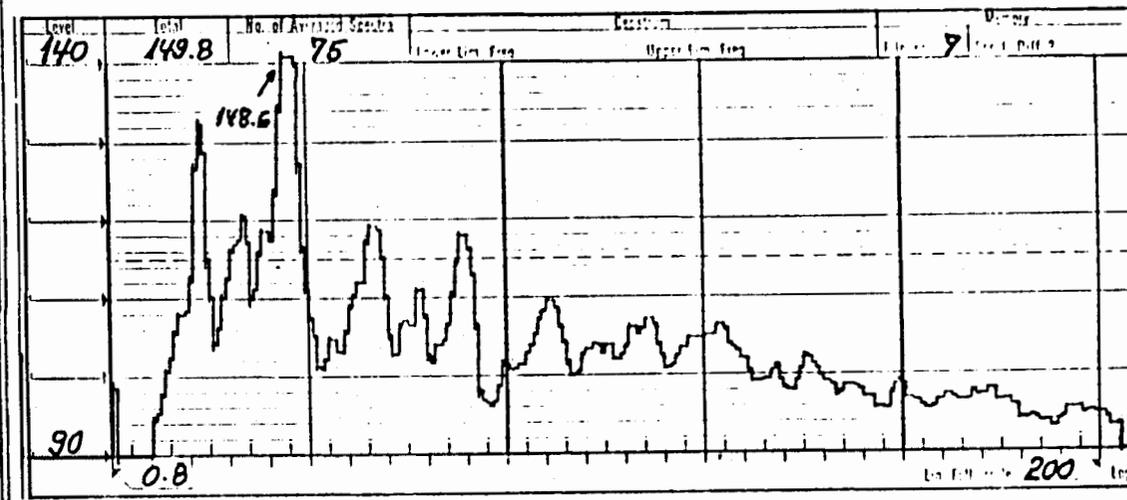
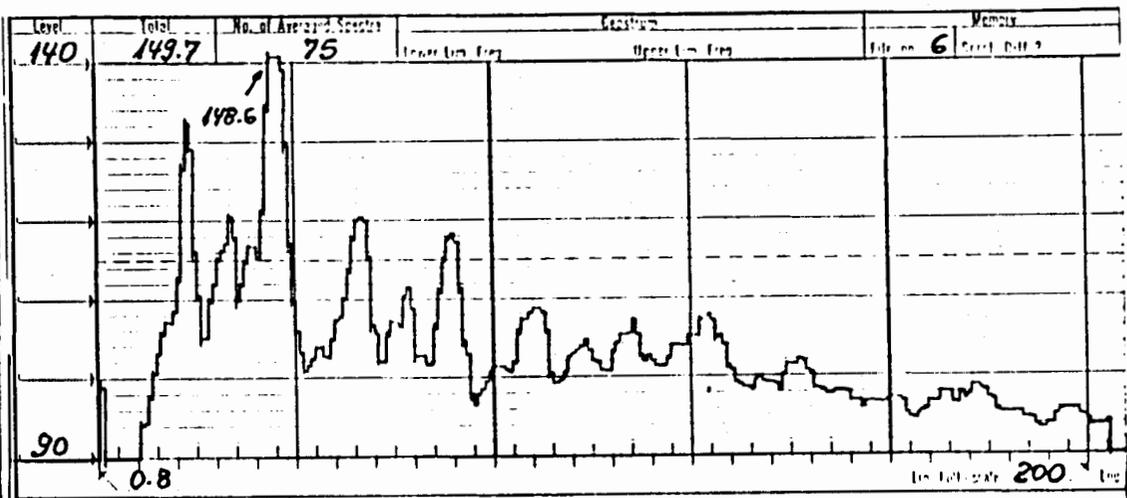
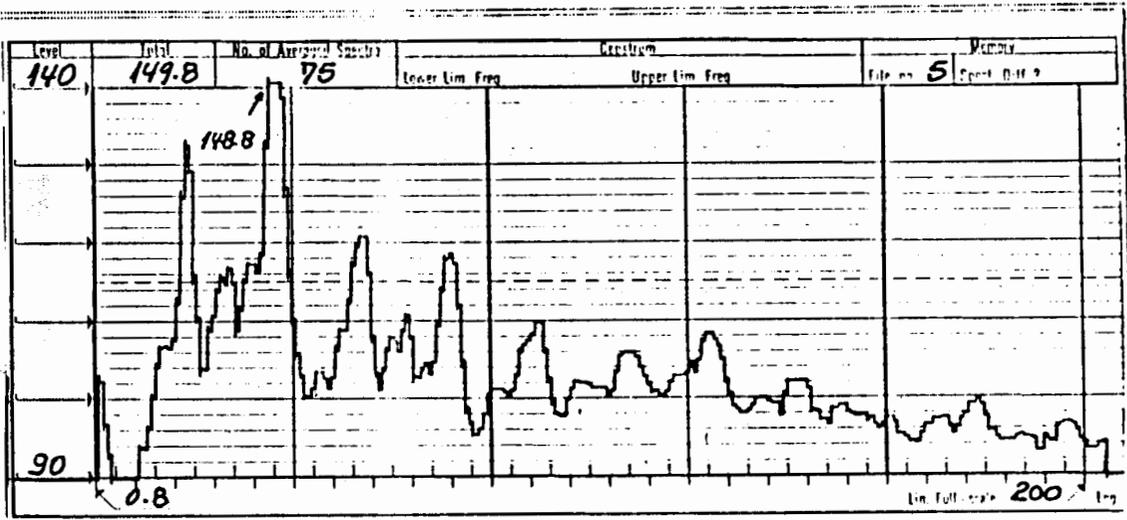


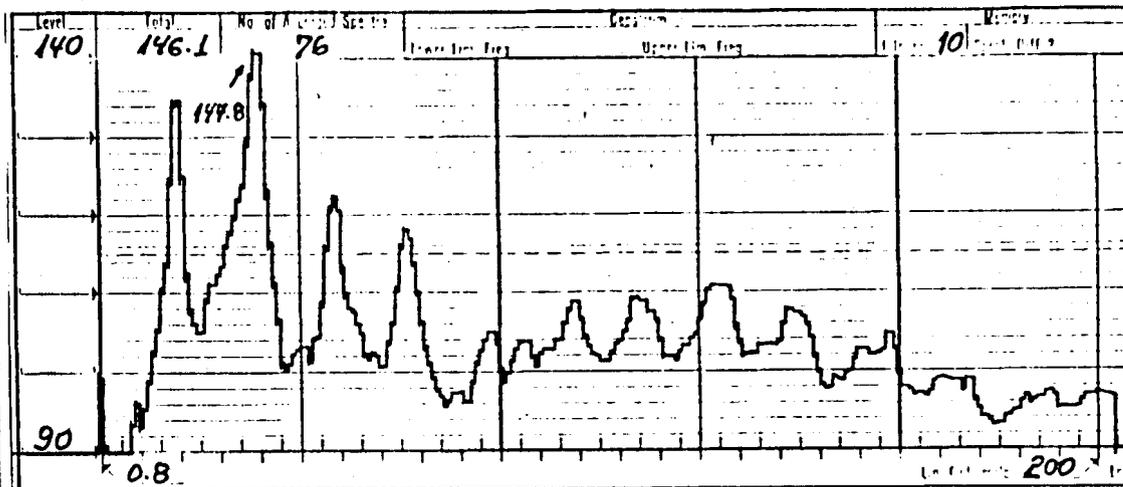
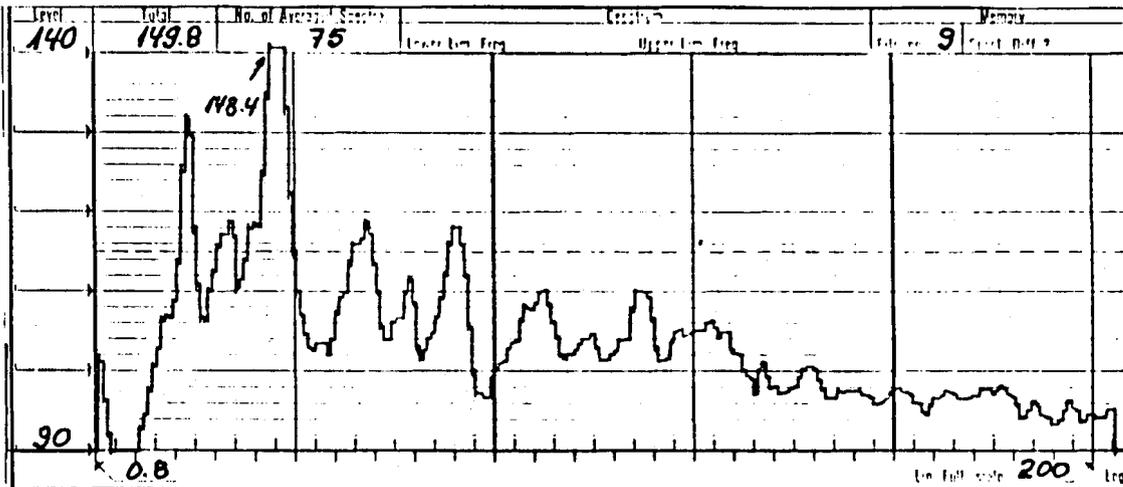
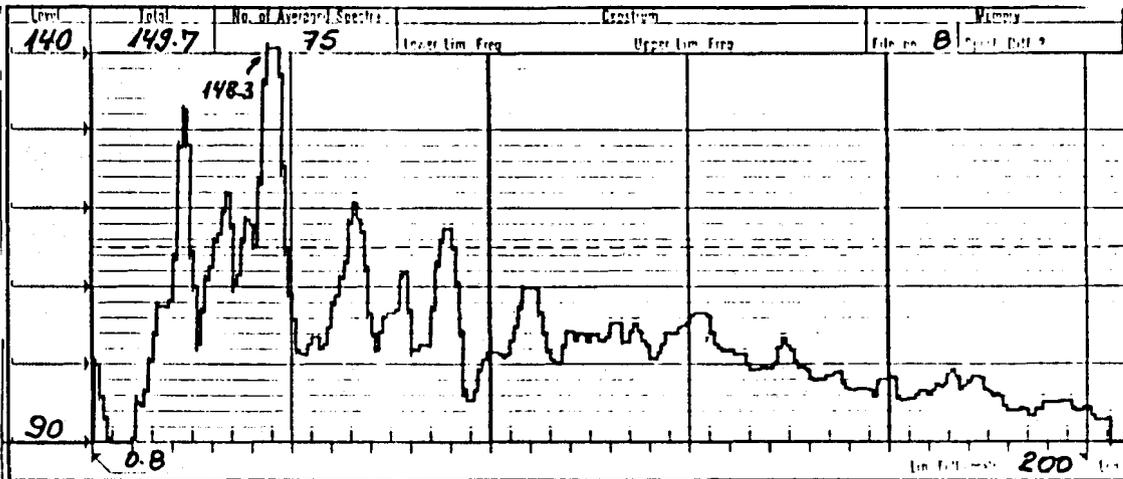


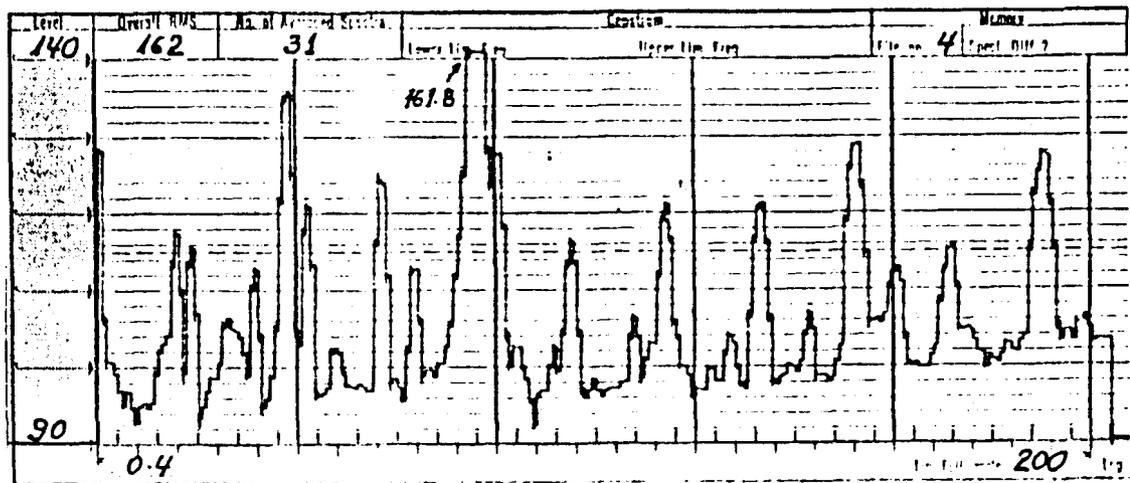
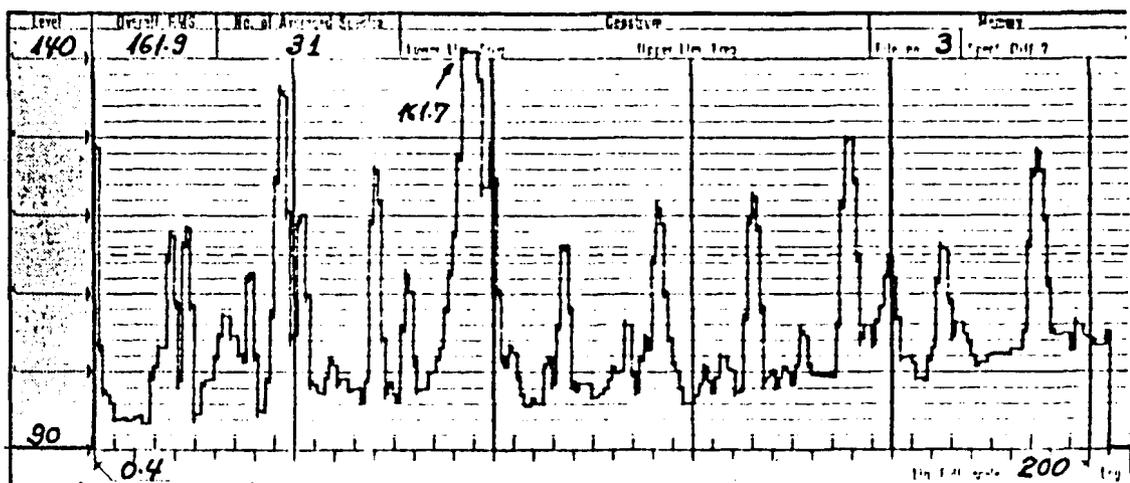
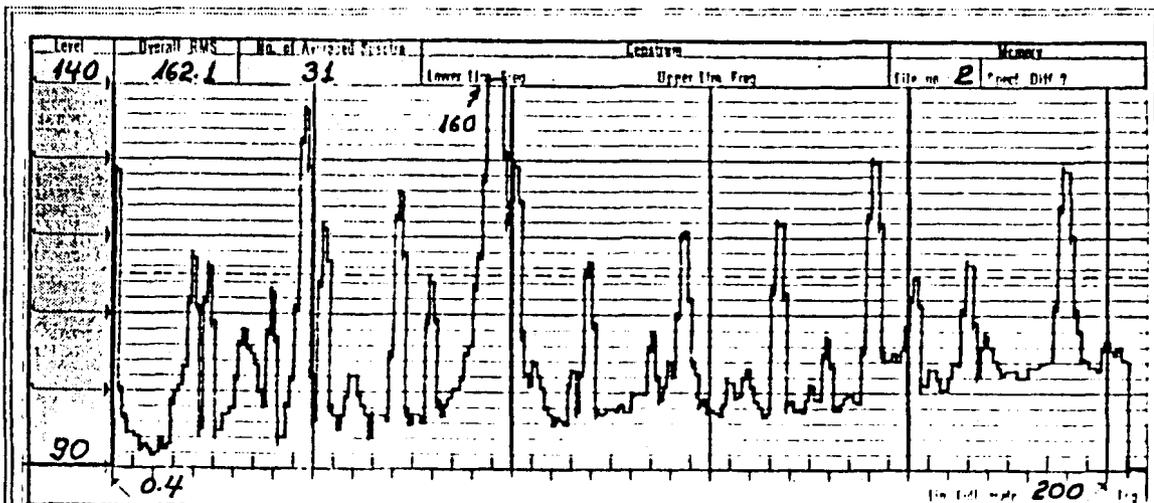


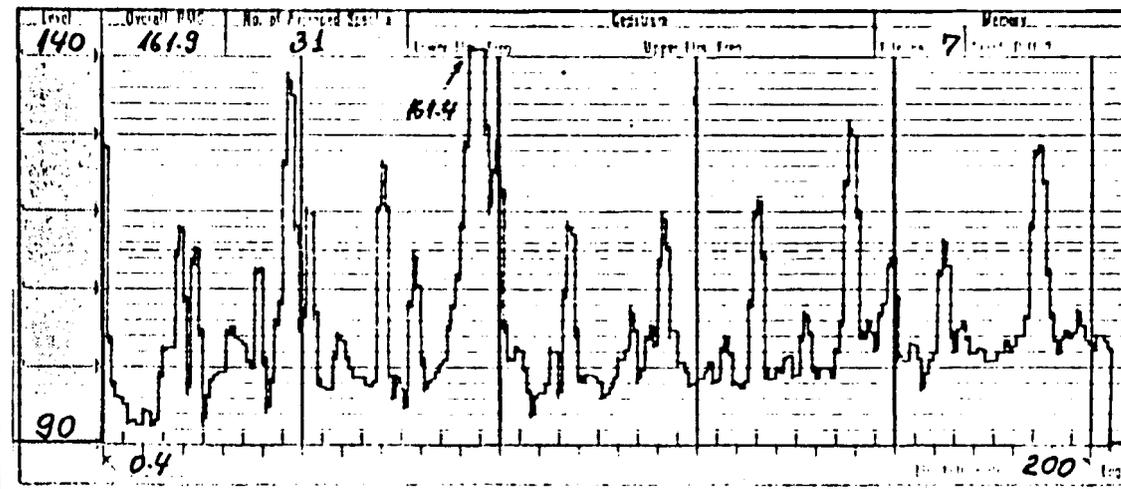
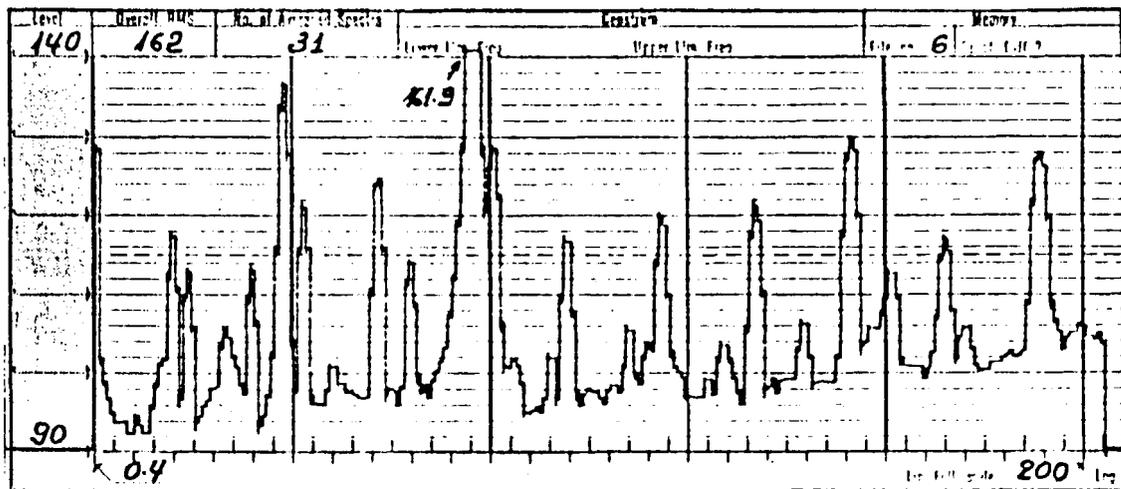
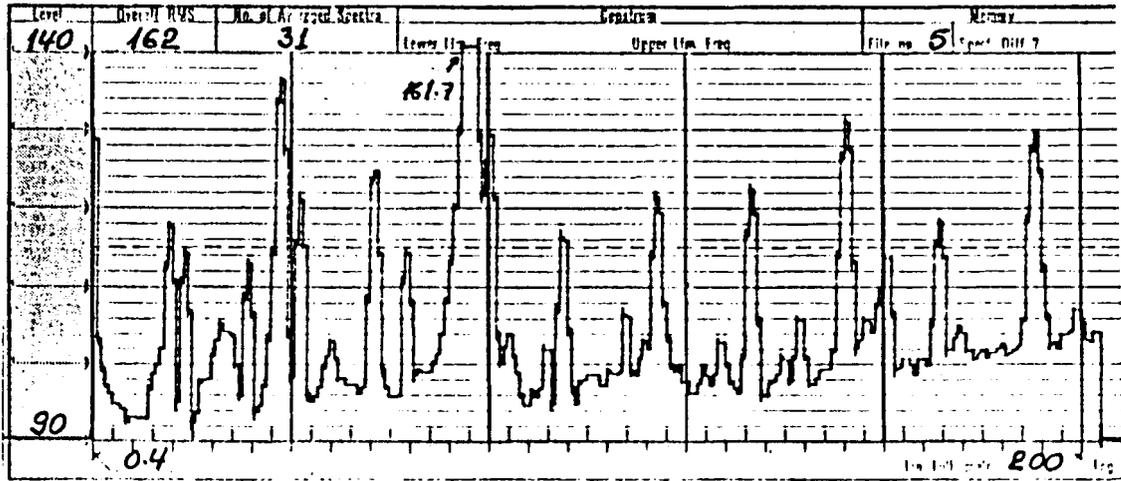


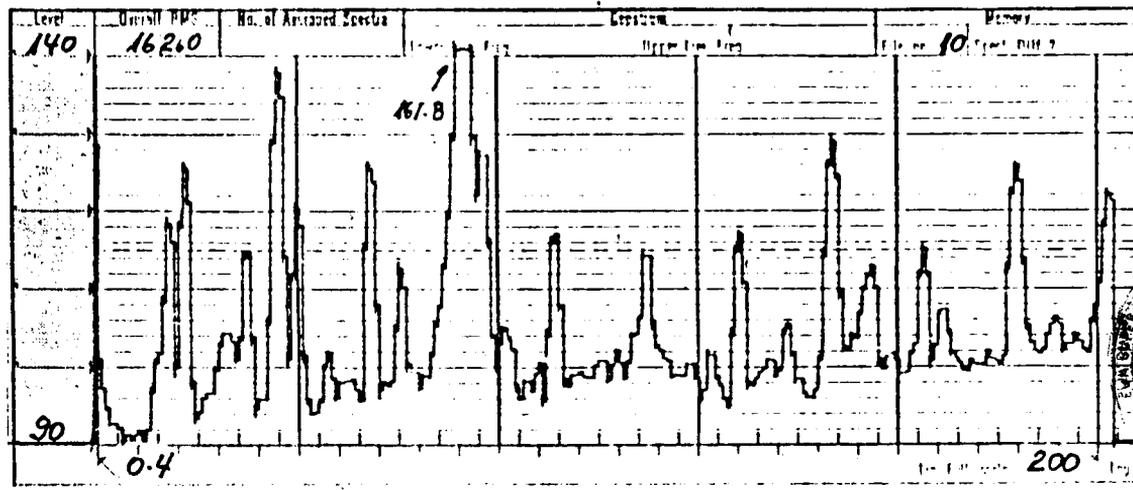
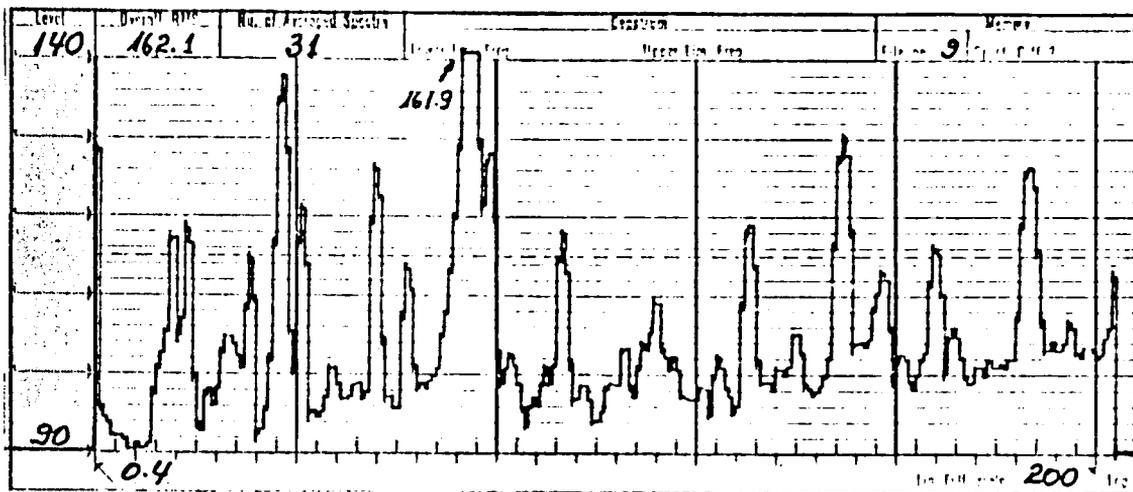
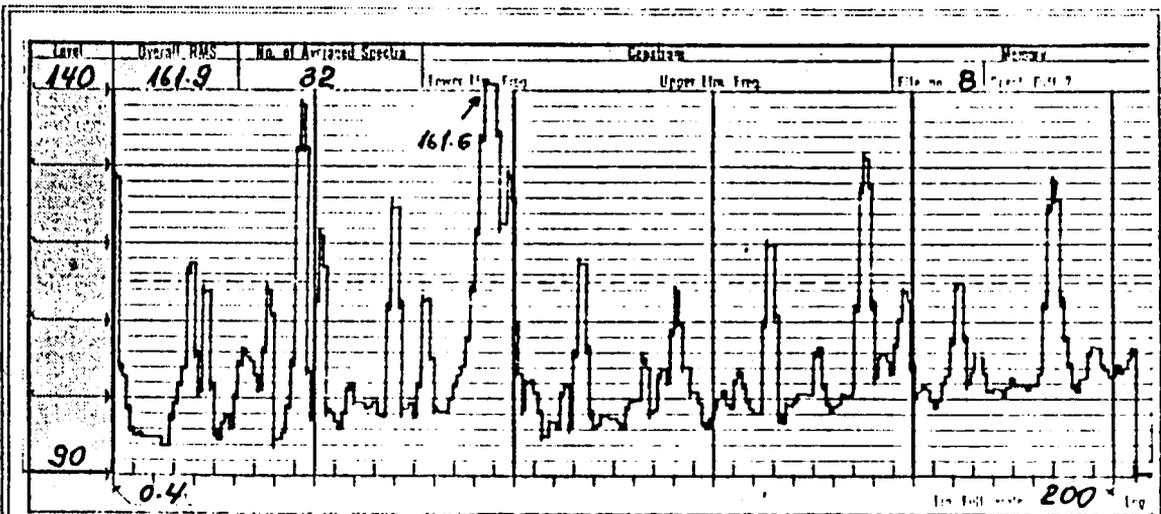


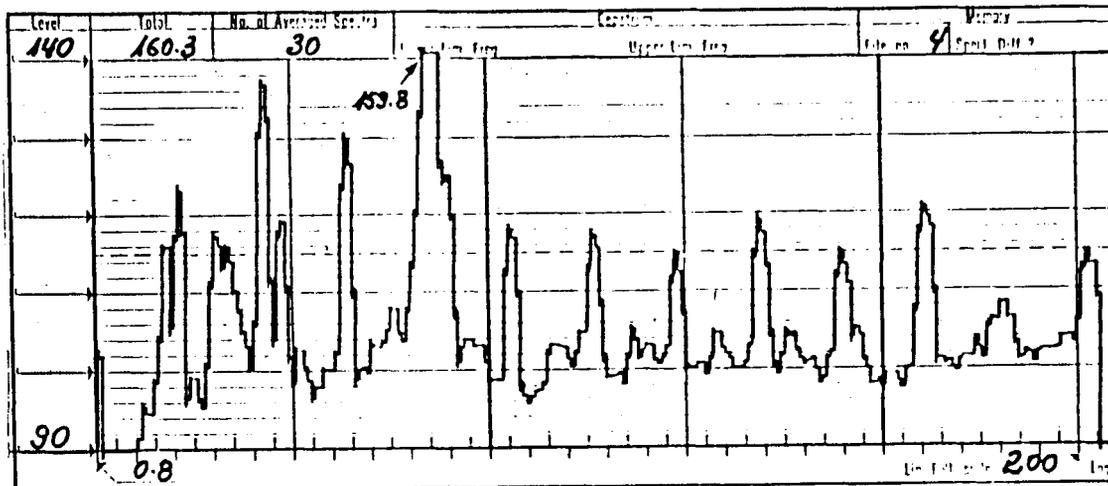
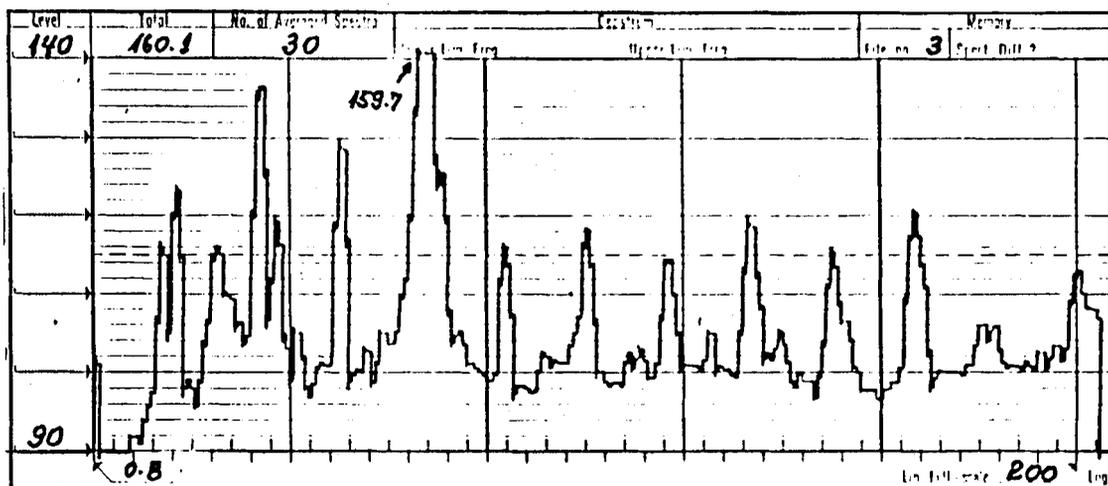
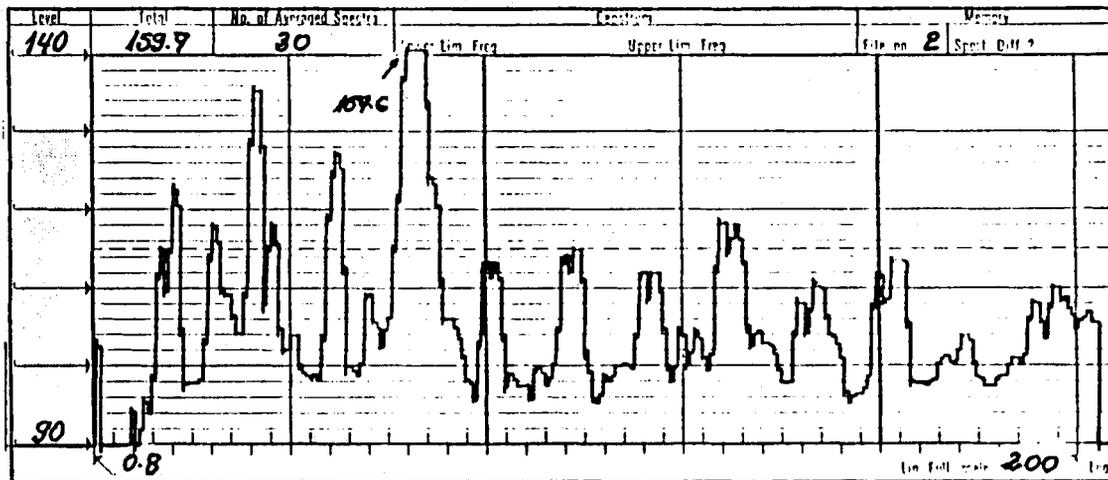


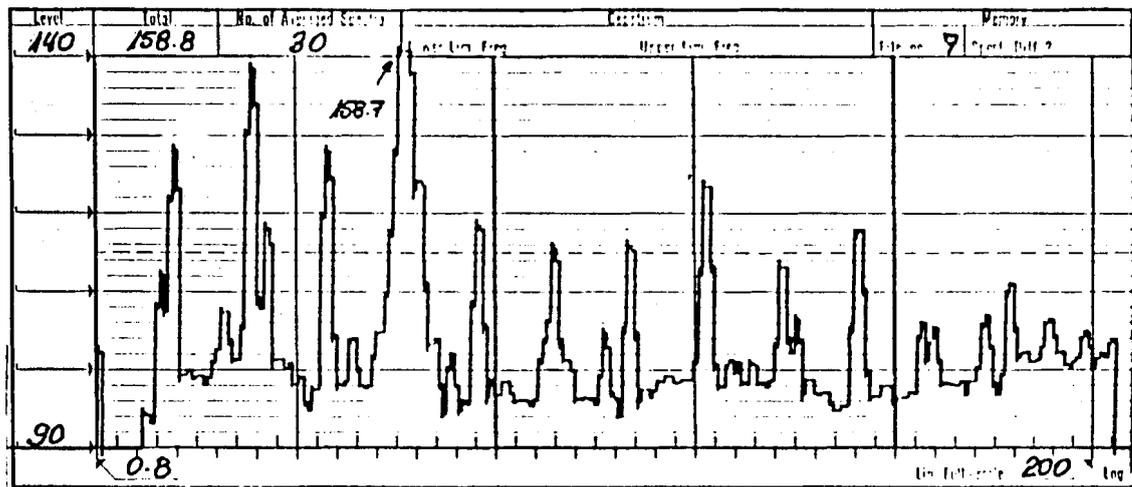
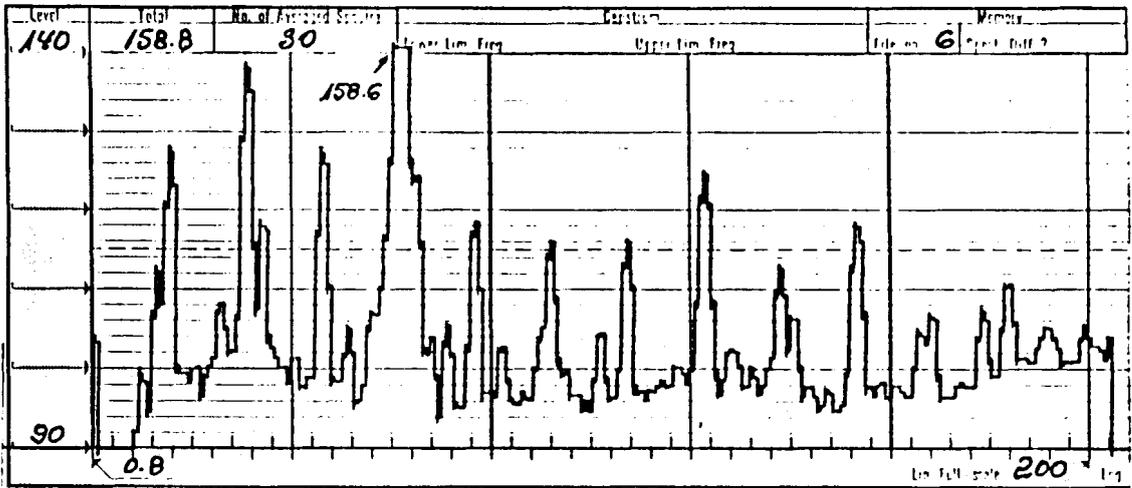
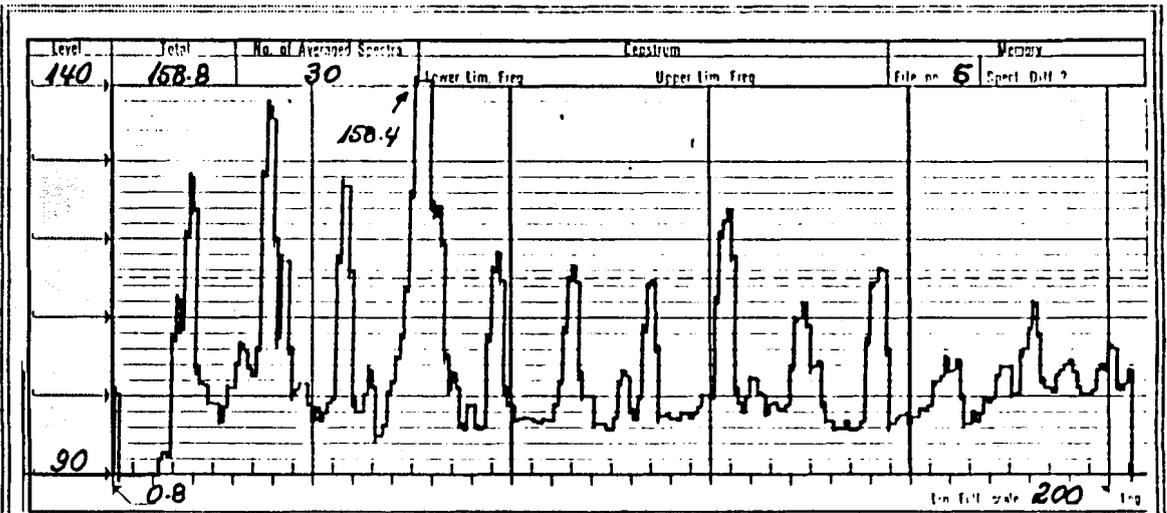


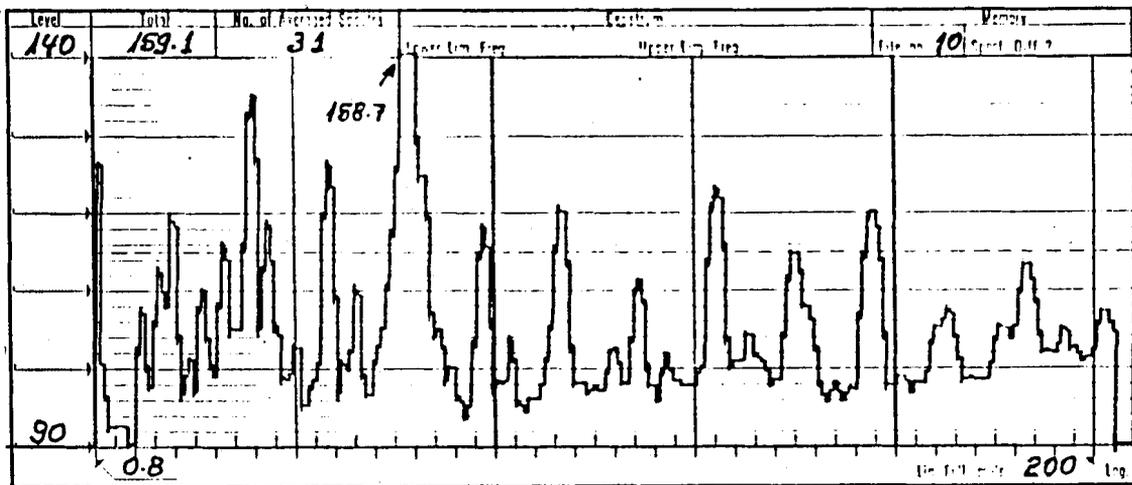
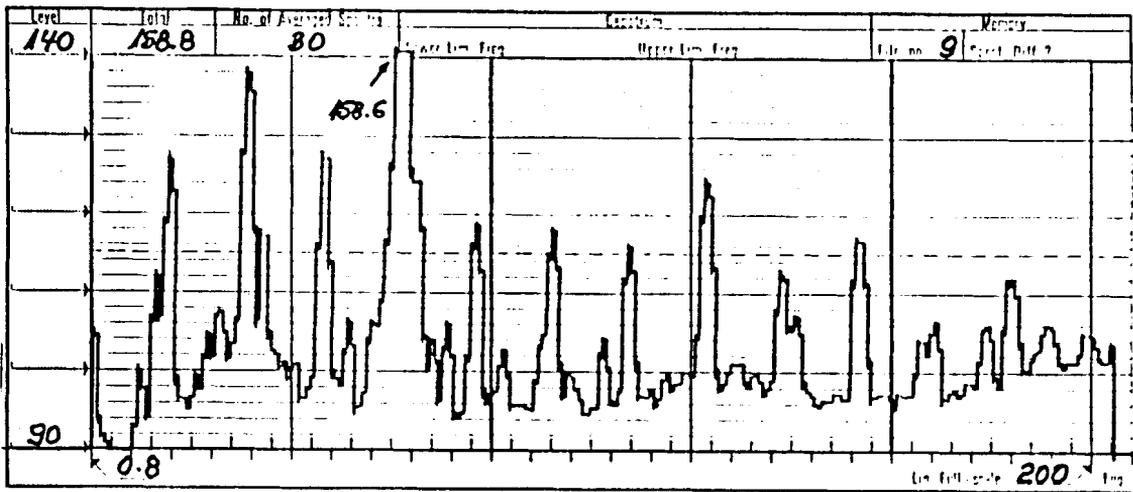
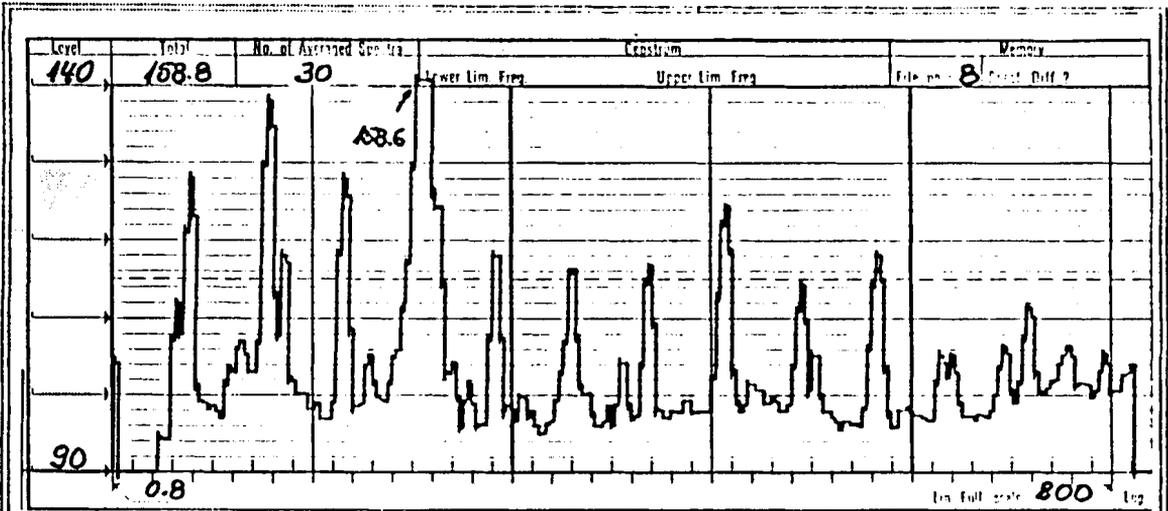


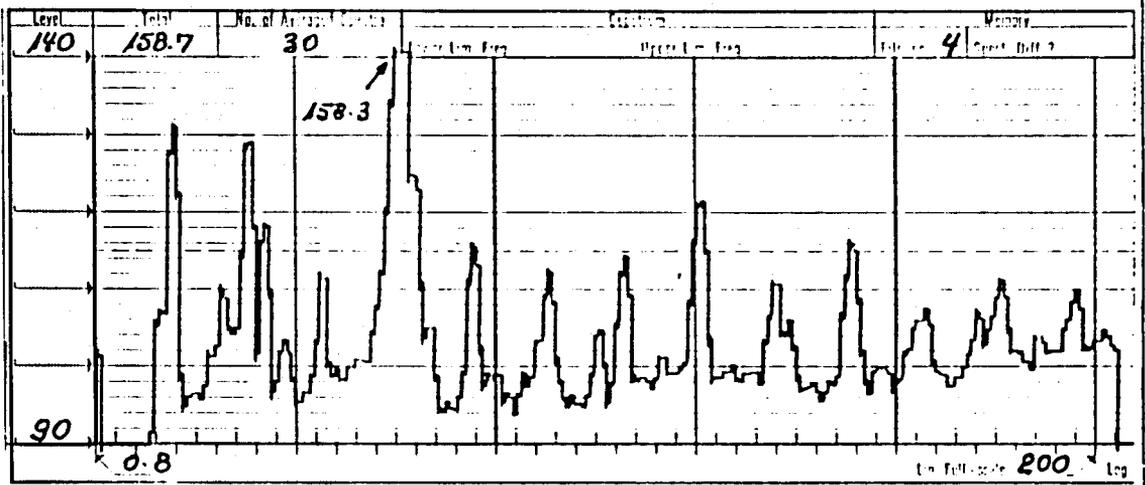
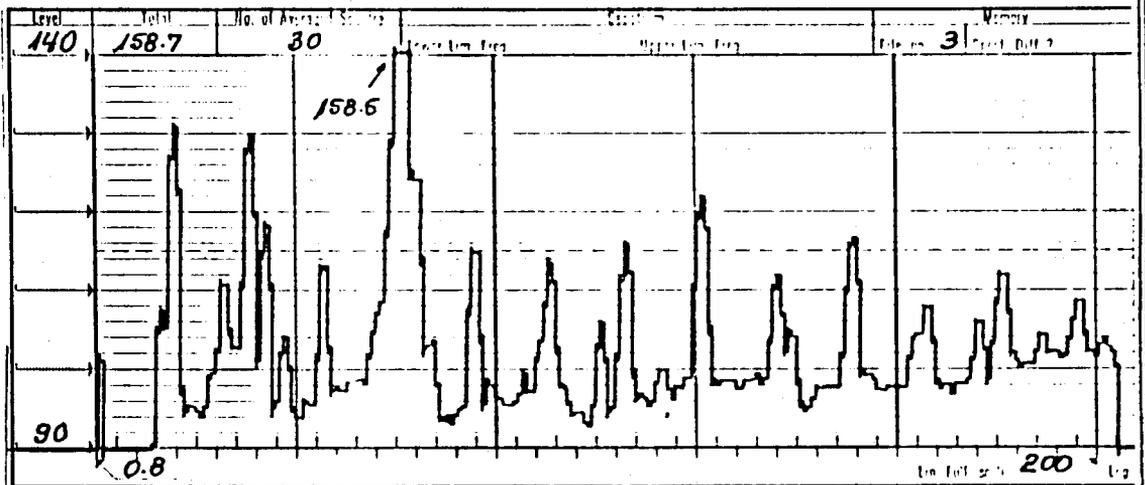
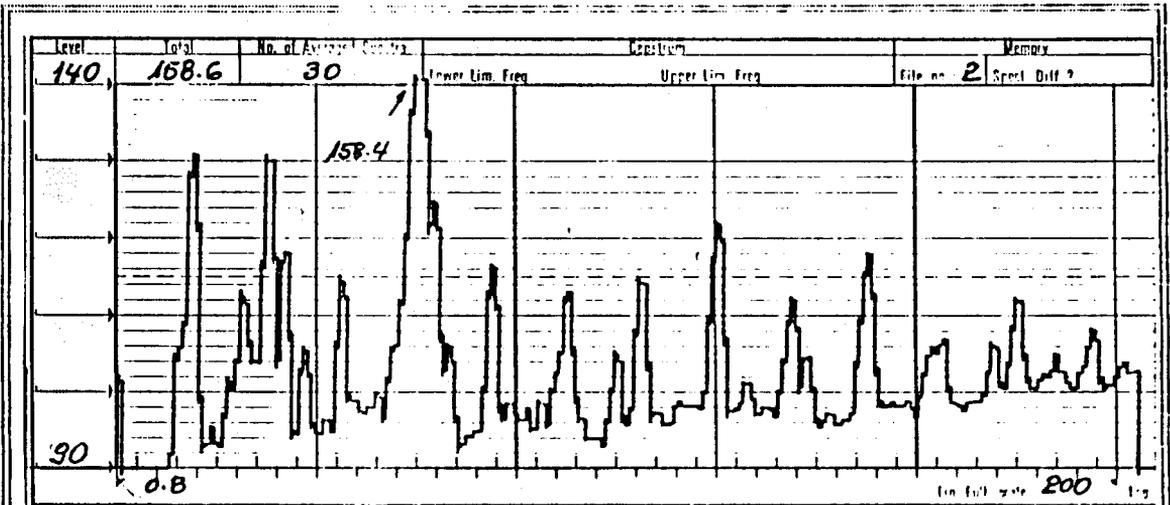


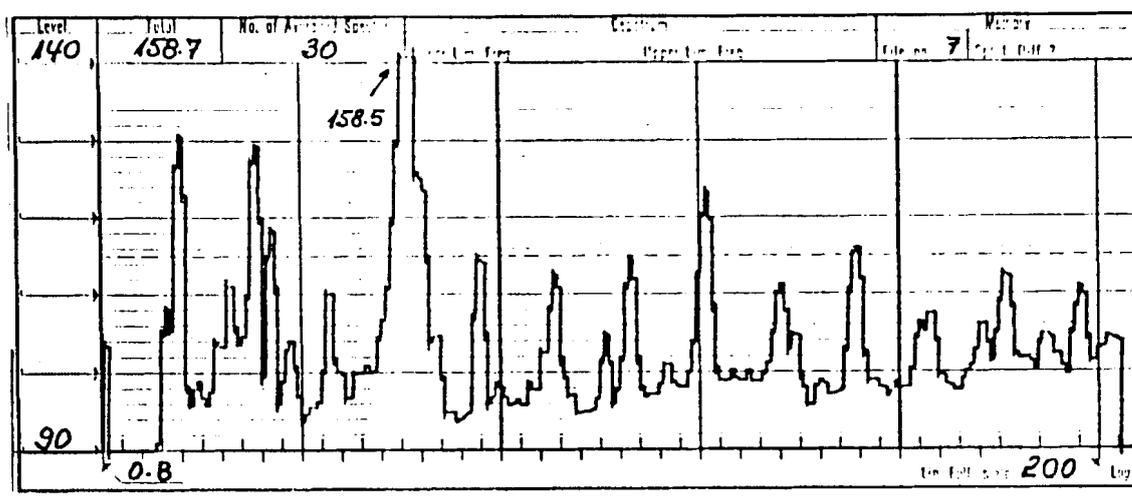
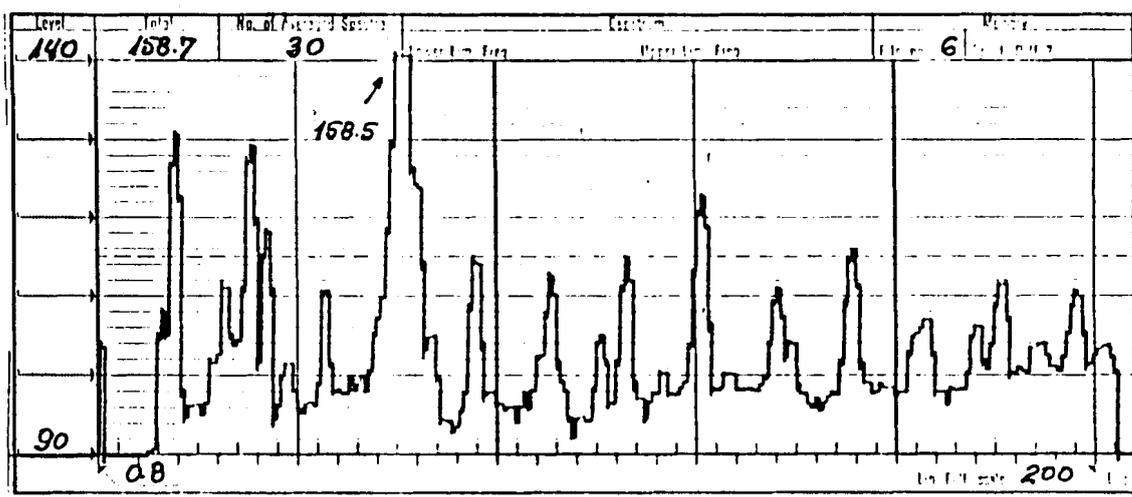
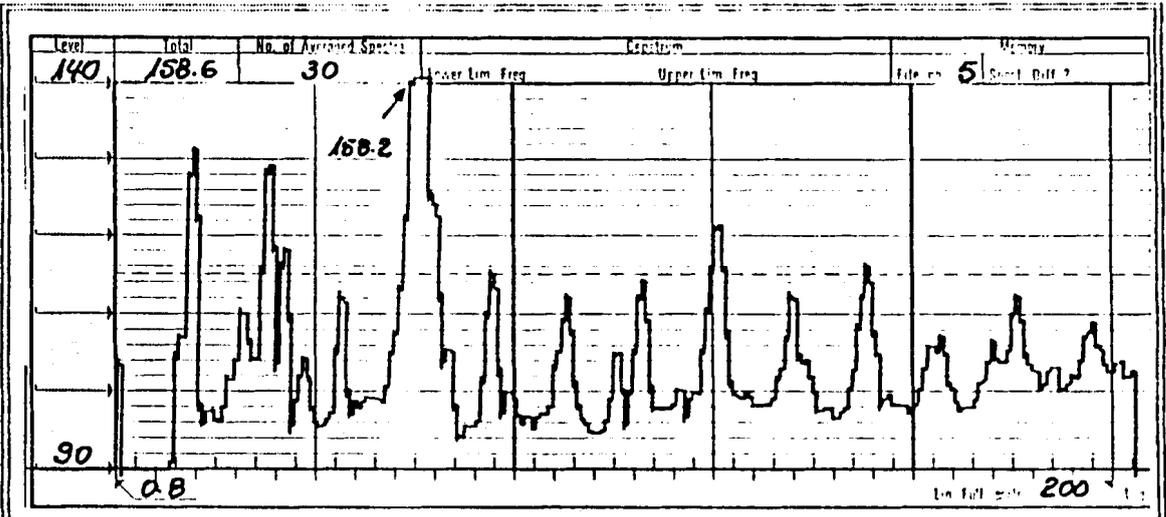


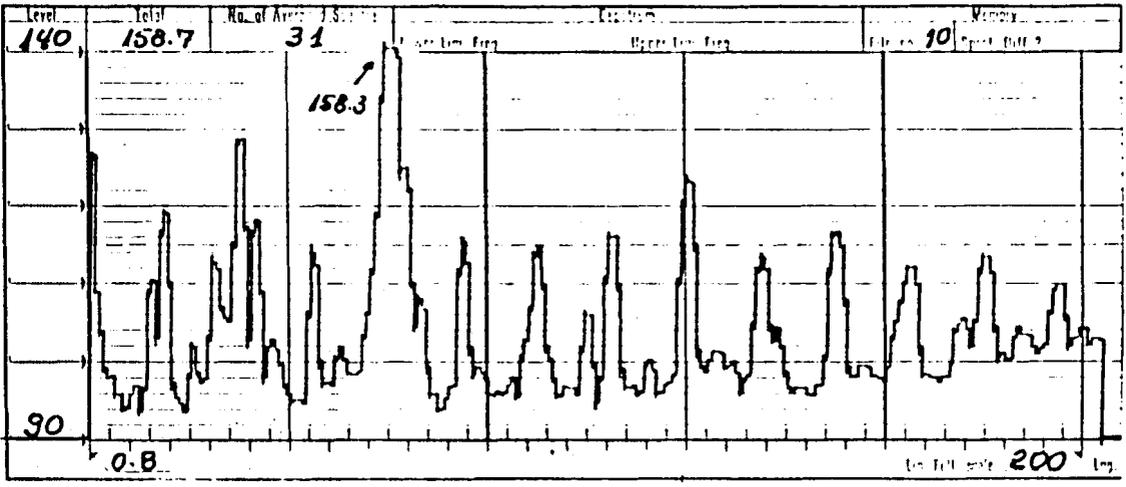
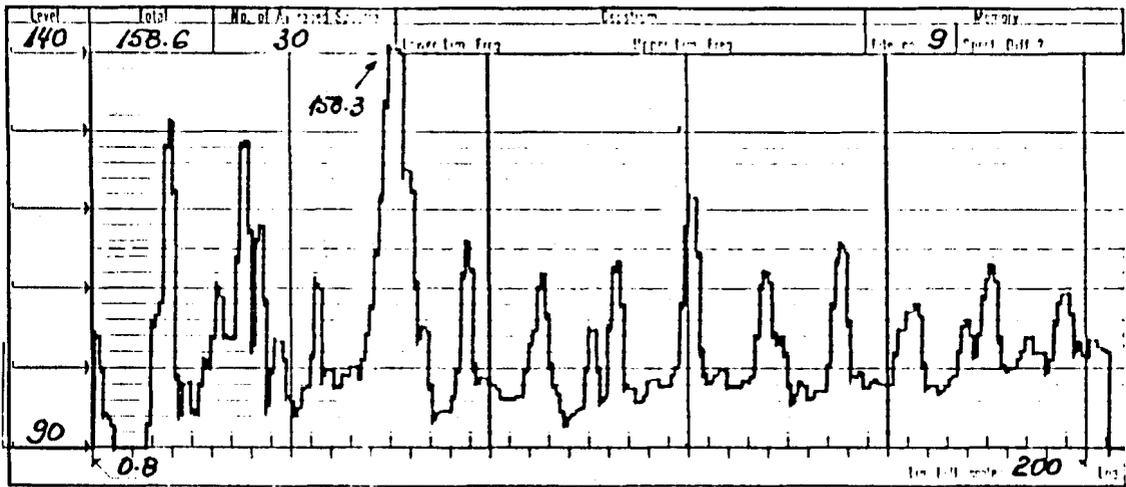
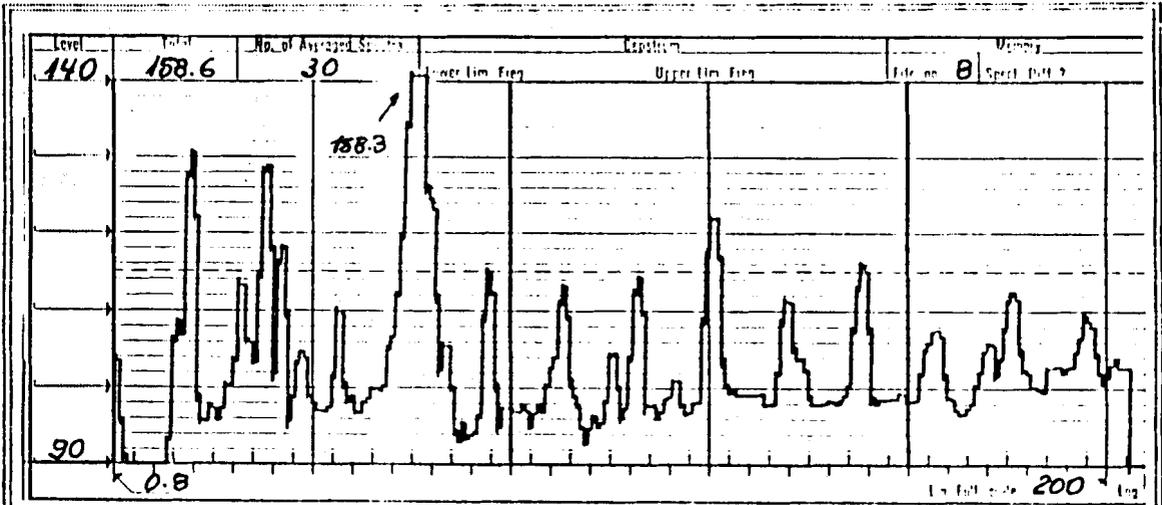


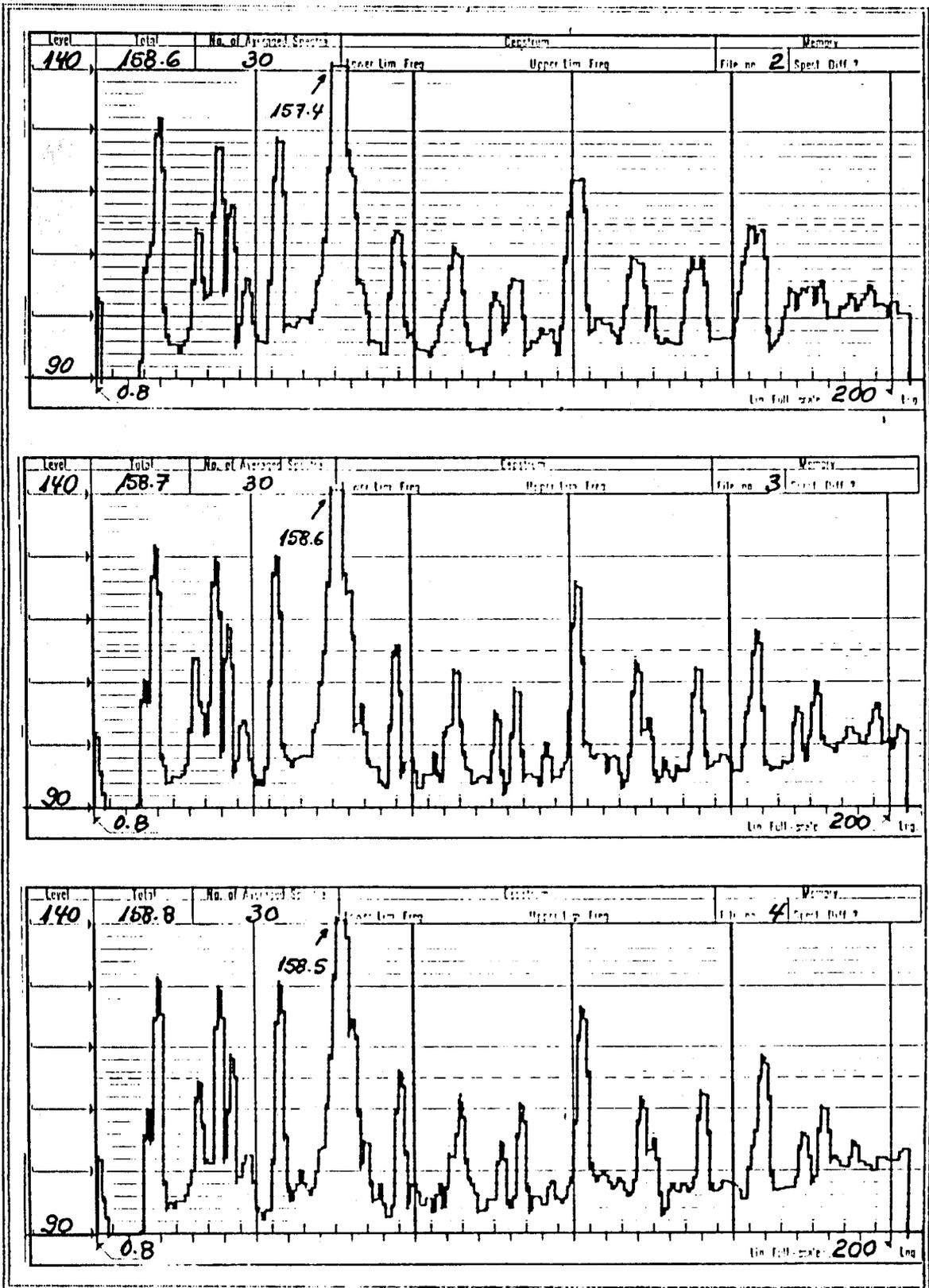


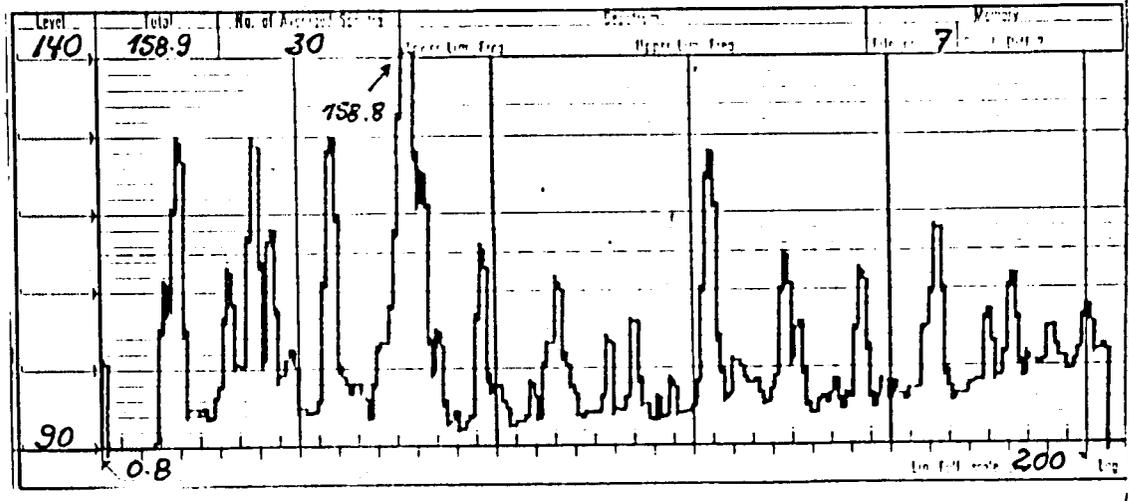
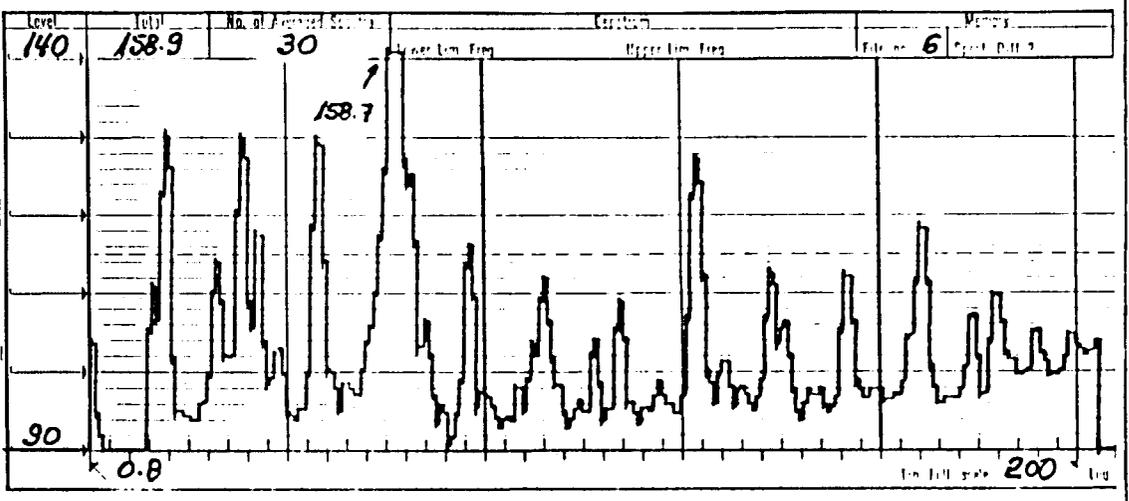
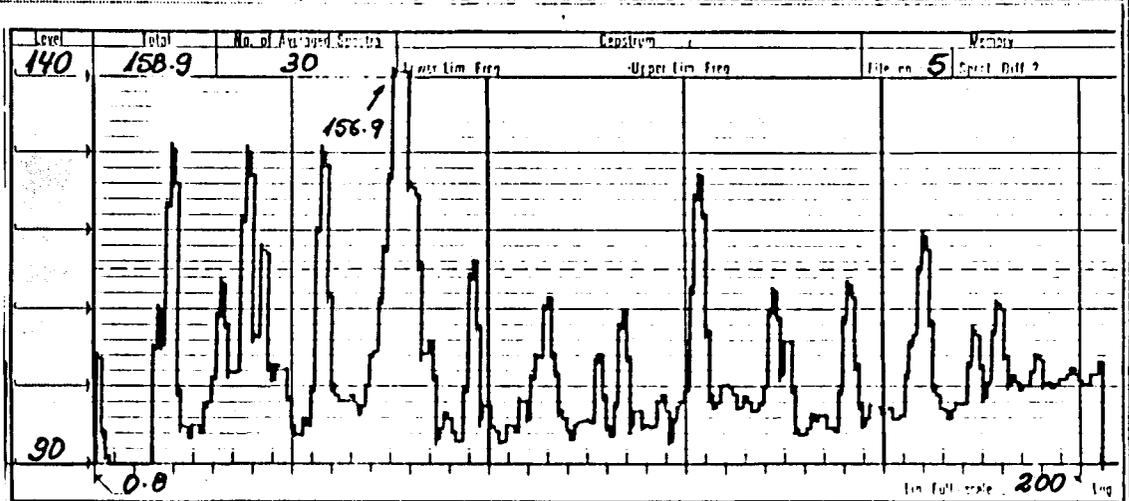


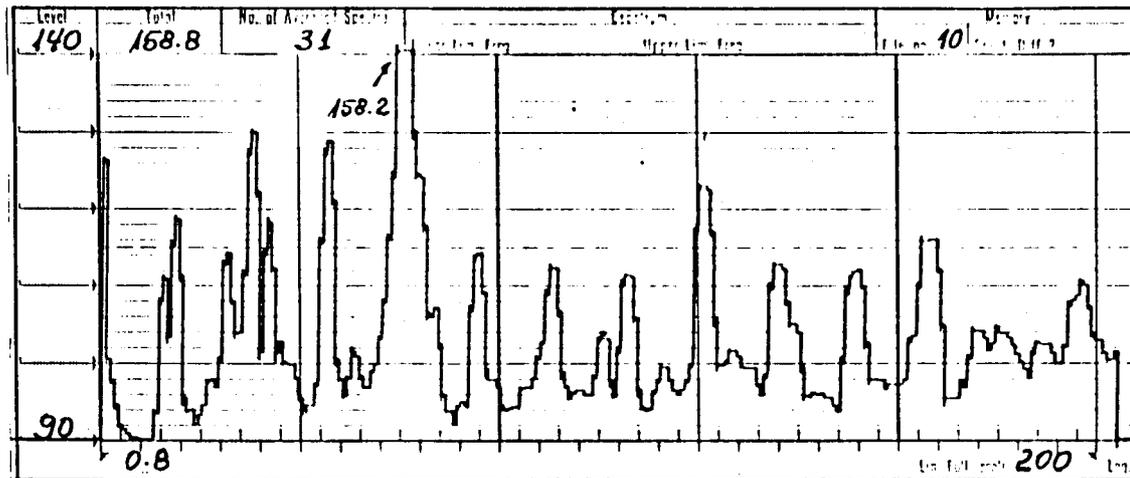
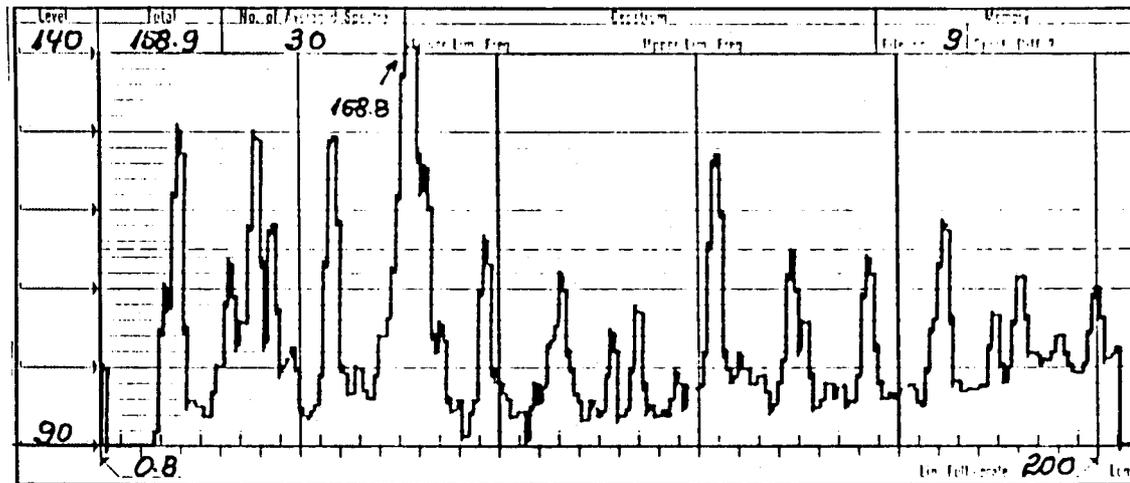
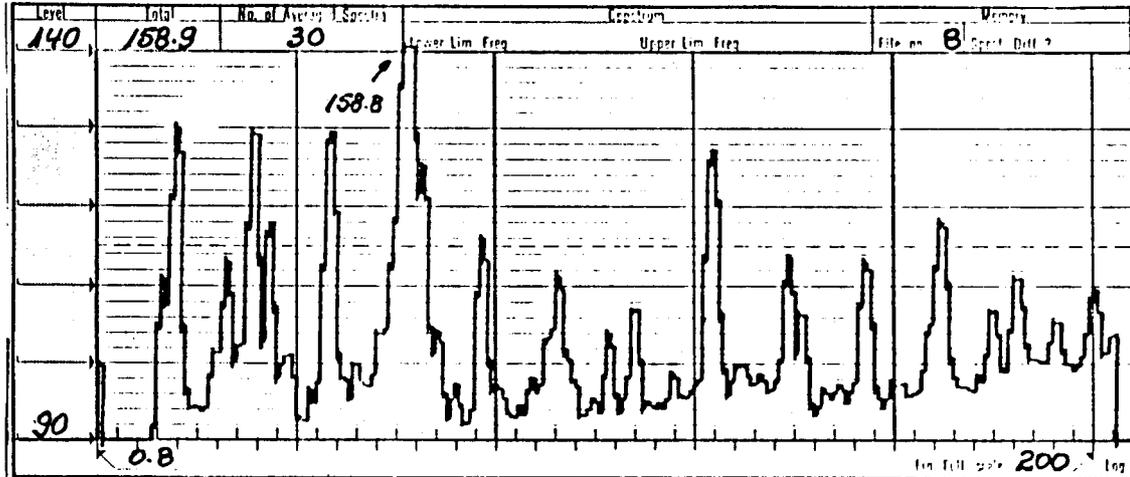


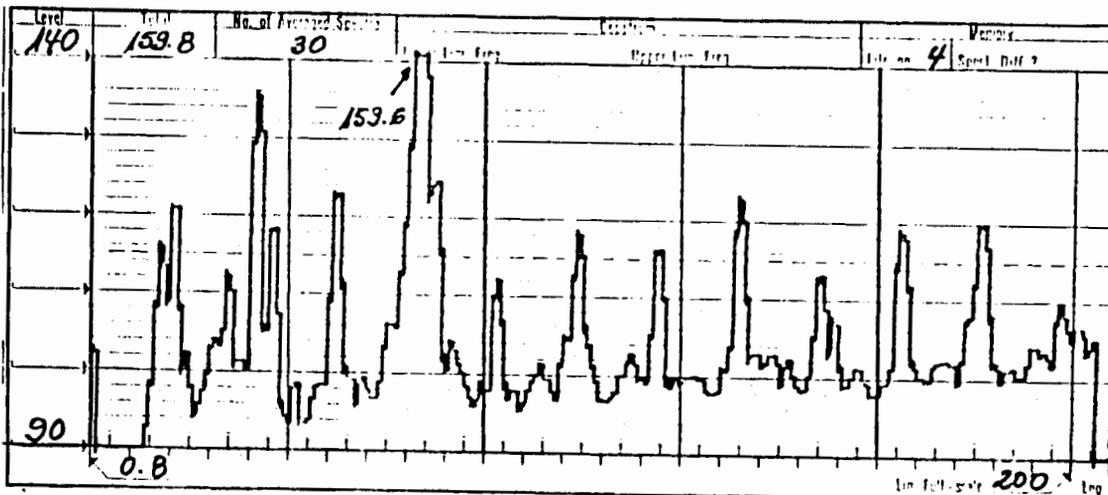
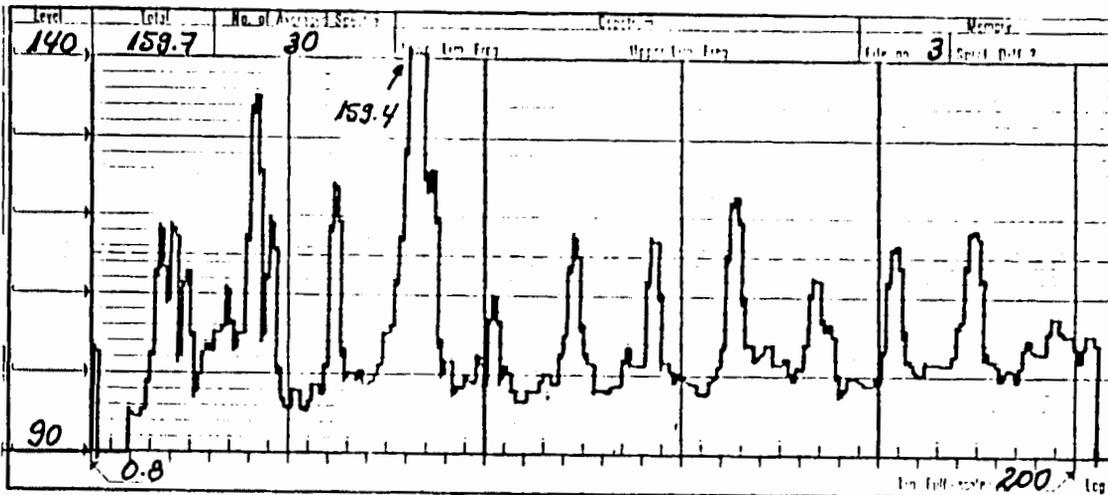
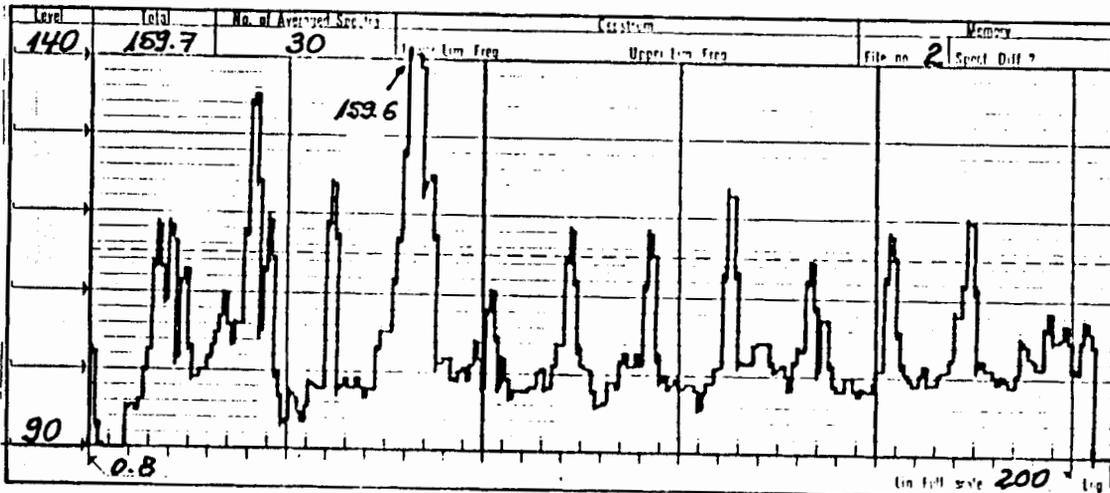


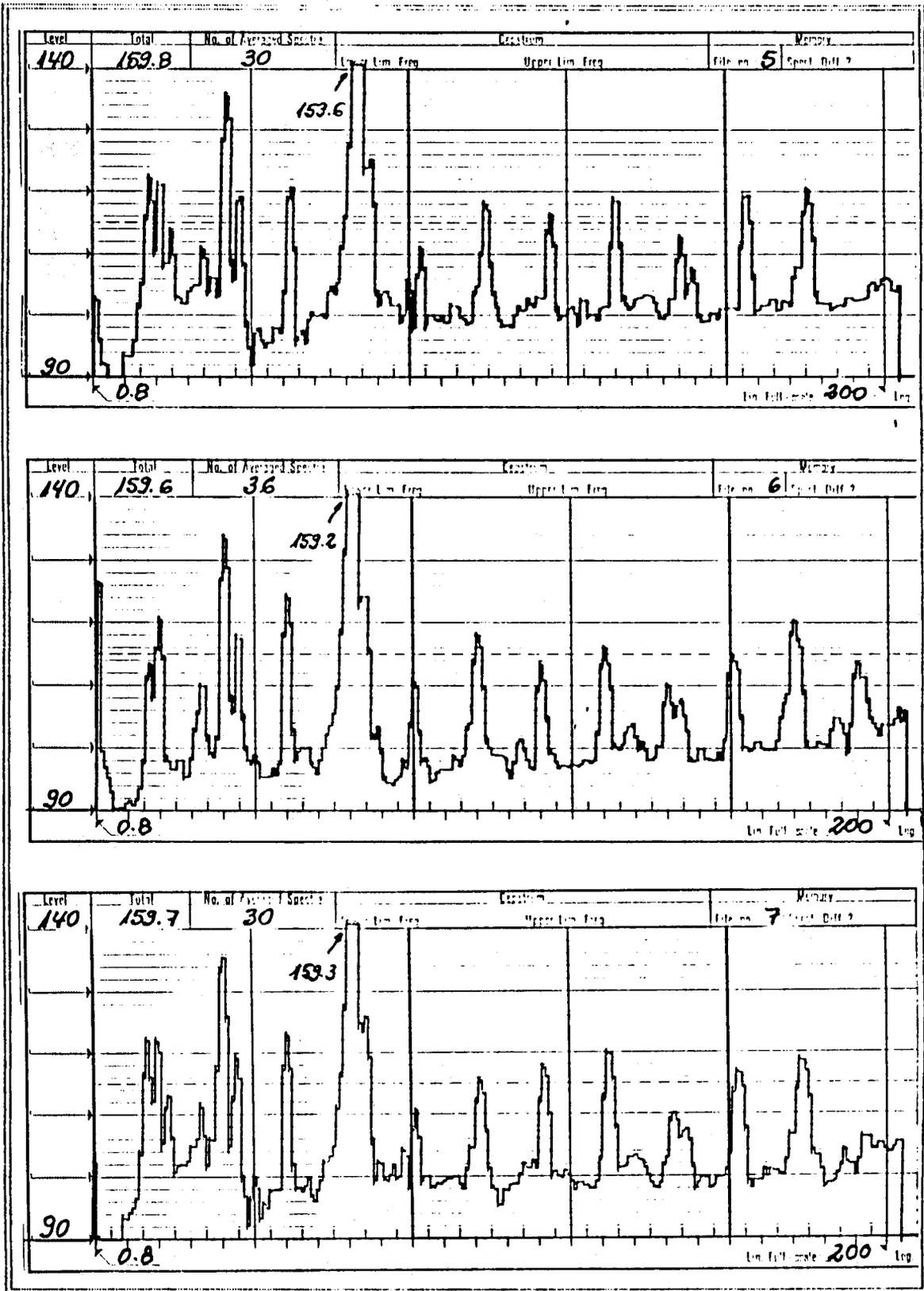


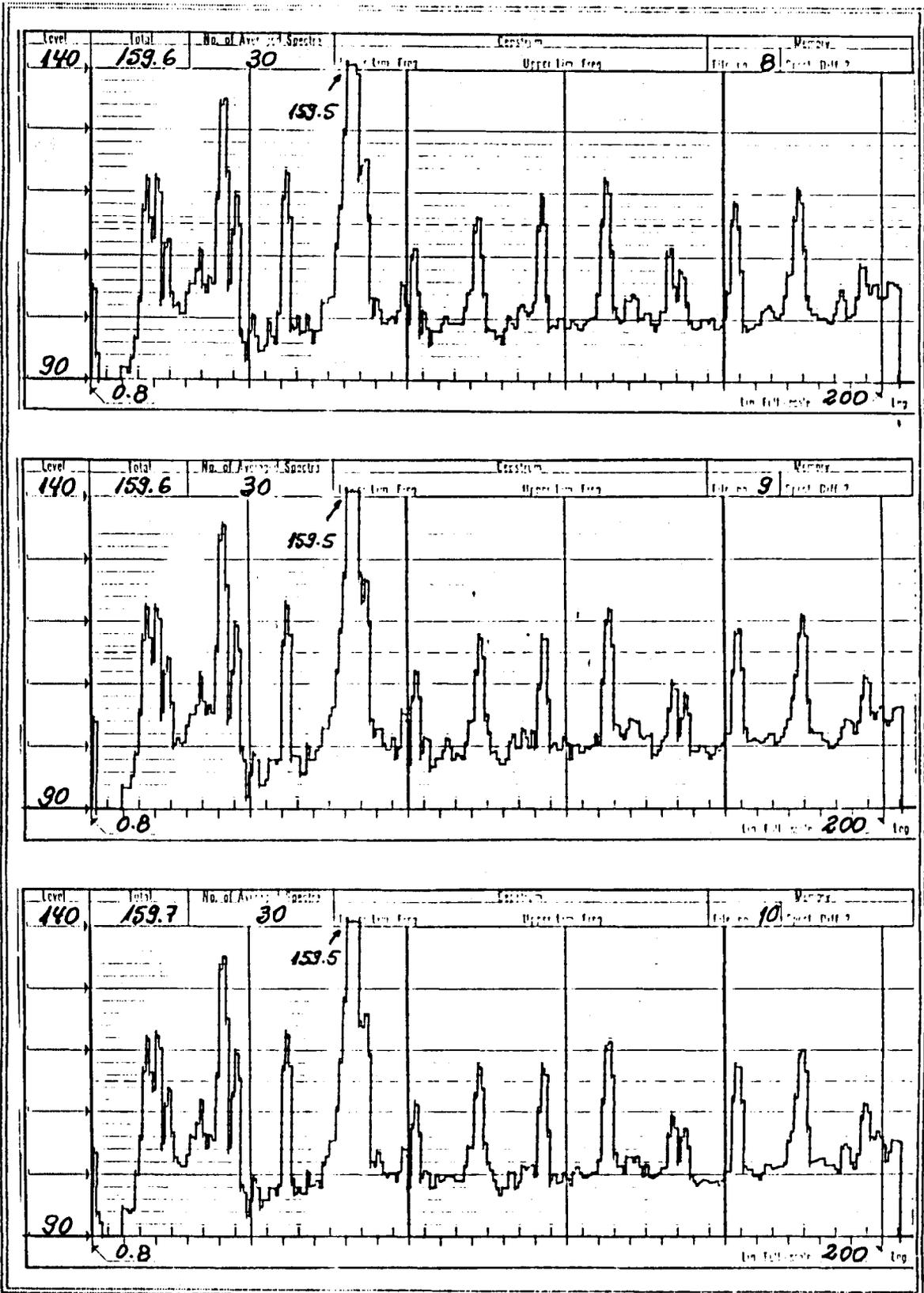


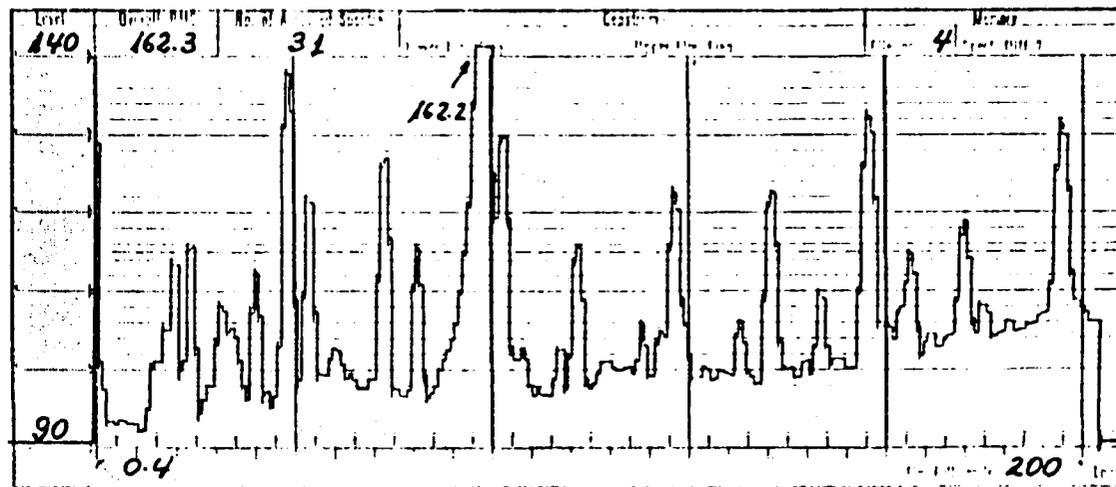
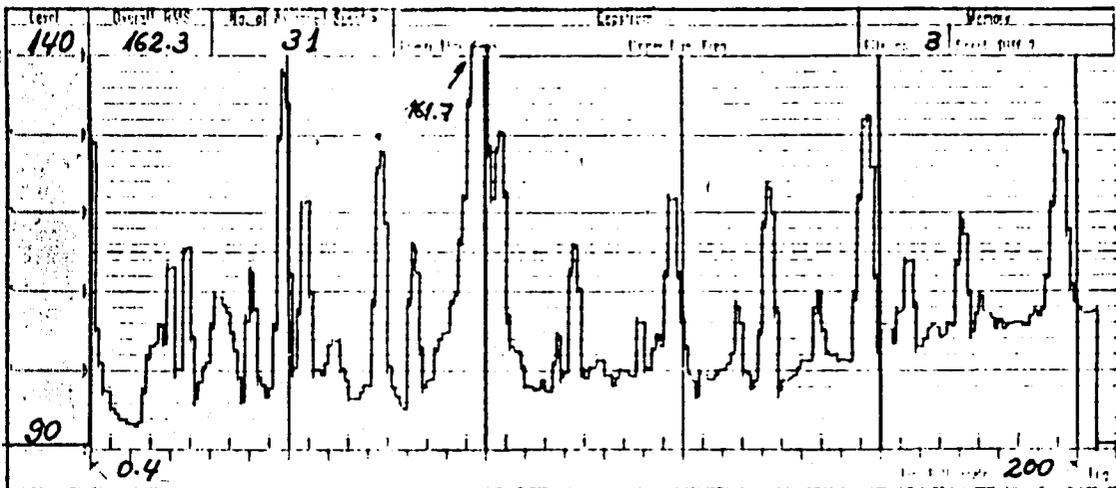
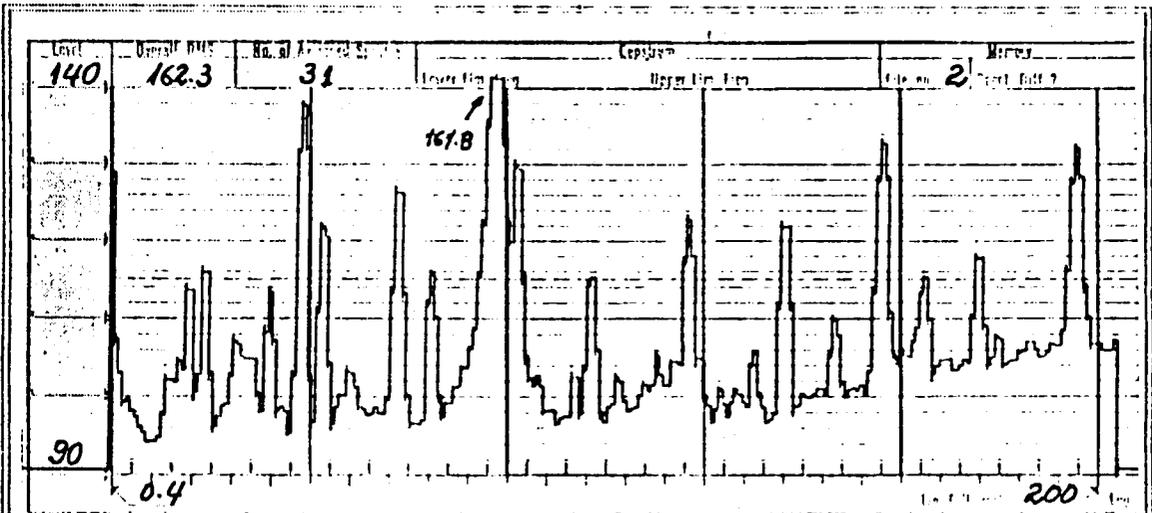


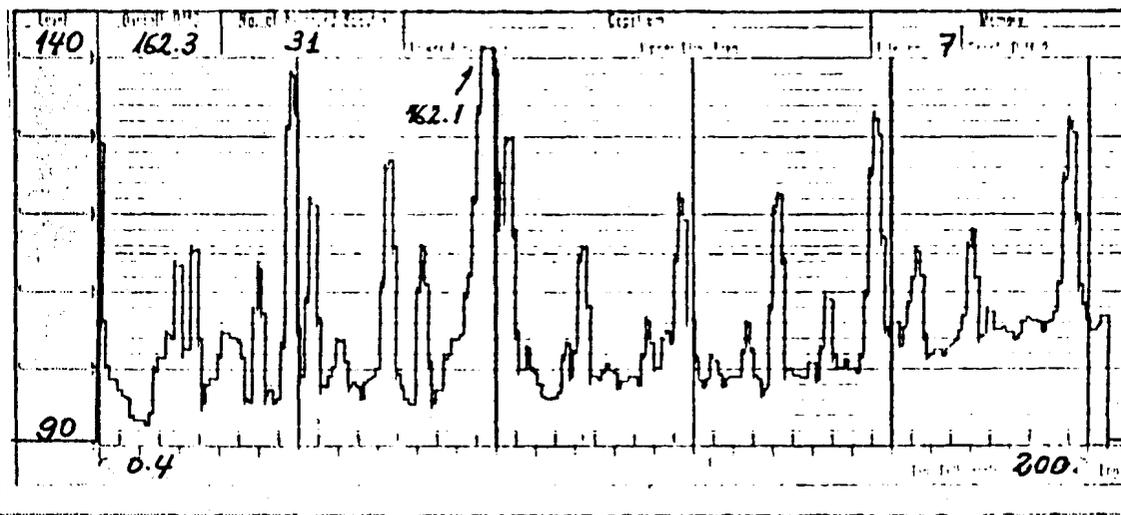
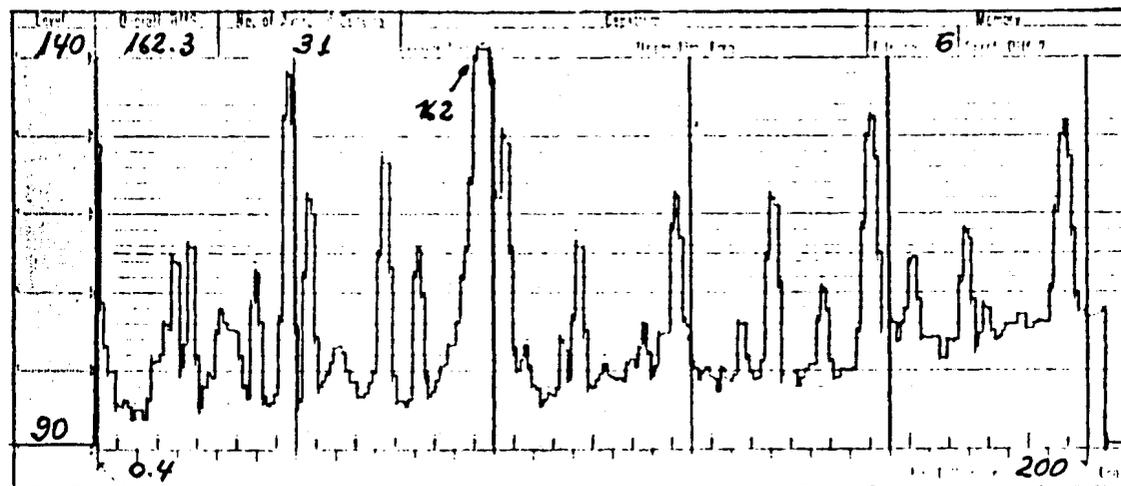
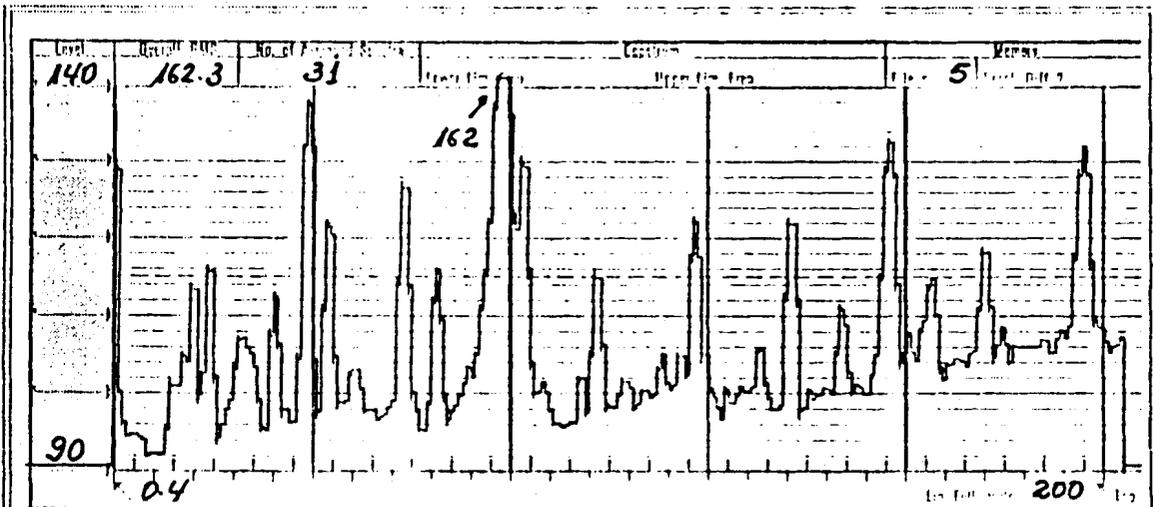


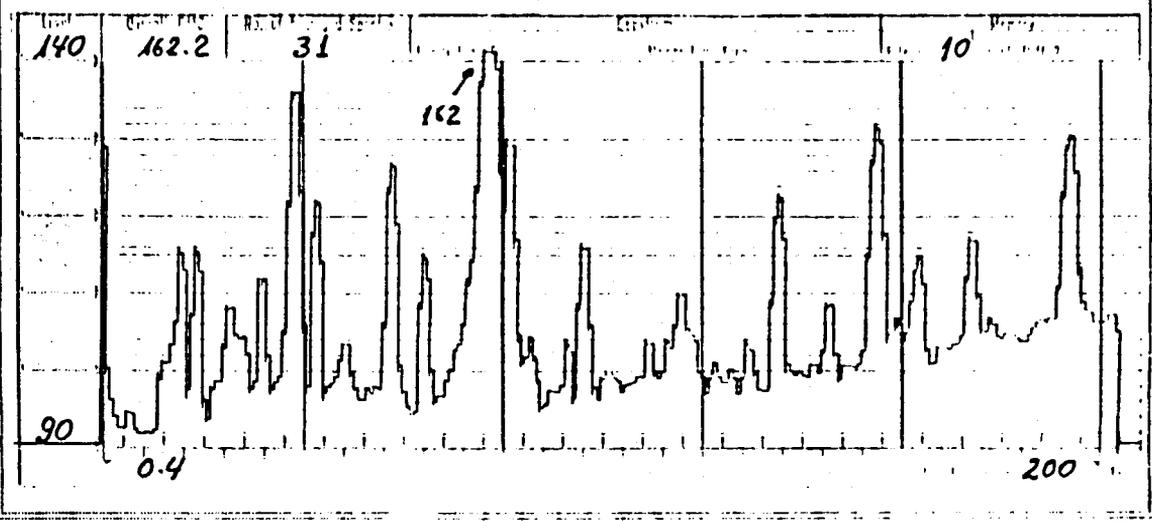
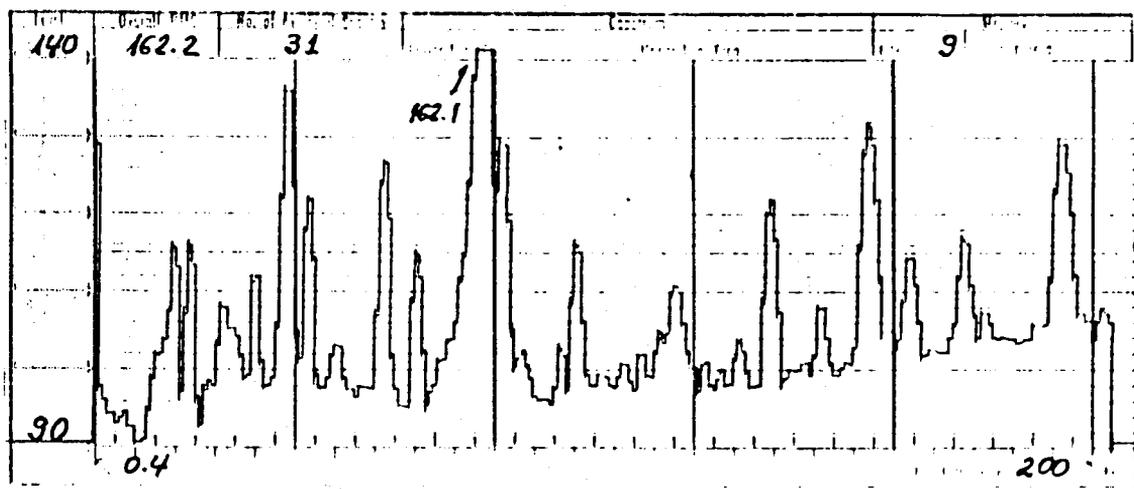
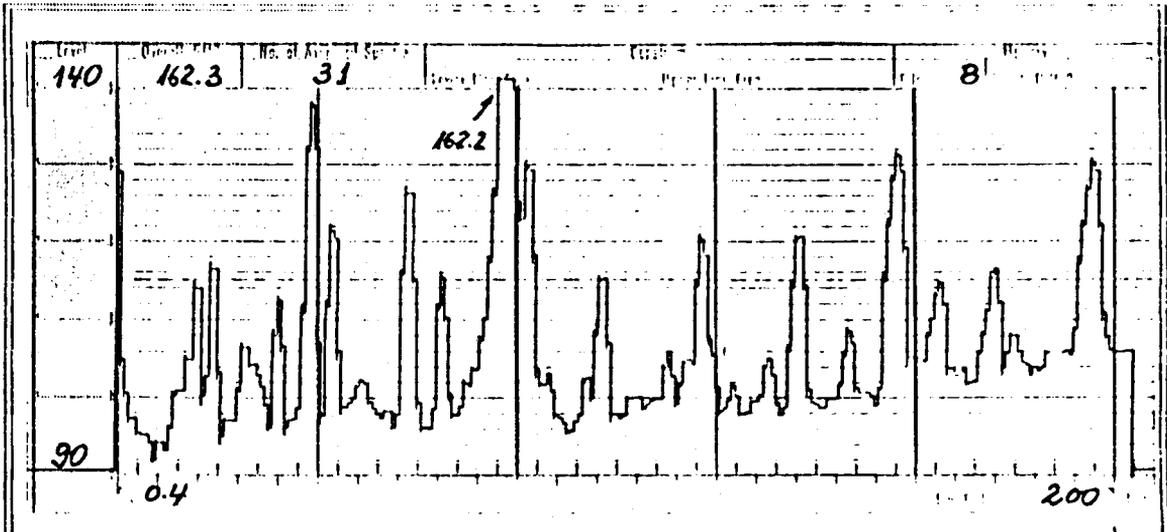


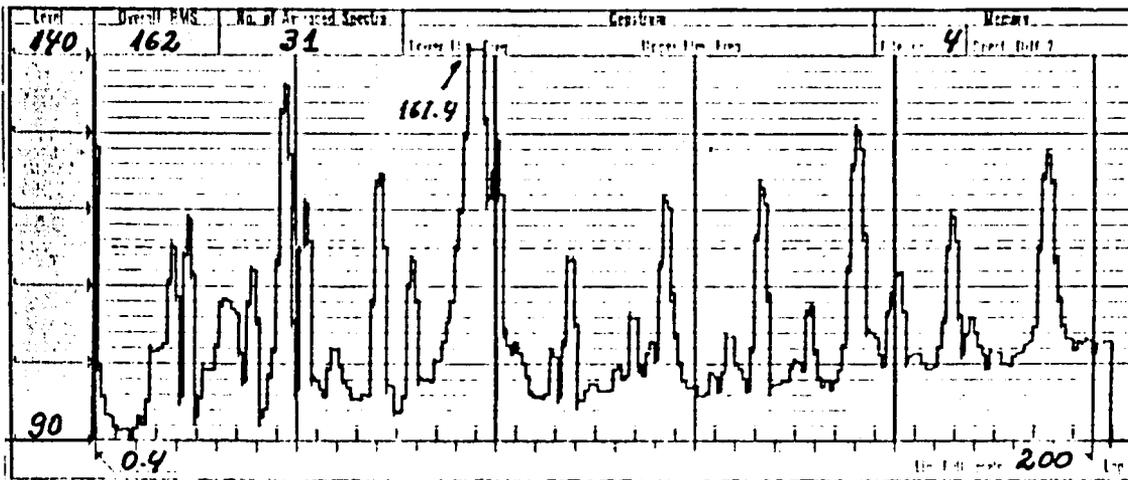
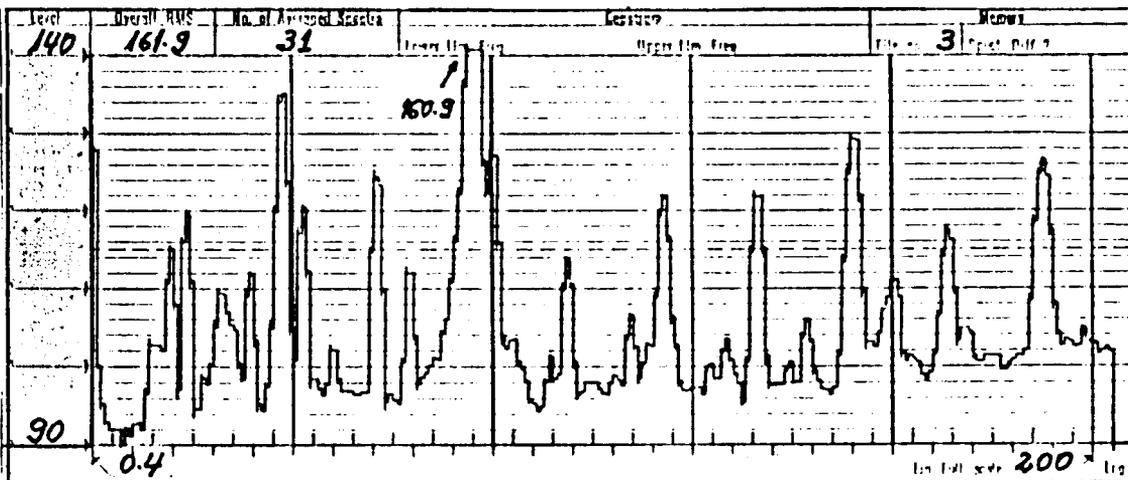
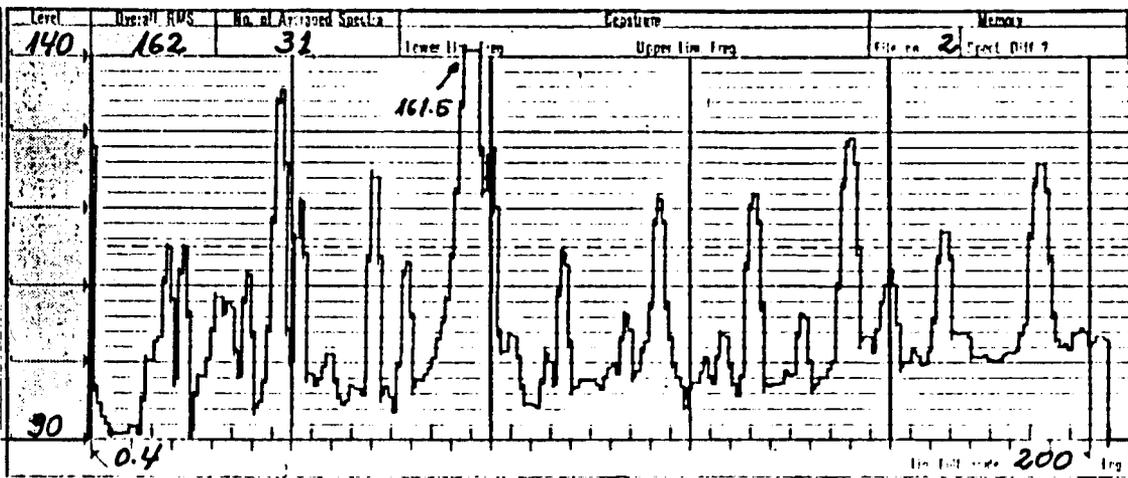


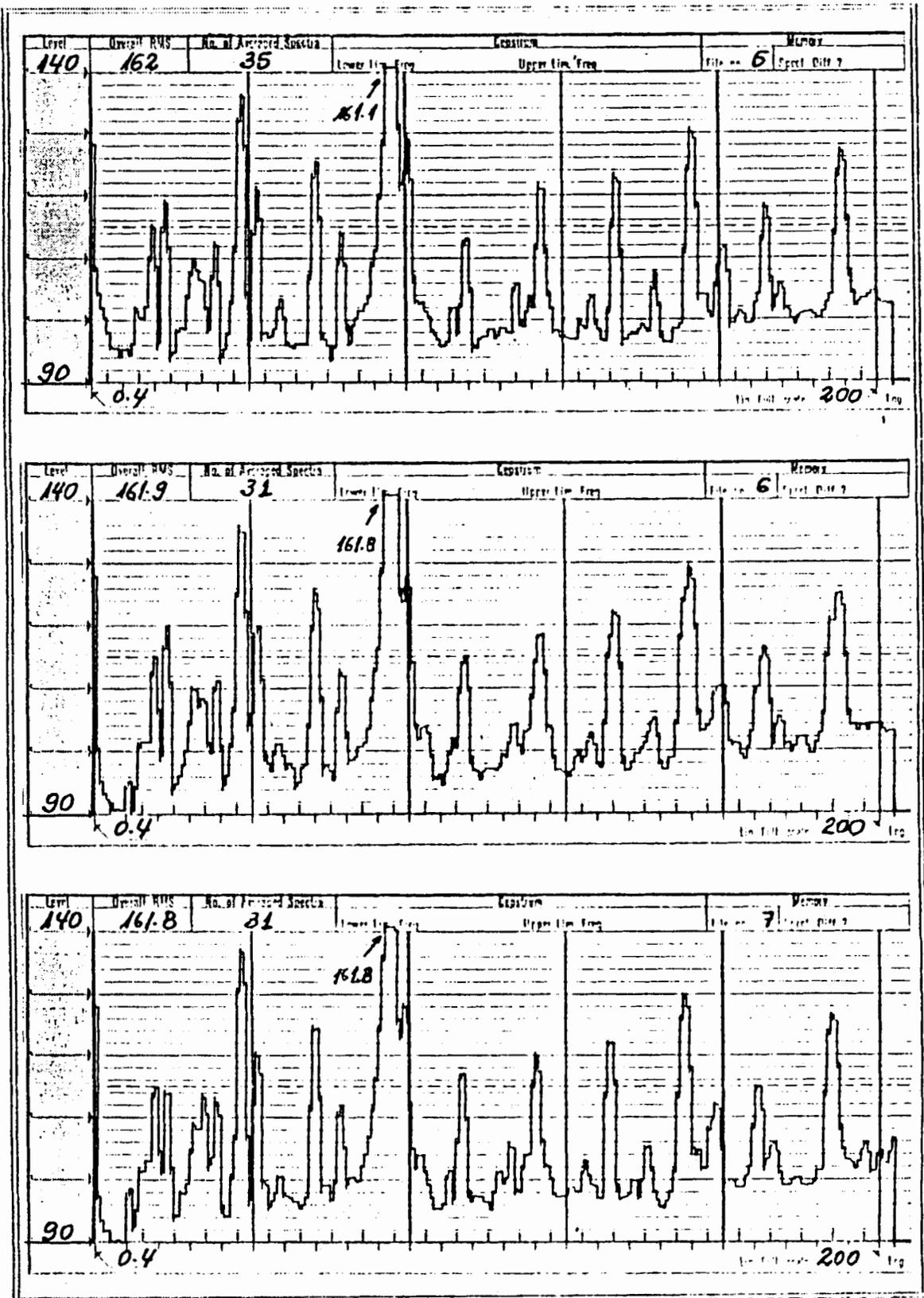


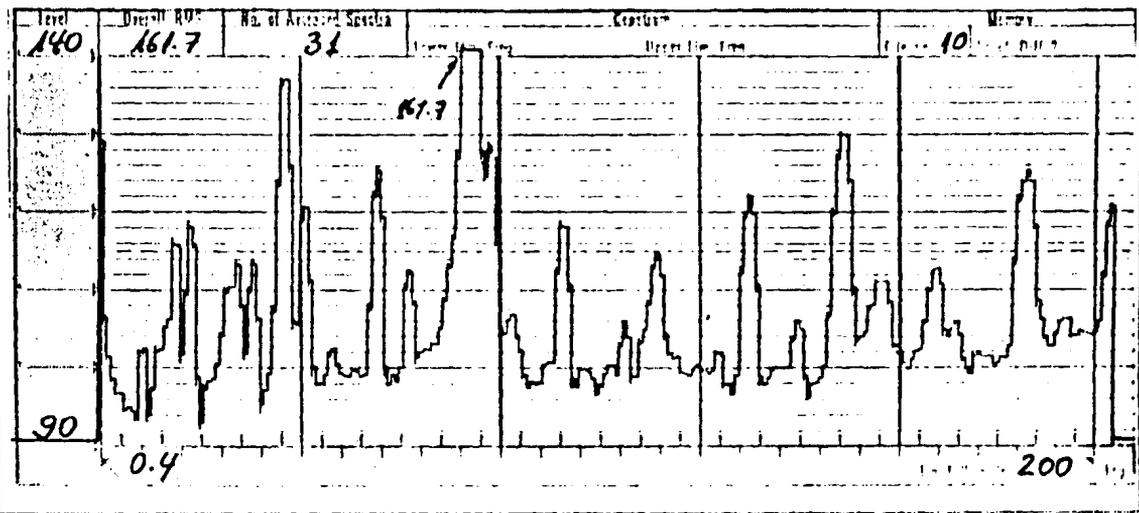
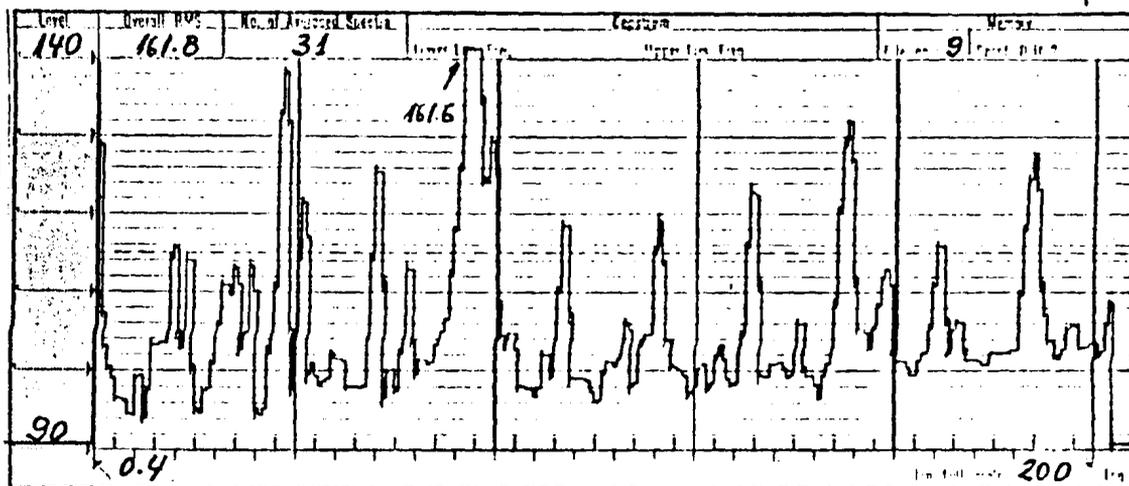
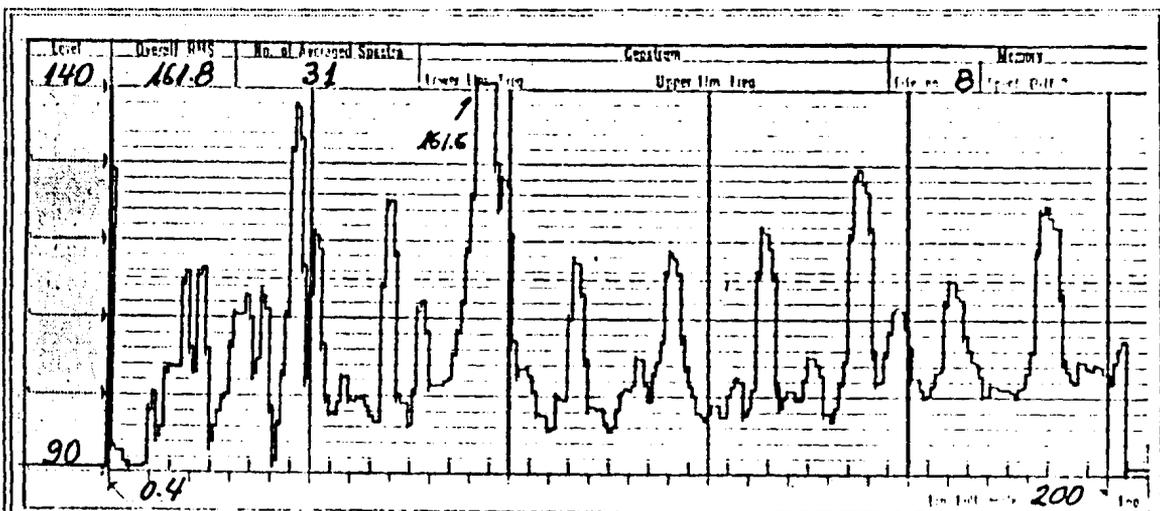


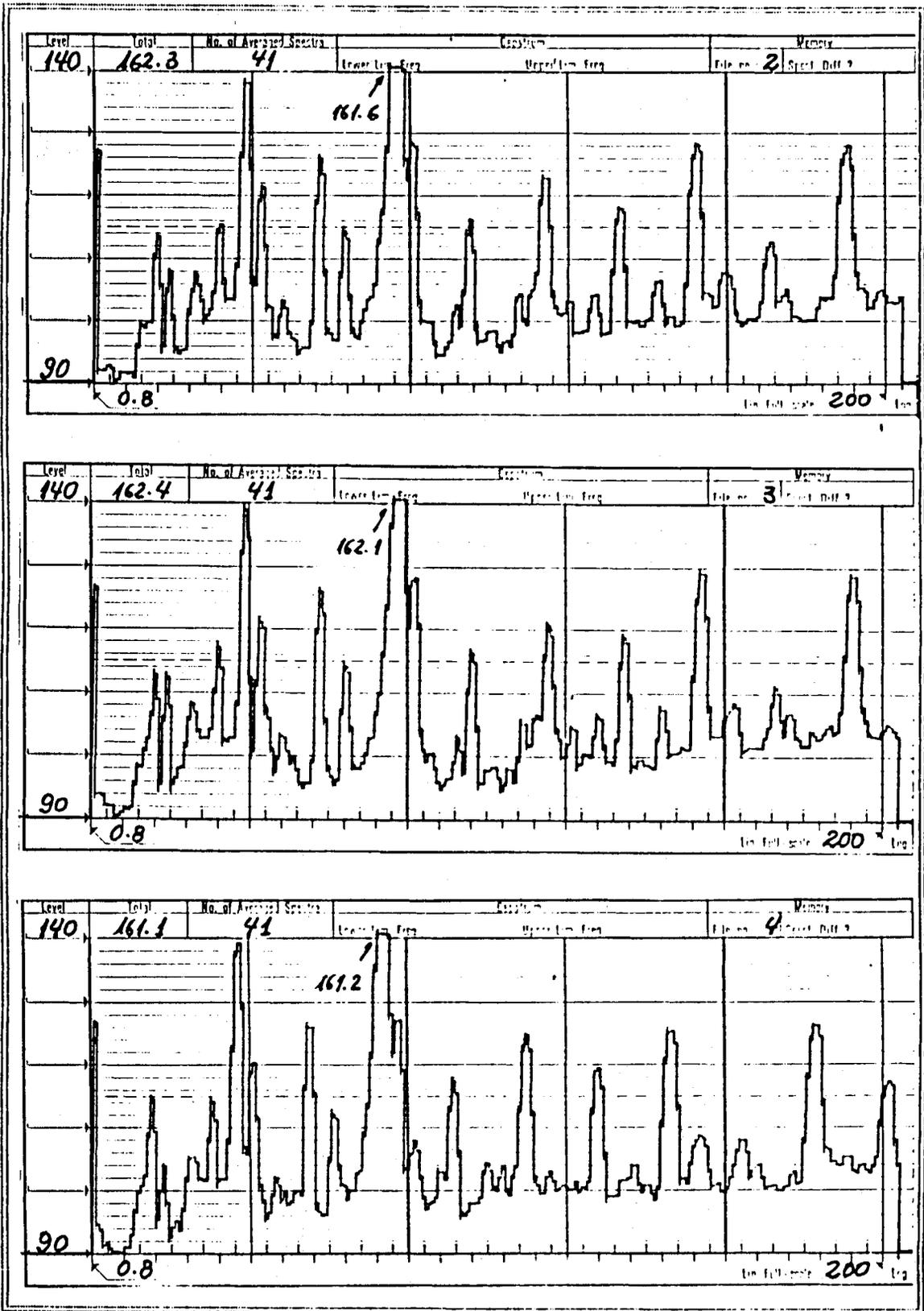


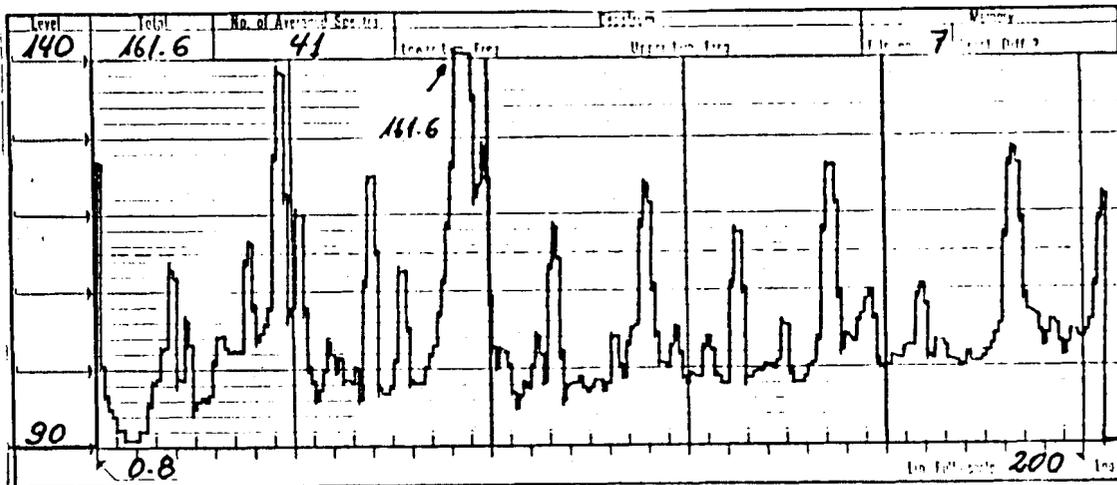
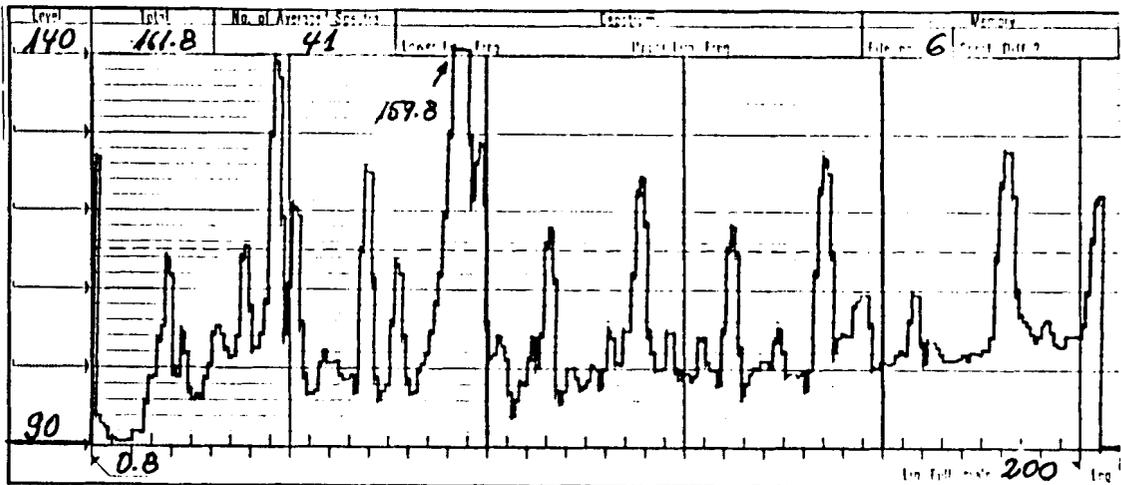
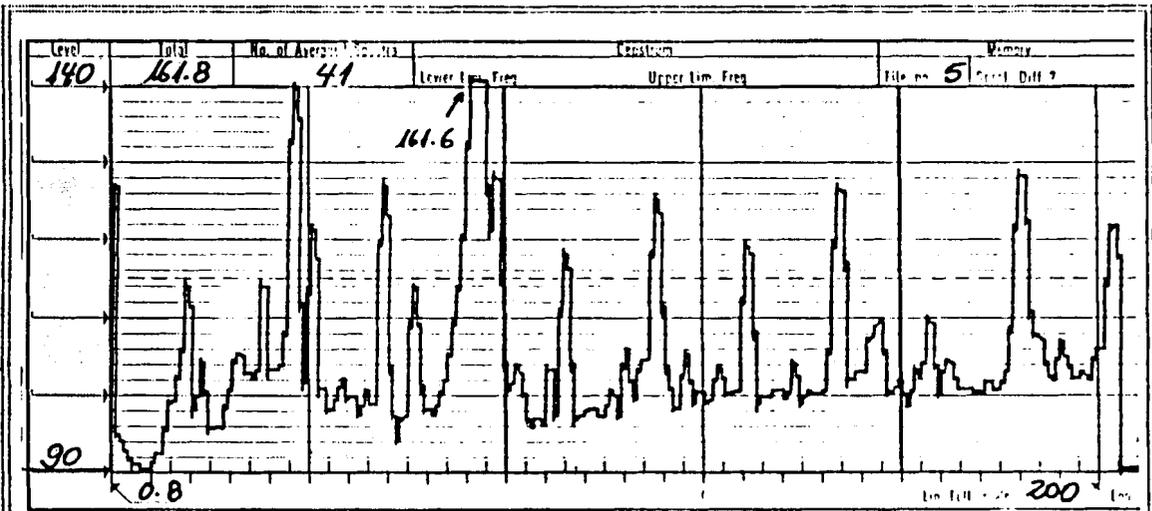


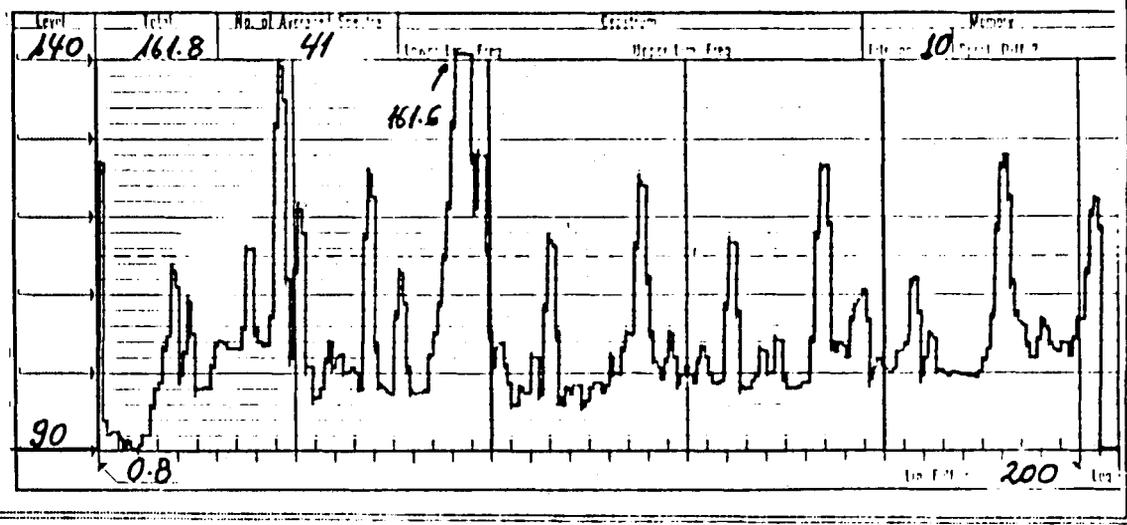
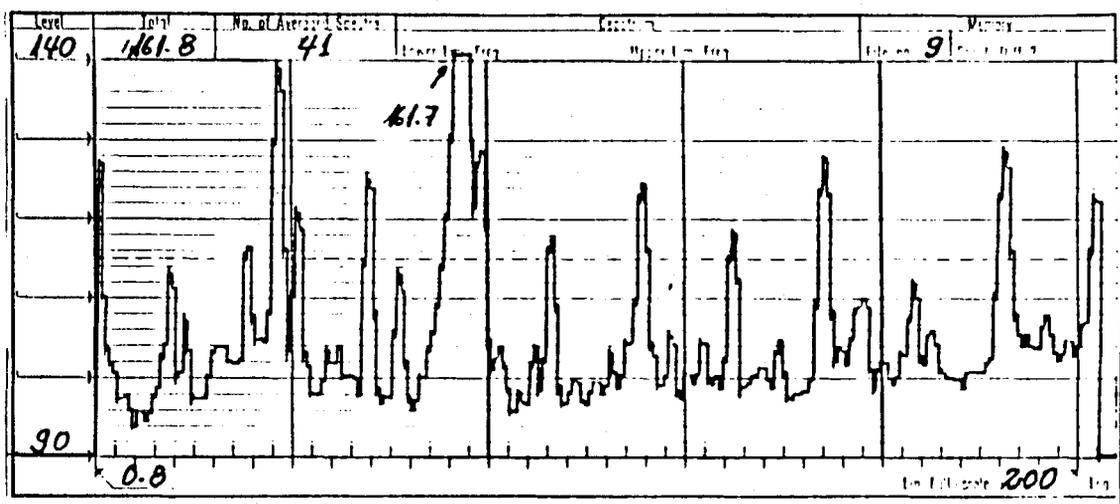
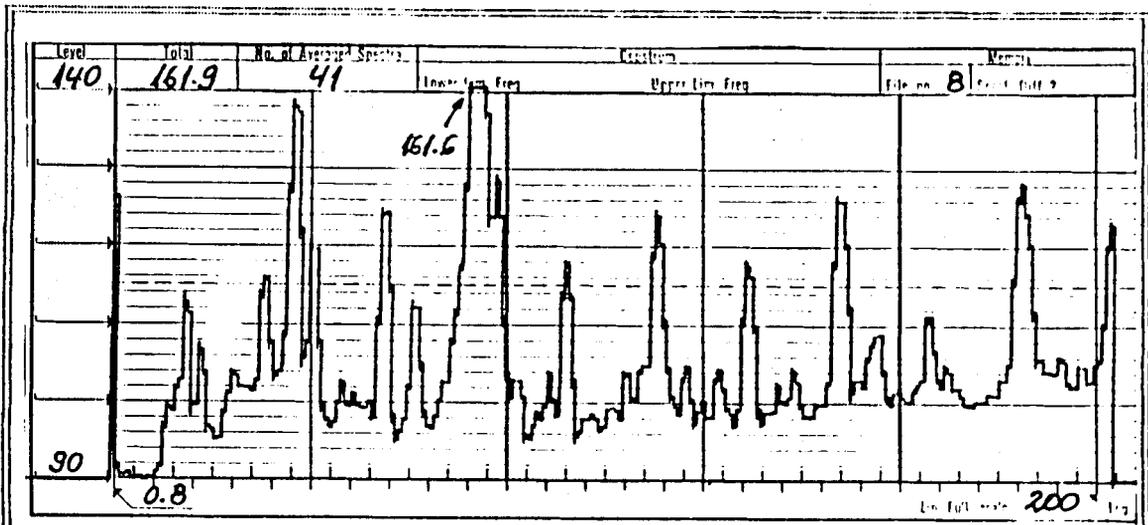


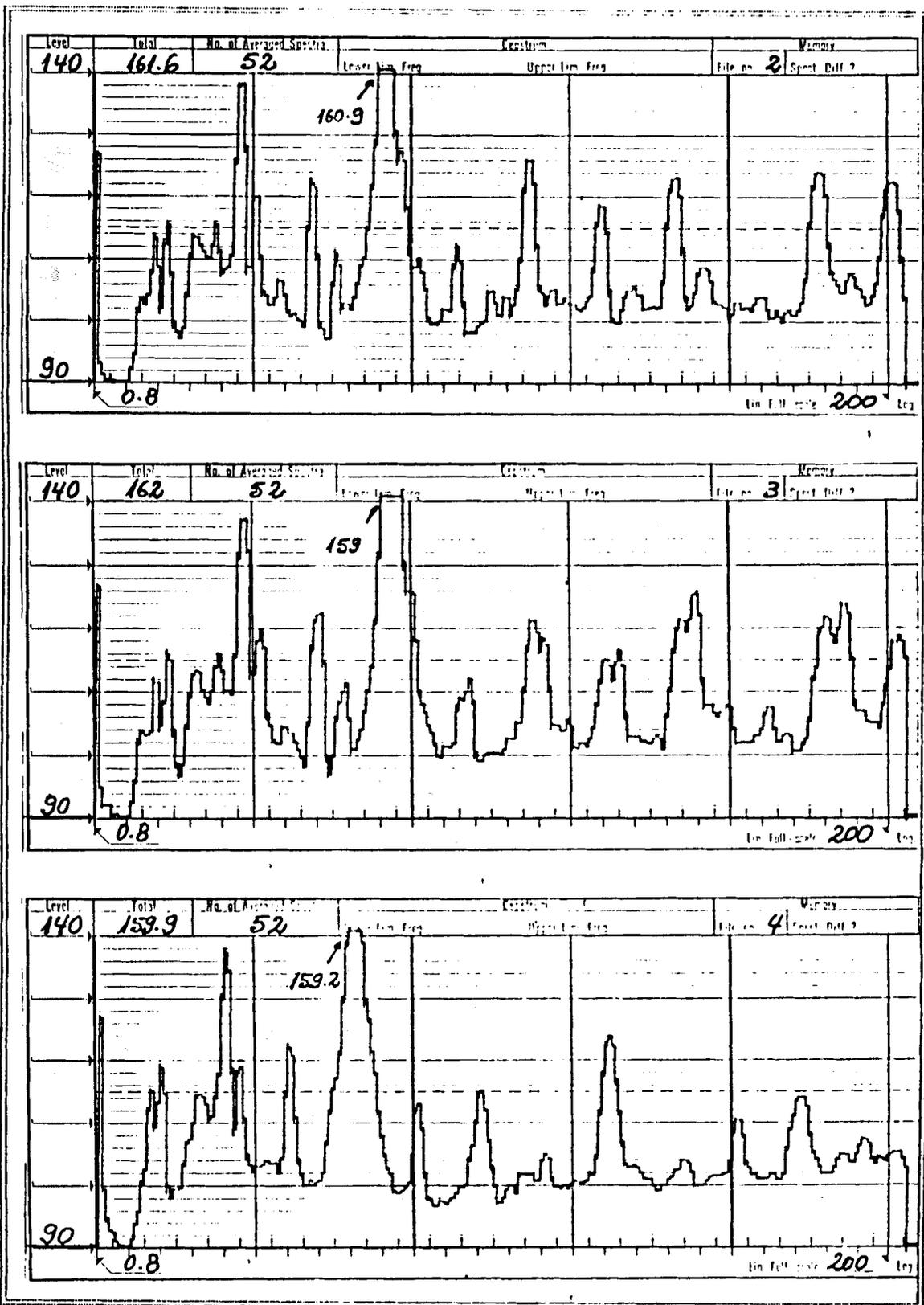


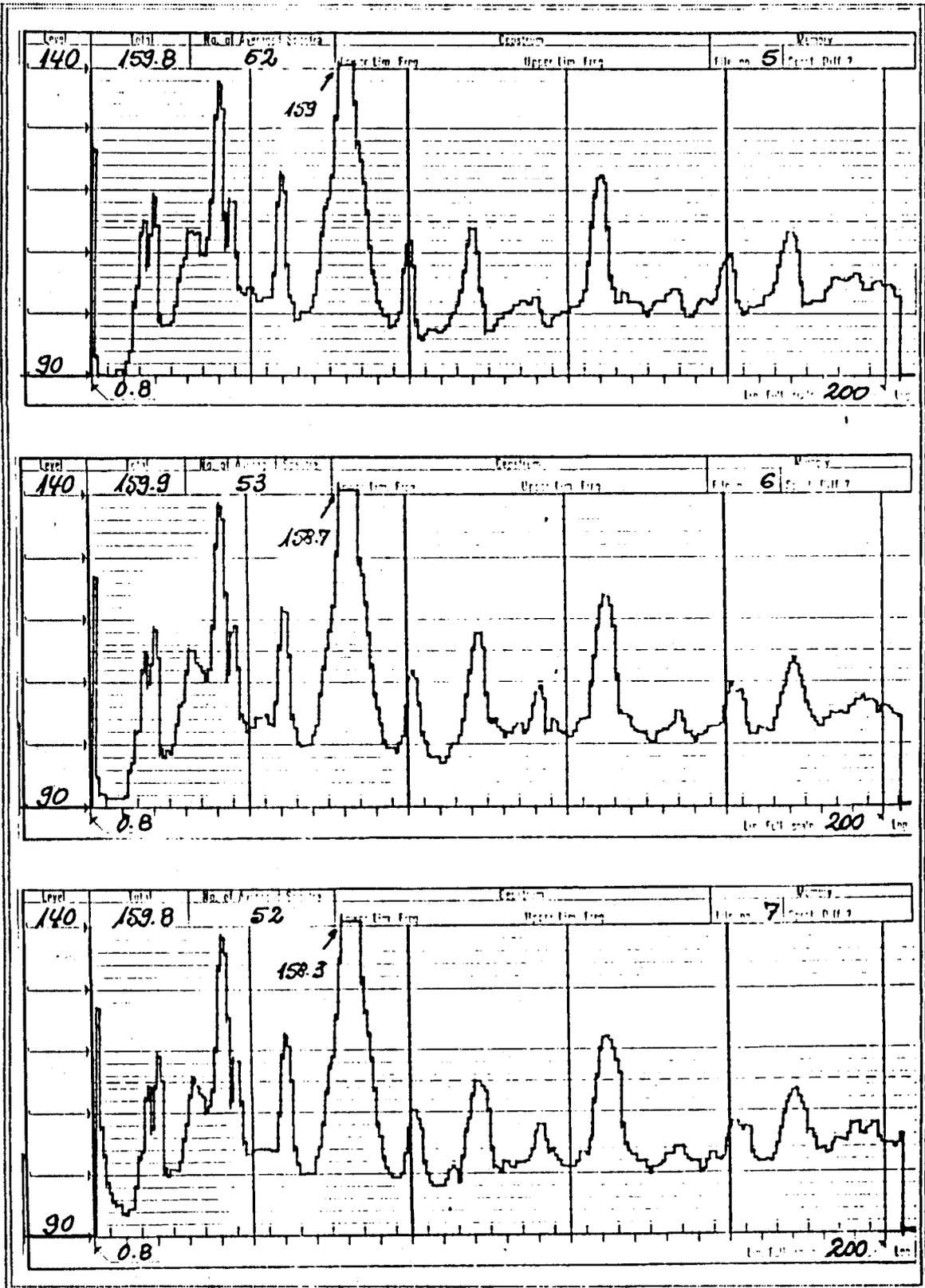


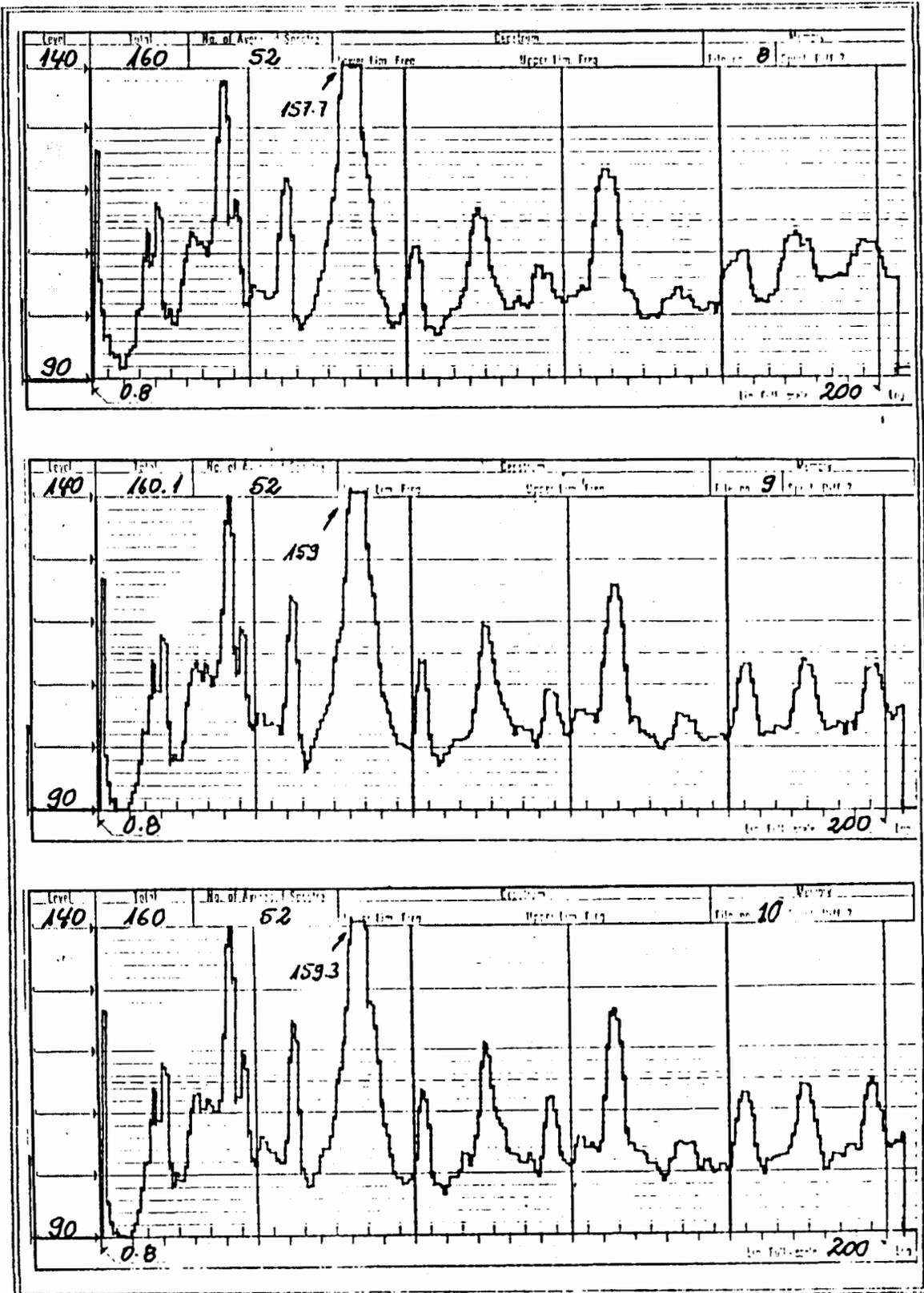




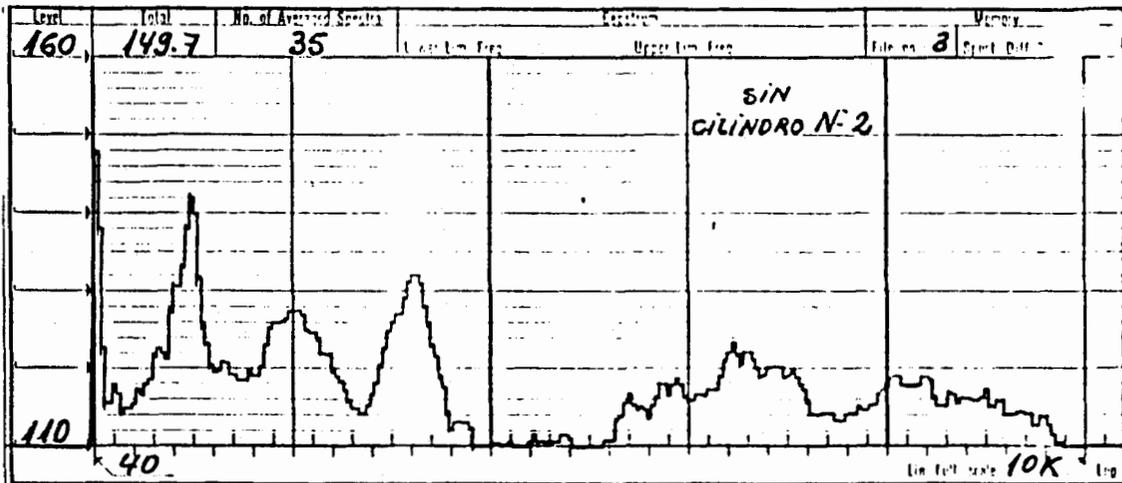
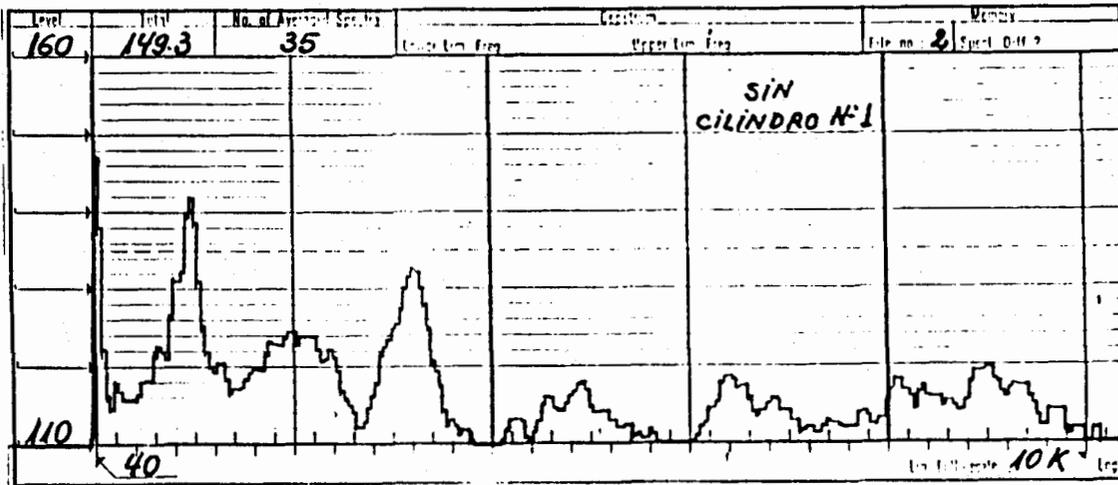


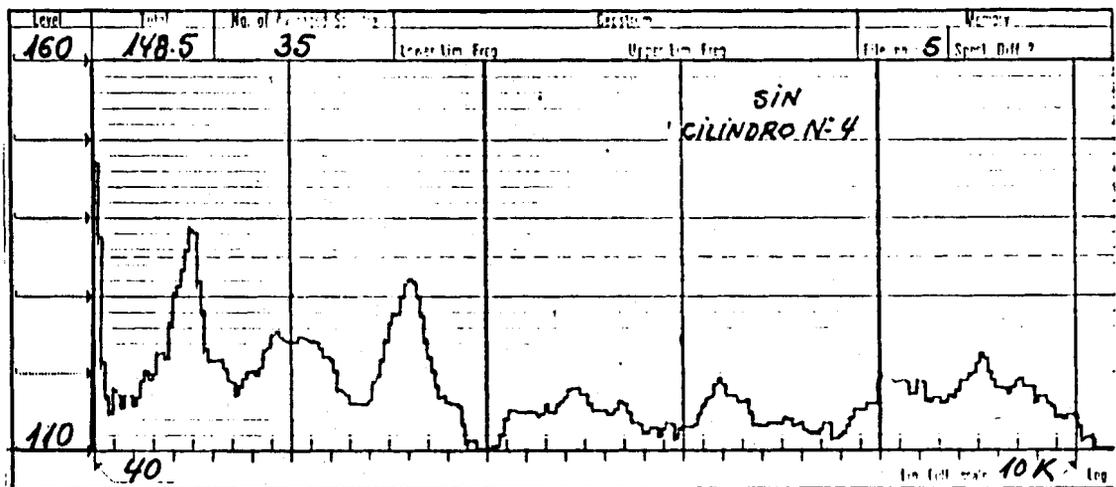
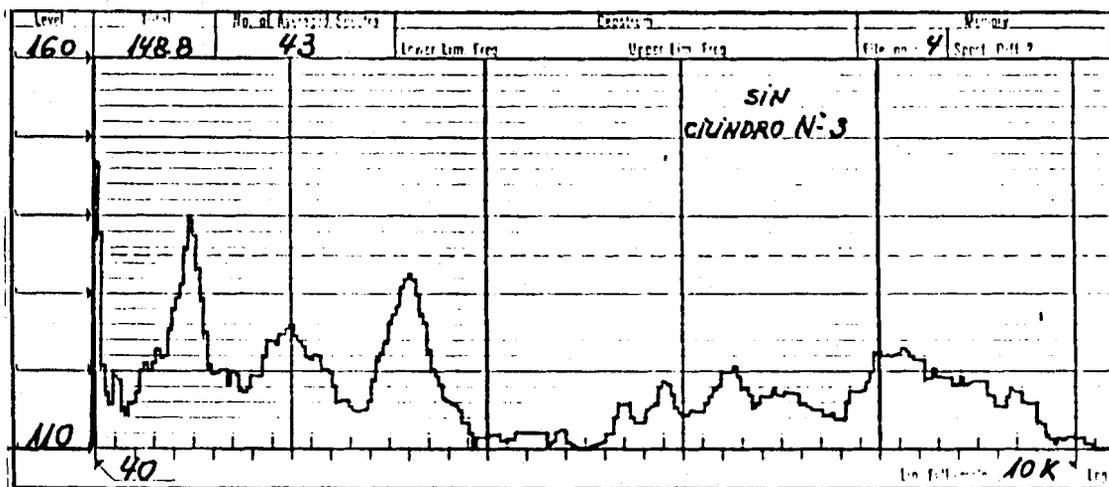




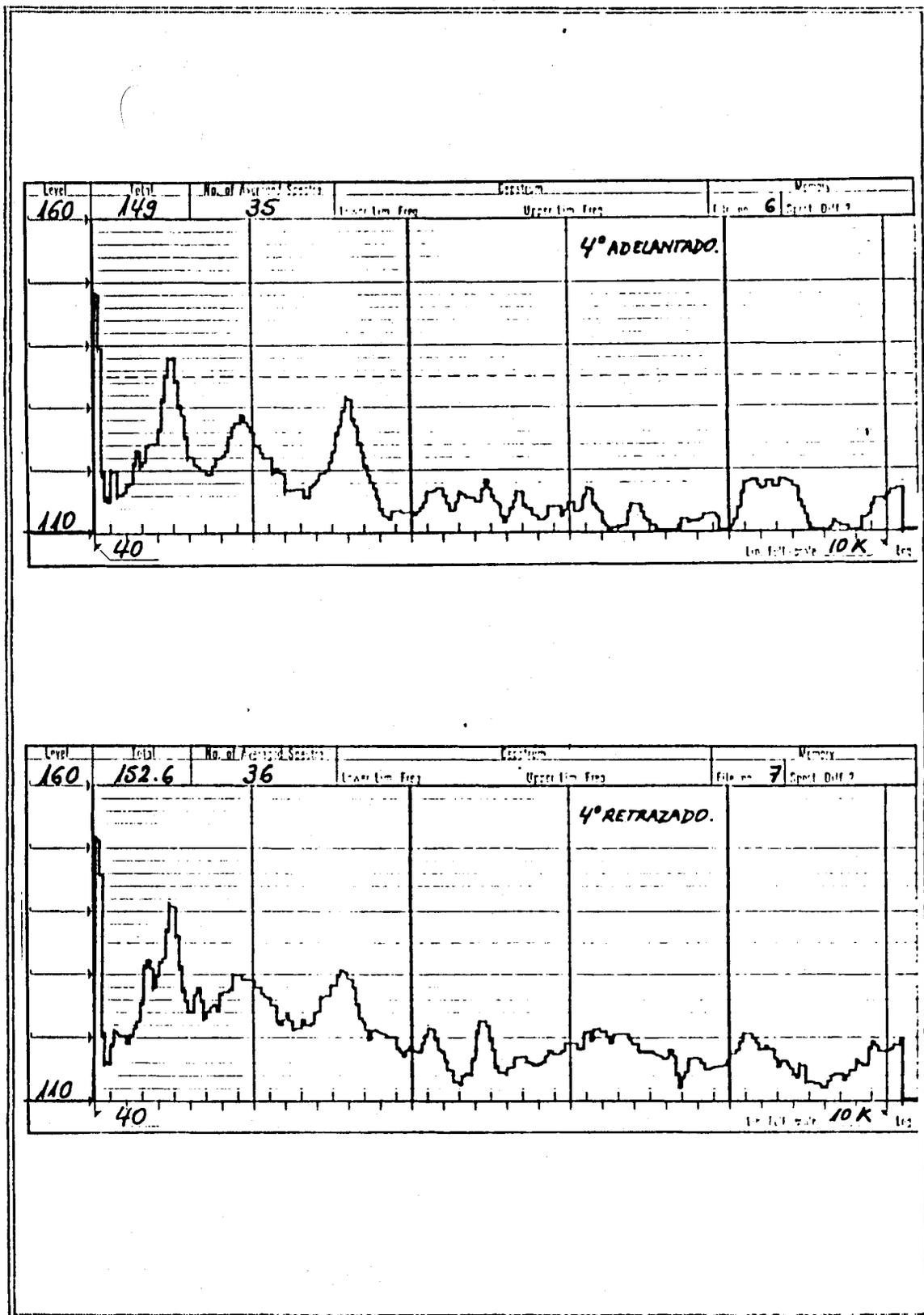


2. MOTOR OPERANDO SIN UNO DE SUS CILINDROS.

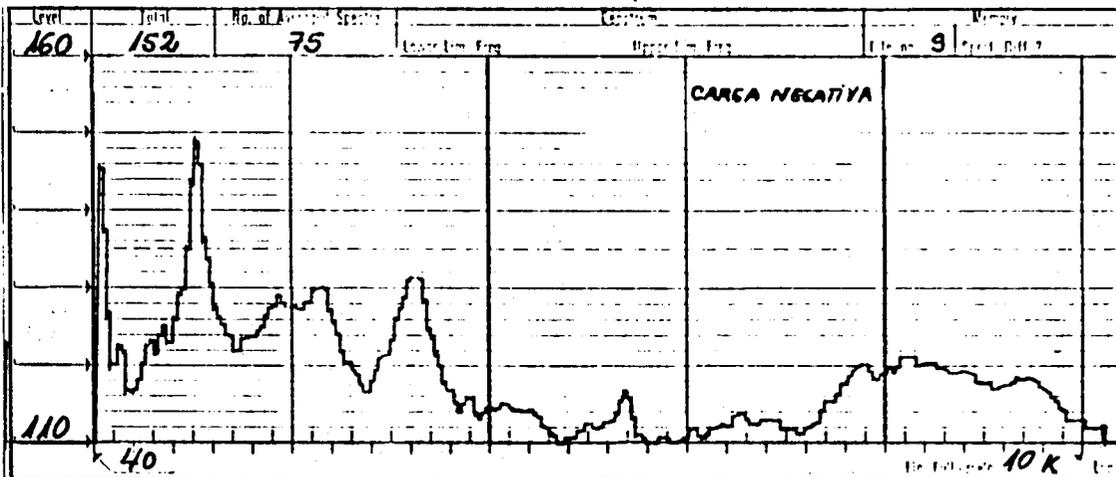
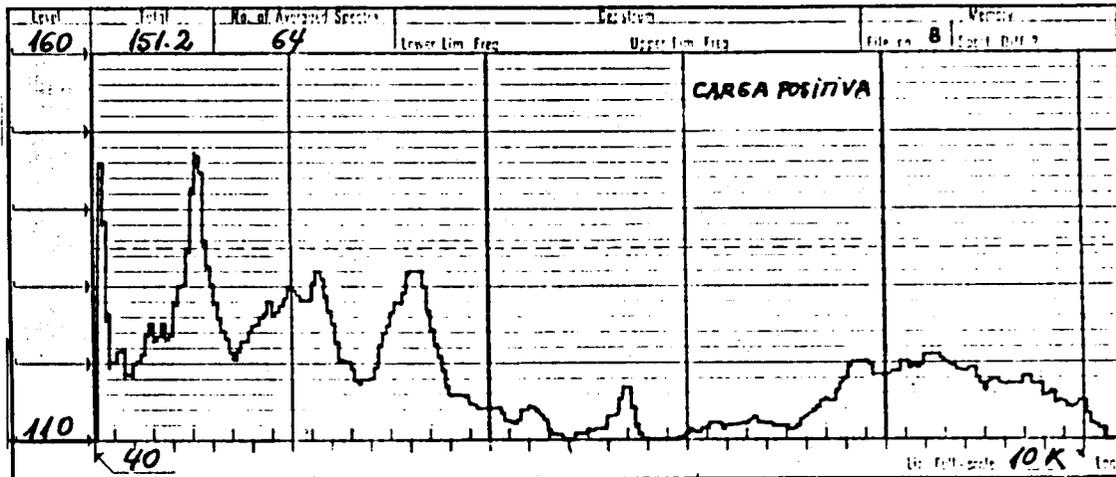




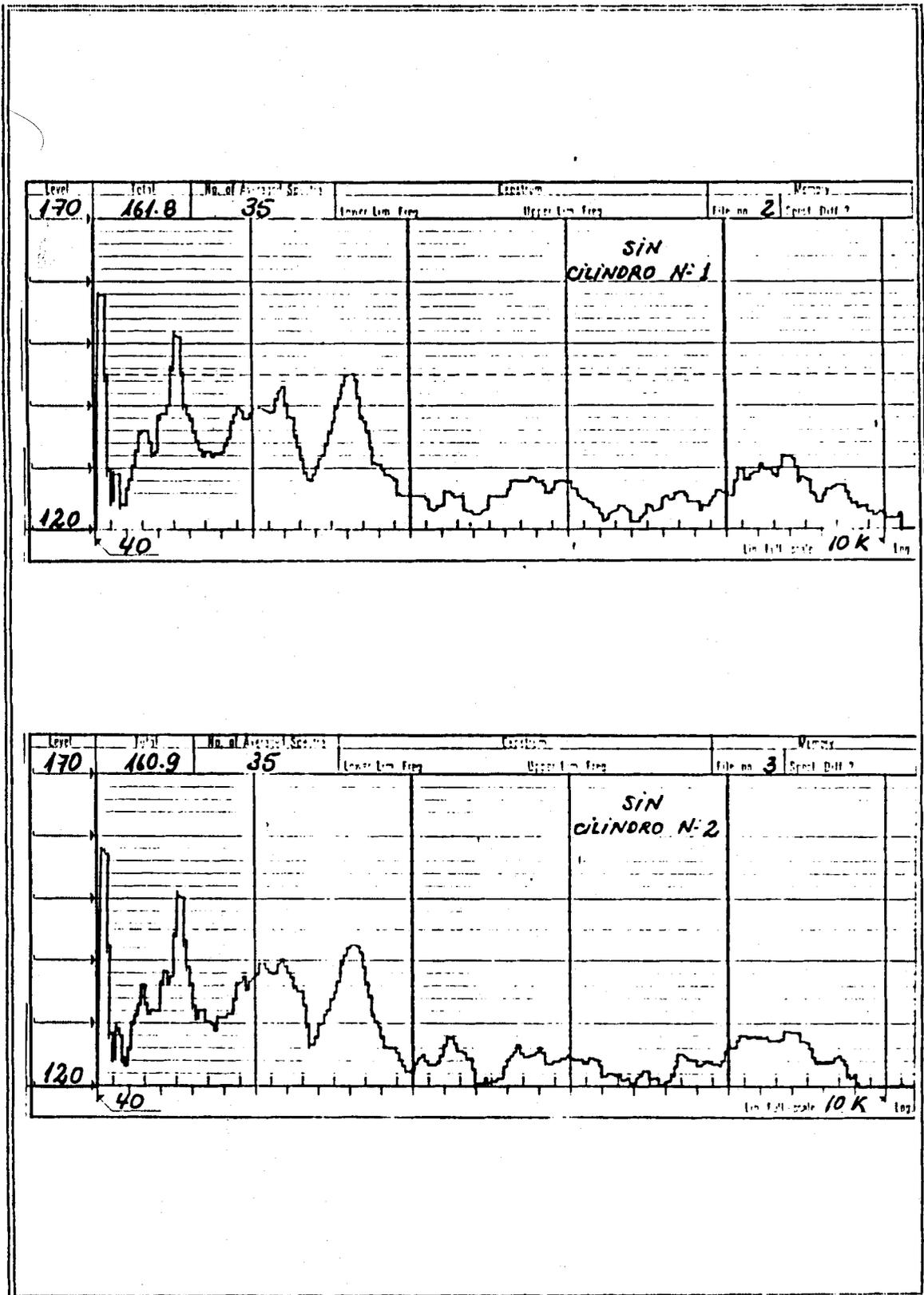
3. MOTOR CON EL ENCENDIDO FUERA DEL PUNTO OPTIMO.

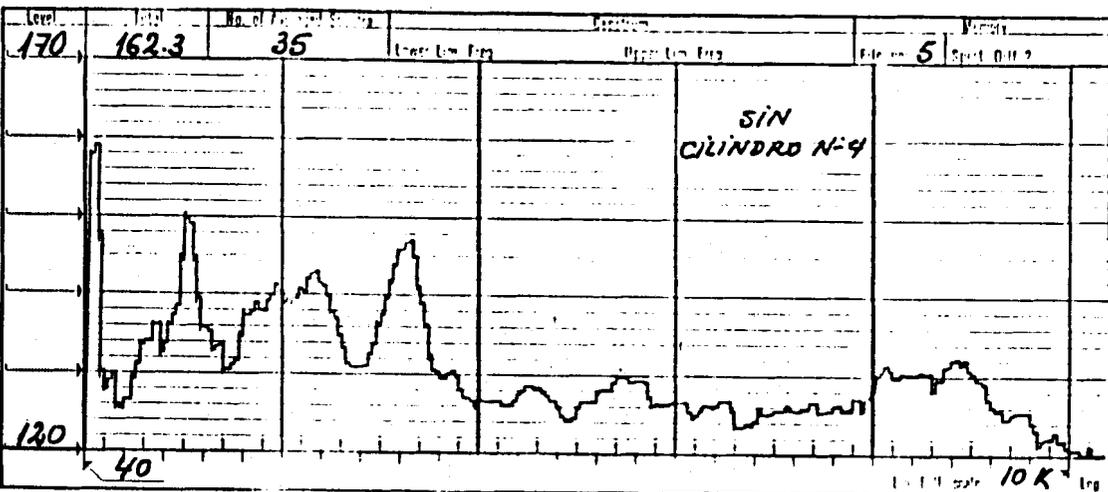
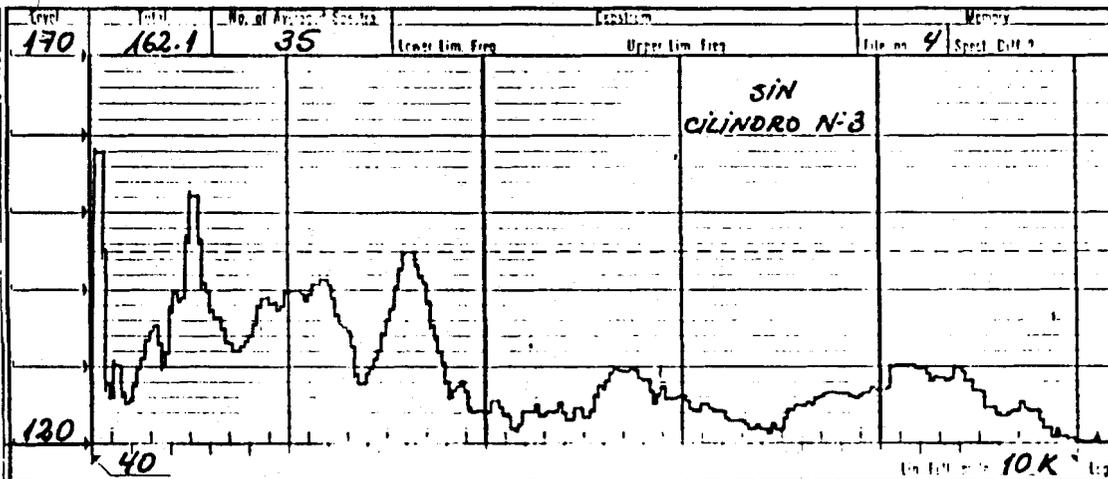


4. MOTOR CON PROBLEMAS DE CARGA EN EL CARBURADOR.

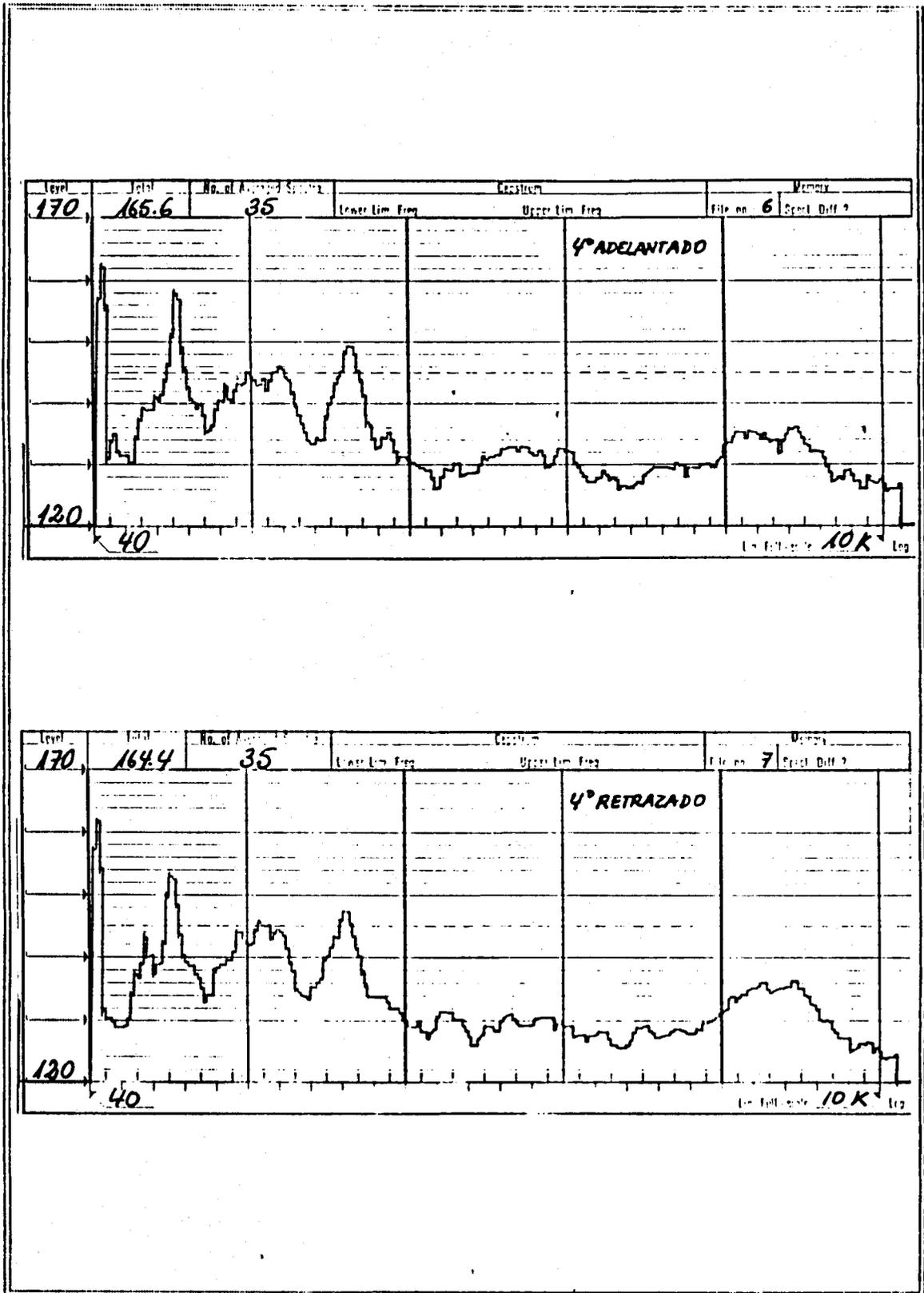


2. MOTOR OPERANDO SIN UNO DE SUS CILINDROS.

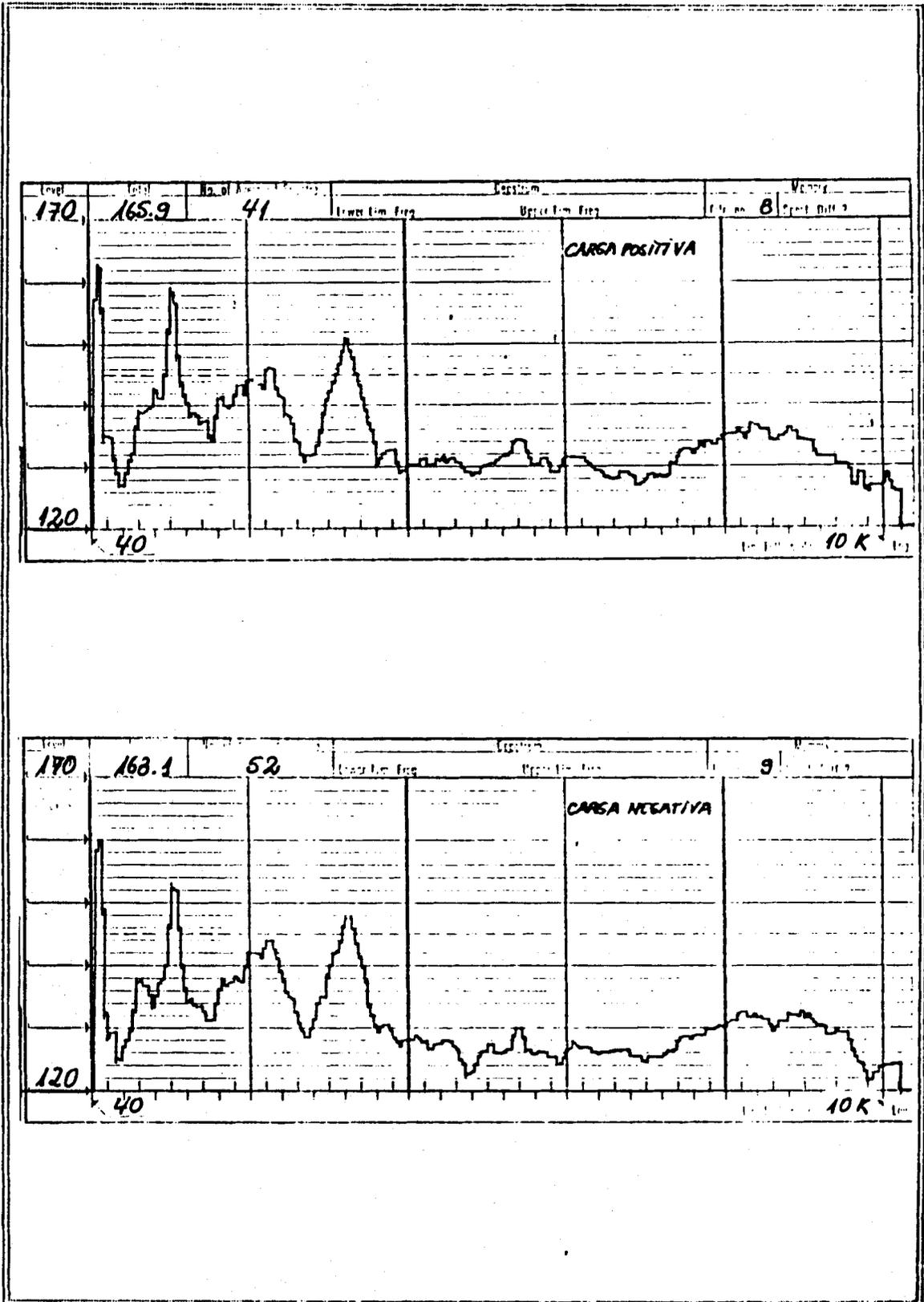




3. MOTOR CON EL ENCENDIDO FUERA DEL PUNTO OPTIMO.

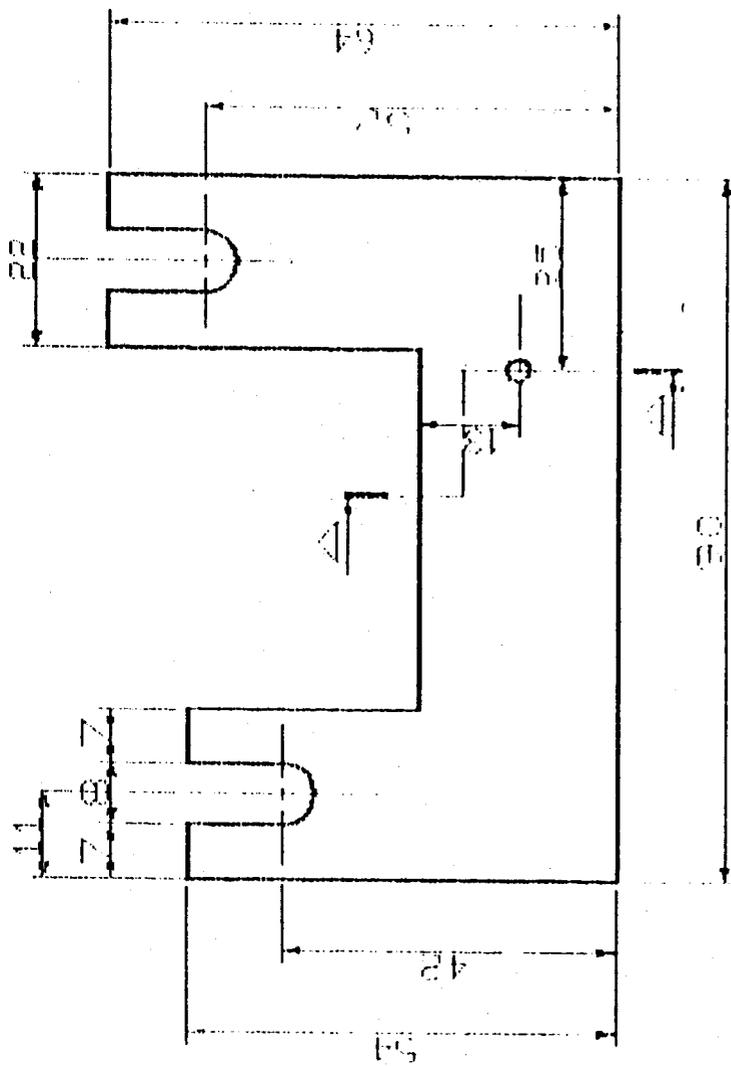


4. MOTOR CON PROBLEMAS DE CARGA EN EL CARBURADOR.

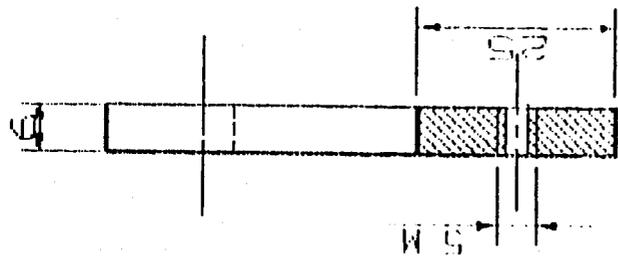


APENDICE D

DIBUJOS



Corte A-A



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA CENTRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO		MATERIAL DE APOIO	
CENTRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA			
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA CENTRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO		ESPOL	

B I B L I O G R A F I A

- 1.- J.P. DEN HARTOG, "Mecánica de las Vibraciones" (4a. ed., Mexico: C.E.C.S.A., Mexico, 1976),. Págs. (228-242).
- 2.- COLLACOT,R.A.," Vibration Monitoring and Diagnosis", Healstead Press- Wiley (USA) George Godwin Ltd (UK) 1979,. Págs. (21-25).
- 3.- EDUARDO ORCES,"Mantenimiento Preventivo: Análisis de Vibraciones". (Guayaquil, Ecuador : Espol,1985)., Págs. (16-17)-(62-67).
- 4.- SAM HADDAD AND NEIL WATSON,"Principles and Perfomance in Diesel Engineering" (Healstead Press, Wiley (USA), Ellis Horwood Serias Engineering Science Ltd (UK)., 1985,. Págs. (261-266).
- 5.- WILLIAM T. THOMSON,"Vibration Theory and Applications" Prentice Hall International, Inc., London (Englewood Cliffs, N.J., 1965),. Págs. (190-194).

- 6.- HAMILTON H. MABIE, FRED W. DCVIRK, "Mecanismos y Dinámica de Maquinaria", Editorial LIMUSA, S.A. de C.V., (Mexico 1, D.F., 1985), Págs. (41-42)-(469-471)
- 7.- DANTE GIACOSA, "Motores Endotermicos". (Guayaquil, Ecuador: ESPOL, 1986), Págs. (209-219)
- 8.- BRÜEL & KRAER, "Instruction Manual: Vibration Analyzer Type 2515" ; May 1986.
- 9.- BRÜEL & KAER; "Field Guide: Vibration Analyzer Type 2515"; May 1986.
- 10.- J.P. HOLMAN, "Metodos Experimentales para Ingenieros"; McGraw-Hill de Mexico, S. A de C.V (Mexico, D.F, 1977) Págs. (34-40)-(374).
- 11.- J. TRAMPE B; "Mechanical Vibration and Shock Measurements"; 2nd Edition ; Denmark: Brüel & Kjaer, 1984; Págs. (104, 108, 111, 122-125)
- 12.- CATERPILLAR, "Special Instruction", Form SEHS7914, USA, February, 1982.