

22/82

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

HOUARI BOUMEDIENNE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

2 ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER



DEPARTEMENT GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

RECHERCHE PAR SIGNAUX
VIBRATOIRES DE LA LIMITE DE
FONCTIONNEMENT NON STATIONNAIRE
D'UN VENTILATEUR RADIAL

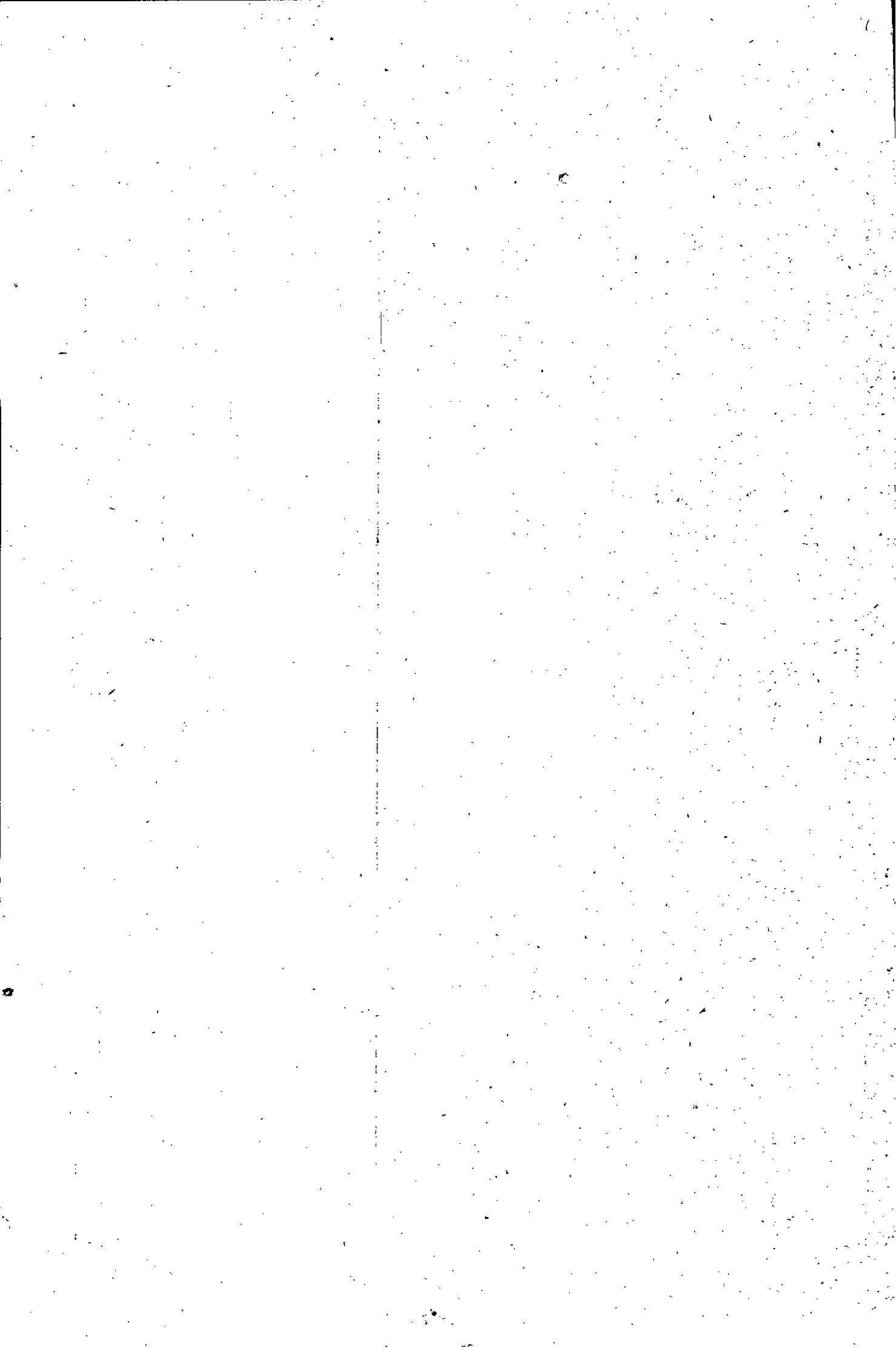
Proposé et suivi par :

Mr W. KUROWSKI

Etudié par :

Mr M. MOUACI

Promotion Juin 1982



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

»O«

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

HOÛARI BOUMÉDIENNE
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

»O«

DEPARTEMENT GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

RECHERCHE PAR SIGNAUX
VIBRATOIRES DE LA LIMITE DE
FONCTIONNEMENT NON STATIONNAIRE
D'UN VENTILATEUR RADIAL

Proposé et suivi par :

Mr W. KUROWSKI

Etudié par :

Mr M. MOUACI

Promotion Juin 1982

REMERCIEMENTS

Je remercie M^r KUROWSKI
pour m'avoir aidé et suivi
durant l'élaboration de ce
travail ainsi que M^r WERNER
pour ses conseils très utiles
sans oublier naturellement tous
mes anciens professeurs .

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE I	INTRODUCTION	1
CHAPITRE II	AERODYNAMIQUE DU VENTILATEUR	3
	2.1 Concepts fondamentaux.	3
	2.1.1 Viscosité.	
	2.1.2 Couche limite.	
	2.1.3 Ecoulement laminaire.	
	2.1.4 Ecoulement turbulent.	
	2.1.5 Nombre de Reynolds.	
	2.2 Processus aérodynamique.	4
	2.3 Ecoulement autour de l'aile.	7
	2.4 Cas de l'oube.	10
CHAPITRE III	PROCESSUS DYNAMIQUE.	11
CHAPITRE IV	ESSAIS	13
	4.1 Description.	13
	4.2 Description du ventilateur.	15
	4.3 Formules relatives au ventilateur centrifuge	17
CHAPITRE V	METHODE DIAGNOSTIQUE DE MESURES.	26
	5.1 Principe de mesure.	26
	5.2 Points de mesures.	26
	5.3 Grandeurs mesurées.	26
	5.4 Endroit de mesures.	27
	5.5 Description des appareils de mesures.	28
	5.6 Mesures	29
	5.7 Paramètres de mesures.	30
CHAPITRE VI	INTERPRETATION.	54
	6.1 Analyse des signaux.	54
	6.2 Planimétrage.	55
CHAPITRE VII	TRAIÈMENTS DES RESULTATS DE MESURES.	60
	7.1 Principes.	60
	7.2 Résultats.	61
CHAPITRE VIII	CONCLUSION.	66

CH. I INTRODUCTION

Le but de cette étude est la détermination de la transformation de l'écoulement quasi-laminaire, caractérisé par de faibles tourbillons, et turbulent du ventilateur centrifuge existant au département de génie mécanique en utilisant une méthode indirecte.

Il existe une zone transitoire entre l'écoulement quasi-stationnaire et non stationnaire sur le diagramme : pression - débit. Elle est déterminée par calcul lors de la construction du ventilateur mais nous savons qu'il existe toujours un écart entre le calcul en projet et le fonctionnement réel de la machine.

Le but recherché dans l'exploitation d'un ventilateur est d'obtenir une pression et un rendement imposés. Il est important de disposer d'une méthode qui permet de déterminer les limites d'application pour un ventilateur fonctionnant à son régime nominal.

Les turbomachines sont le siège de phénomènes physiques et on sait qu'il existe une interdépendance entre le processus d'écoulement et les excitations mécaniques. Il est très difficile d'observer l'écoulement et de faire une quelconque mesure directement. Cependant il est possible de tirer des conclusions en nous basant sur l'interdépendance mentionnée.

L'expérience sur le diagnostic des machines a permis de constater que les informations contenues dans les signaux de vibrations permettent certaines conclusions quant à la marche de celle-ci. Ces signaux peuvent être captés en cours d'exploitation.

La méthode dont on parle est basée sur la possibilité d'utilisation des signaux de vibrations pour obtenir des informations sur le mode de fonctionnement du ventilateur pour le but discuté. Les signaux d'informations doivent être choisis et traités pour permettre d'estimer les propriétés réelles de l'écoulement de l'air dans le ventilateur testé.

La connaissance des phénomènes physiques et de leur interdépendance permet de supposer que les vibrations sont une bonne source d'informations et nous aide à établir cette méthode. Cette méthode est nouvelle sur le niveau des connaissances actuelles et se doit d'être vérifiée.

2

Pour ce faire, il faut parallèlement effectuer des mesures justes de la zone intermédiaire séparant les deux modes d'écoulement cités. Les résultats obtenus sur le banc-d'essai laboratoire peuvent être supposés exactes. Ils serviront de base d'appréciation de la méthode proposée.

CH. II AERODYNAMIQUE DU VENTILATEUR

2.1 Concepts fondamentaux :

2.1.1 Viscosité : On admet que les fluides sont doués d'une propriété connue sous le nom de viscosité ou frottement interne, elle constitue une résistance à la déformation ou bien glissement relatif de ses couches.

La viscosité est une propriété inverse de la fluidité.

On définit deux coefficients de viscosité : l'un appelé coefficient de viscosité cinématique ν , l'autre appelé coefficient de viscosité dynamique μ reliés tous les deux par la relation :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \rho : \text{masse volumique du fluide considéré.}$$

Unités

$$\mu : [\text{kg.s/m}^2] ;$$

$$\nu : [\text{m}^2/\text{s}] ;$$

$$\rho : [\text{kg/m}^3] .$$

2.1.2 Couche limite : Les parois des solides présentent des irrégularités et les particules de fluide prennent la vitesse de la paroi. Il existe au voisinage des parois une couche de fluide, très mince où la vitesse passe de manière parabolique de 0 à V : c'est la couche limite.

2.1.3 Ecoulement laminaire : dans cet écoulement les particules de fluide se déplacent de manière ordonné. On peut l'observer pour les faibles vitesses. La pression et la vitesse restent constantes et les filets de fluide parallèles. L'écoulement laminaire est ordonné et permanent. En pratique industrielle, on peut observer tout ou plus les écoulements quasi-laminaires.

2.1.4 Ecoulement turbulent : le mouvement des particules de fluide est totalement désordonné. La vitesse et la pression varie en chaque point de fluide. Dans cet écoulement turbulent les lignes de courant ne sont pas déterminées.

2.1.5 Nombre de Reynolds : le changement de régime d'écoulement dans une conduite se produit à une vitesse bien déterminée appelée : vitesse critique V_{cr} .

A cette vitesse correspond une constante universelle sans dimension appelé nombre de Reynolds critique Re_{cr} reliés par la relation :

$$Re_{cr} = \frac{v_{ca} \cdot d}{\nu}$$

Ce nombre est calculé à l'aide de la formule $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$

v : vitesse d'écoulement du fluide en $[m/s]$;

d : diamètre de conduite en $[m]$;

ν : viscosité cinématique en $[m^2/s]$;

Le nombre de Reynolds distingue la nature des écoulements laminaire et turbulent :

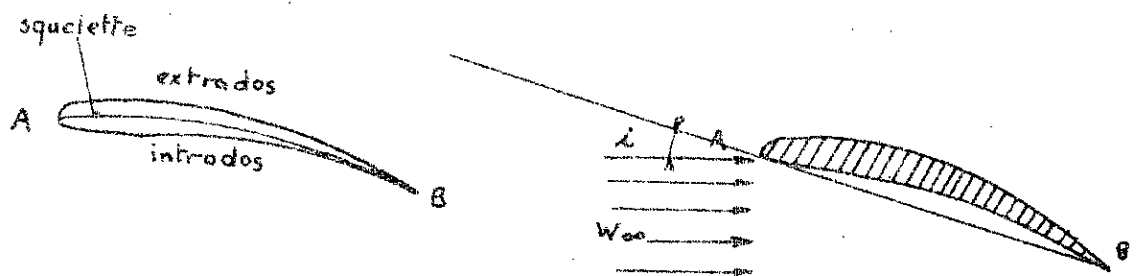
$Re < Re_{cr}$ écoulement laminaire .

$Re > Re_{cr}$ écoulement turbulent .

2.2 Processus aérodynamique

Une aube travaille comme une aile d'avion, son travail dépend du nombre de Reynolds et de l'incidence .

2.2.1 Définitions relatives à une aile d'avion :



A : bord d'attaque ;

B : bord de fuite ;

AB : corde ;

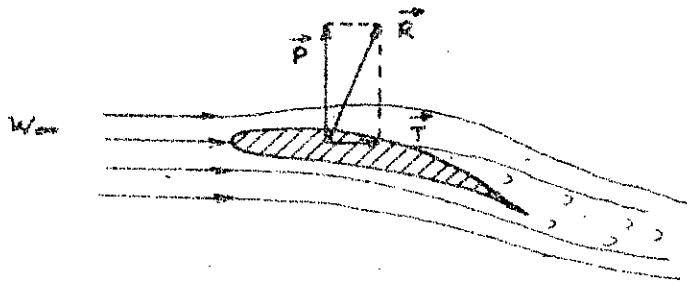
l : longueur de corde ;

e : épaisseur maximale ;

$\frac{e}{l}$: épaisseur relative ;

i : angle d'incidence ; angle formé par la corde et la vitesse d'écoulement du fluide W_{∞} .

Une aile qui se déplace dans un courant de fluide à une vitesse w_{∞} et une incidence i est soumise à deux forces : l'une perpendiculaire à w_{∞} appelée portance P et l'autre parallèle à w_{∞} appelée traînée T .



L'extrados est en dépression et l'intrados en surpression. Les forces appliquées sur l'aile font apparaître un moment M .

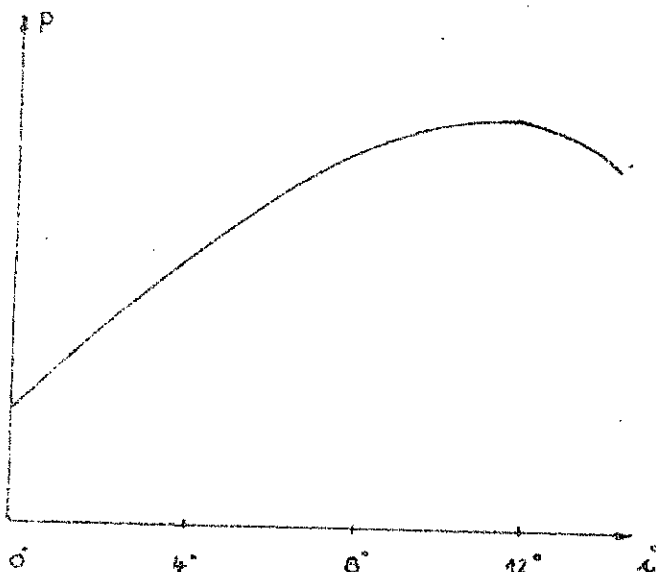
Les coefficients : C_x de traînée, C_z de portance, C_m de moment sont des nombres sans dimension et dépendent du nombre de Reynolds et de l'incidence i .

On définit le maître-couple par : $S = L \times l$ L envergure de l'aile
 l corde

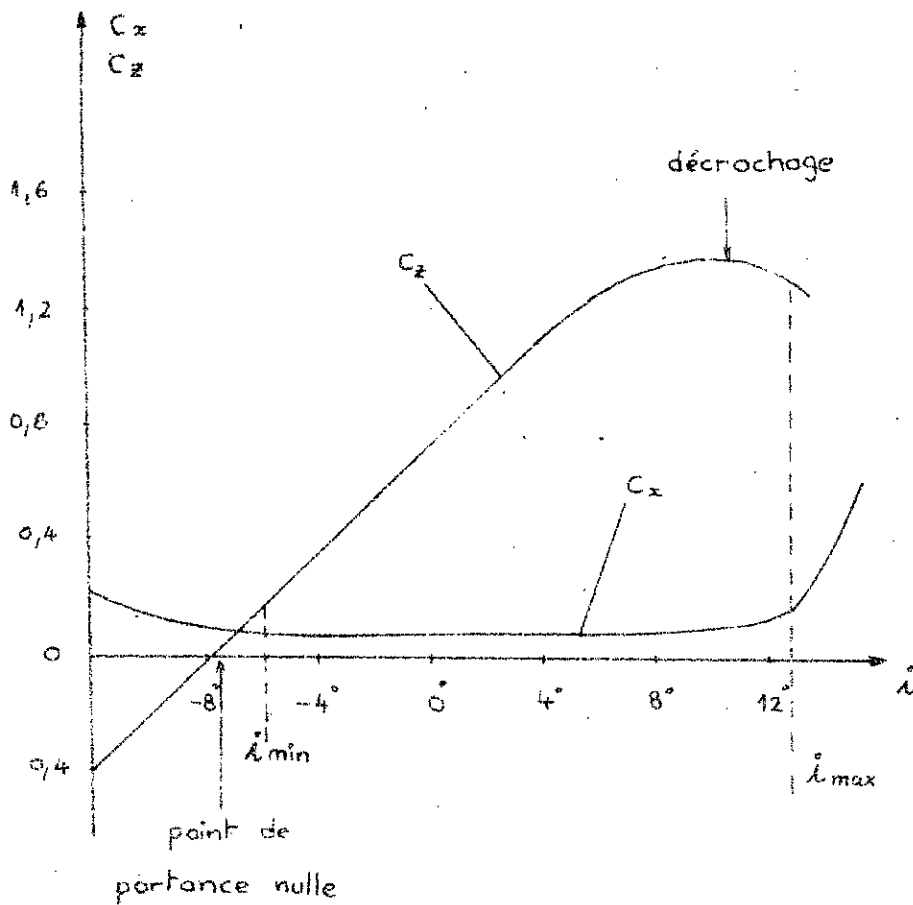
$$T = C_x \cdot l \cdot L \cdot \rho \frac{w_{\infty}^2}{2} ;$$

$$P = C_z \cdot l \cdot L \cdot \rho \frac{w_{\infty}^2}{2} ;$$

$$M = C_m \cdot l^2 \cdot L \cdot \rho \frac{w_{\infty}^2}{2} ; \quad \text{où } \rho \text{ est la masse volumique du fluide.}$$



Variation de la portance en fonction de l'incidence i ($i > 0$).



La vitesse v_a est constante, on fait croître l'angle d'incidence i , la circulation autour de l'aile augmente en même temps que C_z jusqu'à une valeur maximale obtenue pour une incidence critique $i_{critique}$ comprise habituellement entre 10° et 15° . A ce moment, la portance de l'aile est maximale. Si i continue de croître, un décollement apparaît sur l'extrados et un sillage se forme derrière l'aile, la portance et C_z diminuent tandis que la traînée augmente fortement. On dit à ce moment que l'aile est en décrochage.

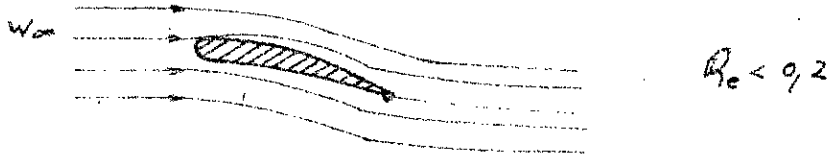
Dans le cas de notre ventilateur en fonctionnement nous sommes dans le domaine de l'angle i correspondant aux valeurs minimales de C_x . Le débit du ventilateur est déterminé par le facteur C_z qui, peut être adopté pour obtenir un débit exigé par la variation de la fréquence de rotation. Ceci influence directement pour le changement de l'incidence i . L'angle i doit être adopté de manière à avoir C_x dans l'intervalle $[i_{min}; i_{max}]$ représenté sur le diagramme.

Dans le domaine $i > i_{max}$ il y a une augmentation des pertes. Cette zone est défavorable au fonctionnement du ventilateur donc à éviter pendant l'exploitation.

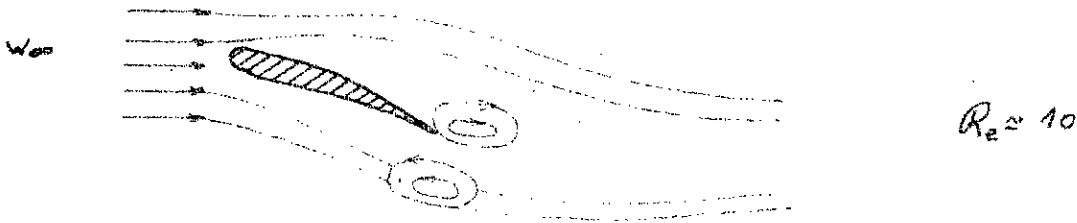
2.3 Écoulement autour de l'aile :

L'écoulement est purement visqueux pour les très petites de Re ($Re < 0,2$).

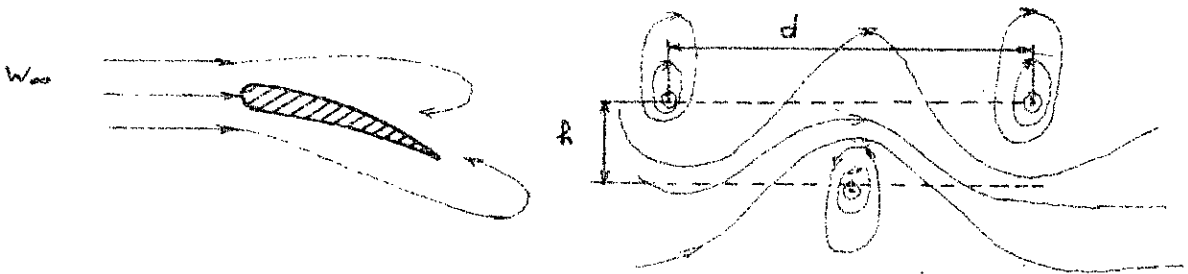
Il n'existe pas de décollement de la couche limite.



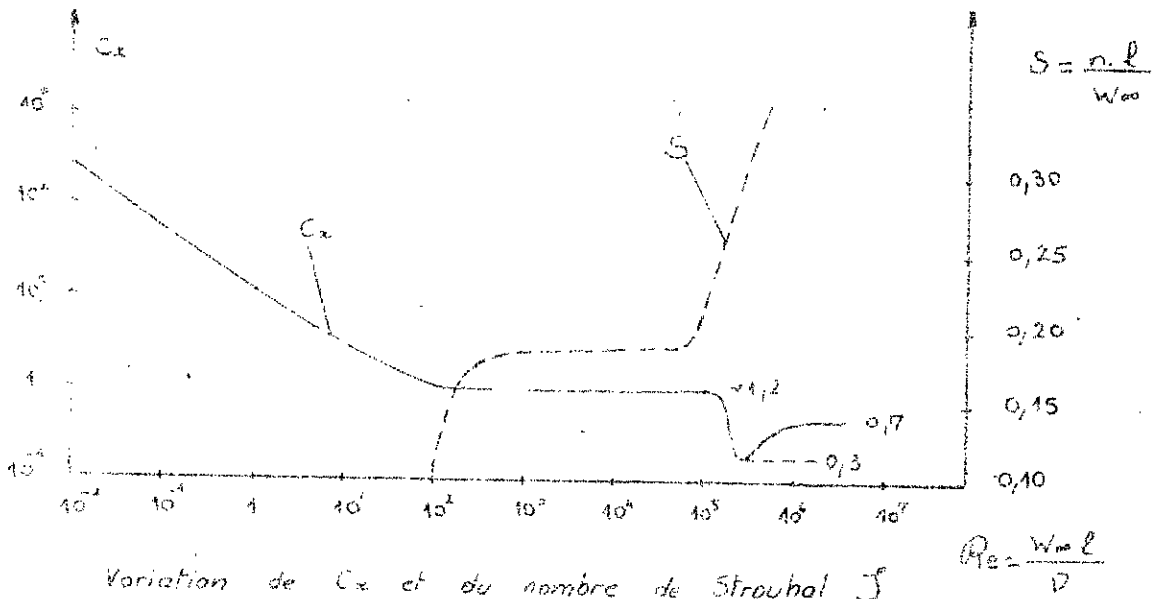
Dans l'intervalle ($0,2 < Re < 1$) il apparaît derrière l'aile deux tourbillons cylindriques à par des génératrices de décollement. Les mêmes tourbillons augmentent et finissent par occuper la face aval de l'aile vers ($Re \approx 10$).



A partir de ($30 < Re < 60$) les tourbillons commencent à se détacher l'un après l'autre en formant des tourbillons alternés, formation de tourbillons successifs égaux mais de sens contraires.



si Re continue à augmenter, les tourbillons se détachent aussitôt formés et la régularité tourbillonnaire disparaît peu à peu. Pour une valeur $Re = 1000$, la partie aval de l'aile est occupée par une zone de sillage qui varie de manière irrégulière en même temps que C_x qui reste voisin de 1,2. Pour la valeur Re comprise entre 10^5 et 10^6 , le sillage diminue rapidement, C_x décroît jusqu'à 0,3, puis croît lentement jusqu'à un palier 0,7 pour les valeurs $Re \geq 3,5 \cdot 10^6$.



Variation de C_x et du nombre de Strouhal S
avec le nombre de Reynolds Re .

Suivant la valeur du nombre de Reynolds on peut distinguer quatre domaines :

- Domaine symétrique $Re < 40$, pas d'oscillations.
- Domaine régulier $50 < Re < 140$ le mvt est laminaire dans les tourbillons.
- Domaine irrégulier $300 < Re < 2 \cdot 10^5$. Contient la plupart des cas pratiques. la zone de sillage contient une énergie considérable. le tourbillon quittant l'aile est laminaire mais devient aussitôt turbulent.
- Domaine critique $Re = 3 \cdot 10^5$ et au-delà.
le sillage devient turbulent à sa naissance, aucune observation de tourbillon défini.

Note : l'énergie se dissipe principalement dans la couche limite.
si cette énergie est en excès il se forme des tourbillons, l'excédent se dissipe dans le tourbillon. Cette croissance ne peut être indéfinie et à partir d'un certain moment le tourbillon se détache naturellement.

Conditions de détachement des tourbillons

Il existe une seule configuration tourbillonnaire stable (tourbillons alternés non symétriques) pour laquelle le rapport S est égal à 0,21 et vient à peu près ce que l'on observe dans

la réalité. la vitesse v de translation des tourbillons est inférieure à w_∞ et leur fréquence de détachement $n = \frac{w_\infty - v}{d}$ liée au nombre de Reynolds $\frac{n \cdot l}{w_\infty} = f(Re)$.

L'expression $S = \frac{n \cdot l}{w_\infty}$ sans dimension s'appelle nombre de Strouhal. On remarque que sa valeur est pratiquement constante et égale à 0,19 dans le domaine $500 < Re < 200\,000$.

Les tourbillons peuvent se déplacer et provoquer sur l'aube une force variant périodiquement dans un sens perpendiculaire à celui du tourbillon. Cette force s'exprime sous la forme :

$$F_K = \left[C_K \cdot \rho \frac{[w_\infty]^2}{2} \cdot A \right] \sin \omega t$$

F_K : force de Von KARMAN

C_K : coefficient de proportionnalité ($C_K = 1$ pour $10^2 < Re < 10^7$)

A :

ω :

Le qui nous intéresse dans ces considérations est la force pulsatoire qui s'exerce sur l'aube et qui cause les vibrations forcées des pièces mécaniques du ventilateur en fonctionnement.

Les vibrations servent de base d'information et d'appréciation au mode d'écoulement de l'air autour des aubes.

2.4 Cas de l'aube.

L'alimentation en air du ventilateur se fait par le collecteur d'admission. La dépression créée par la roue fait que l'air arrive droit sur la roue. La forme des canaux aménagés sur la roue fait que l'air est chassé radialement comme l'indique la figure 1.

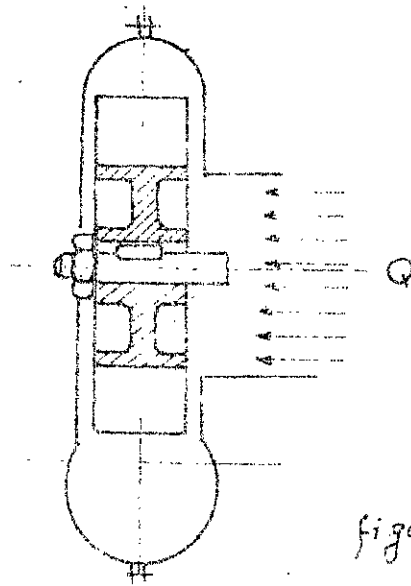


figure: 1

Le débit est contrôlé par l'étranglement simulé par les disques interchangeables de différents diamètres. A chaque valeur de débit il correspond une valeur de vitesse radiale V_r directement proportionnelle au débit.

Les aubes en mouvement ont une certaine vitesse tangentielle $u = \omega \cdot r$ à laquelle nous imposons une valeur constante ($n = \text{cte}$). A ce moment il nous est possible d'analyser l'écoulement de l'air autour de l'aube. La fig 2 représente trois cas d'écoulement a, b, c conformément pour $\varphi_1 > \varphi_2 > \varphi_3$. Nous avons donc $V_{r1} > V_{r2} > V_{r3}$.

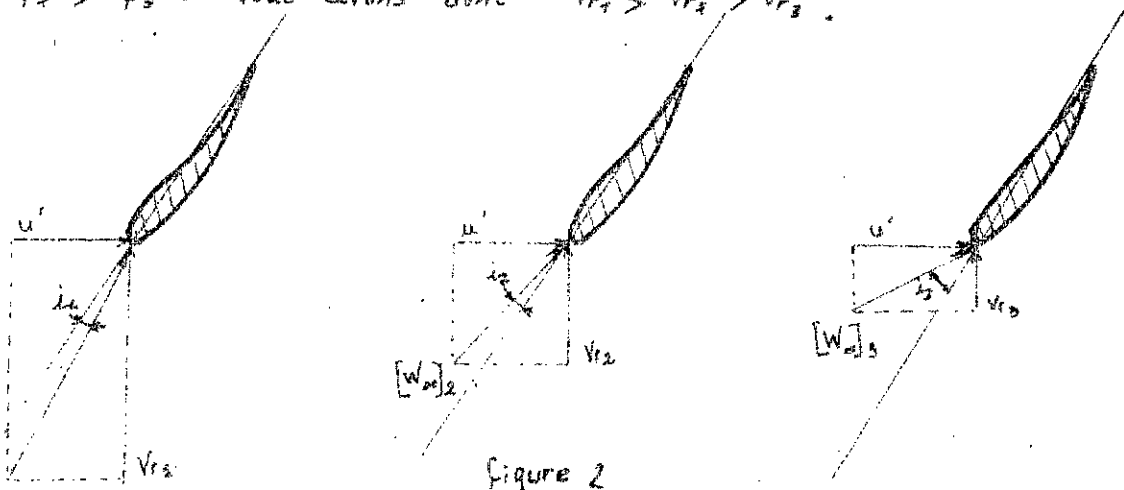


figure 2

CH. III PROCESSUS DYNAMIQUE

Les excitations du ventilateur sont dues aux :

- forces mécaniques ,
- forces aérodynamiques .

Les forces mécaniques sont générées par le processus mécanique de fonctionnement du ventilateur , elles comprennent les forces d'inertie des pièces tournantes , les forces dues au déséquilibre des masses en rotation , les réactions des paliers et le frottement ... etc

Toutes ces forces sont un facteur déterminant pour les propriétés mécaniques de la machine et provoquent inévitablement des vibrations .

Les forces aérodynamiques sont produites par l'écoulement de l'air à travers les obstacles qui sont dans notre cas les aubes de la roue . La nature de la couche autour des ailettes , les tourbillons de Von KARMAN sont aussi à l'origine de ces forces .

Les phénomènes de ces forces sont à caractère pulsatoire et créent sur les organes mécaniques du ventilateur des vibrations .

Finalement nous pouvons dire que les vibrations de notre ventilateur en exploitation résultent des excitations mécaniques ainsi que celles aérodynamique .

Le ventilateur considéré peut-être assimilé à une structure mécanique vibrante possédant une masse , un amortissement et une élasticité . La structure sera sujette à des forces d'excitation .

Prenons M, C, K respectivement les matrices de masse , de l'amortissement et de l'élasticité ; \ddot{q}, \dot{q}, q les matrices-colonnes représentant les coordonnées généralisées et leurs dérivées par rapport au temps .

Le modèle dynamique d'un système aux masses concentrées peut s'écrire alors sous la forme d'une équation différentielle du second ordre :

$$M \ddot{q} + C \dot{q} + K q = P(t)$$

ou $P(t)$ représente l'ensemble des forces d'excitation mécaniques et aérodynamiques :

On voit que les accélérations \ddot{q} , les vitesses \dot{q} et les déplacements q des masses du système seront une représentation de ces forces. $P(t)$ est la résultante des excitations mécaniques $P_m(t)$ et celles aérodynamiques $P_a(t)$ et l'équation peut s'écrire à ce moment sous la forme suivante :

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = P_m(t) + P_a(t) .$$

La résolution de ce modèle mathématique représenté par le système d'équations différentielles dont on parle est très difficile et cela n'est pas nécessaire pour le dessein que nous nous sommes fixé. Par contre les équations montrent que les vibrations sont une représentation, ou meilleur, une transformation des forces d'excitation parmi lesquelles les forces aérodynamiques jouent un grand rôle.

Ceci nous sert de base pour préparer une méthode diagnostique qui permet d'apprécier l'écoulement de l'air en servant des signaux de vibrations.

Les vibrations mesurées représentent les excitations mécaniques et aérodynamiques en même temps. L'analyse de ces signaux devrait donner des solutions au problème posé sans la connaissance exacte de $P_m(t)$ et de $P_a(t)$.

CHII ESSAIS

4.1 Description

L'installation comprend un ventilateur centrifuge (RATEAU VP 2 35) entraîné par un moteur à courant continu à excitation séparée.

Le moteur (dynamo-frein) est alimenté par un groupe (WARD LEONARD) et le changement de la vitesse relative s'effectue par variation de l'excitation de la génératrice et du moteur.

Le moteur est monté sur une balance (TRAYVOUX) afin d'assurer la mesure du couple. La vitesse est mesurée périodiquement à l'aide d'un tachymètre. Le ventilateur est connecté avec la gaine d'admission et celle de refoulement. Dans la gaine d'admission est placée une tuyère Venturi avec un tube en U (TU-1) pour mesurer la pression $P_0 - P_1$.

Un tube de PITOT dans le canal de sortie du ventilateur permet à l'aide d'un tube en U (TU-2) de mesurer la pression d'arrêt P .

En aval se trouve un diffuseur terminé par un caisson, son échappement se fait par des diaphragmes minces interchangeables.

La surpression dans le caisson est mesurée par un tube en U (TU-3). Nous disposons de 11 diaphragmes dont les diamètres sont :

$$\phi [\text{mm}] = 220, 200, 180, 160, 132, 100, 64, 50, 40, 32, 20 \text{ et } 0.$$

Nous avons opéré à un changement des disques dans le but d'avoir un changement de débit. Quand le débit varie, la vitesse radiale V_r change et par conséquent les valeurs de l'angle d'incidence i aussi.

Le schéma du banc d'essai est représenté sur la figure 3.

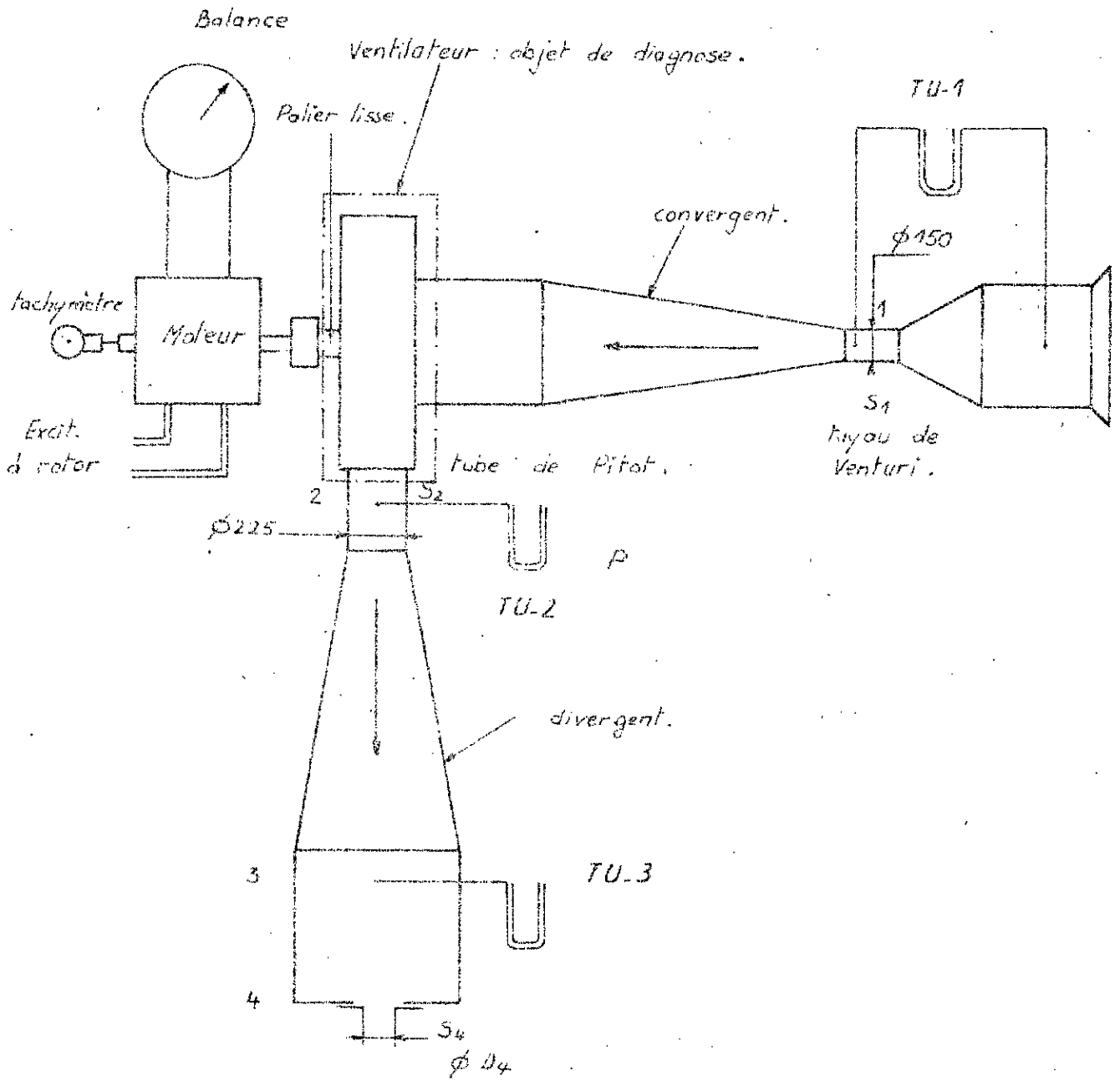


Figure 3

4.2 Description du ventilateur

Le ventilateur testé comprend :

- un tambour à 32 palettes ;
- une bache spirale ;
- un diffuseur ;

la vue schématique du ventilateur est représentée sur la figure 4 :

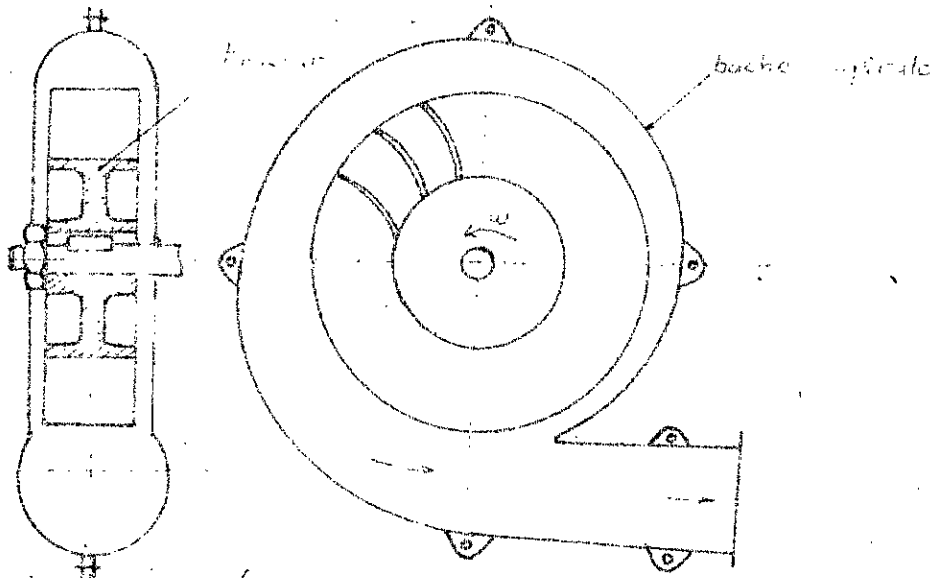
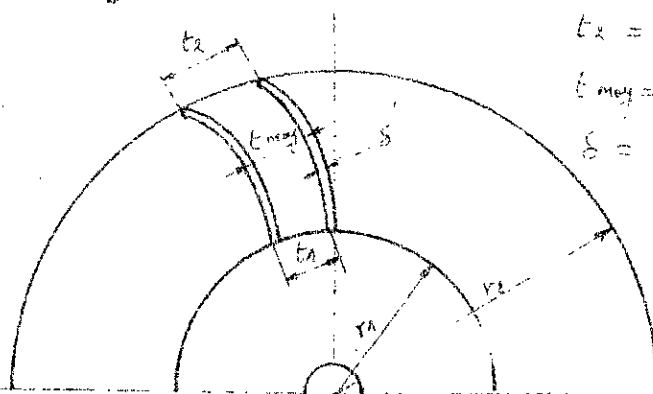


fig: 4

Tambour :

Le tambour (fig) dont le nombre de palettes $Z=32$ est construit en alliage léger. Il est à aubage avant $[\beta_2 > \frac{\pi}{2}]$. L'aubage avant donne une grande pression par rapport aux autres types d'aubages. La vitesse absolue est plus grande et nous avons pour les β_2 grands la formation de tourbillons et des pertes à l'écoulement, ceci provoque une baisse de rendement et provoque des excitations aérodynamiques.

Les dimensions principales :



$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 2 \text{ mm}$$

$$t_{\text{moy}} = 25 \text{ mm}$$

$$\delta = 3 \text{ mm}$$

$$r_1 = 105 \text{ mm}$$

$$r_2 = 150 \text{ mm}$$

$$b = 112 \text{ mm}$$

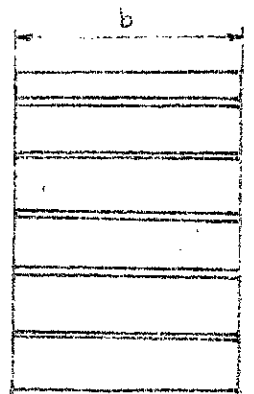


fig: 5

baie spirale :

Elle est constituée de deux éléments assemblés par boulons.

Les dimensions principales de la baie spirale sont les suivantes :

$$R_{\min} = 225 \text{ mm}$$

$$R_{\max} = 320 \text{ mm}$$

Le schéma est représenté sur la figure 6.

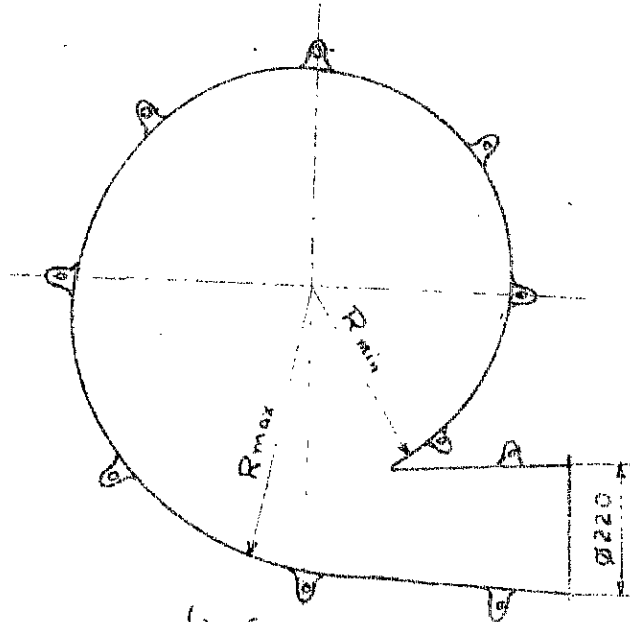


fig: 6

diffuseur : figure 7

dimensions principales :

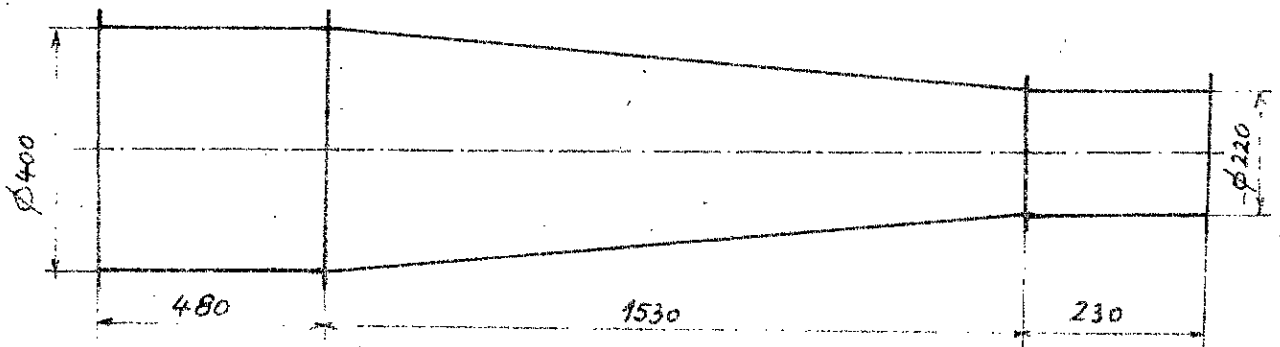


fig: 7

4.3 Formules relatives au ventilateur centrifuge.

$$\text{Débit : } Q[\text{m}^3/\text{s}] = 0,07083 \sqrt{(\Delta R)_{TU-1} [\text{mm}]}$$

$$\text{Pression : } P[\text{N/m}^2] = 9,8 (\Delta R)_{TU-2} [\text{mm}]$$

$$\text{Couple : } C[\text{N.m}] = 7,8 \cdot C' [\text{kg.m}]$$

$$\text{Puissance d'entraînement : } N_{\text{entr}}[\text{W}] = \frac{2\pi n \cdot C}{60} = 0,10472 C$$

$$\text{Puissance recueillie : } N[\text{W}] = Q[\text{m}^3/\text{s}] \cdot P[\text{N/m}^2]$$

$$\text{Rendement du ventilateur : } \eta = \frac{N}{N_{\text{entr}}}$$

$$\text{Coefficient de débit : } \gamma = \frac{0,00225}{D_4^2 [\text{mm}]} \sqrt{\frac{(\Delta R)_{TU-1} [\text{mm}]}{(\Delta R)_{TU-3} [\text{mm}]}}$$

En profitant du banc d'essai décrit, on a effectué les mesures justes des caractéristiques : pression - débit et rendement - débit représentés sur les diagrammes 1 et 2. Les résultats sont indiqués sur les tableaux : I à V pour les fréquences de rotation $n = [1000; 1200; 1400; 1600; 1800] \text{ min}^{-1}$. Certaines valeurs ont été supprimées des tableaux en raison de leur invraisemblance car les mesures prises avec les tubes en U ne donnent pas une grande précision sur les petits débits.

ϕ	Q	P	C	N_{ent}	N	η	Q/n	P/n^2	ρ
[m]	[m ³ /s]	[N/m ²]	[N.m]	[W]	[W]	—	—	—	—
0,22	0,4958	255,8	3,354	351,23	102,04	0,2905	0,0297	0,7409	0,7276
0,20	0,4423	294,0	3,042	318,56	130,04	0,4082	0,0265	1,0584	0,7026
0,18	0,3542	254,8	2,418	253,21	90,25	0,3564	0,0213	0,9173	0,6944
0,16	0,2920	245,0	2,028	212,37	74,40	0,3503	0,0175	0,9173	0,7248
0,132	0,2125	186,2	1,638	171,53	52,06	0,3035	0,0128	0,8820	0,8078
0,100	0,1417	186,2	1,326	138,86	26,38	0,1900	0,0085	0,6703	—
0,064	0,1002	186,2	1,092	114,35	18,66	0,1632	0,0060	0,6703	—
0,050	0,0708	186,2	1,092	114,35	13,18	0,1632	0,0042	0,6703	—
0,040	0,0708	186,2	1,092	114,35	13,18	0,1632	0,0042	0,6703	—
0,032	0,0708	186,2	1,053	110,27	13,18	0,1195	0,0042	0,6703	—
0,020	0,0708	186,2	1,014	106,19	13,18	0,1241	0,0042	0,6703	—
0,000	0,0708	186,2	1,014	106,19	13,18	0,1241	0,0042	0,6703	—

$n = 1000 \text{ min}^{-1}$

TABLEAU I

ϕ	Q	P	C	N_{ent}	N	η	Q/n	P/n^2	φ
[m]	[m ³ /s]	[N/m ²]	[N.m]	[W]	[W]	—	—	—	—
0,22	0,6010	313,6	4,524	568,50	188,47	0,3315	0,0301	0,7840	0,7085
0,20	0,5205	343,9	3,733	475,39	178,53	0,3755	0,0260	0,8575	0,7089
0,18	0,4250	372,4	3,042	382,27	158,27	0,3328	0,0213	0,9310	0,6944
0,16	0,3397	372,4	2,574	323,46	126,50	0,3311	0,0190	0,9310	0,7025
0,132	0,2349	343,0	2,028	254,85	89,57	0,3161	0,0147	0,8575	0,7239
0,100	0,1002	284,2	1,550	196,04	28,48	0,1453	0,0050	0,7105	0,5809
0,084	0,0708	284,2	1,3225	166,63	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—
0,050	0,0708	284,2	1,2480	156,83	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—
0,040	0,0708	284,2	1,2480	156,83	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—
0,032	0,0708	284,2	1,2480	156,83	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—
0,020	0,0708	284,2	1,2480	156,83	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—
0,000	0,0708	284,2	1,2480	156,83	20,12	0,1207	0,0035	0,7105	—

$n = 1200 \text{ min}^{-1}$

TABLEAU II

ϕ	Q	P	C	N_{ent}	N	η	Q/m	P/n^2	φ
[m]	[m ³ /s]	[N/m ²]	[N.m]	[W]	[W]	—	—	—	—
0,22	0,7188	441,0	5,928	869,09	316,99	0,3647	0,0308	0,8100	0,728
0,20	0,6093	480,2	5,148	754,74	299,59	0,3877	0,0261	0,8820	0,7134
0,18	0,4958	499,8	4,134	606,08	247,80	0,4089	0,0212	0,9180	0,7016
0,16	0,3944	499,8	3,432	503,16	197,12	0,3918	0,0169	0,9180	0,7063
0,132	0,2743	480,2	2,730	400,24	131,72	0,3291	0,0118	0,8820	0,7374
0,100	0,1584	382,2	2,106	308,76	60,54	0,1961	0,0068	0,7020	0,7955
0,064	0,1227	382,2	1,794	263,02	46,90	0,1783	0,0053	0,7020	—
0,050	0,0708	382,2	1,794	263,02	27,06	0,1029	0,0030	0,7020	—
0,040	0,0708	382,2	1,794	263,02	27,06	0,1029	0,0030	0,7020	—
0,032	0,0708	382,2	1,794	263,02	27,06	0,1029	0,0030	0,7020	—
0,020	0,0708	382,2	1,716	251,58	27,06	0,1076	0,0030	0,7020	—
0,000	0,0708	382,2	1,677	245,86	27,06	0,1101	0,0030	0,7020	—

$n = 1400 \text{ min}^{-1}$
 TABLEAU III

ϕ	Q	P	C	N_{ent}	N	η	Q/n	P/n^2	γ
[m]	[m ³ /s]	[N/m ²]	[N.m]	[W]	[W]	—	—	—	—
0,22	0,7887	578,2	7,215	1208,89	456,03	0,3772	0,0296	0,81	0,6918
0,20	0,6976	617,4	6,240	1045,52	430,70	0,4119	0,0262	0,86	0,6454
0,18	0,5710	656,6	4,992	836,42	374,92	0,4882	0,0214	0,92	0,6998
0,16	0,4590	656,6	4,095	686,13	301,38	0,4392	0,0172	0,92	0,7120
0,132	0,3168	627,2	3,003	503,16	198,70	0,3949	0,0119	0,8820	0,7334
0,100	0,1874	509,6	2,223	372,47	95,50	0,2564	0,0070	0,7166	0,8177
0,064	0,1227	490,0	1,872	313,67	60,12	0,1917	0,0046	0,6891	—
0,050	0,0708	490,0	1,833	307,12	34,69	0,1130	0,0027	0,6891	—
0,040	0,0708	490,0	1,833	307,12	34,69	0,1130	0,0027	0,6891	—
0,032	0,0708	490,0	1,833	307,12	34,69	0,1130	0,0027	0,6891	—
0,020	0,0708	490,0	1,833	307,12	34,69	0,1130	0,0027	0,6891	—
0,000	0,0708	439,8	1,794	300,59	35,39	0,1130	0,0027	0,7028	—

$n = 1600 \text{ min}^{-1}$

TABLÉAU IV

ϕ	Q	P	C	N_{out}	N	η	Q/n	i/n^2	γ
[m]	[m ³ /s]	[N/m ²]	[N.m]	[W]	[W]	—	—	—	—
0,22	0,8875	725,2	8,892	1676,11	543,62	0,3240	0,0296	0,8058	0,6962
0,20	0,7855	798,8	7,830	1470,27	623,53	0,4244	0,0262	0,8820	0,7109
0,18	0,5757	872,2	6,240	1176,22	589,35	0,5011	0,0225	0,9691	0,7346
0,16	0,5157	862,4	5,070	955,67	444,74	0,4654	0,0172	0,9582	0,7066
0,132	0,3397	774,2	3,961	727,78	263,00	0,3614	0,0113	0,8602	0,7058
0,100	0,2003	646,8	3,003	566,05	129,55	0,2289	0,0067	0,7187	0,7833
0,064	0,0708	637,0	2,535	477,84	45,10	0,0944	0,0024	0,7078	0,6866
0,050	0,0708	637,0	2,457	463,13	45,10	0,1006	0,0024	0,7078	—
0,040	0,0708	637,0	2,379	448,43	45,10	0,1006	0,0024	0,7078	—
0,032	0,0908	535,0	2,379	448,43	45,10	0,1006	0,0024	0,7078	—
0,020	0,0908	637,0	2,379	448,43	45,10	0,1006	0,0024	0,7078	—
0,000	0,0108	637,0	2,379	448,43	45,10	0,1006	0,0024	0,7078	—

TABLE 1
 $n = 1800 \text{ min}^{-1}$

TABLEAU VI

Les points 1, 1, 3... 23 sont les points pour lesquels nous avons effectué des mesures de vibrations. Nous dressons dans ce tableau les données et résultats correspondants à ces points.

Chaque mesure correspond à 1 point sur le diagramme pression - débit. Les résultats d'enregistrement des spectres des signaux se présentent dans les tableaux

Points	n [min^{-1}]	ϕ_{disque} [m]	Q [m^3/s]	P [N/m^2]	η
1	1800	0,16	0,6757	872,2	0,5011
2	1800	0,16	0,5157	862,4	0,4654
3	1800	0,132	0,3397	774,2	0,3614
4	1600	0,20	0,6976	617,4	0,4119
5	1600	0,18	0,5710	656,6	0,4482
6	1600	0,16	0,4550	656,6	0,4352
7	1600	0,132	0,3168	627,2	0,3949
8	1500	0,100	0,1874	509,6	0,2564
9	1400	0,200	0,6093	480,2	0,3877
10	1400	0,180	0,4958	499,8	0,4087
11	1400	0,160	0,3944	499,8	0,3918
12	1400	0,132	0,2743	480,2	0,3231
13	1400	0,100	0,1584	382,2	0,1961
14	1200	0,200	0,5205	343,0	0,3755
15	1200	0,180	0,4250	372,4	0,3329
16	1200	0,160	0,3397	372,4	0,3911
17	1200	0,132	0,2349	343,0	0,3111
18	1200	0,100	0,1002	284,2	0,1453
19	1000	0,220	0,4958	205,8	0,2905
20	1000	0,180	0,3542	254,8	0,3564
21	1000	0,160	0,2920	254,8	0,3503
22	1000	0,132	0,2125	245,0	0,3035
23	1000	0,100	0,1417	186,2	0,1900

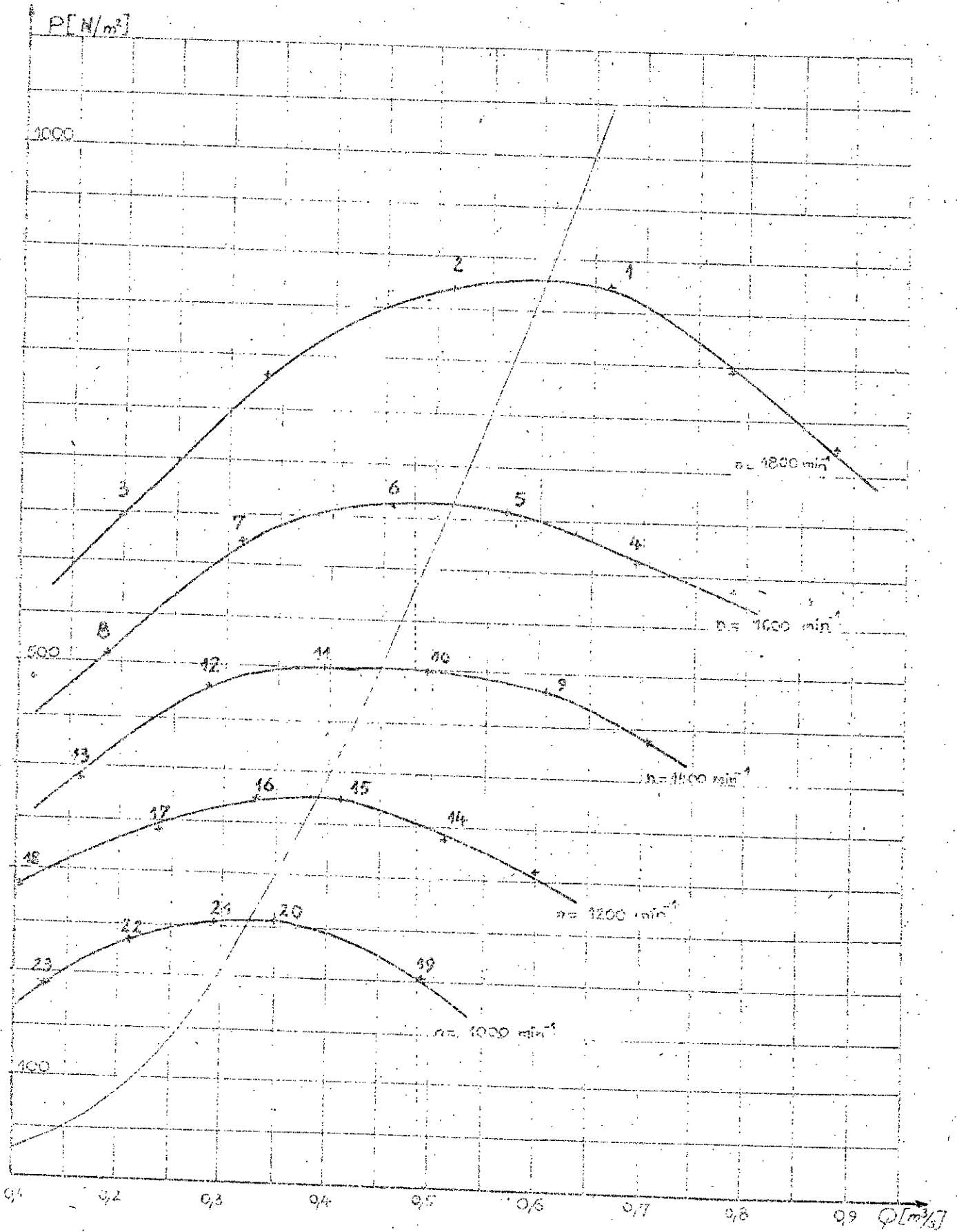
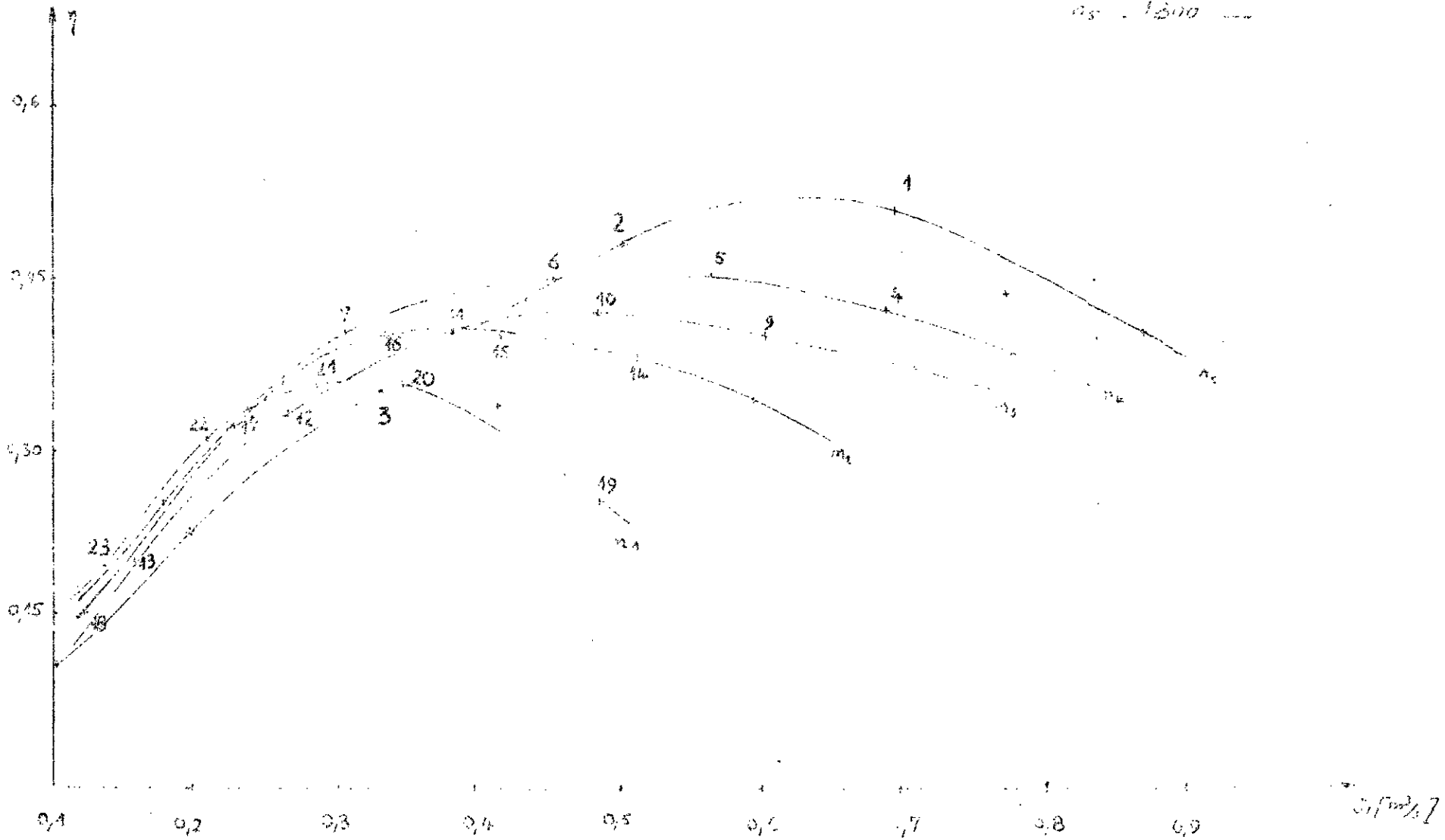


Diagramme 1 : $P = f(Q)$

Fig. 2: $\eta = f(\varphi)$

- $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$
- $n_2 = 1200 \text{ ...}$
- $n_3 = 1400 \text{ ...}$
- $n_4 = 1600 \text{ ...}$
- $n_5 = 1800 \text{ ...}$



CH. II METHODE DIAGNOSTIQUE DE MESURES

5-1 principe de mesure des vibrations :

Les résultats servent de base pour vérifier la méthode d'estimation indirecte du mode d'écoulement.

Pour ce faire, les mesures des signaux de vibrations seront effectuées pour les points indiqués sur le diagramme 1 : pression-débit par les numéros 1, 2 jusqu'à 23.

On sait que les maximums sur la courbe pression-débit déterminent approximativement le milieu de la zone de transformation de l'écoulement quasi-laminaire (situé à droite du maximum) et l'écoulement turbulent (situé à gauche du maximum). En tenant compte des considérations précédentes ; on peut espérer un accroissement brusque de l'énergie de vibrations au cours du passage de la zone transitoire. D'autre-part, si notre méthode d'établissement du diagnostic des signaux de vibrations est juste, ceci devrait être confirmé par une augmentation de l'énergie de vibrations.

De là nous pourrions conclure qu'il y a transformation des propriétés de l'écoulement qui se sont traduites par des vibrations sur le ventilateur.

5-2 points de mesures :

Nous avons noté 23 points sur le diagramme pression-débit du ventilateur centrifuge pour les cinq fréquences de rotation : $n = [1000; 1200; 1400; 1600; 1800] \text{ min}^{-1}$. Sur ce diagramme nous traçons la caractéristique expérimentale de la tuyère qui sépare le diagramme en deux régions : l'une dite stable, l'autre dite instable. Ces points ont été choisis de part et d'autre de la caractéristique de la tuyère de manière à pouvoir comparer, pour une même fréquence de rotation, l'intensité des excitations aérodynamiques.

5.3 grandeurs mesurées :

On admet que les signaux de vibrations pour chaque point de mesure sont stationnaires et ergodiques. La mesure des accélérations de vibrations dans les bandes de fréquences donneront approximativement un spectre d'énergie.

la reconnaissance de la distribution fréquentielle de l'énergie correspondante avec les excitations aérodynamiques sera utile pour comparer les effets des tourbillons. On peut supposer que l'énergie de vibrations, qui est la transformation de l'écoulement ne sera pas dépendante des conditions mécaniques de fonctionnement du ventilateur. Notons que pour une même fréquence de rotation les vibrations mécaniques restent les mêmes et que toute augmentation signifiait qu'elle est d'origine aérodynamique.

Les paramètres pour décrire une vibration sont les déplacements, les vitesses et les accélérations. Dans notre cas nous mesurons les spectres des accélérations car ils correspondent directement avec l'énergie des forces d'excitation selon des lois mécaniques.

5.4 Endroit de mesure :

Les mesures des vibrations ont été effectuées sur la partie immobile du palier lisse du ventilateur centrifuge. Cet organe du ventilateur a été choisi comme endroit de mesure pour l'emplacement de la jauge des accélérations (accéléromètre). Cette partie a été jugée la plus adéquate et la plus sensible aux forces mécaniques produites par les excitations aérodynamiques.

L'endroit choisi a subi un polissage de la surface, suivi d'un nettoyage avec un décapant et d'un chauffage d'une durée d'environ 15 minutes. Un film très fin de cire d'Alloy a été finalement au collage de l'accéléromètre. Les câbles ont été soigneusement fixés et leur circuit a été choisi de manière à éviter toute perturbation extérieure et par conséquent d'avoir des mesures les plus exactes possibles.

5.5 Description des appareils de mesure .

La description détaillée a été relatée dans la thèse de M^r TAZI sur le thème " Etude des propriétés dynamiques d'une fraiseuse universelle " . La chaîne de mesure est représentée sur la figure a .

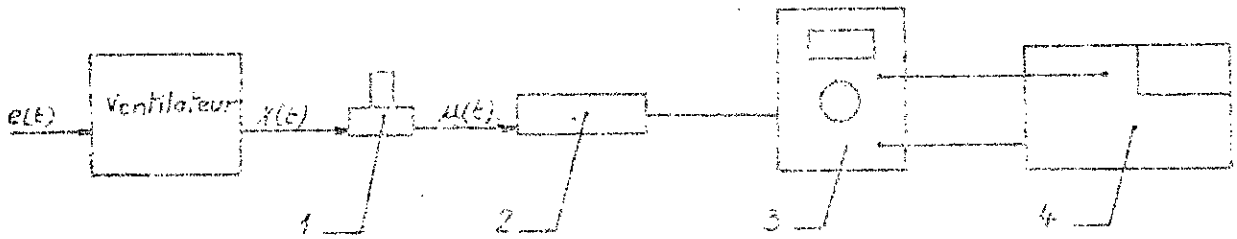


figure a .

$e(t)$ signal d'entrée correspondant aux excitations de l'écoulement .

$x(t)$ signal de sortie correspondant aux vibrations du palier lisse .

$u(t)$ tension proportionnelle aux accélérations .

- 1 capteur de vibrations ,
- 2 préamplificateur ,
- 3 analyseur de fréquence ,
- 4 enregistreur de niveau .

1. Capteur .

Le capteur utilisé est un accéléromètre piézoélectrique type MMF. KD . 05363 dont les caractéristiques sont les suivantes

- poids 26 g
- sensibilité en charge $\sim 4,5 \text{ p.c./ms}^2$, en tension $\sim 4 \text{ mV/ms}^2$
- fréquence de résonance 27 KHz
- gamme de fréquence $[0,1 \div 9000] \text{ Hz}$ avec erreur $< 1\%$
- sensibilité transversale maximale $< 4\%$
- faible sensibilité aux influences extérieures (température , radio⁺ , ...)

2. Préamplificateur .

Le préamplificateur de tension Brüel et Kjaer type 2623 présente une gamme de fréquence comprise entre 0,13 Hz et 500 KHz .

son gain est fixe et égal à 0,05 dB. Le rôle assigné à cet amplificateur est de convertir une grande impédance de sortie de l'accéléromètre en valeur adaptée pour les mesures.

3. Analyseur de fréquences.

C'est un analyseur Brüel et Kjær type 2107

Caractéristiques

- mesures relatives entre 20 Hz et 20 KHz
- gamme linéaire de 2 Hz à 40 KHz
- largeur de bande relative constante réglable entre 10 et 100%
- balayage automatique commandé par l'enregistreur
- caractéristiques d'amortissement "Fast" et "Slow" du gain
- indication de valeur efficace, moyenne et crête

4. Enregistreur de niveau.

C'est un enregistreur (X-t) Brüel et Kjær type 2105

5.6 Mesures.

La chaîne de mesure représentée sur la figure a nous a permis d'effectuer les mesures des accélérations des vibrations de la pontie sur laquelle nous avons placé la jauge dans l'intervalle de fréquence 20 Hz à 20 KHz en tenant compte de la linéarité de la chaîne de transmission $\sim 8 \pm 10$ dB. Dans l'intervalle de 5 à 20 Hz la linéarité se trouve dans un écart 2 ± 3 dB.

Pour chaque point de mesure nous avons enregistré l'ensemble de fréquence des accélérations des vibrations.

Les enregistrements sélectionnés sont représentés de la page à la page.

5.7 Paramètres de mesure.

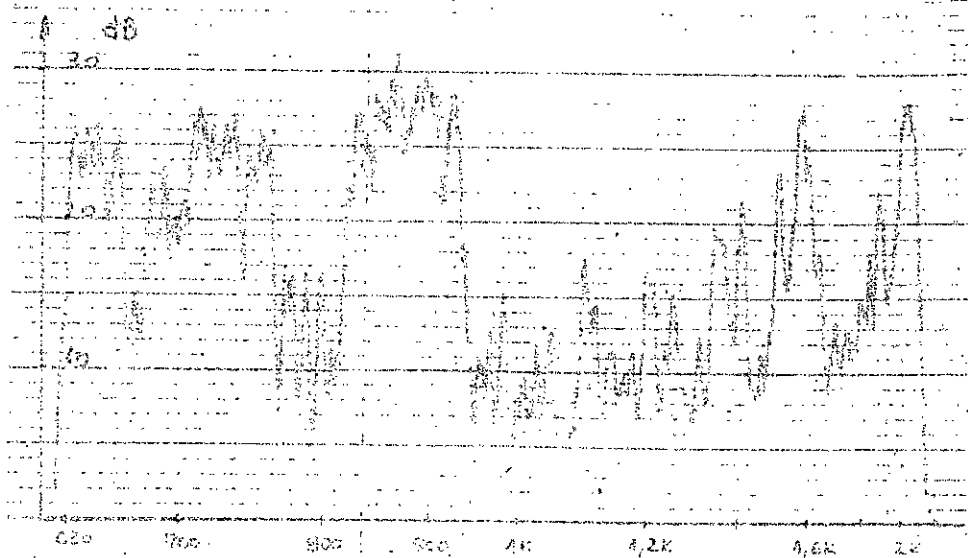
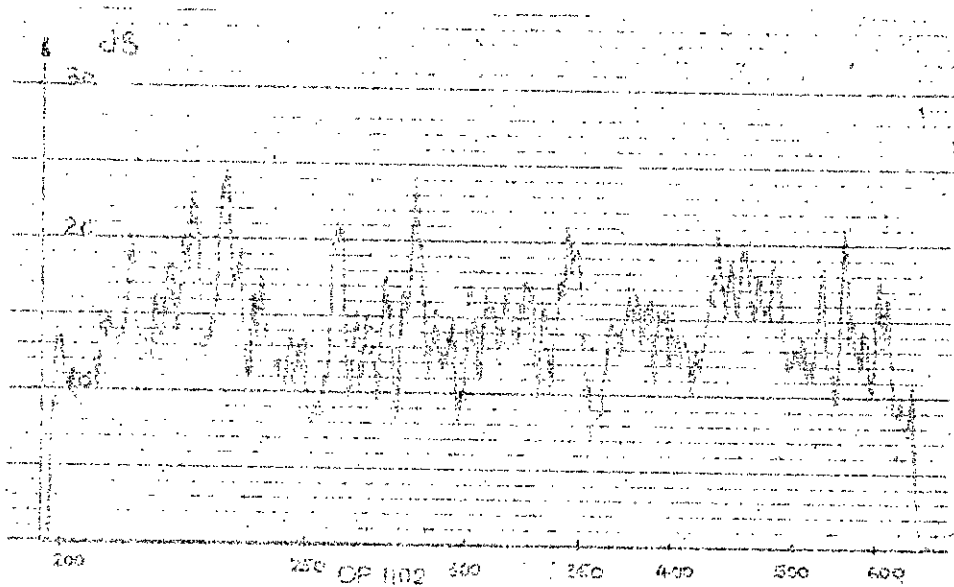
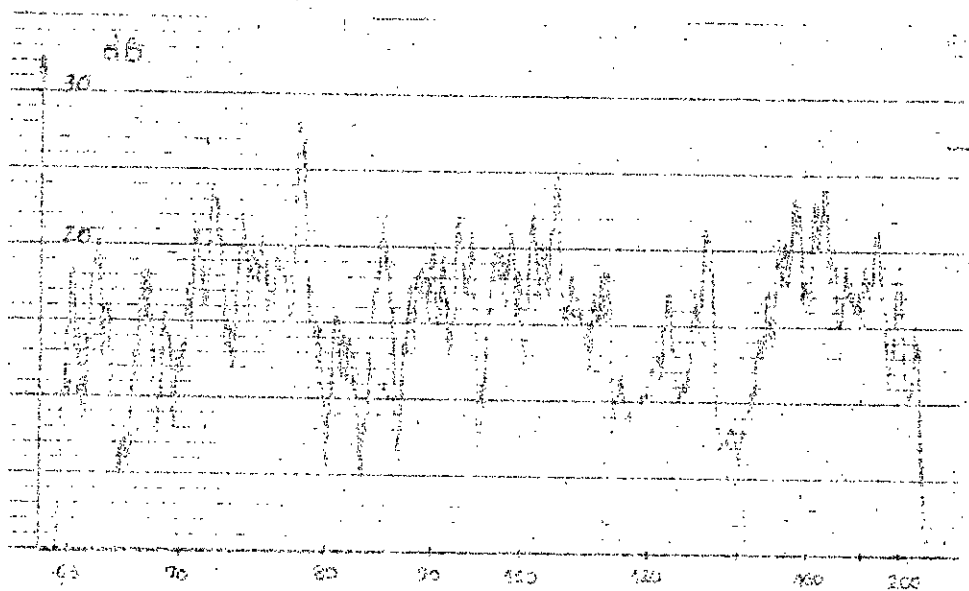
Enregistreur.

- Potentiometer Range dB 50 ;
- Rectifier Response RMS ;
- Lower frequency limit 10 Hz ;
- Writing speed 63 mm/sec ;
- Drive shaft speed 36 r.p.m ;
- Input potentiometer 3 ;
- Input attenuator 0 dB ;
- Paper speed 3 mm/sec

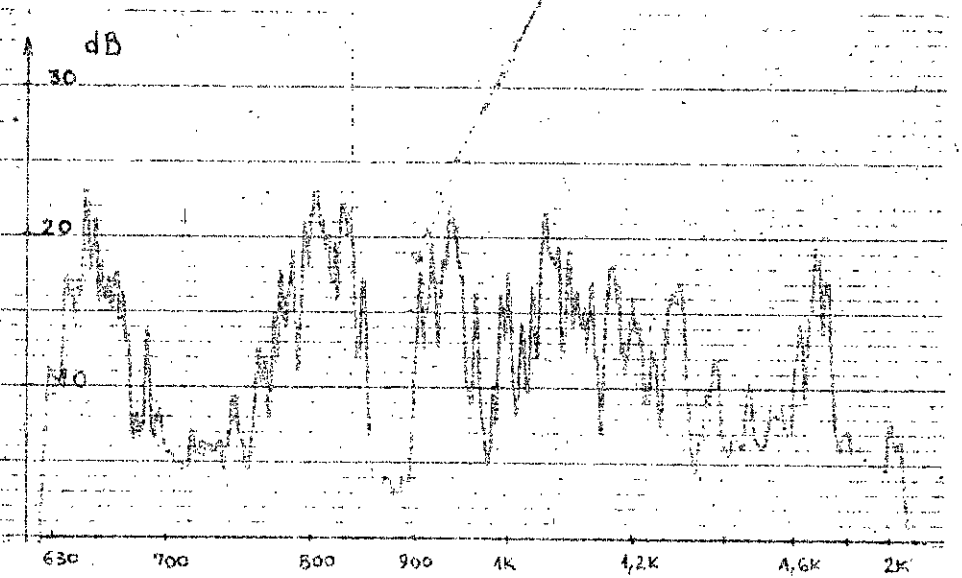
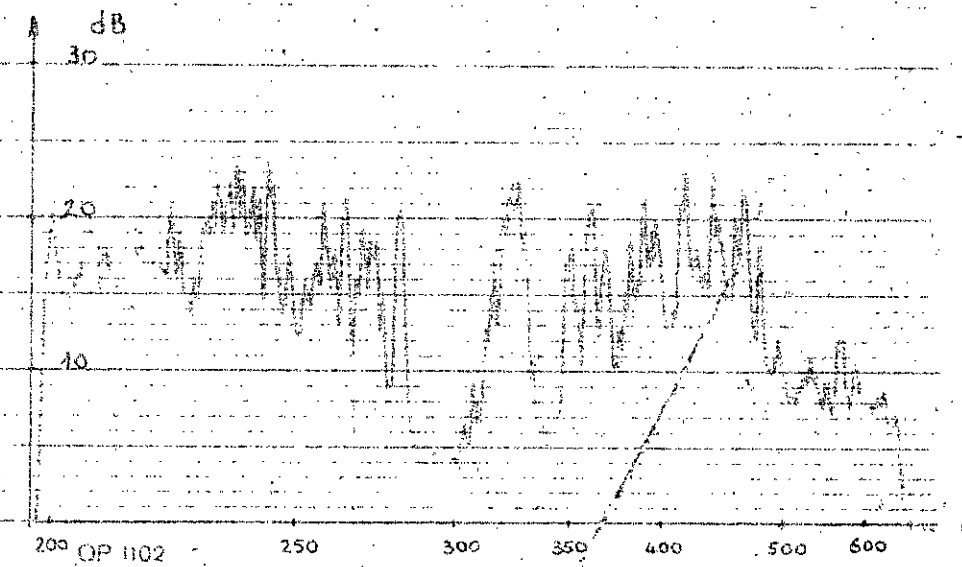
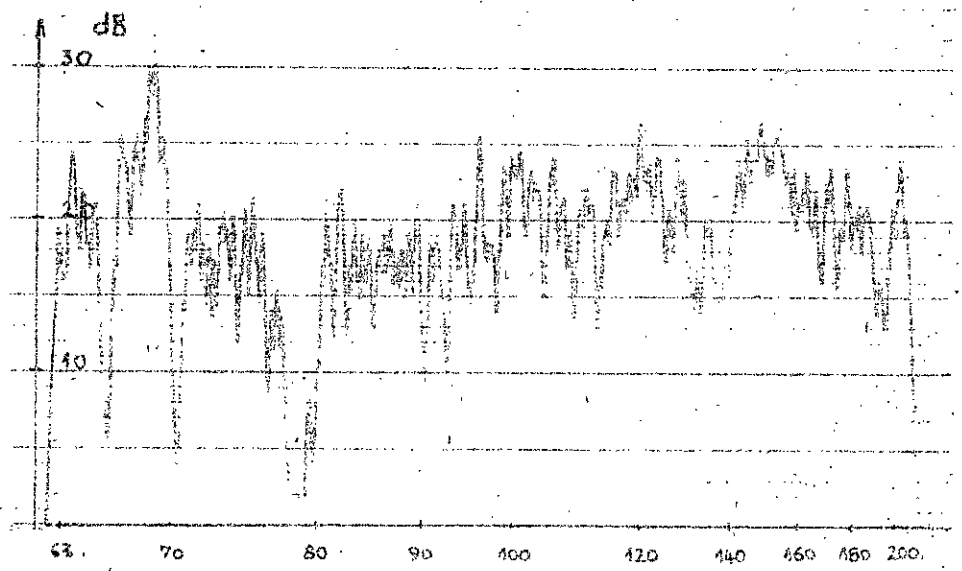
Analyseur.

- Input Potentiometer 0 ;
- Direct
- Weighting Network lin $2 \div 40000$;
- Meter Smeter R.M.S ;
- Range Multiplier 0 ;
- Octave Selectivity 40 dB ;
- Function Selector - Auto ;
- Meter Range 10 mV

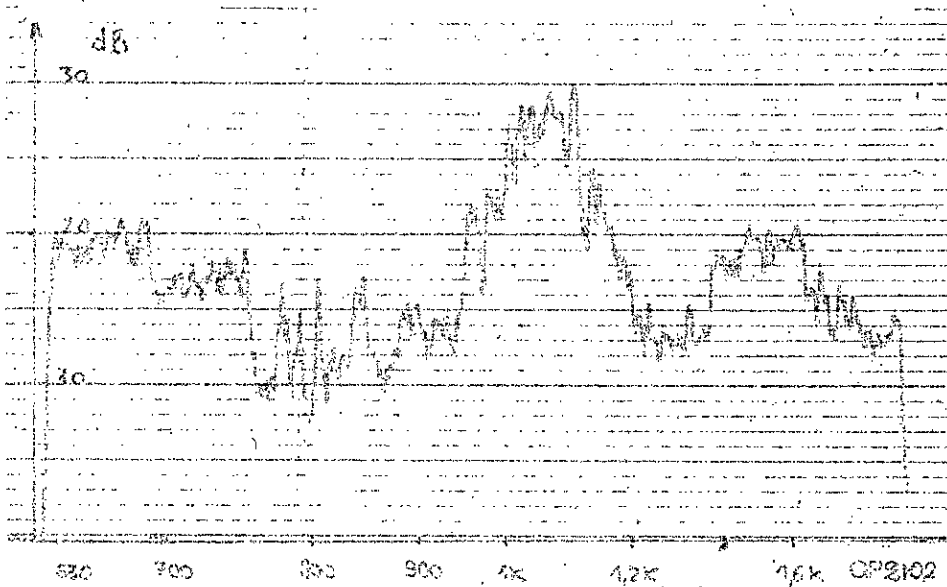
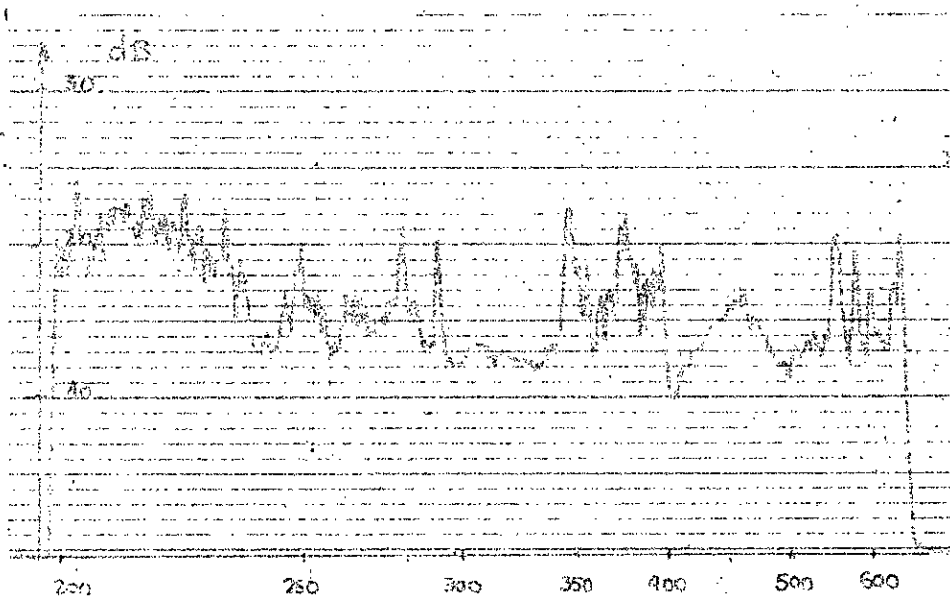
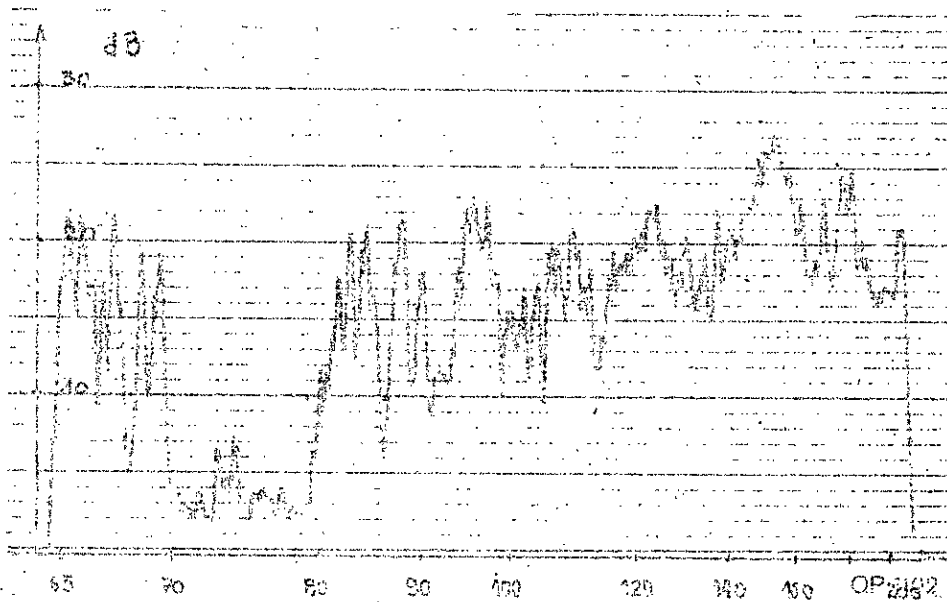
Bandes passantes sélectionnées pour le point 1



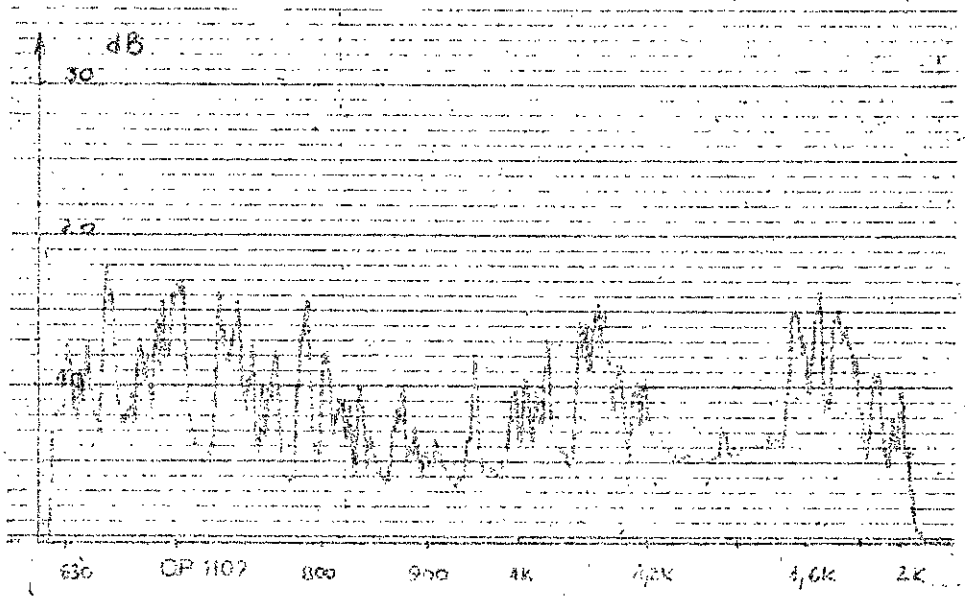
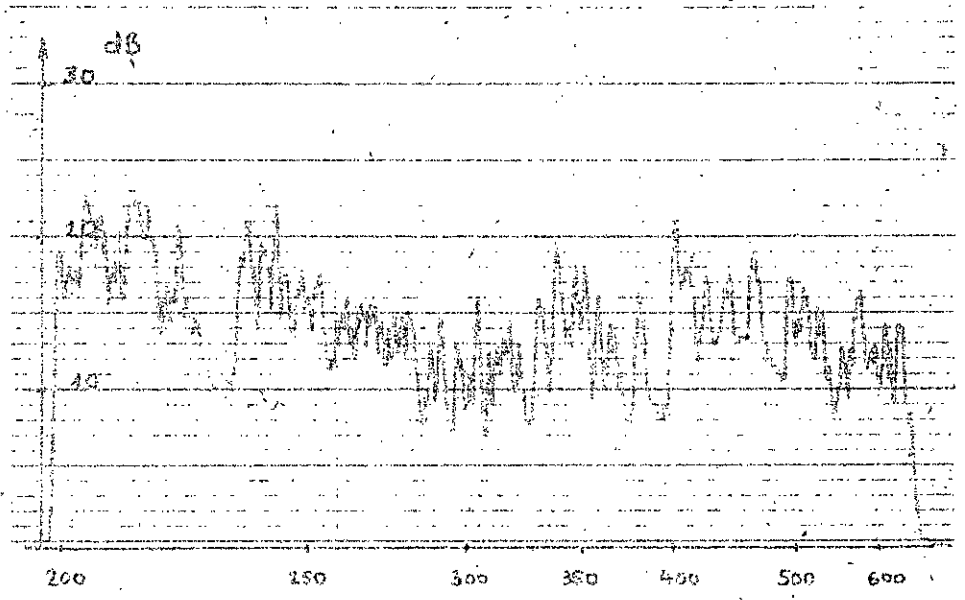
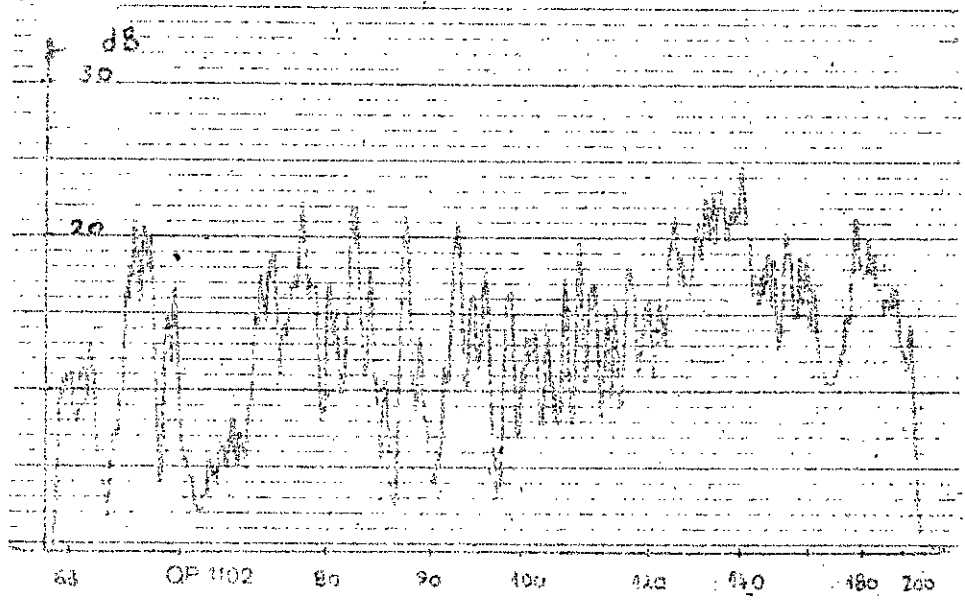
Bandes passantes sélectionnées pour le point 2



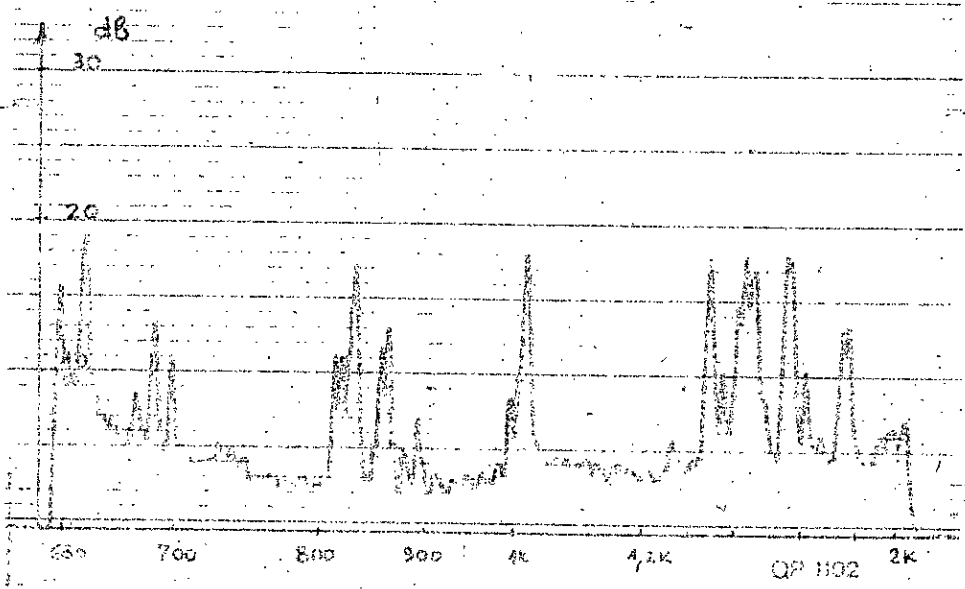
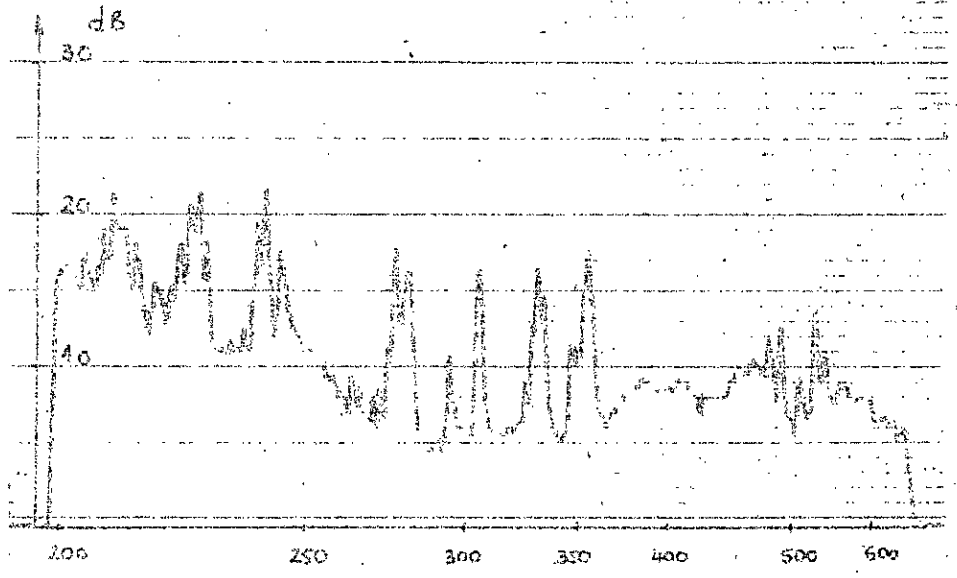
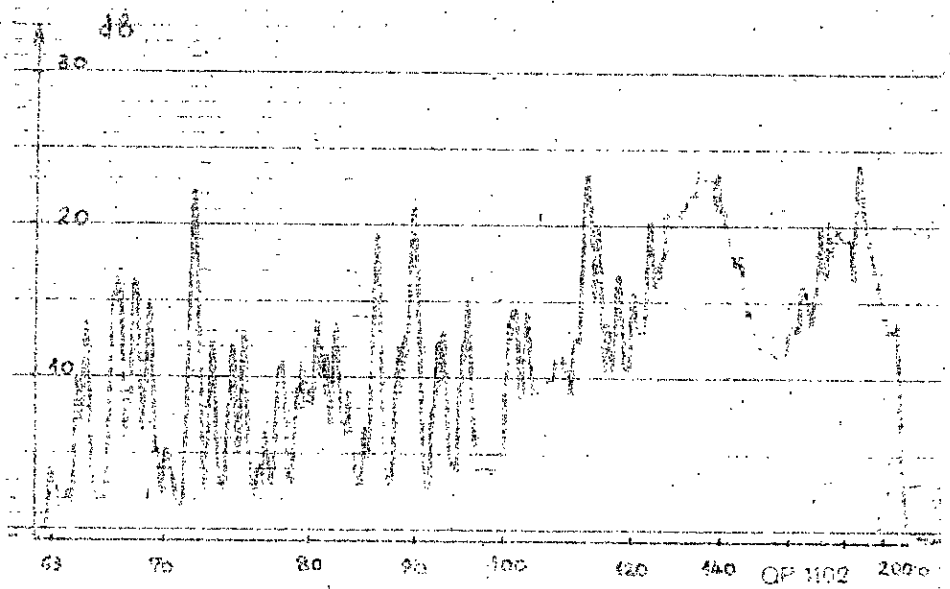
Bandes passantes sélectionnées pour le point 3



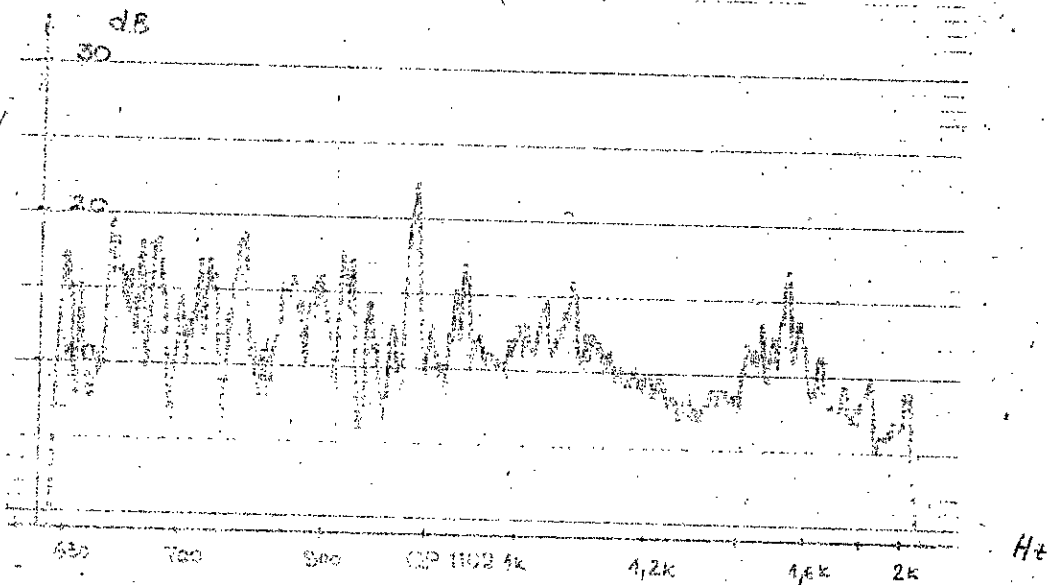
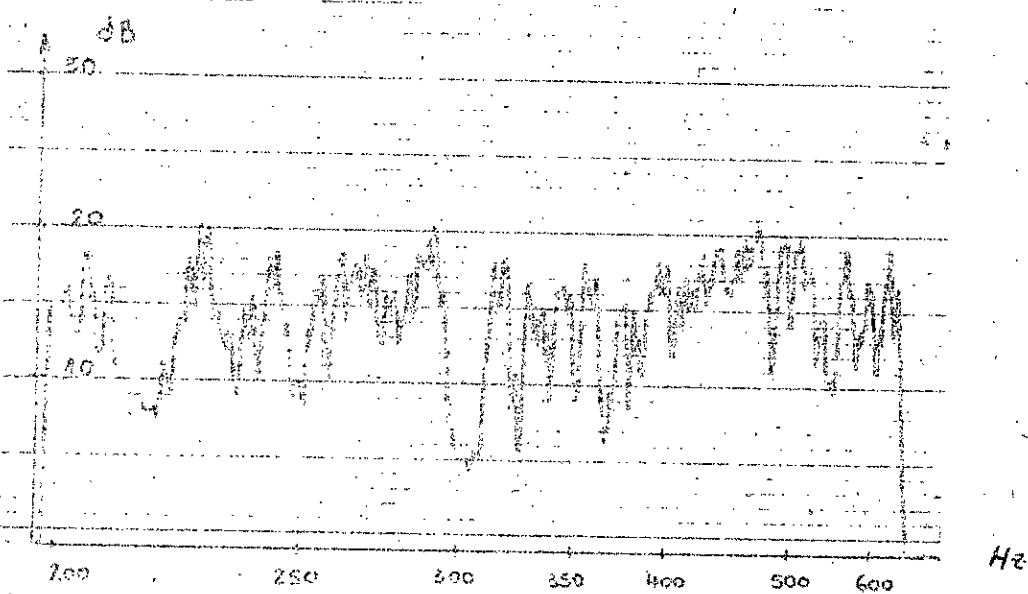
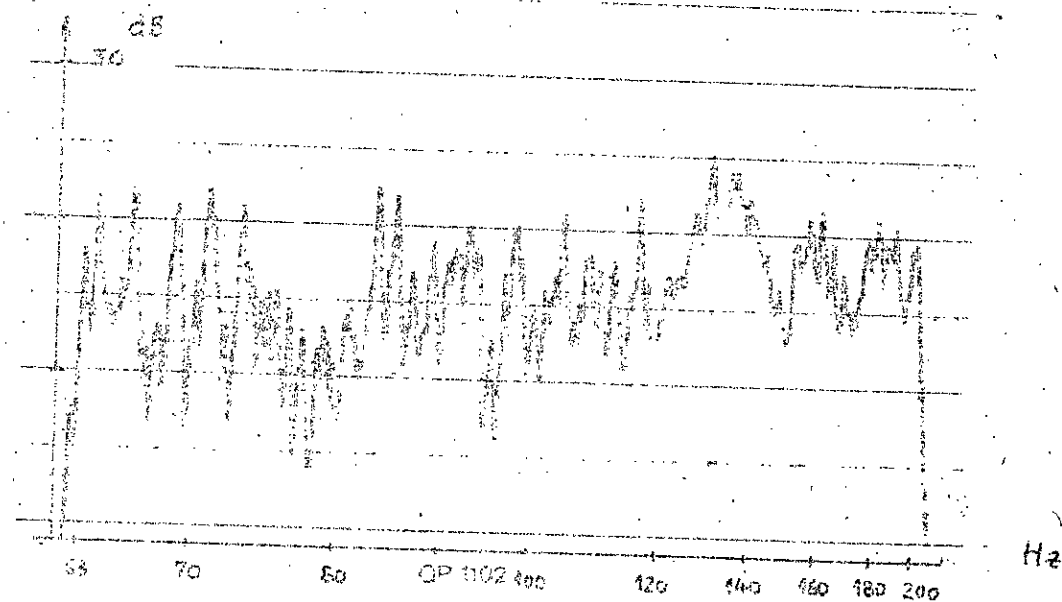
Bandes passantes sélectionnées pour le point 4



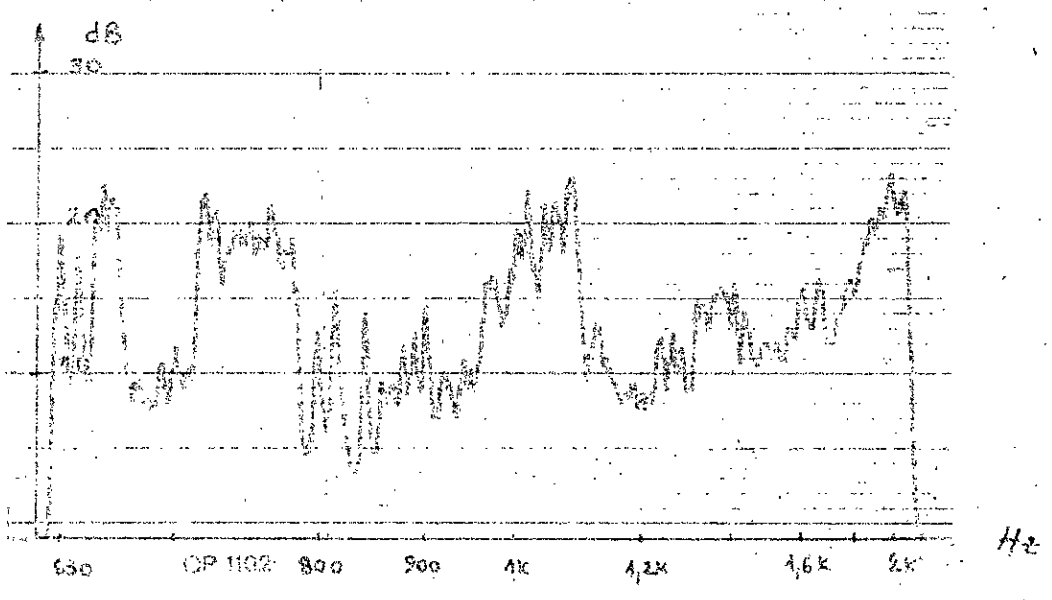
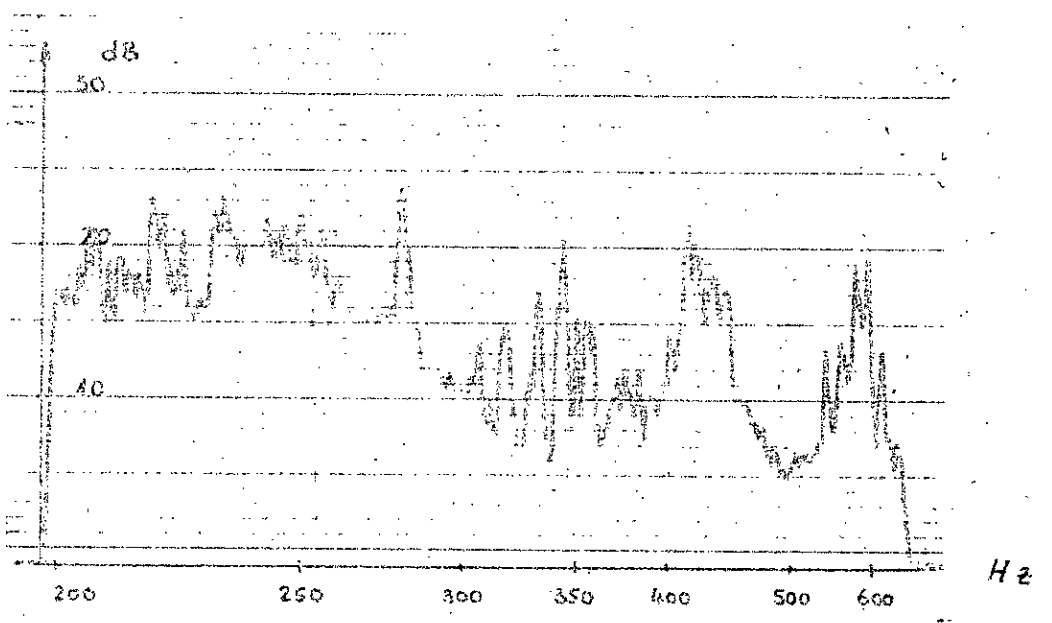
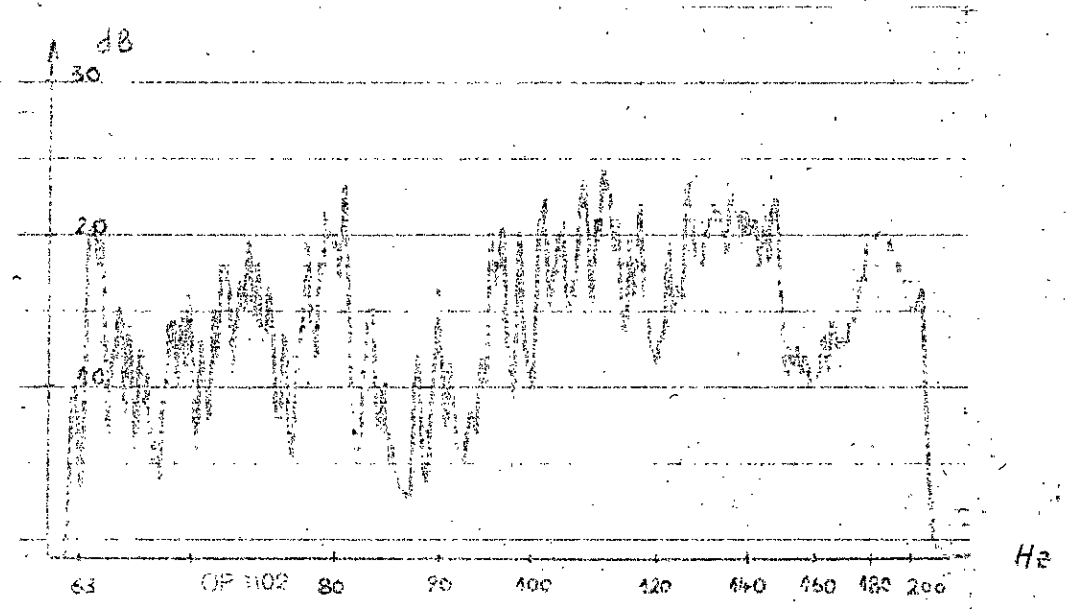
Bandes passantes sélectionnées pour le point 5



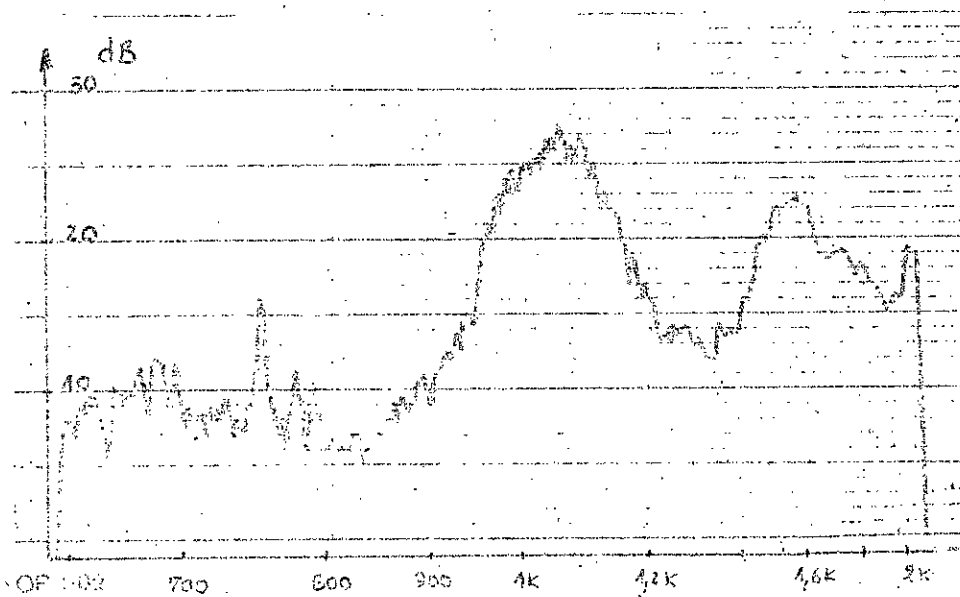
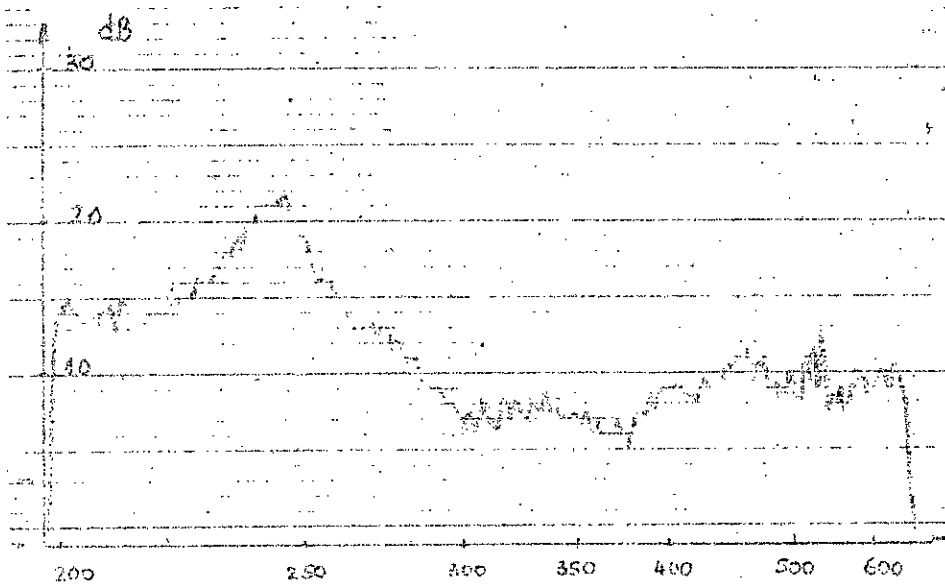
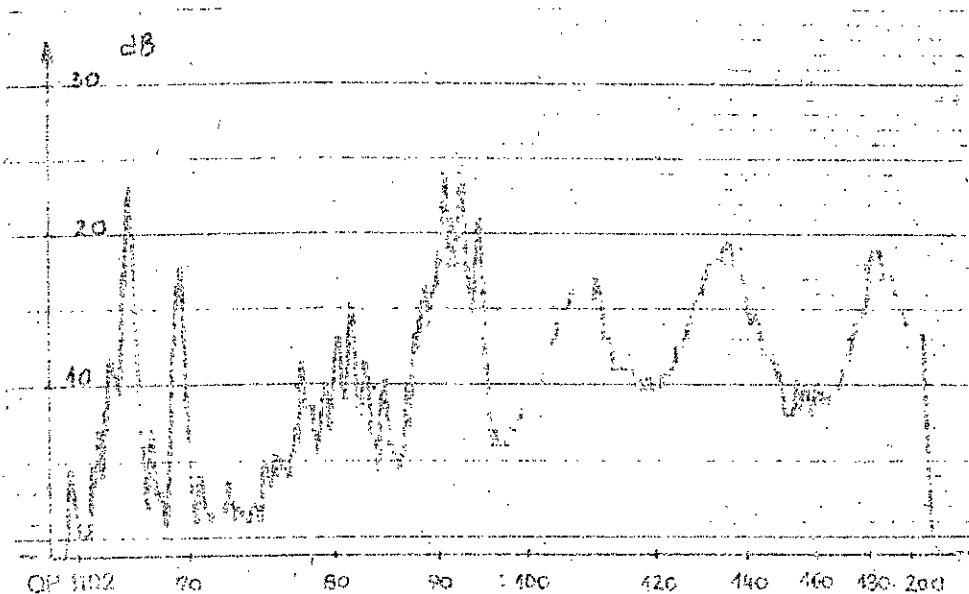
Bandes passantes sélectionnées pour le point 6



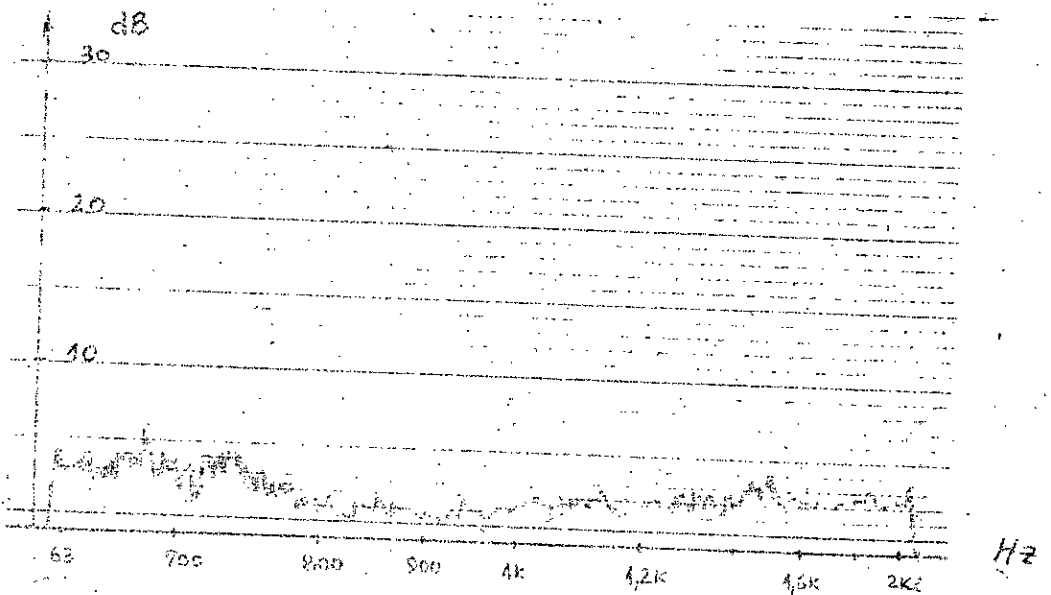
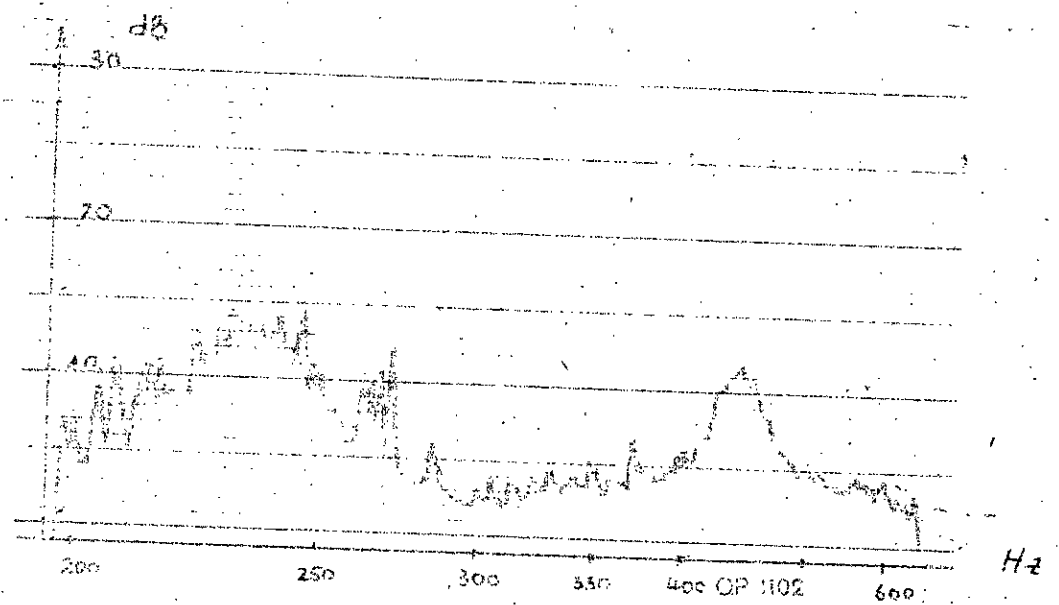
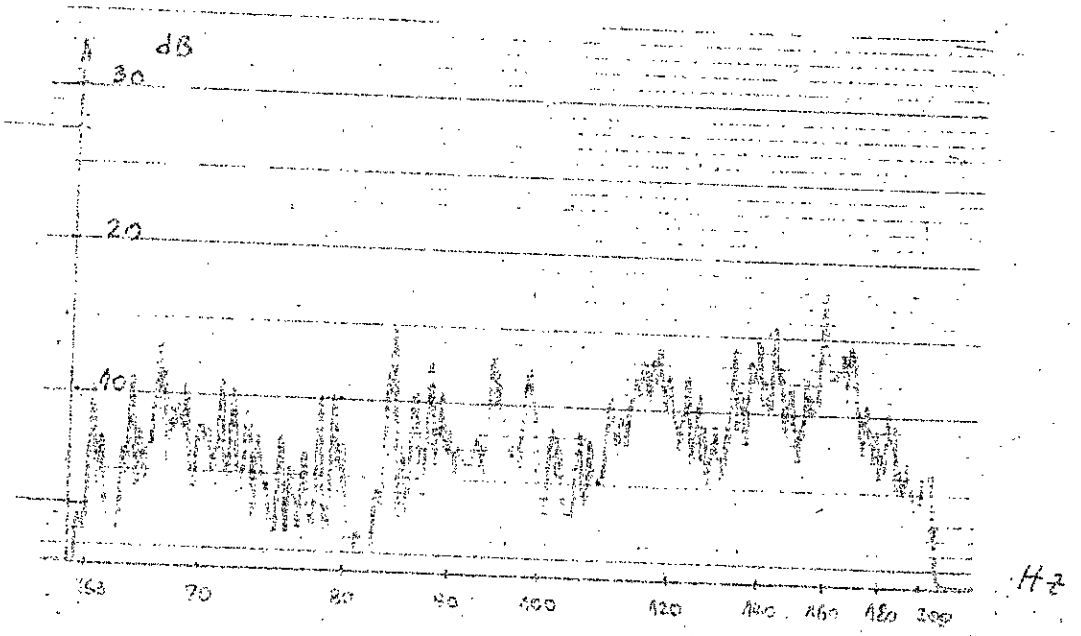
Bandes passantes sélectionnées pour le point 7



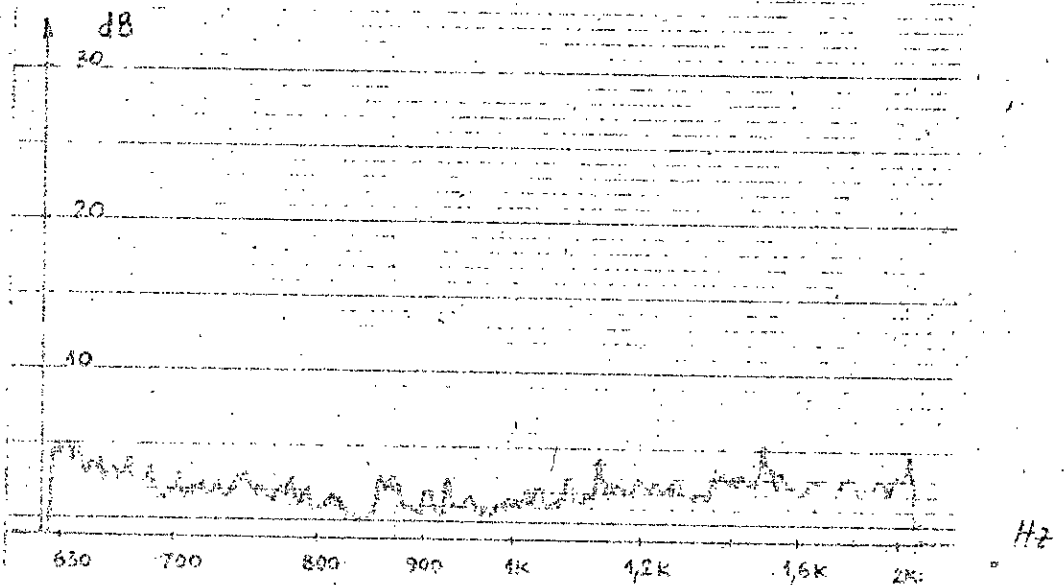
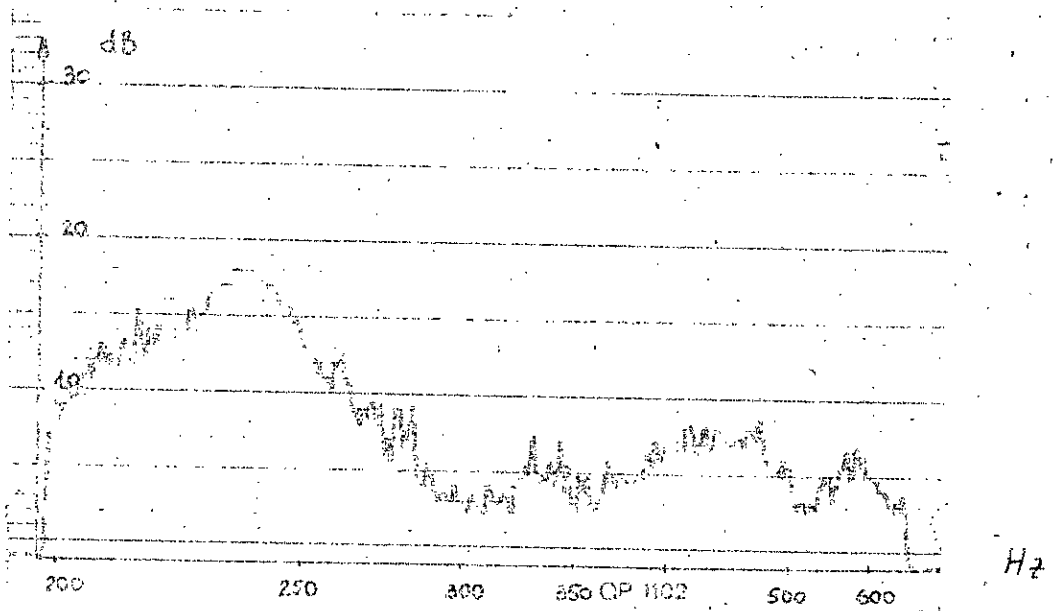
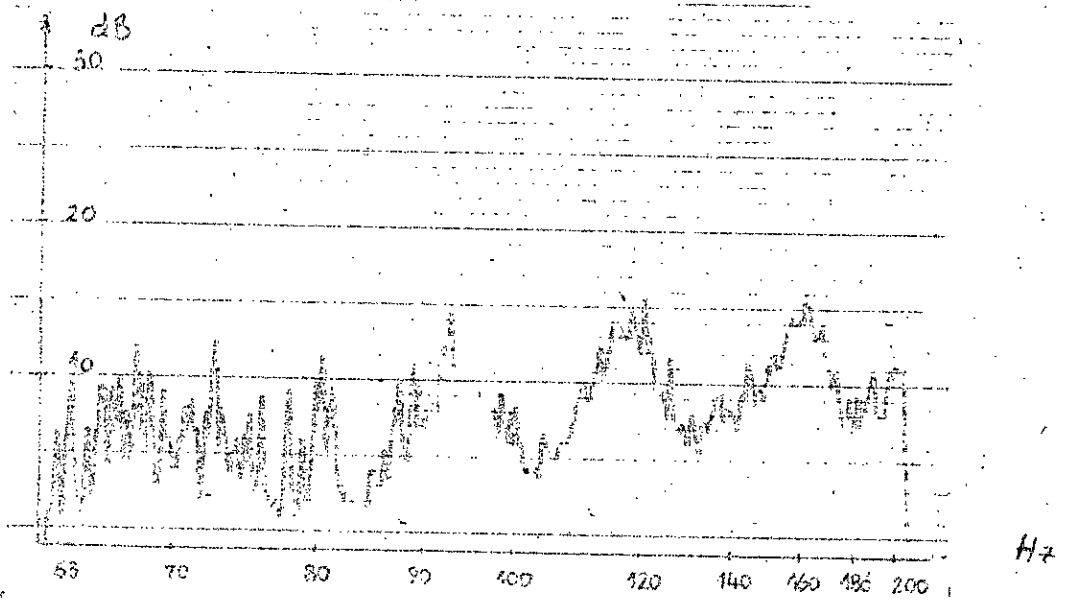
Bandes passantes sélectionnées pour le point B



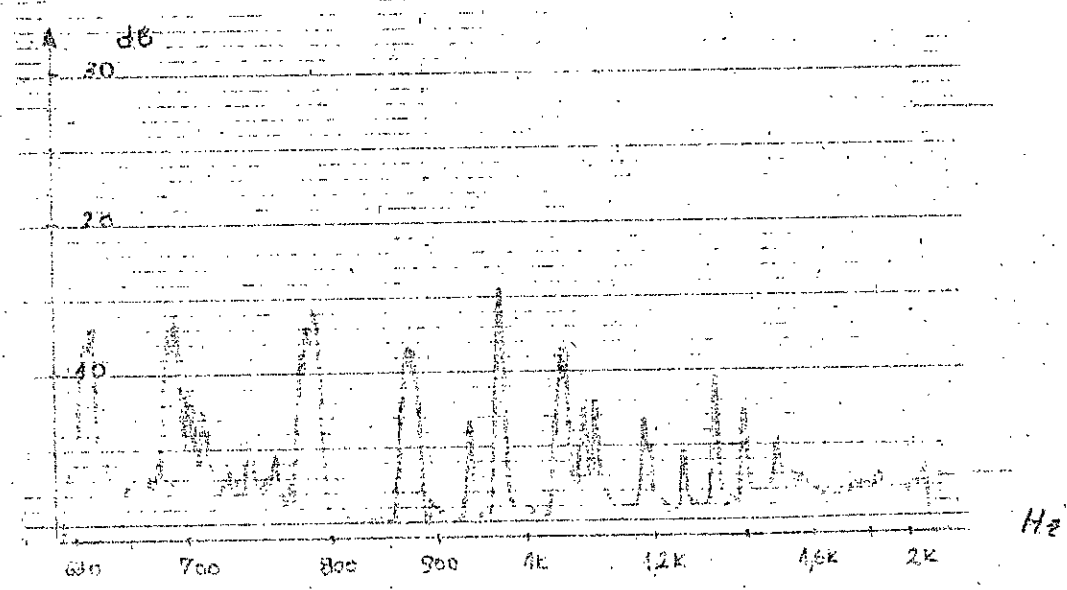
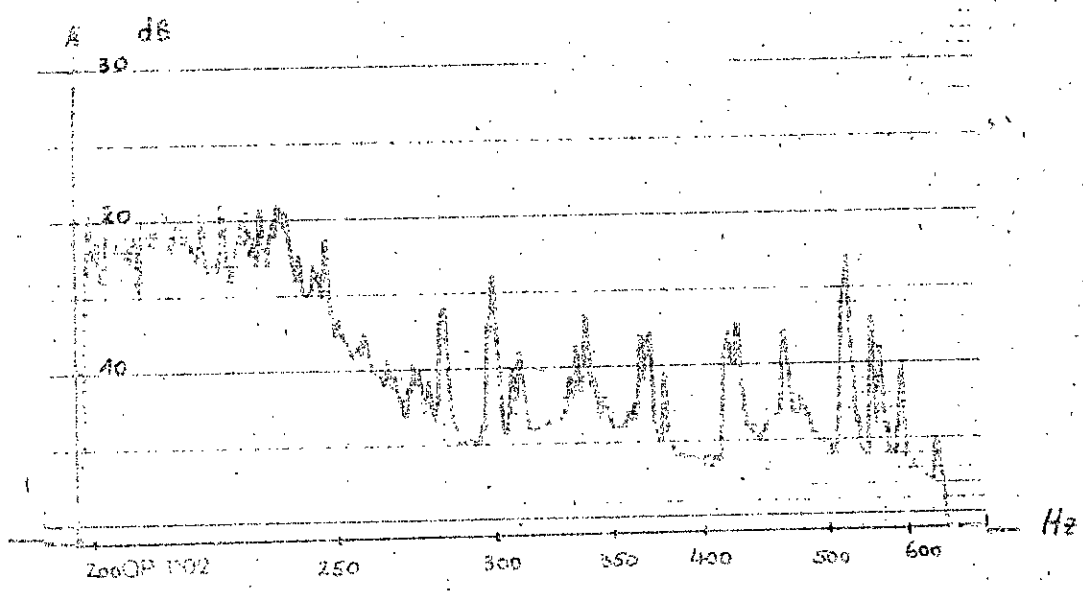
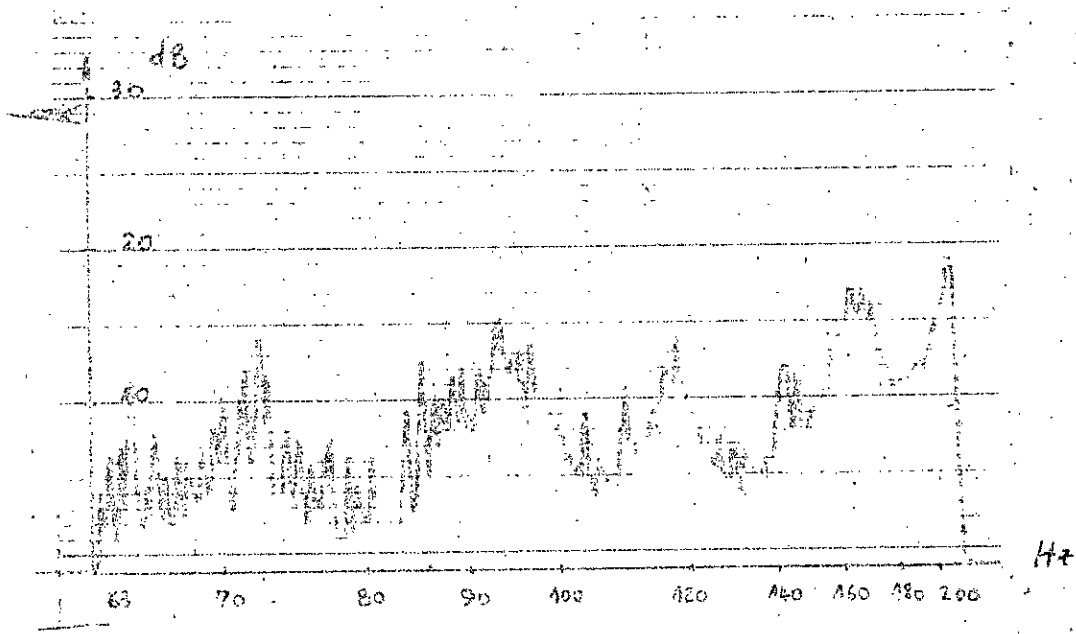
Bandes passantes sélectionnées pour le point 9



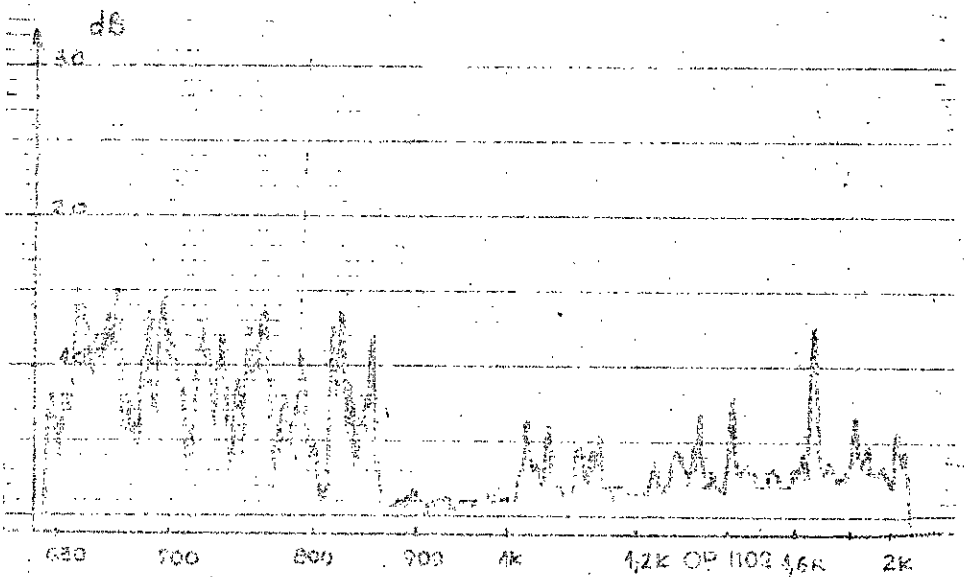
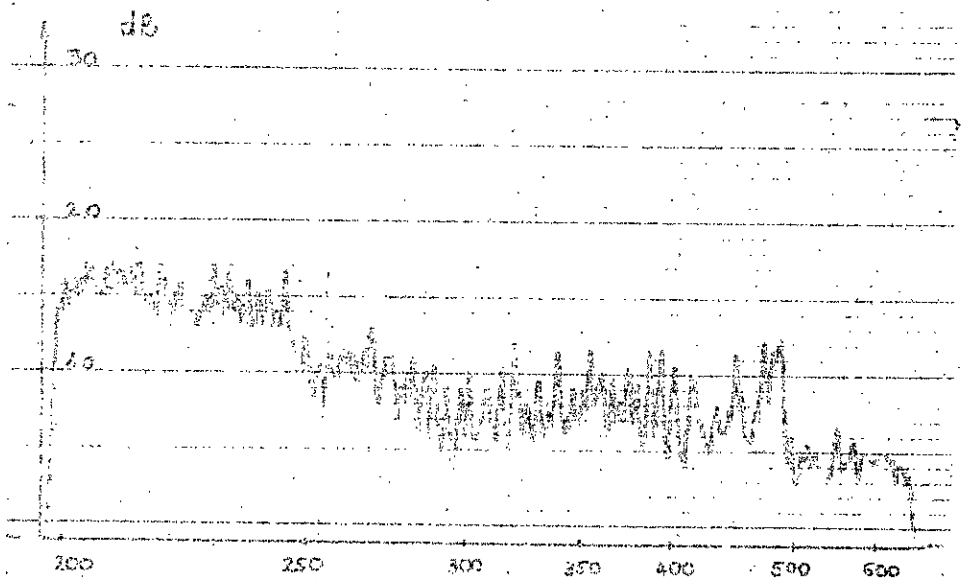
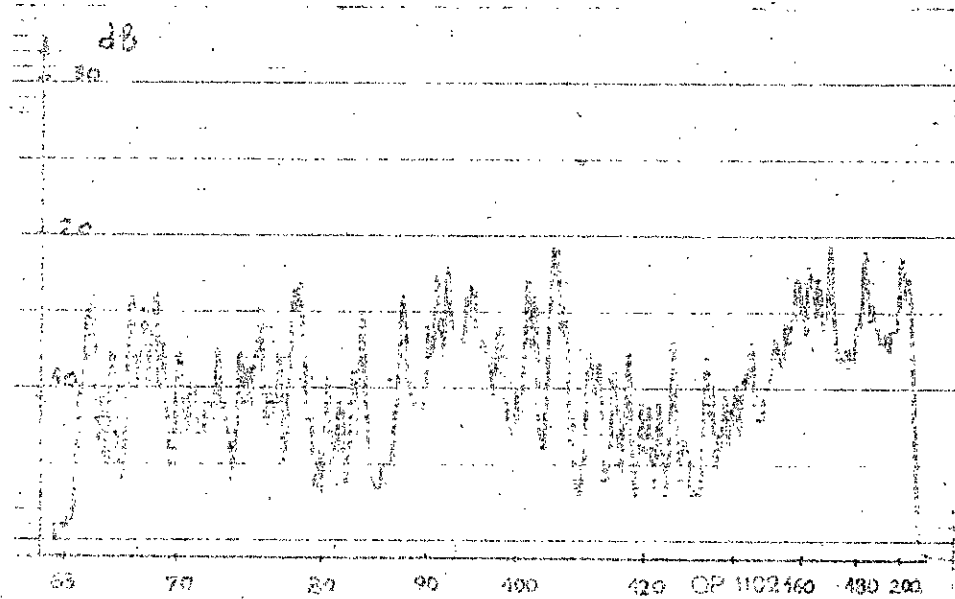
Bandes passantes sélectionnées pour le point 10



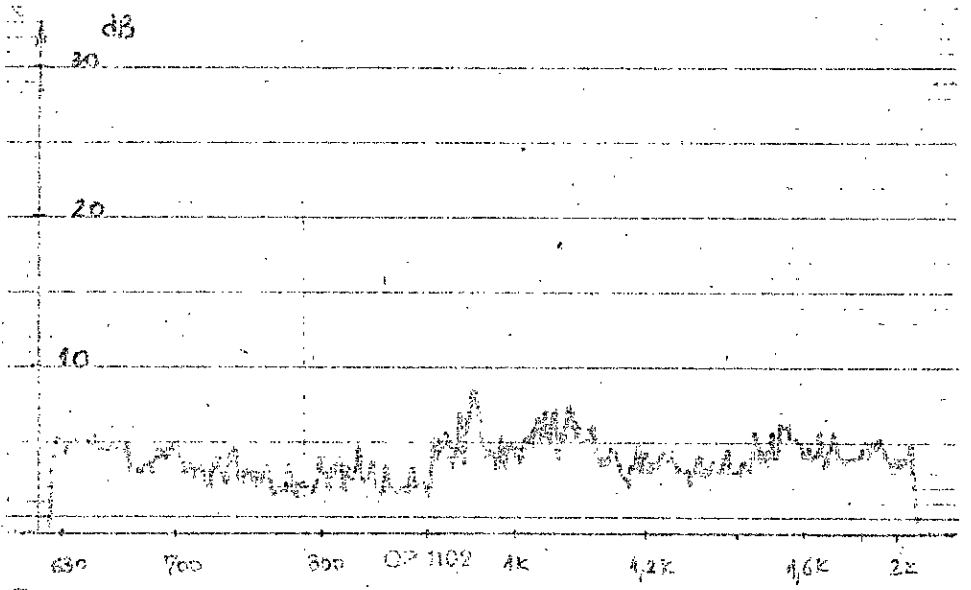
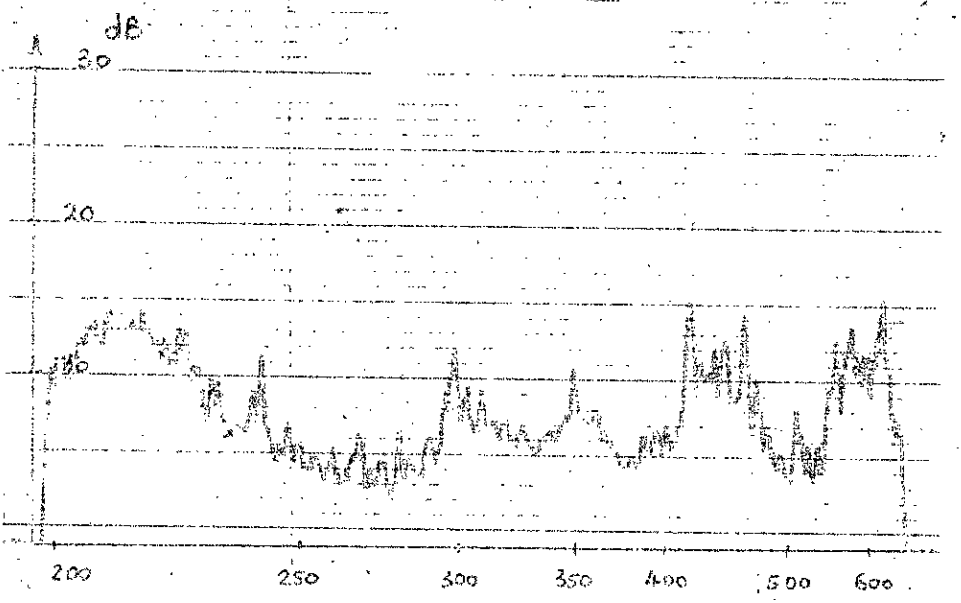
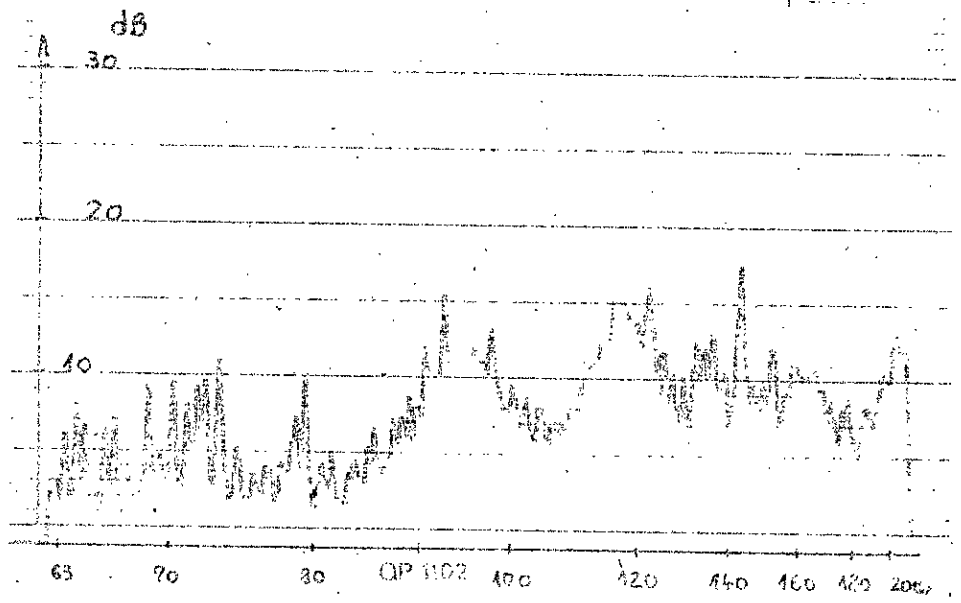
Bandes passantes sélectionnées pour le point 11



Bandes passantes sélectionnées pour le point 12

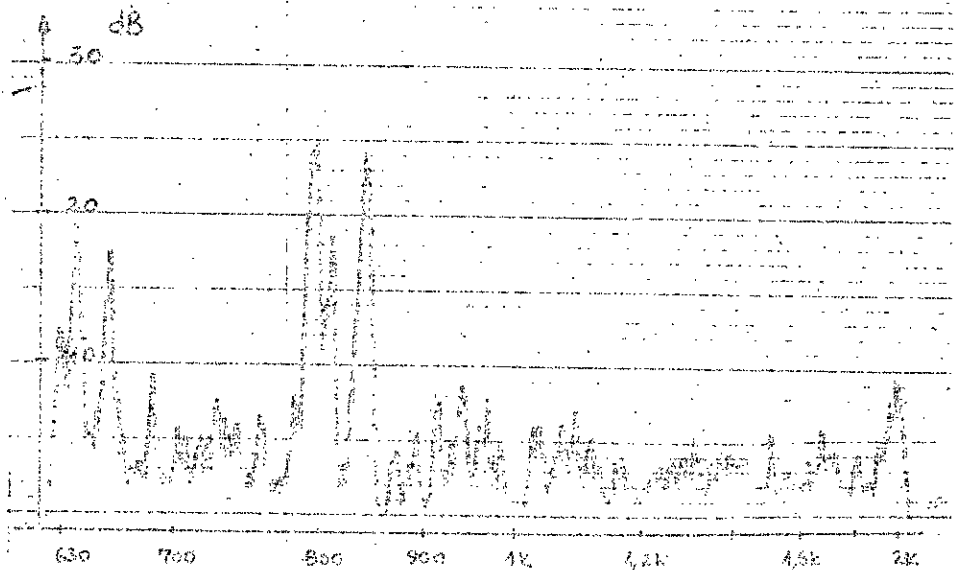
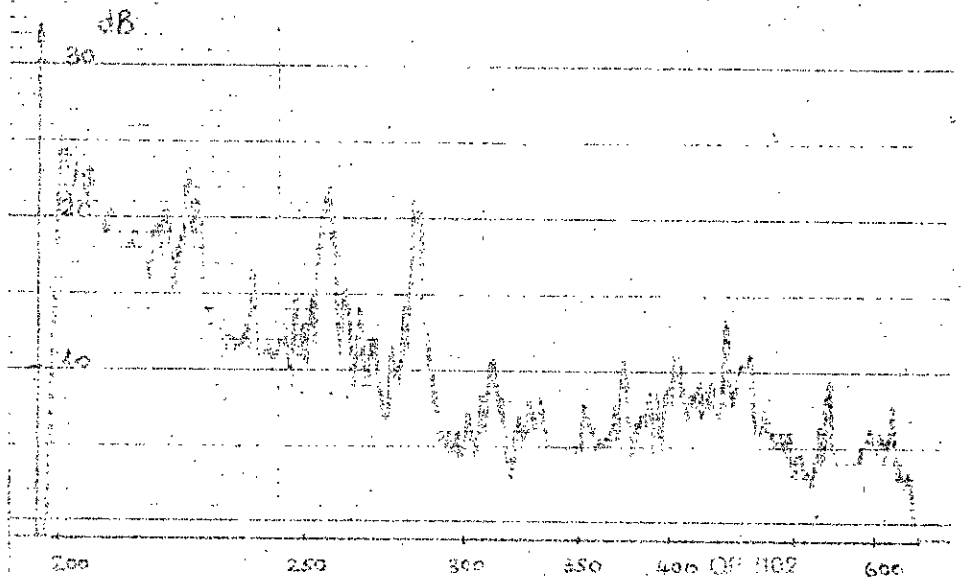
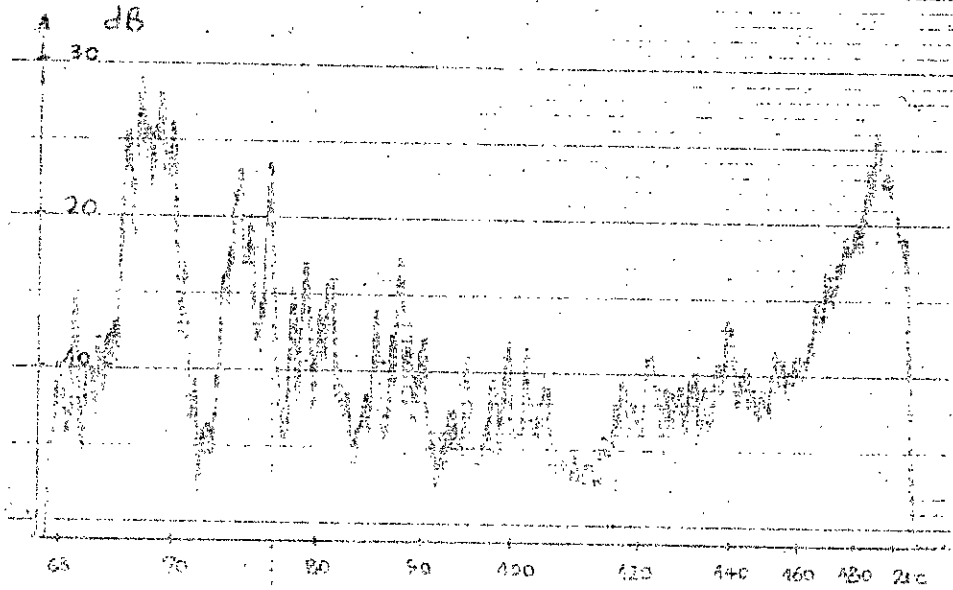


Bandes passantes sélectionnées pour le point 13

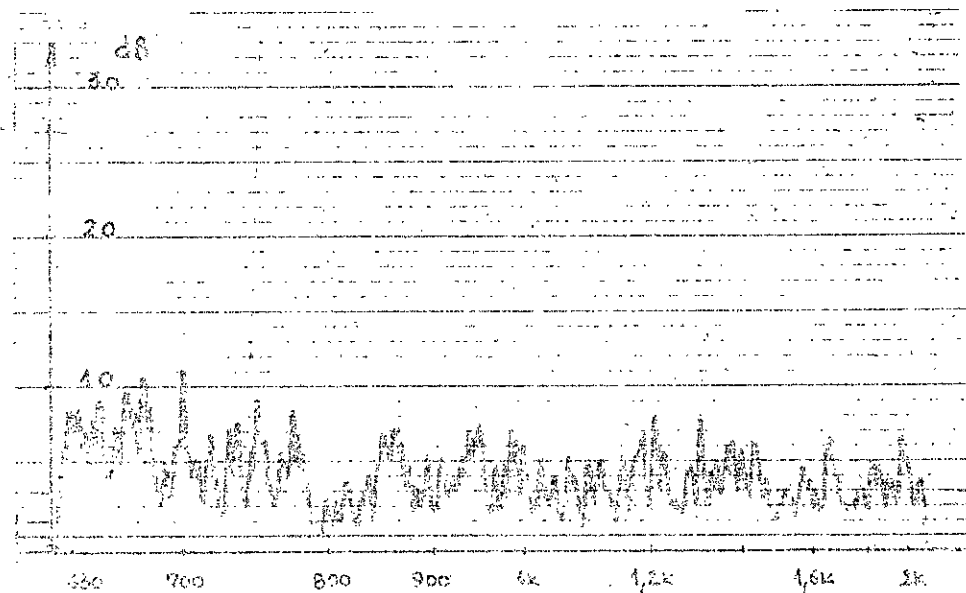
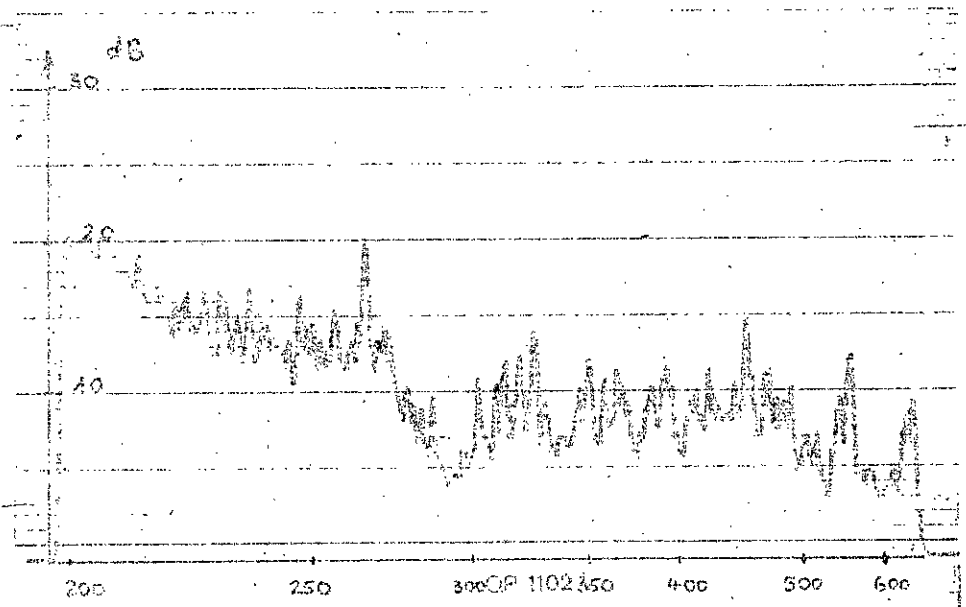
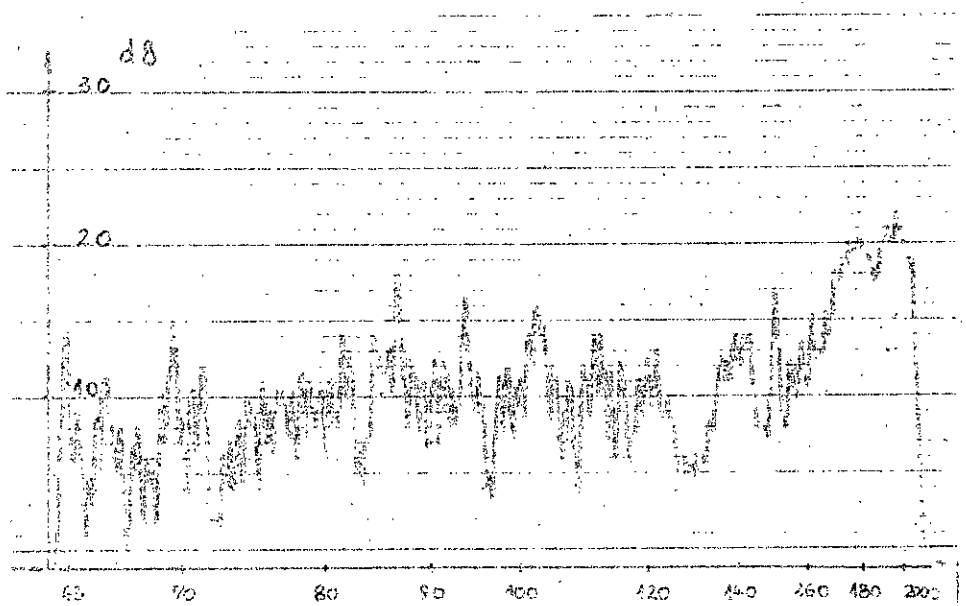


44

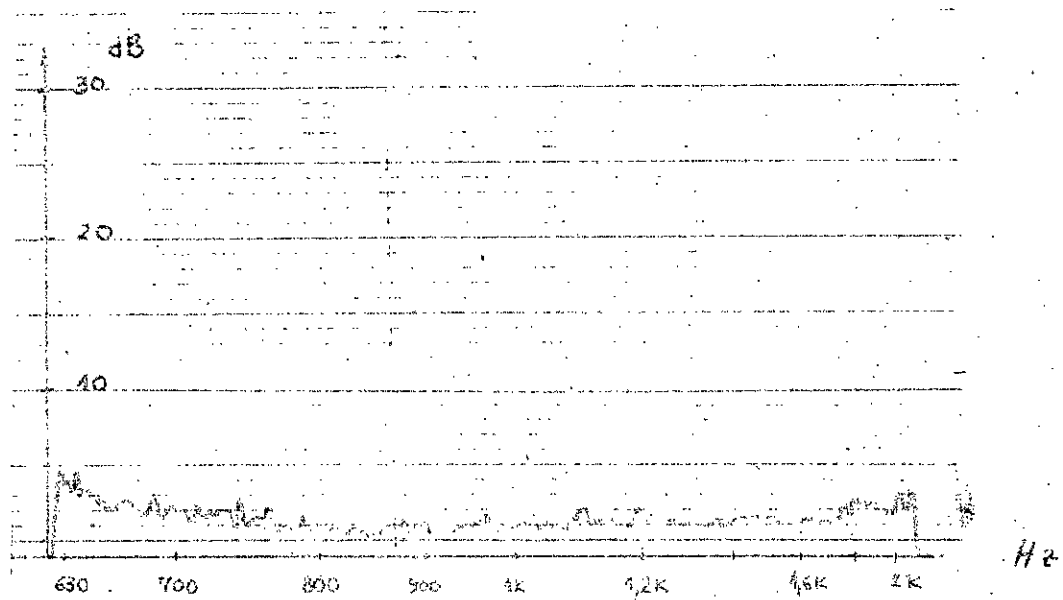
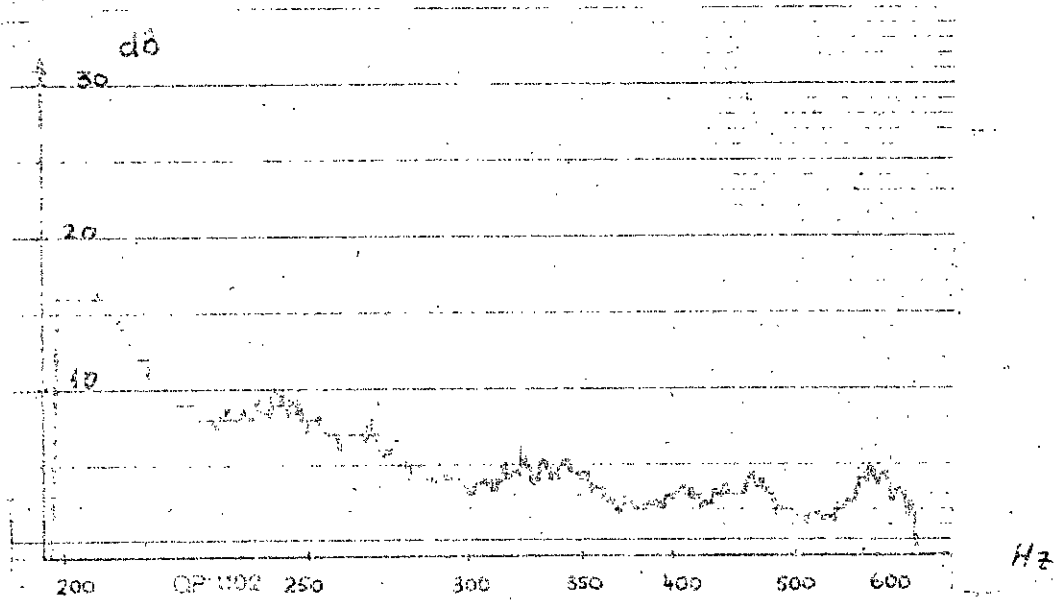
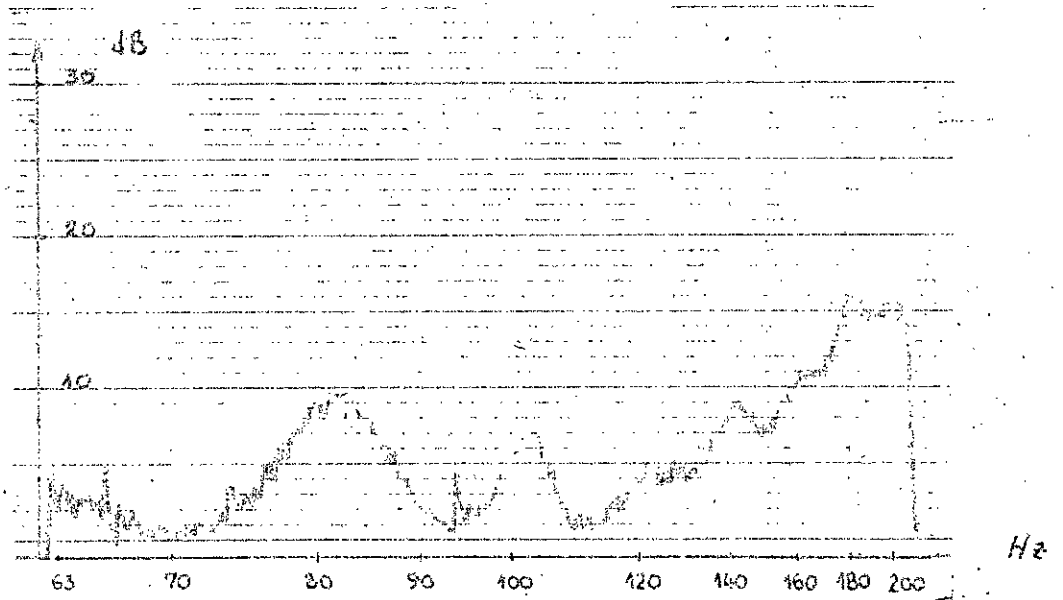
Bandes passantes sélectionnées pour le point 14



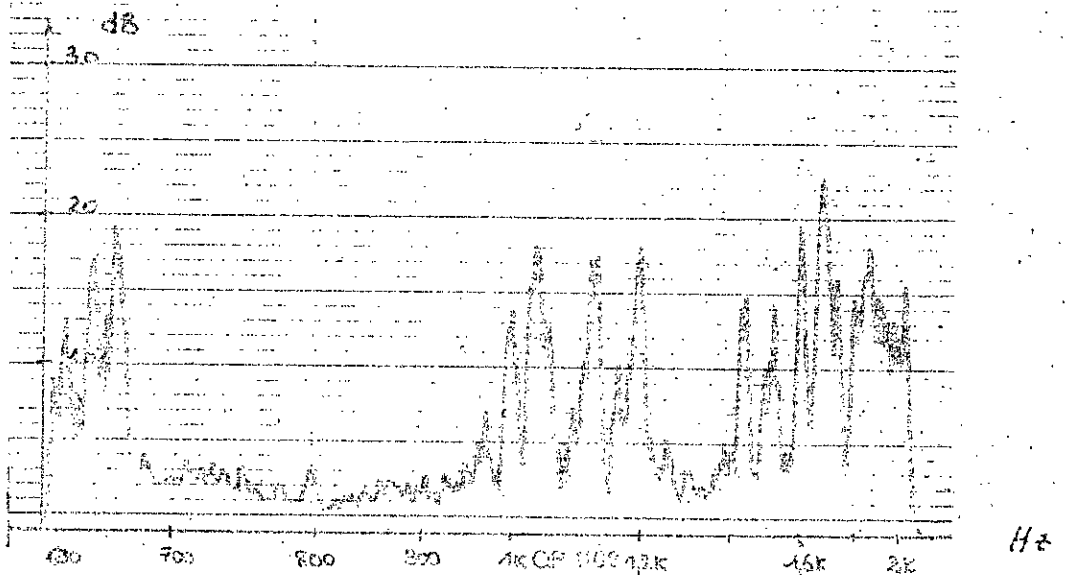
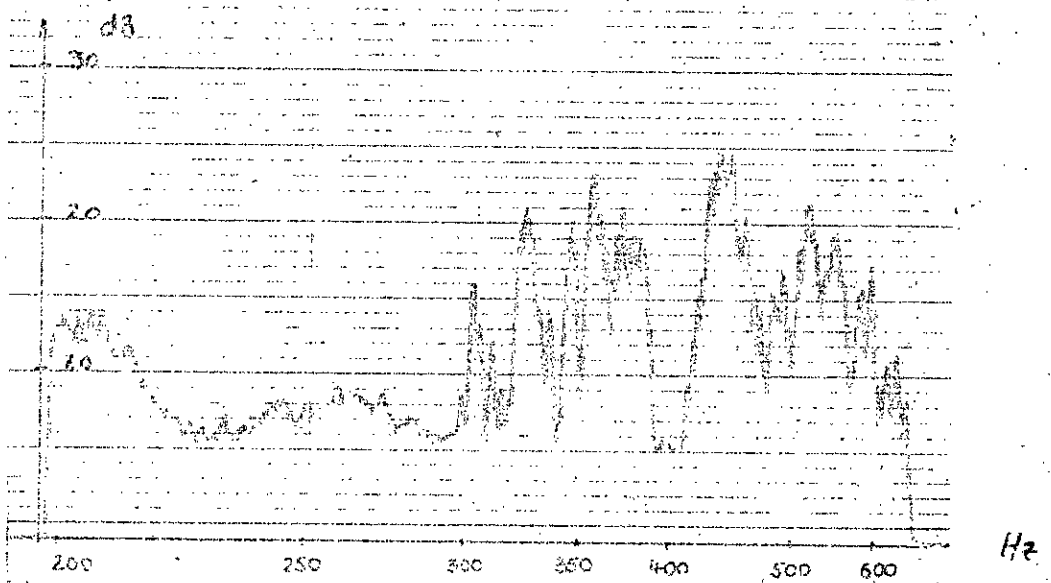
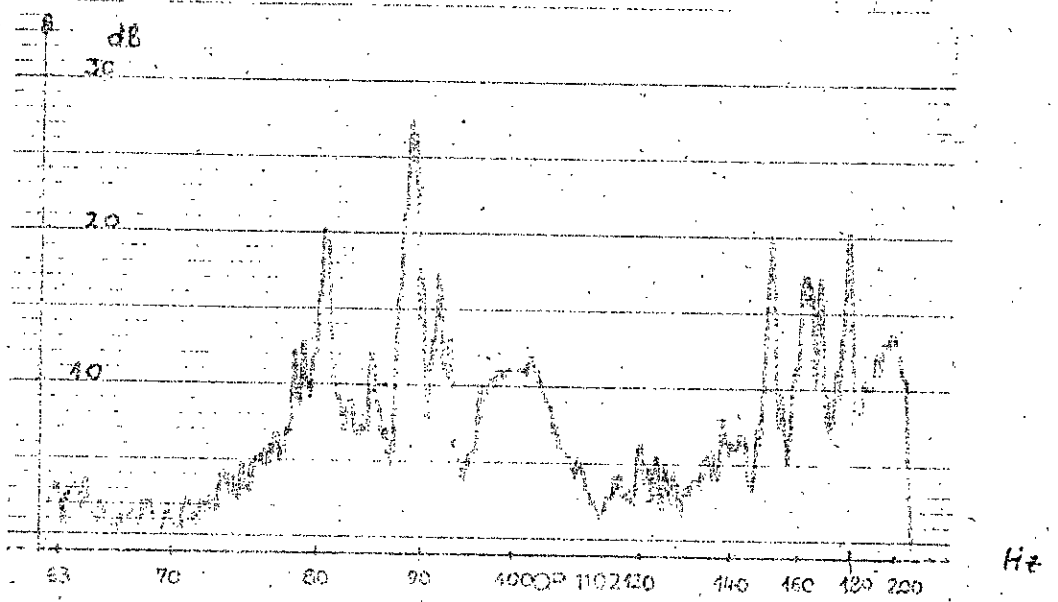
Bandes passantes sélectionnées pour le point 15



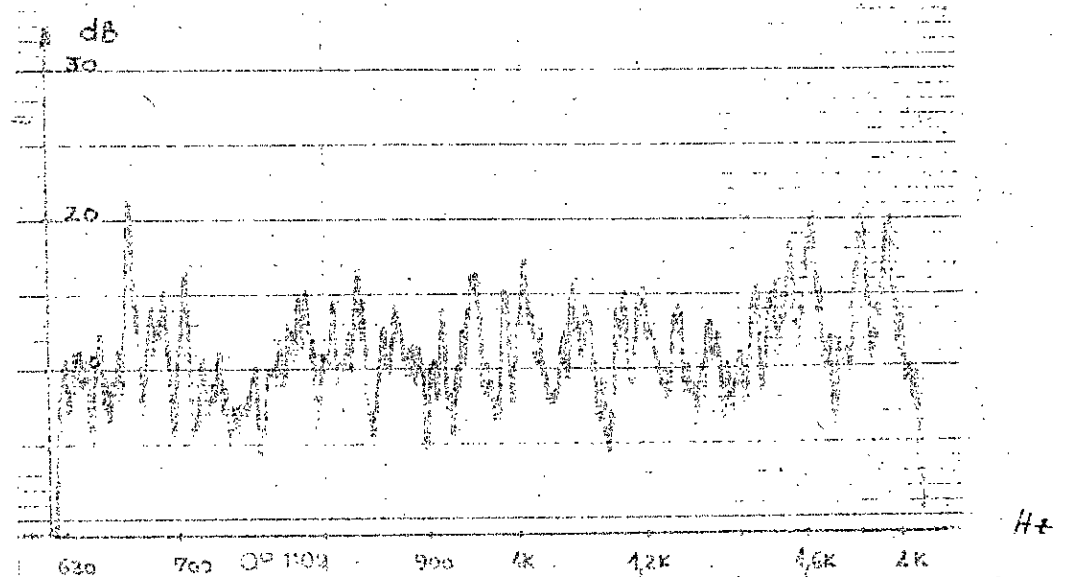
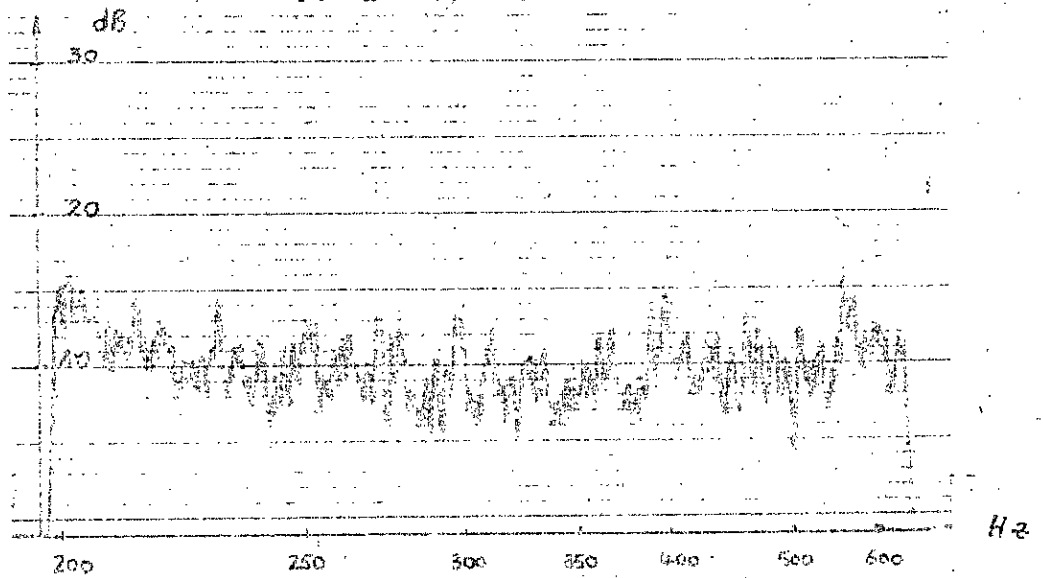
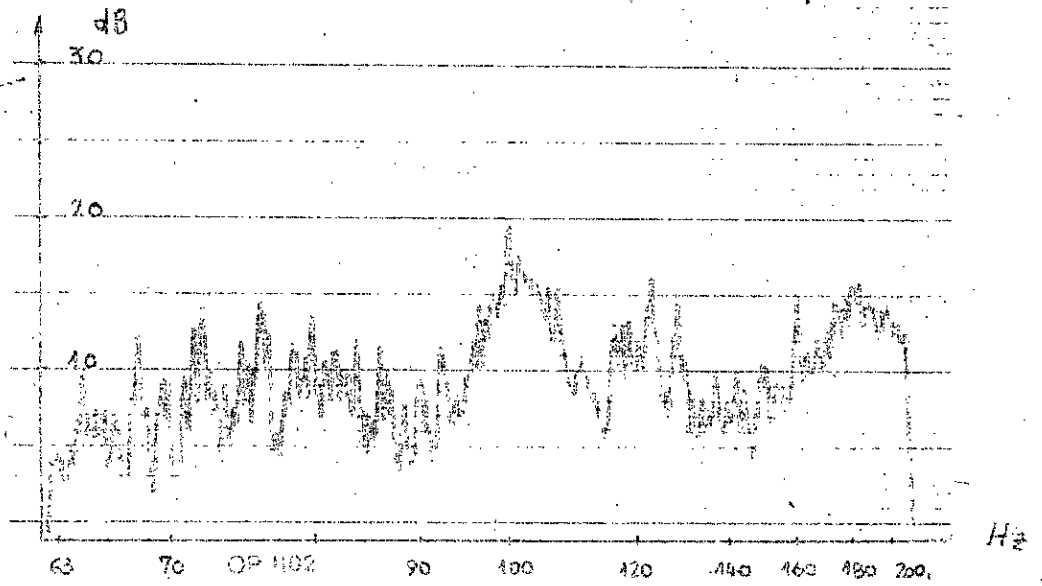
Bandes passantes sélectionnées pour le point 16



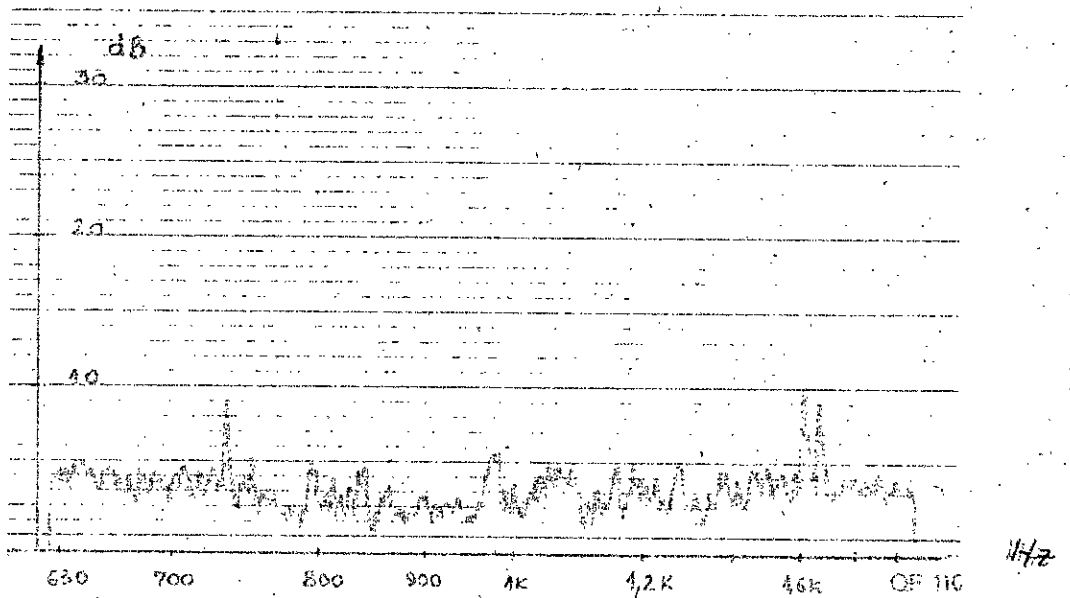
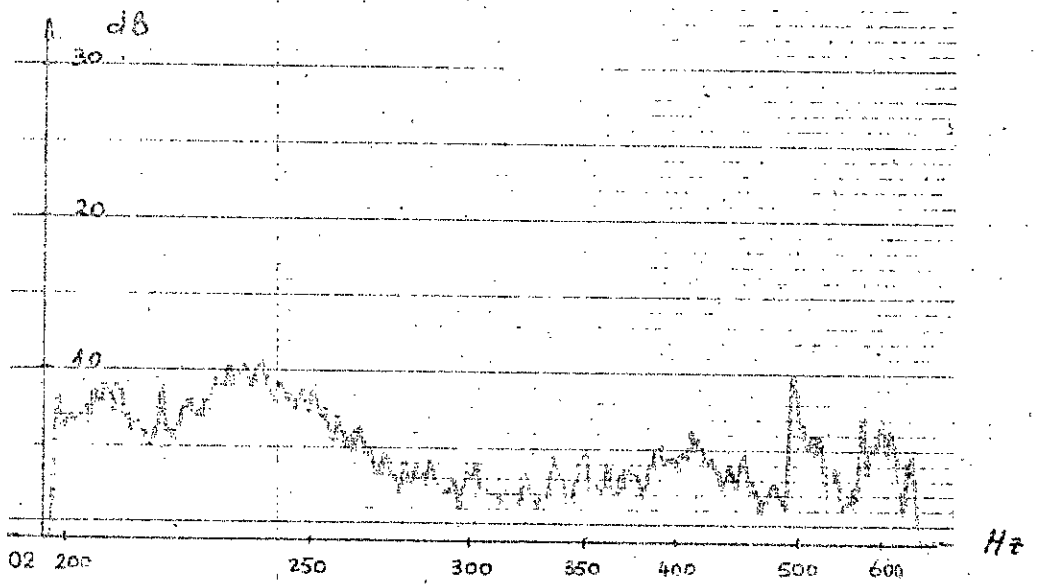
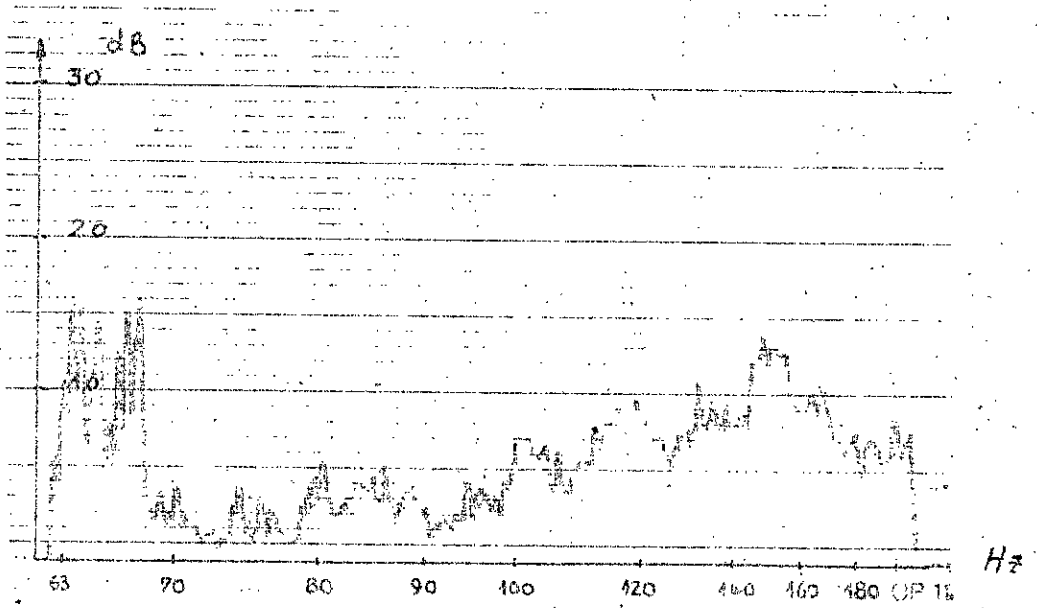
Bandes passantes sélectionnées pour le point 17



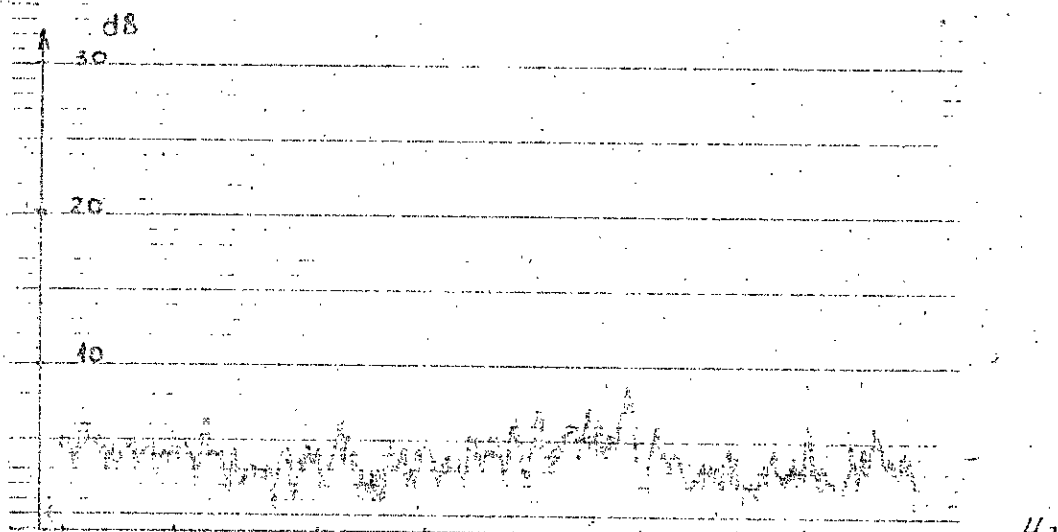
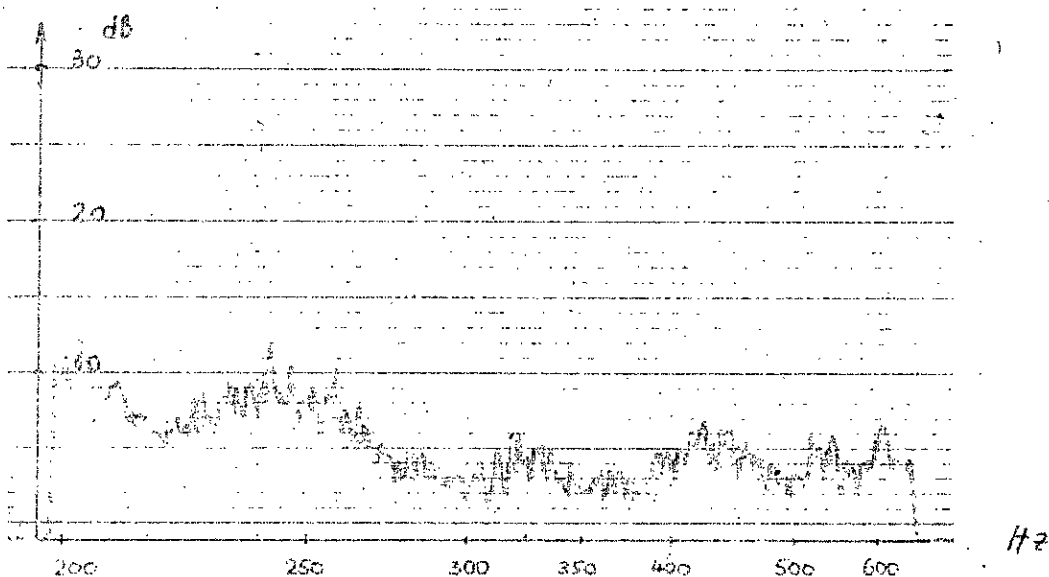
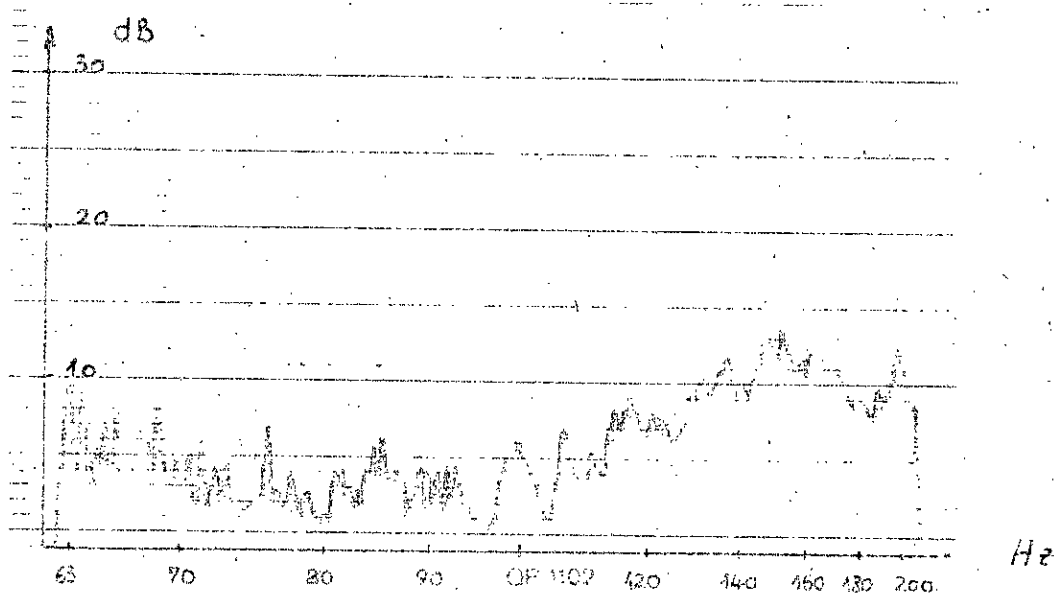
Bandes passantes sélectionnées pour le point 18.



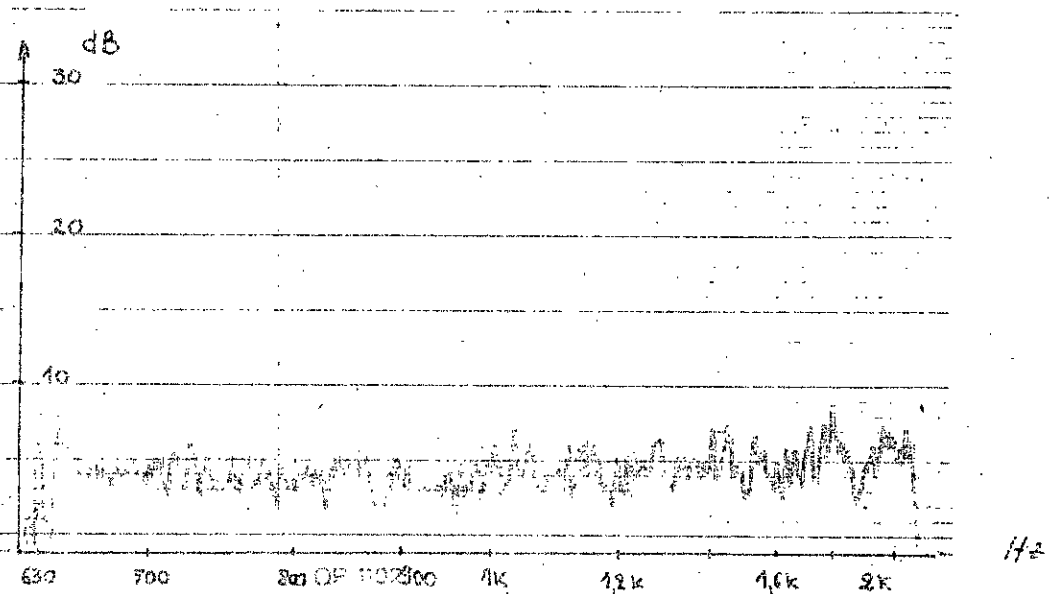
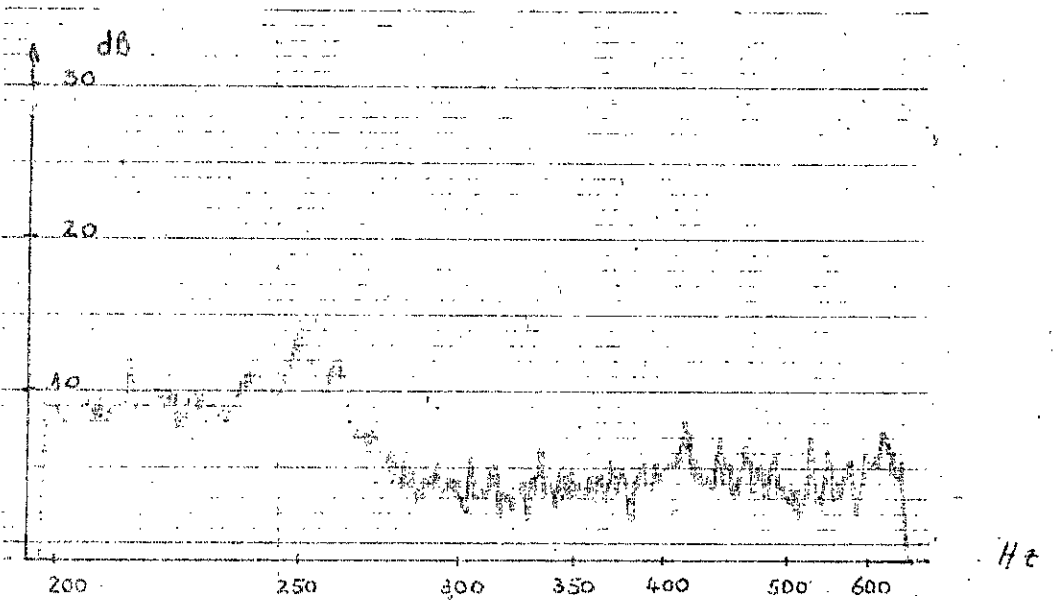
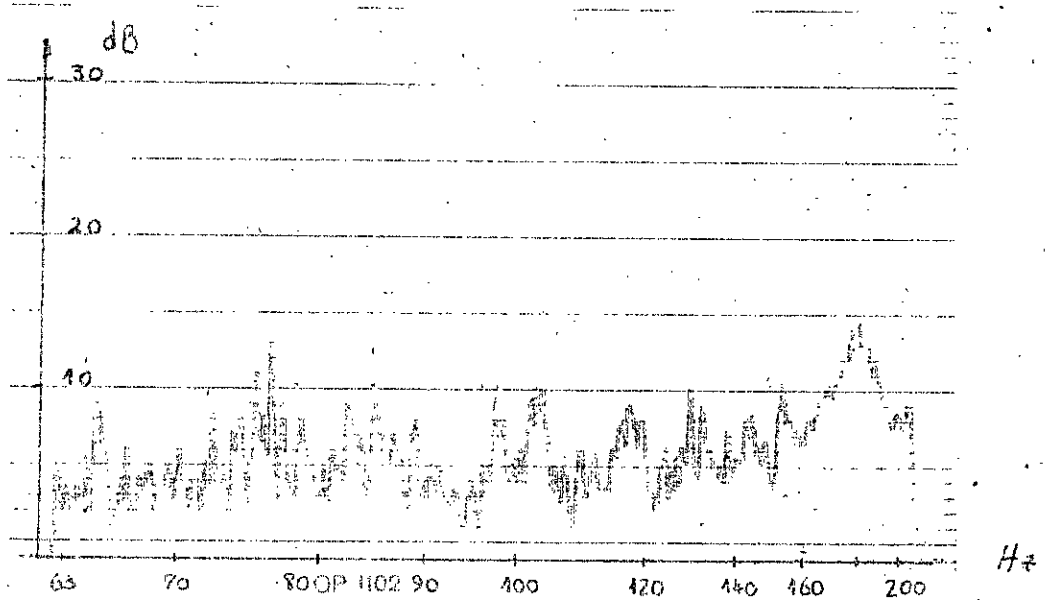
Bandes passantes sélectionnées pour le point 19



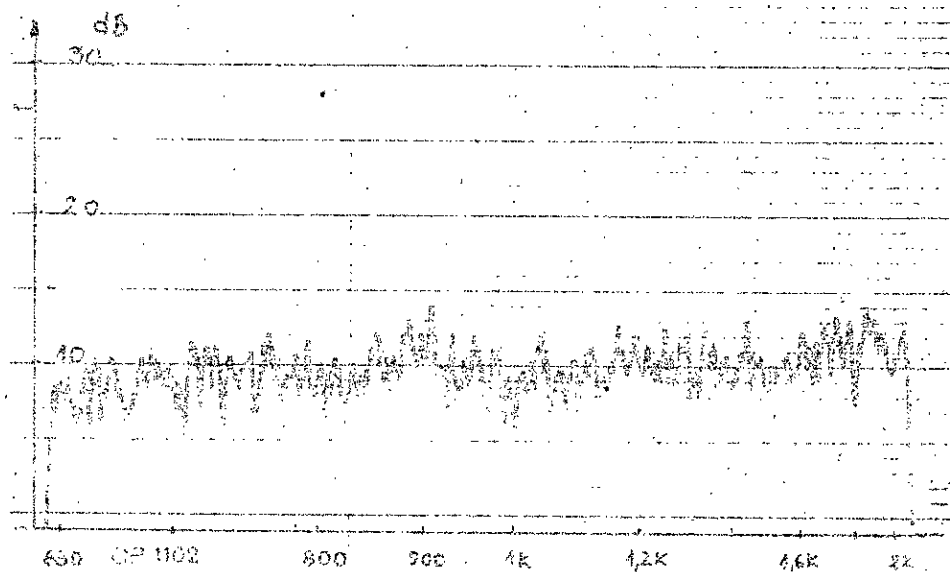
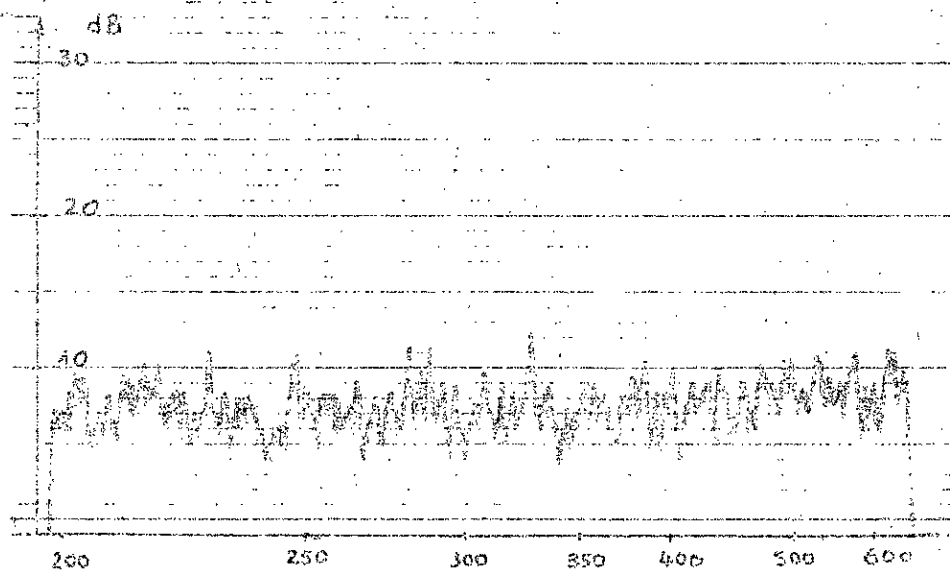
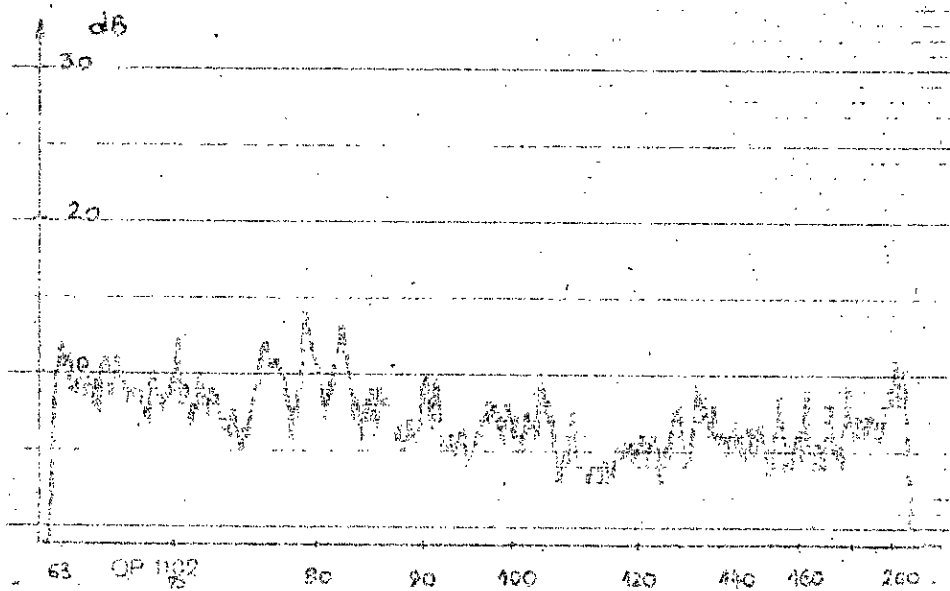
Bandes passantes sélectionnées pour le point 20



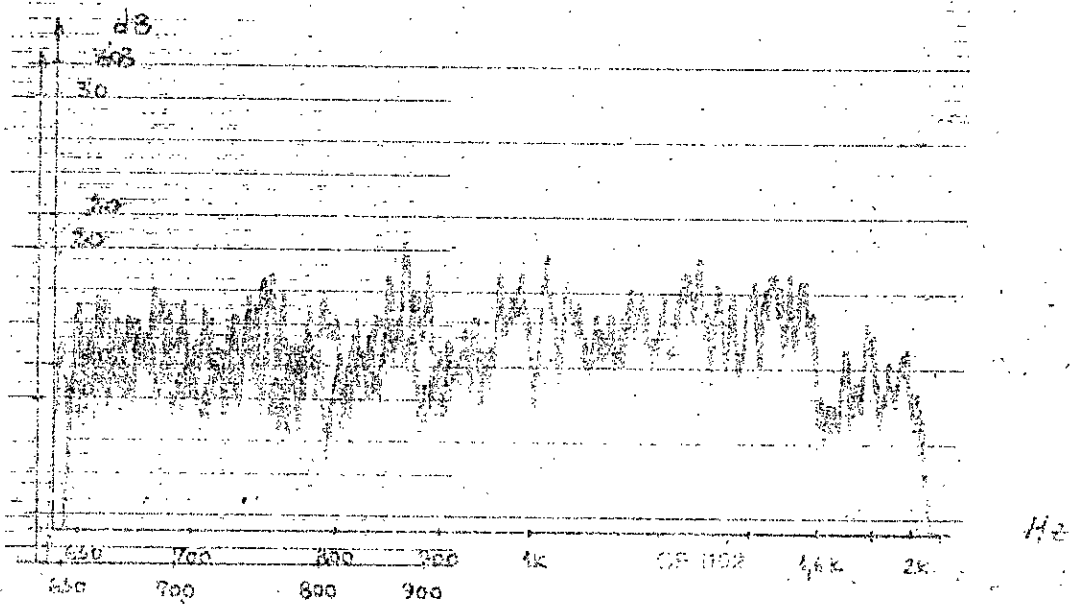
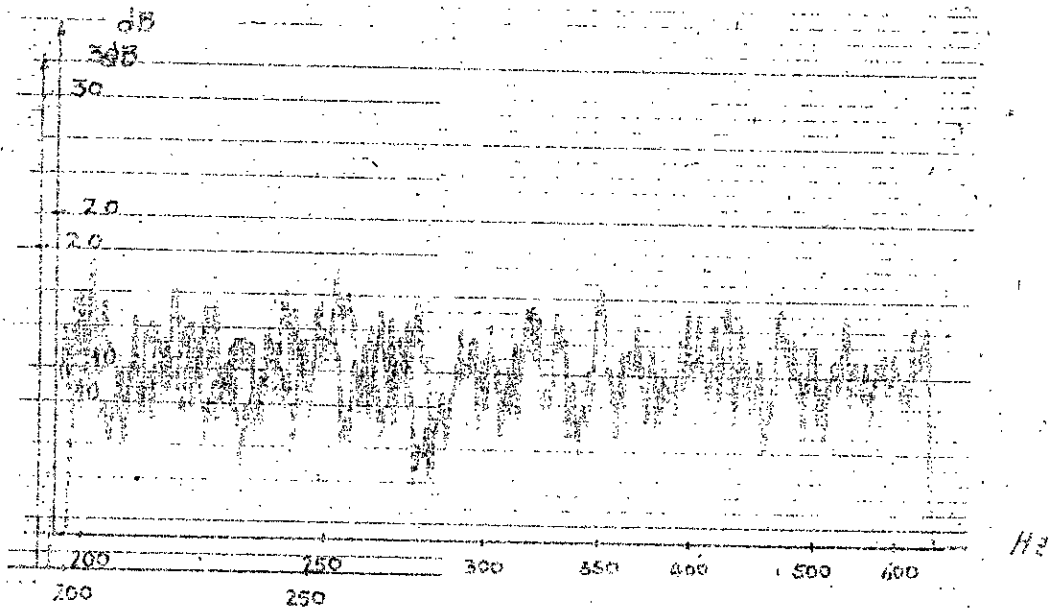
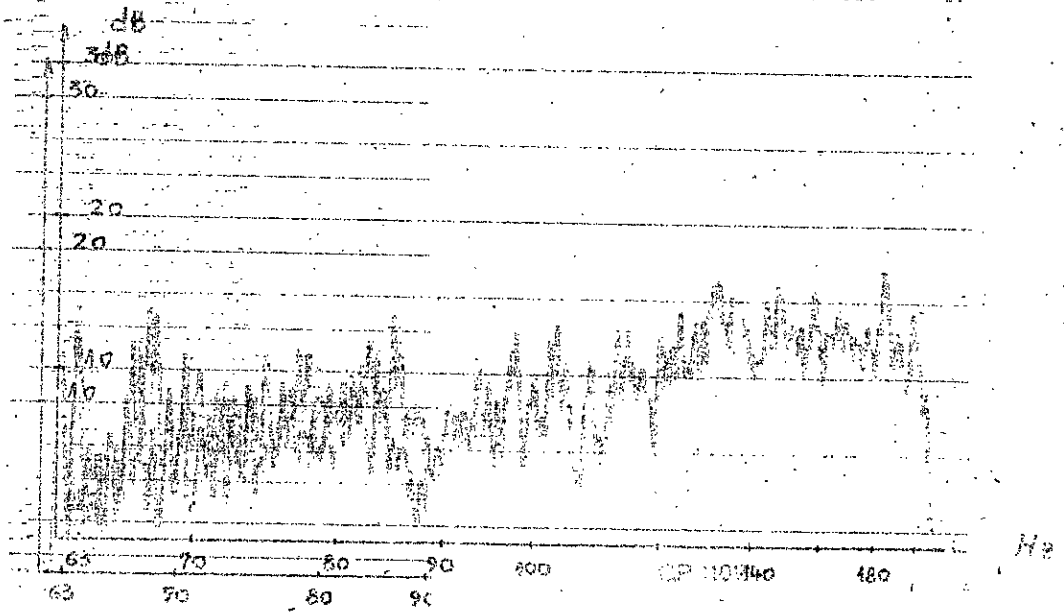
Bandes passantes sélectionnées pour le point 21



Bandes passantes sélectionnées pour le point 22



Bandes passantes sélectionnées pour le point 23
Bandes passantes séi



CH VI INTERPRETATION

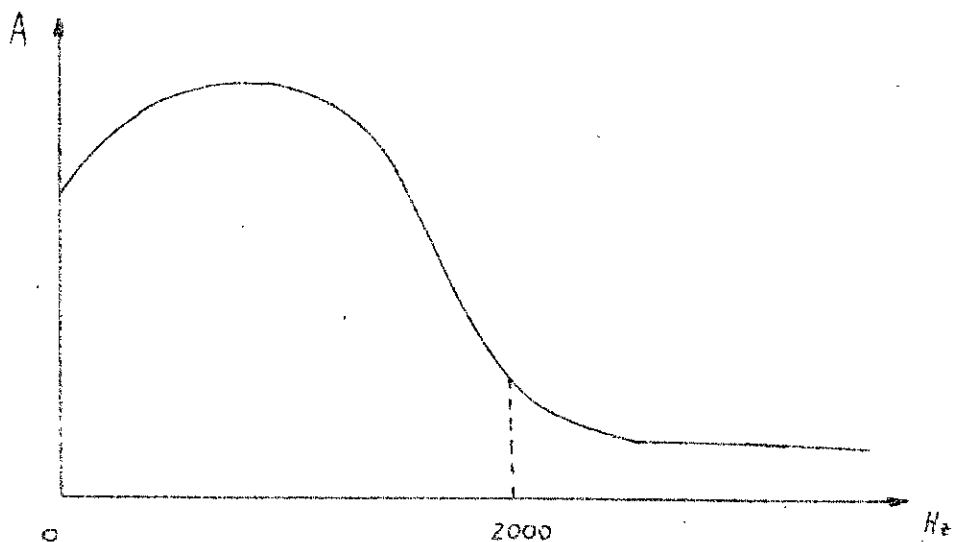
6.1 Analyse des signaux

Nous admettons que les spectres obtenus des mesures représentent la distribution de l'énergie des tourbillons transmise aux pièces mécaniques du ventilateur.

L'analyse et la comparaison des spectres correspondants à une fréquence de rotation constante indiquent que les changements de signaux pour les différents modes d'écoulement existent dans les bandes larges de fréquences. Autrement dit, on n'observe pas de changement de maximum locaux mais par contre les changements de l'énergie ont un caractère globalement croissant.

On peut le constater de manière plus distincte dans les bandes passantes de fréquences de 63 Hz à 2000 Hz. Ceci correspond avec les bandes passantes suivantes de l'analyseur : $[63 \div 200; 200 \div 630; \text{et } 630 \div 2000]$ Hz.*

* Dans le département de mécanique des fluides des recherches de spectres concernant l'écoulement dans un tunnel aérodynamique ont montré que le passage de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent réalisé à l'aide d'un anémomètre que les spectres avaient la forme suivante :



Les spectres des amplitudes étaient compris entre 0 et 2000 Hz. Ce résultat est très intéressant pour cette thèse. Les changements de spectres en fonction de l'intensité de turbulence ont été observés dans la même bande passante que pour nos mesures c'est à dire [63-2000].

Les tableaux de l'I.R.D recommandent les basses fréquences pour les zones d'existence de signaux de vibrations qui correspondent aux écoulements turbulents. Ces tableaux de l'I.R.D sont insérés dans la thèse de M. TAZI et ne sont pas représentés ici.

Compte-tenu de ces données et des résultats obtenus nous avons décidé de prendre en considération les changements de spectres dans la bande de 63 Hz à 2000 Hz. Ces signaux devraient nous informer sur les modes d'écoulement de l'air dans le ventilateur étudié. Nous savons aussi que les amplitudes des accélérations sont proportionnelles à l'énergie de vibrations, pour les points : 1; 2; —, 23 indiqués sur le diagramme : pression - débit. Donc les spectres obtenus peuvent nous servir pour comparer l'évolution globale de l'énergie dans les différents points déjà cités. On sait encore que les aires comprises entre l'axe des fréquences et les signaux de vibrations nous caractérisent cette énergie.

Sur la base de l'étude précédente c'est à dire que pour une fréquence de rotation fixée, les excitations mécaniques restent inchangées et que toute augmentation de l'énergie ne peut être due qu'à la formation ou l'intensification des tourbillons autour de l'aile.

6.2 Planimétrie.

Nous avons établi le planimétrie des aires dans les bandes sélectionnées de 63 à 2000 Hz. Pour une étude comparative nous avons présenté les résultats sur les tableaux A, B, C, D et E sous une forme addimensionnelle.

Un diagramme comparatif de l'énergie de vibration des différents points a été tracé, son rôle est de montrer l'évolution générale de l'énergie et de localiser la zone intermédiaire entre les modes d'écoulement.

quasi-laminaire et turbulent .

TABLEAU A

$n = 1000 \text{ min}^{-1}$

points : 19, 20, 21, 22, 23

Bande Points [Hz]	63 ÷ 200	200 ÷ 630	630 ÷ 2000	Total	Total / 38,6	Ordonnée
19	17,1 [cm ²]	13,2 [cm ²]	8,3 [cm ²]	38,6 [cm ²]	1,0000	94 [mm]
20	14,8 -	17,4 -	13,0 -	45,2 -	1,1710	110 -
21	20,5 -	15,8 -	9,3 -	45,6 -	1,1813	111 -
22	22,2 -	22,3 -	27,5 -	72,0 -	1,8653	176 -
23	21,4 -	32,3 -	29,0 -	82,0 -	2,1244	200 -

TABLEAU B

$n = 1200 \text{ min}^{-1}$

points : 14, 15, 16, 17, 18

Bande Points [Hz]	63 ÷ 200	200 ÷ 630	630 ÷ 2000	Total	Total / 60,3	Ordonnée
14	24,0 [cm ²]	24,0 [cm ²]	12,3 [cm ²]	60,3 [cm ²]	1,0000	94 [mm]
15	24,0 -	25,0 -	9,0 -	58,0 -	0,9619	90 -
16	15,0 -	15,0 -	5,2 -	35,2 -	0,5101	48 -
17	17,4 -	26,0 -	9,5 -	53,0 -	0,7600	72 -
18	26,5 -	26,6 -	24,5 -	77,6 -	1,1246	106 -

TABLEAU C

$$n = 1400 \text{ min}^{-1}$$

points : 9, 10, 11, 12, 13

Bande Points [Hz]	63 ÷ 200	200 ÷ 630	630 ÷ 2000	Total	Total /	Ordonnée
9	14,0 [cm ²]	18,5 [cm ²]	10,0 [cm ²]	42,5 [cm ²]	1,0000	94 [mm]
10	20,0 —	22,0 —	6,6 —	48,6 —	1,1435	135 —
11	19,0 —	28,0 —	6,0 —	53,0 —	1,2471	117 —
12	20,0 —	27,0 —	16,0 —	63,0 —	1,4824	140 —
13	18,0 —	22,0 —	10,0 —	50,0 —	1,1765	111 —

TABLEAU D

$$n = 1600 \text{ min}^{-1}$$

points : 4, 5, 6, 7, 8

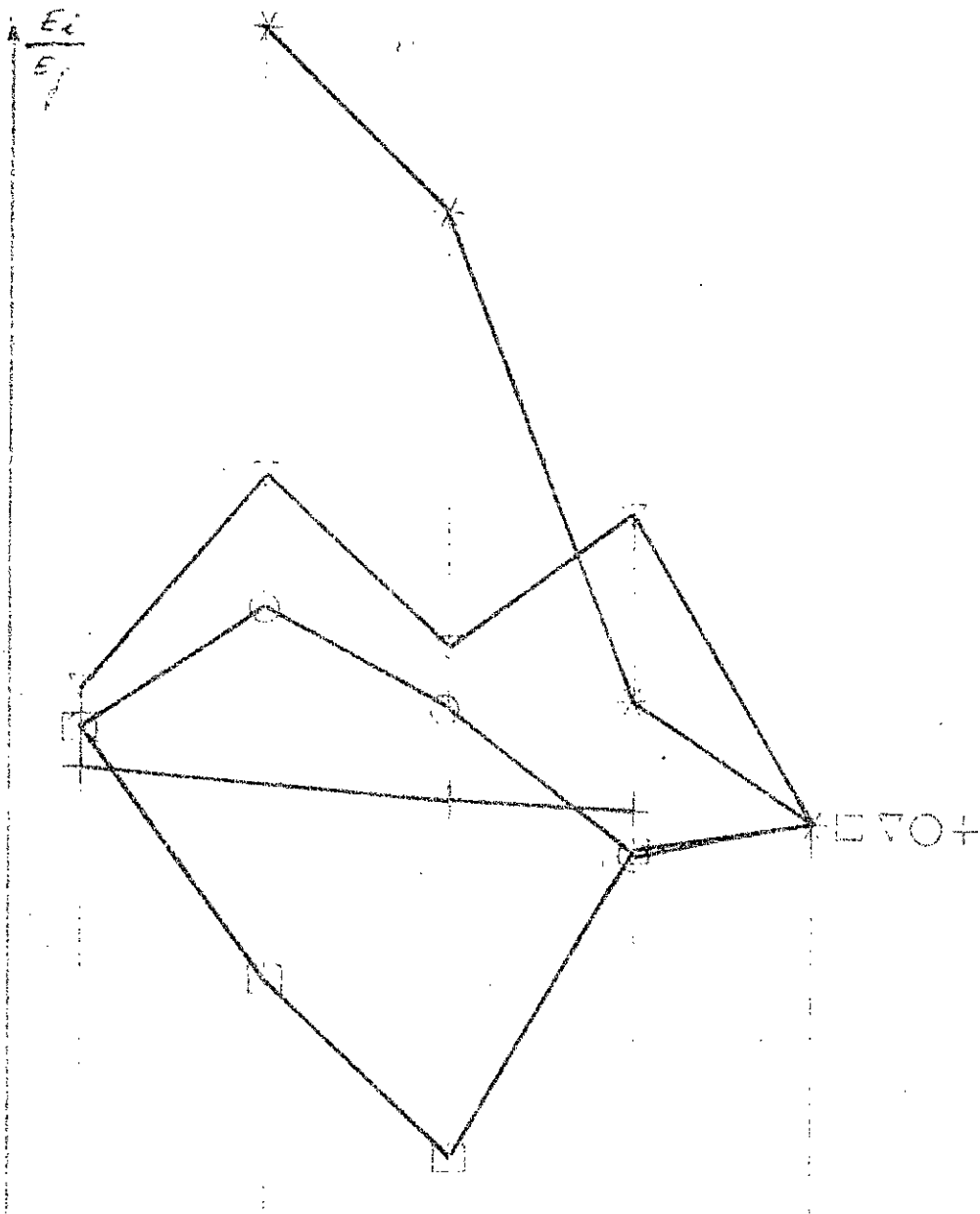
Bande Points [Hz]	63 ÷ 200	200 ÷ 630	630 ÷ 2000	Total	Total /	Ordonnée
4	31 [cm ²]	27 [cm ²]	20 [cm ²]	78 [cm ²]	1,0000	94 [mm]
5	32 —	28 —	14 —	74 —	0,9487	89 —
6	34,3 —	31 —	25 —	90,3 —	1,1577	109 —
7	29 —	38 —	34 —	101 —	1,2943	122 —
8	28 —	29 —	32 —	89 —	1,1410	107 —

TABLEAU E

$$n = 1800 \text{ min}^{-1}$$

points : 1, 2, 3

Bande Points	63 ÷ 200	200 ÷ 630	630 ÷ 2000	Total	Total/98	Ordonnée
1	30 [cm ²]	31 [cm ²]	37 [cm ²]	98 [cm ²]	1,0000	94 [mm]
2	41 —	33 —	26 —	100 —	1,0214	96 —
3	30 —	36 —	38 —	104 —	1,0612	100 —



3	--	2	1	-	+	$n = 1800 \text{ min}^{-1}$
8	7	6	5	4	○	$n = 1600 \text{ -}$
13	12	11	10	9	▽	$n = 1400 \text{ -}$
18	17	16	15	14	□	$n = 1200 \text{ -}$
23	22	21	20	19	⊕	$n = 1000 \text{ -}$

CH. VII TRAITEMENTS DES RESULTATS DE MESURES

7.1 principes :

Les résultats finaux ont porté sur une seule série de mesures et toutes les conclusions ne peuvent se baser que sur ces mesures. Nous sommes en train de justifier approximativement la méthode utilisée et le traitement des résultats devrait nous permettre de le faire.

Pour une appréciation plus précise on se doit d'avoir un grand ensemble de résultats de mesures. Puisque dans cette thèse nous n'avons fait qu'une série de mesures nous pouvons espérer que le résultat obtenu du traitement répond approximativement aux souhaits formulés dans l'introduction lesquels apparaissent clairement à travers les résultats à travers les résultats acquis sous une forme globale de données : Dans cette optique nous avons fait un petit traitement statistique de ces données. S

Soient les aires mesurées des différents spectres sélectionnés correspondant aux points mentionnés sur le diagramme : pression-débit lesquelles représentent certaines valeurs de la variable aléatoire X . Il s'avère très intéressant de tracer un diagramme de la valeur moyenne \bar{X} et de la variance S_x^2 correspondant aux mesures prises pour les différents points ce qui nous donnera une synthèse de nos résultats.

la valeur moyenne \bar{X} nous représente l'énergie moyenne totale de vibrations produite par les tourbillons qui attaquent les pièces mécaniques du ventilateur. Autrement dit l'augmentation de \bar{X} traduit un accroissement de l'énergie moyenne des tourbillons ou bien que la turbulence se fait de plus en plus grande.

la variance S_x^2 représente la dispersion de l'énergie des tourbillons autour de la valeur moyenne. On sait que le travail non-stationnaire se caractérise par une augmentation brusque de l'énergie. Mais on sait encore qu'une grande dispersion de la variable statistique nous indique de grandes fluctuations

entre les valeurs maximales et les valeurs minimales de l'énergie. Ces grandes fluctuations caractérisent les processus non-stationnaires. Puisque la variance est une caractéristique statistique qui nous donne des informations sur la dispersion du processus observé, on peut penser que ces symptômes observés caractérisent l'énergie des tourbillons.

Une faible valeur de S_x^2 traduit une énergie de tourbillons uniforme et donc de petites fluctuations ce qui signifierait que les aubes sont amorcés par des tourbillons uniformes. De même qu'une grande valeur de S_x^2 indiquerait que l'énergie est très variable et que l'amorce des aubes par les tourbillons très différents : certains avec de faibles énergies par contre d'autres avec de grandes énergies.

7.2 résultats :

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} X_i \quad ;$$

$$S_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{i=n} (X_i - \bar{X})^2 .$$

où : Les X_i sont des valeurs adimensionnelles des aires déterminées par les spectres dans l'intervalle choisi ; $i = 1, 2, \dots, n$ sont le nombre de mesures pour les points correspondants. La correspondance des points est établie par leurs positions par rapport aux maximums de la caractéristique : pression - débit.

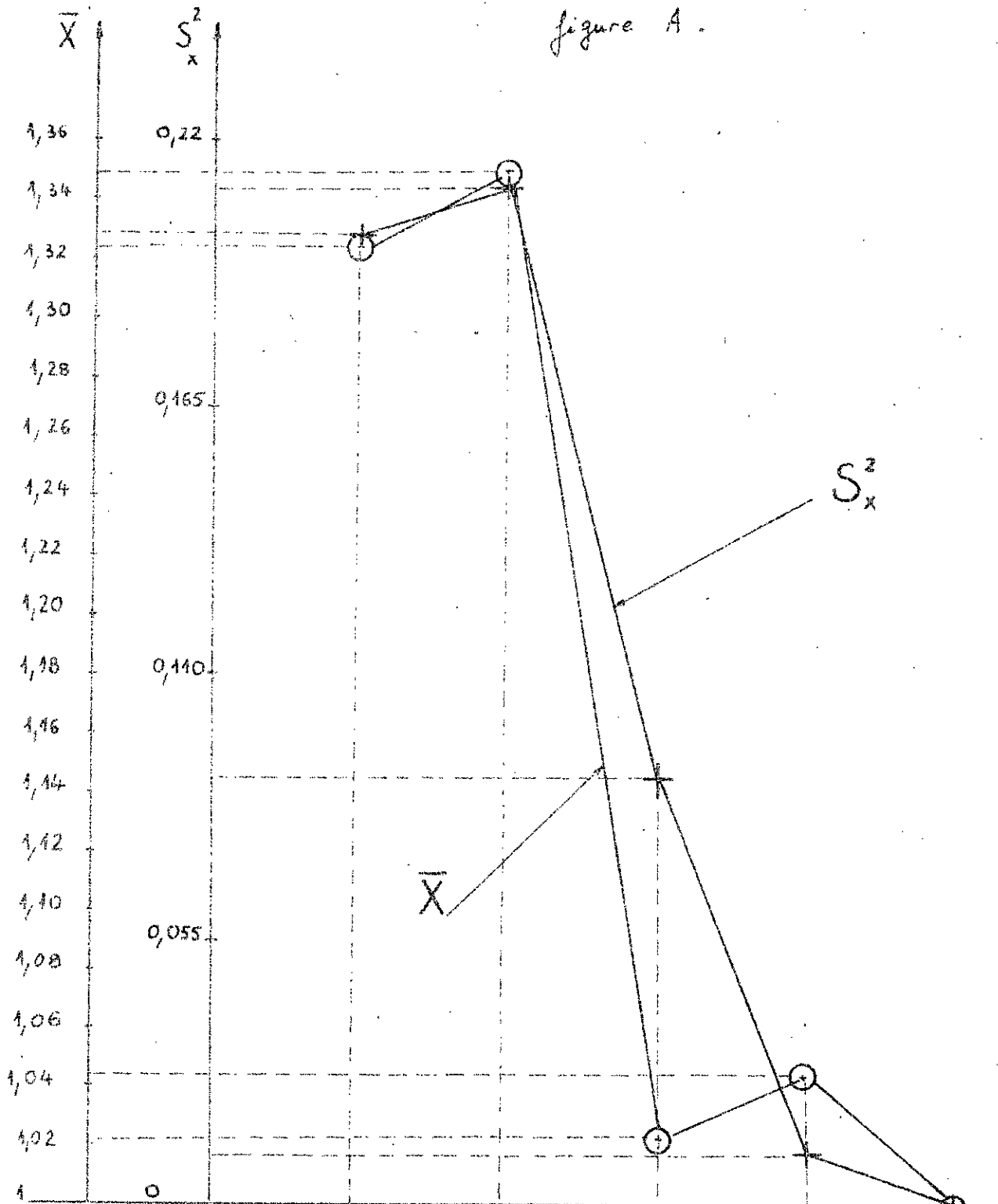
Les valeurs de \bar{X} et S_x^2 sont indiqués sur le tableau I

TABLEAU I :

Points					m [min ⁻¹]					\bar{x}	S_x^2
					1000	1200	1400	1600	1800		
19	14	9	4	-	1	1	1	1	-	1	0
20	15	10	5	1	1,1710	0,9619	1,1435	0,9457	1	1,0450	0,0109
21	16	11	6	2	1,1813	0,5101	1,2471	1,1571	1,0214	1,0235	0,0409
22	17	12	7	-	1,8653	0,7600	1,4824	1,2943	-	1,3505	0,2114
23	18	13	8	3	2,1244	1,1216	1,1765	1,1410	1,06112	1,3255	0,2012

ces résultats calculés sont présentés sur le tableau I et sous la forme graphique sur la figure A.

figure A.



$n = 1000 \text{ min}^{-1}$	23	22	21	20	19
$n = 1200 \text{ min}^{-1}$	18	17	16	15	14
$n = 1400 \text{ min}^{-1}$	13	12	11	10	9
$n = 1600 \text{ min}^{-1}$	8	7	6	5	4
$n = 1800 \text{ min}^{-1}$	3	-	2	1	-

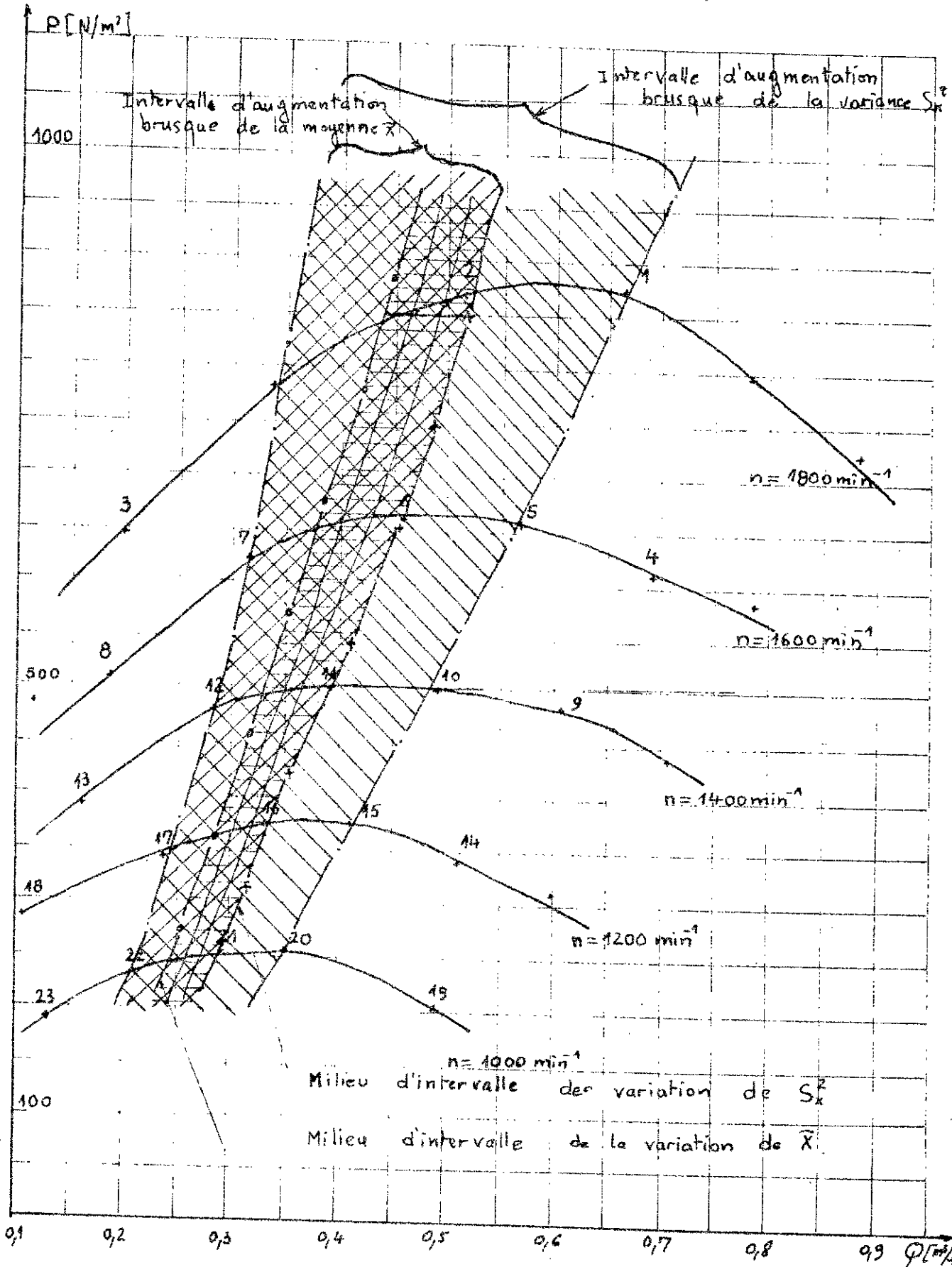


figure C.

Sur le diagramme pression-débit nous avons délimité à l'aide des résultats du traitement statistique la zone de transformation du processus d'écoulement.

la suite des points $\{3, 6, 11, 16, 21\}$ et $\{-, 7, 12, 17, 22\}$ limitent l'intervalle de l'augmentation brusque de la moyenne \bar{x} et celles des points $\{1, 5, 10, 15, 20\}$ et $\{-, 7, 12, 17, 22\}$ limitent l'intervalle d'augmentation rapide de la variance S_x^2 .

Les lignes centrales de ces intervalles peuvent être considérées comme les limites de la zone qui détermine le passage très rapide de l'écoulement quasi-lamininaire à celui turbulent. Nous sommes intéressés par une illustration graphique complétée par les résultats du traitement statistique sur le diagramme : pression-débit : figure C

CH. VIII CONCLUSION

La possibilité d'utilisation des signaux de vibrations - comme des signaux diagnostiques pour estimer le mode d'écoulement dans le ventilateur étudié semble être confirmée par les résultats présentés dans cette étude.

L'augmentation de la non stationnarité de l'écoulement nous donne un accroissement de la valeur moyenne caractérisant l'énergie de vibrations, la variance traduisant des fluctuations très caractéristiques de la non stationnarité.

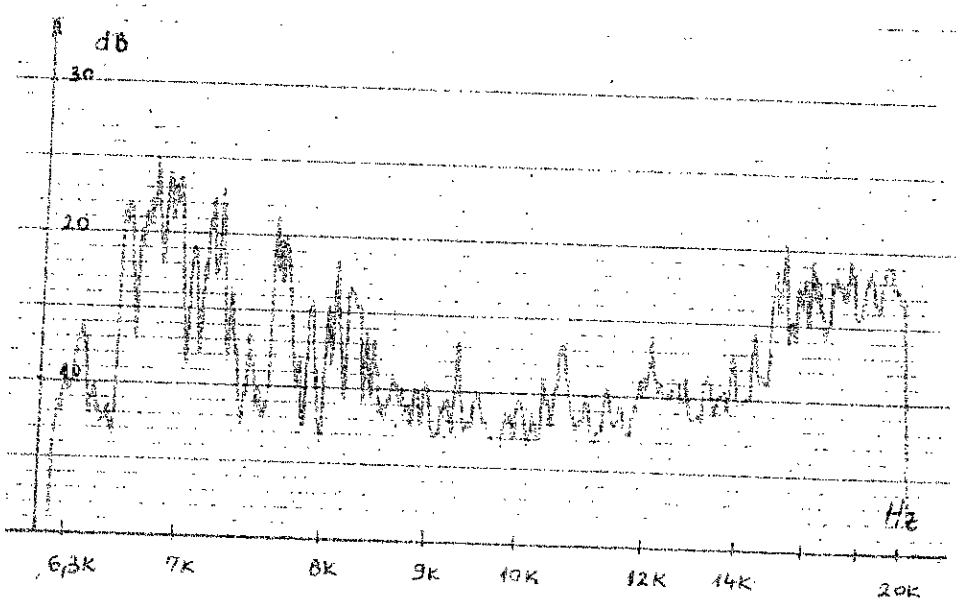
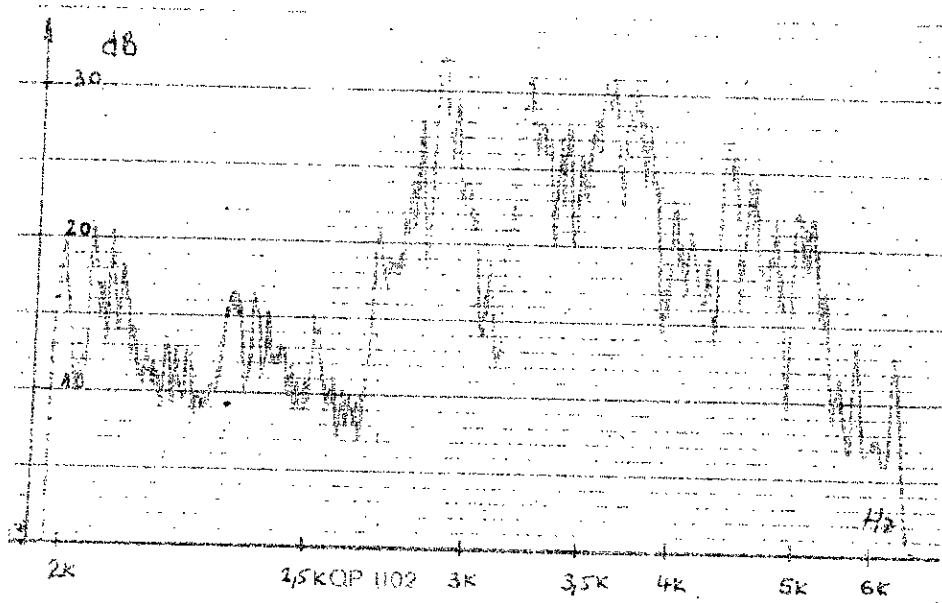
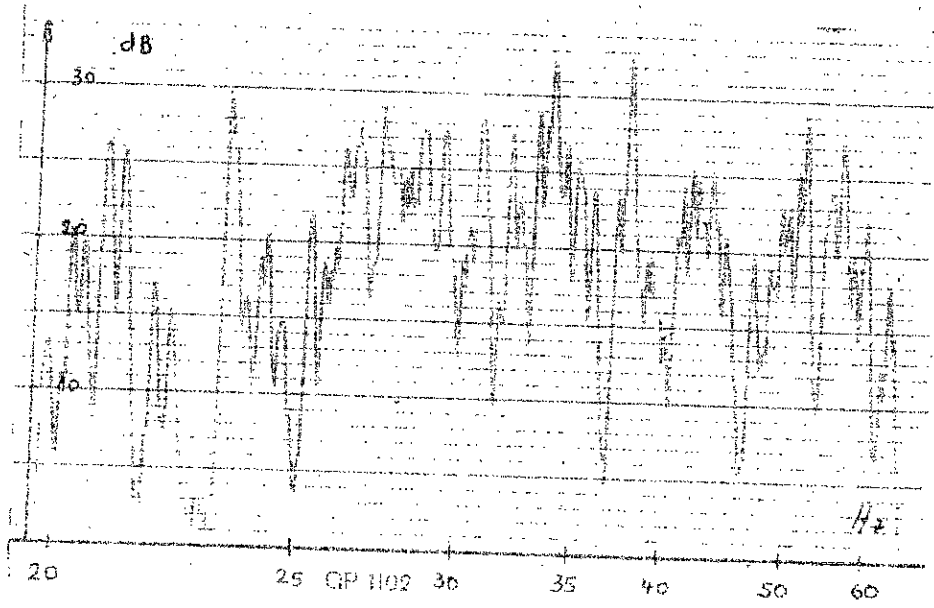
On doit se souvenir que cette conclusion est chargée par toutes les restrictions faites au cours de recherches. Un petit nombre de résultats de mesures ne permet de confirmer que l'équité de la conception qu'il existe une possibilité de la représenter du mode d'écoulement par signaux de vibrations des pièces mécaniques du ventilateur. On peut donc être convaincu maintenant que la manière de procéder est bien choisie.

Mais pour préparer une méthode juste d'appréciation de la turbulence dans les ventilateurs à l'aide de signaux de vibrations, on doit effectuer beaucoup de mesures qui permettent de déterminer de la manière la plus précise les grandeurs caractérisantes de l'écoulement par les vibrations.

Ceci permettra d'établir la méthode diagnostique qui pourrait être appliquée en pratique.

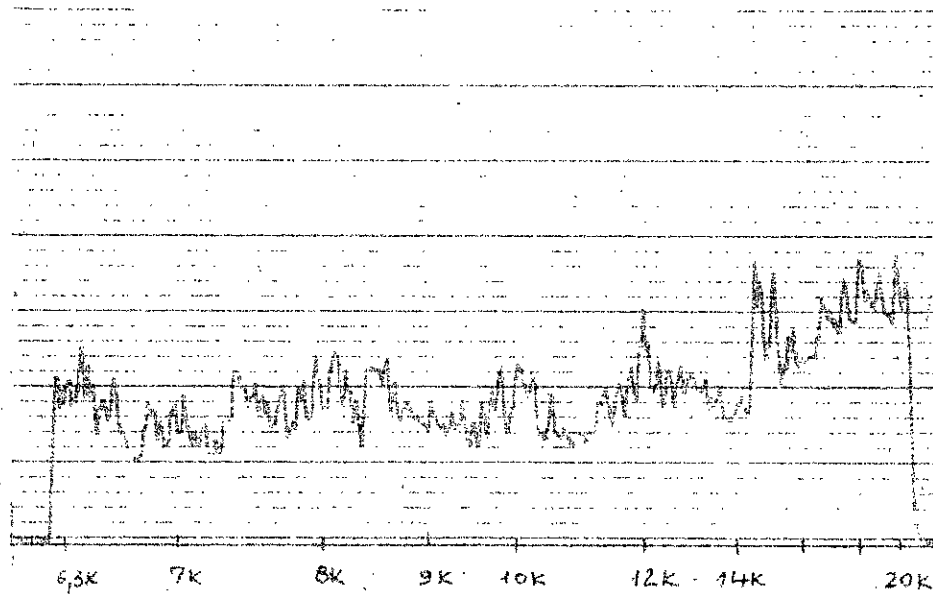
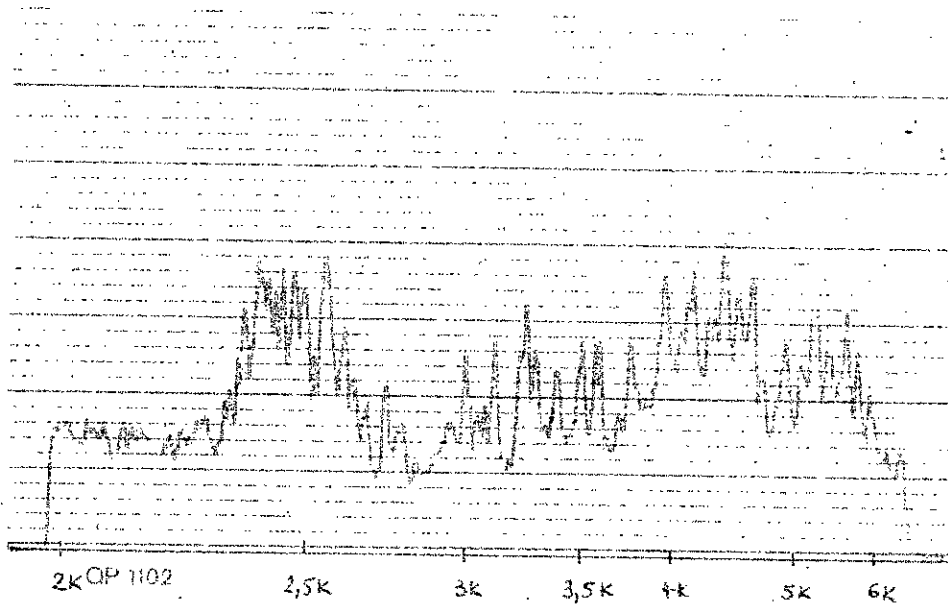
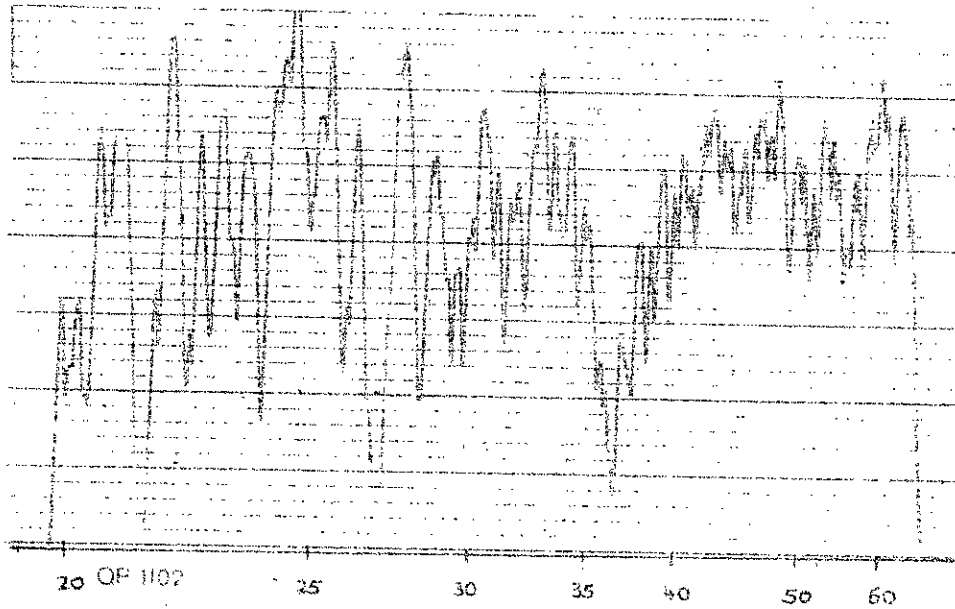
Pour justifier le choix des bandes passantes sélectionnées je joins les bandes passantes non sélectionnées dans la dernière partie.

66 B
Point : 1



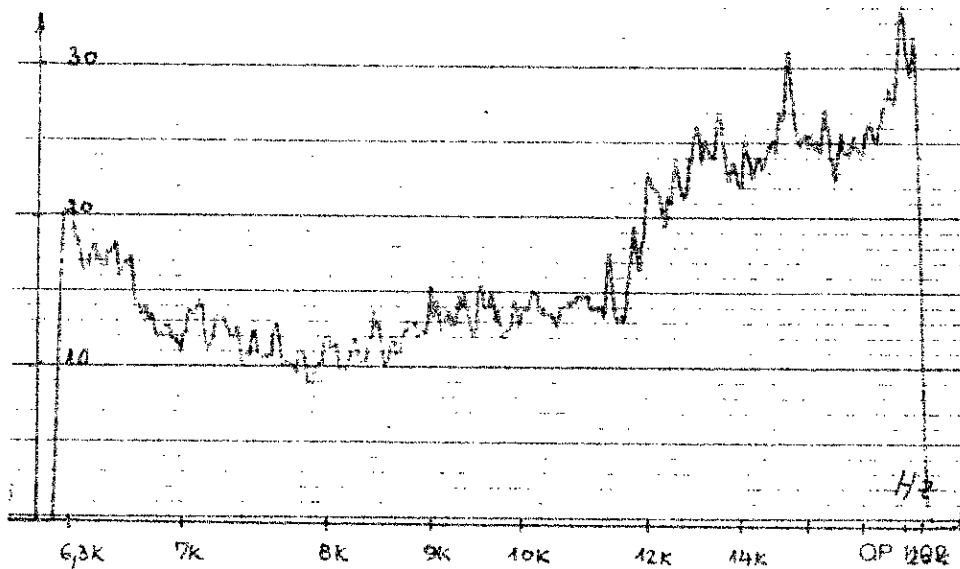
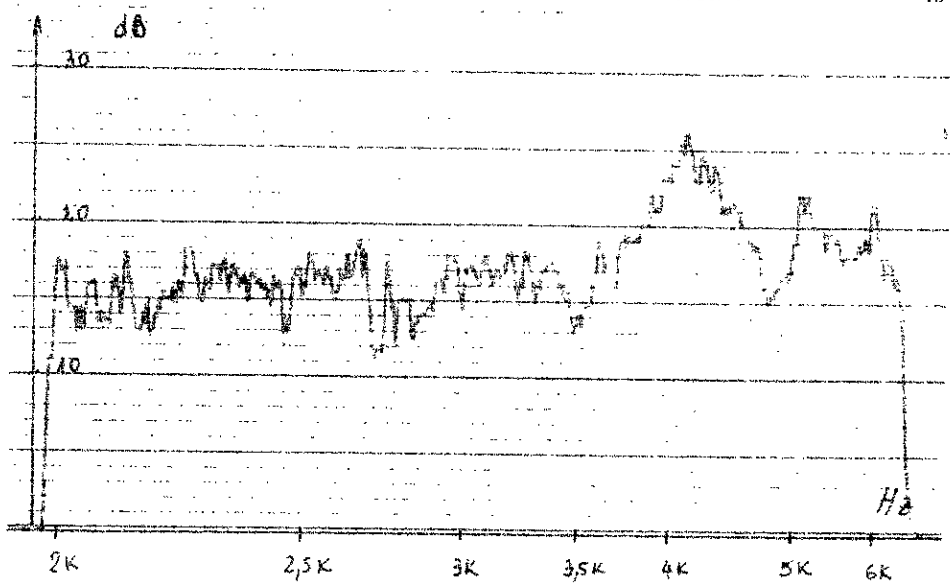
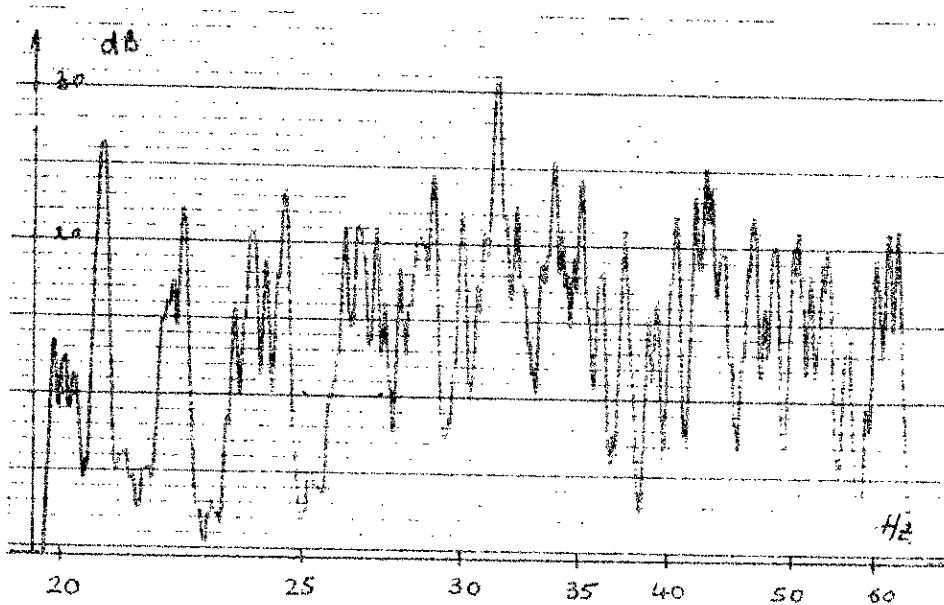
67

Point : 2

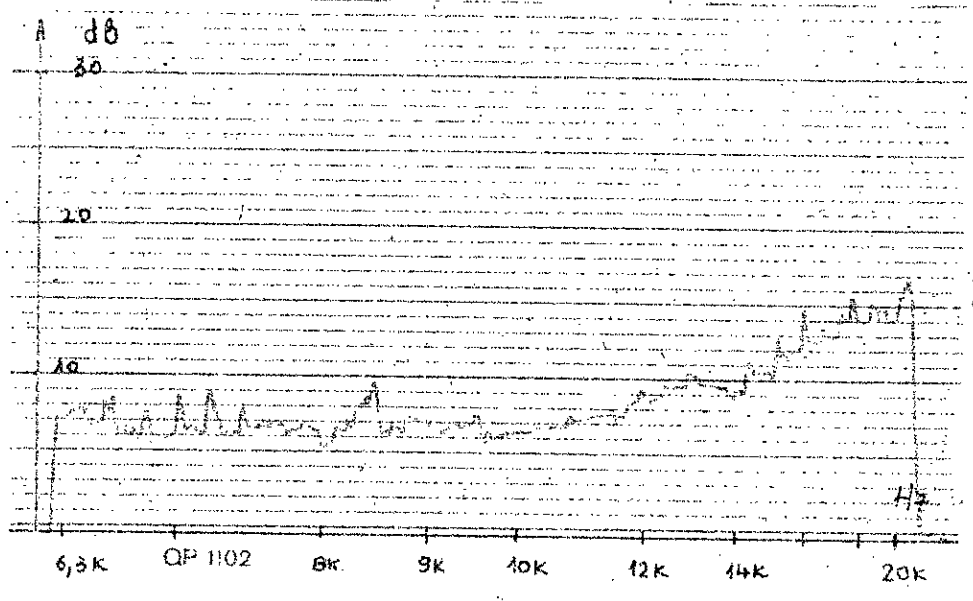
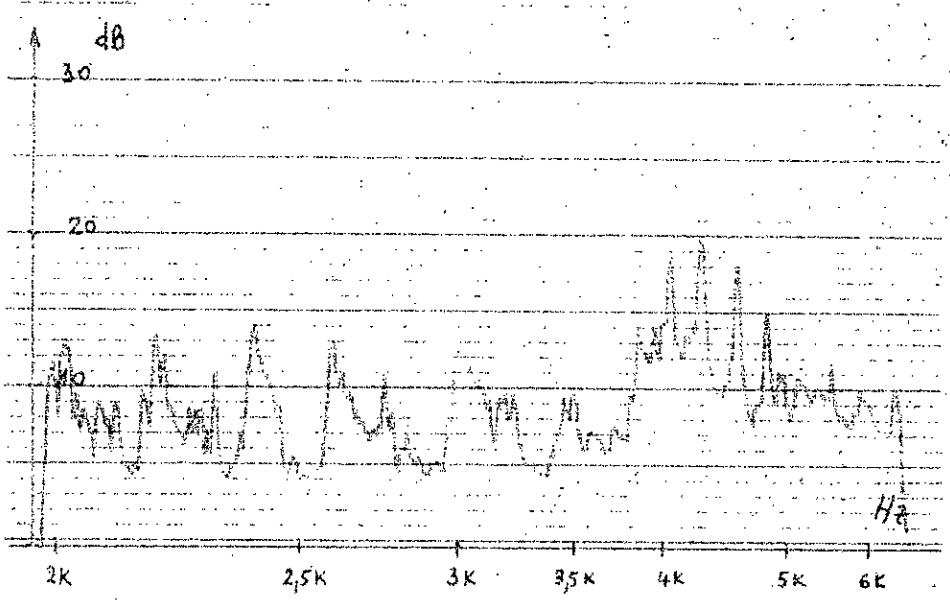
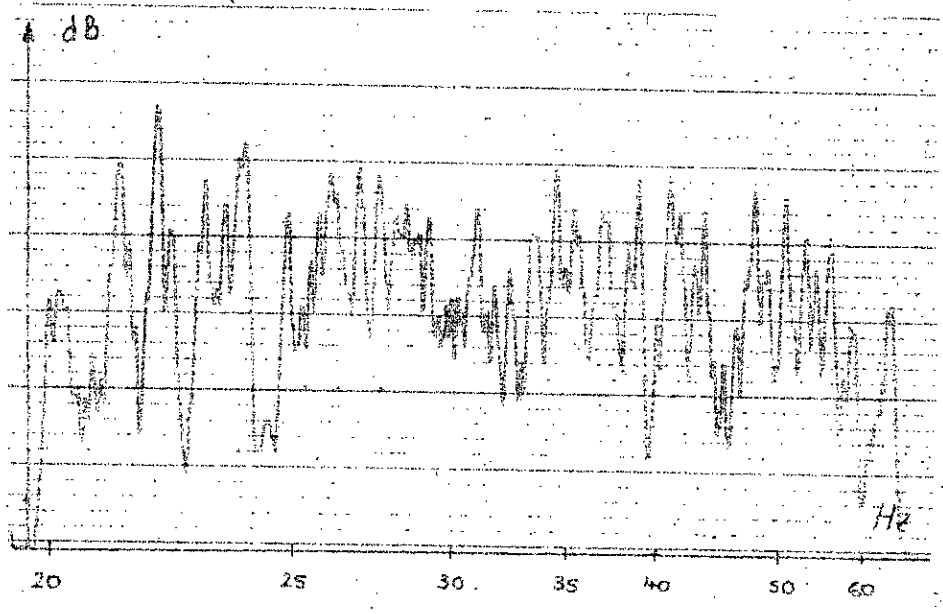


68

Point : 3

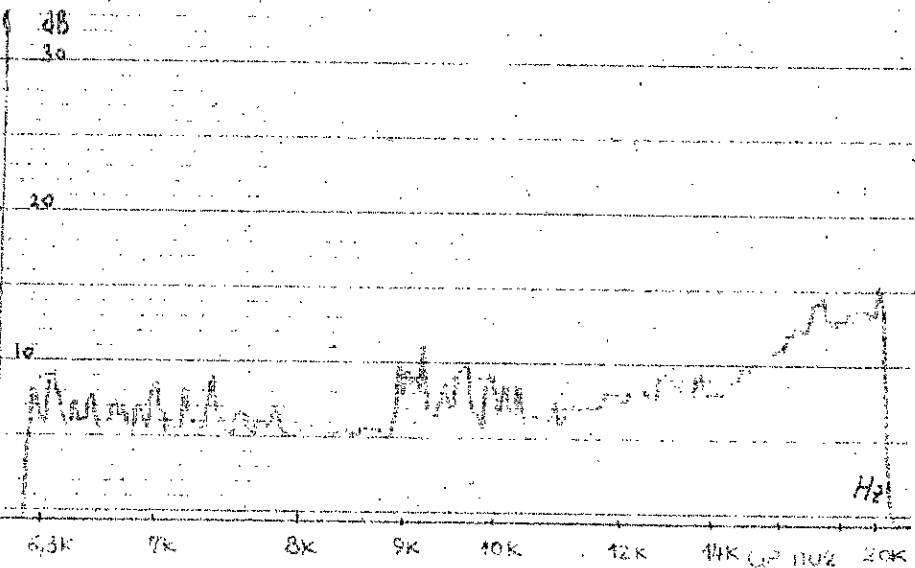
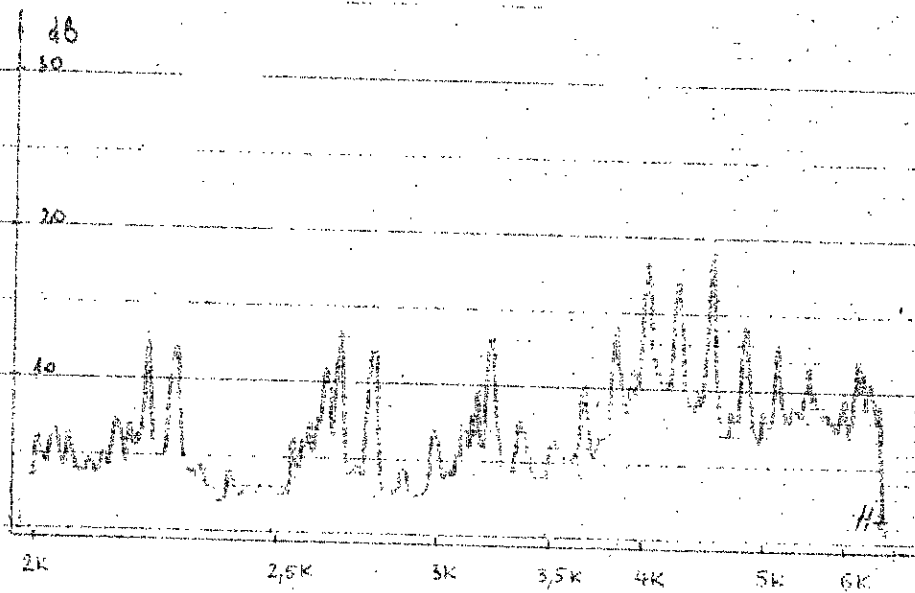
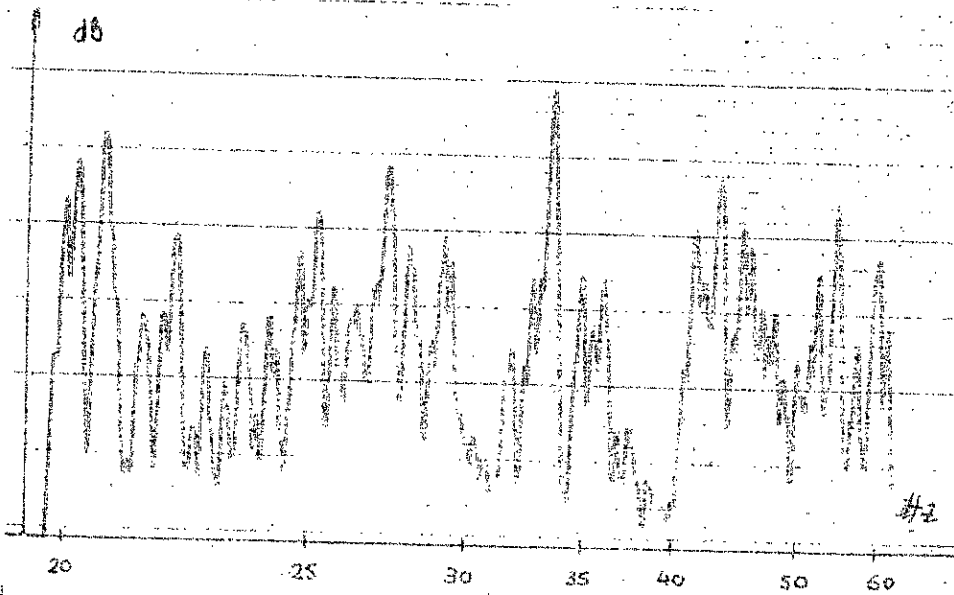


Point : 4



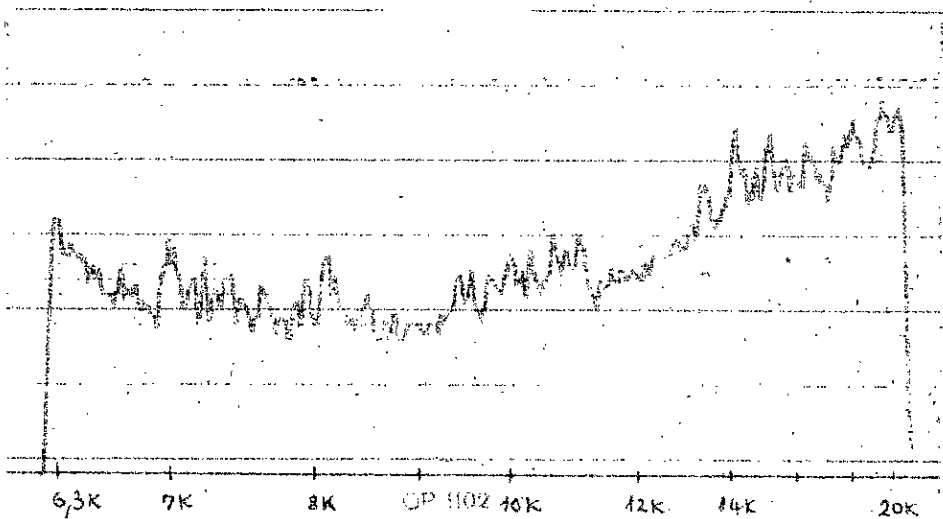
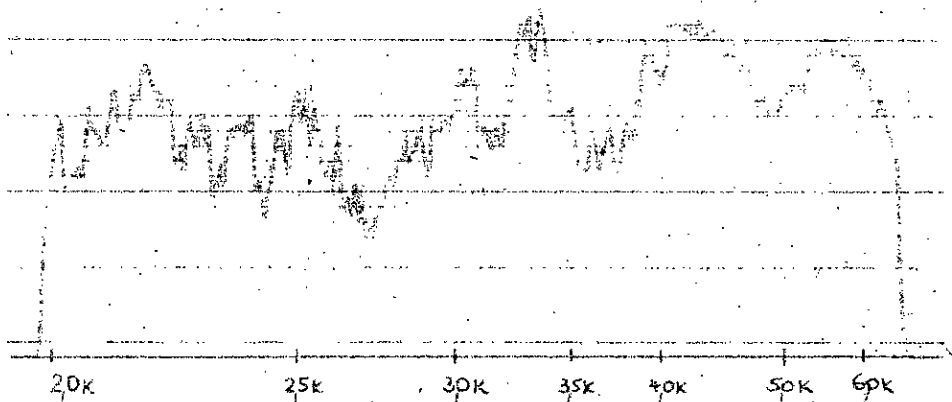
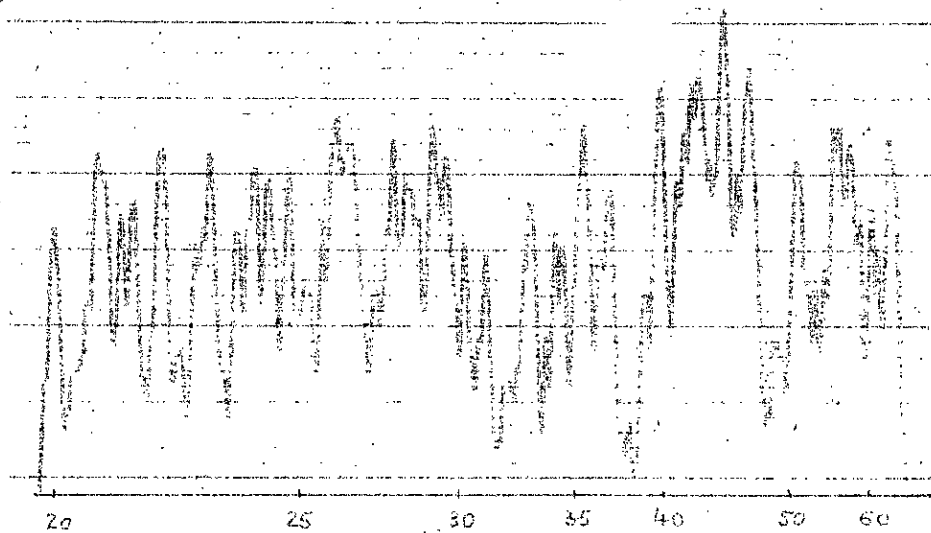
70

Point : 5



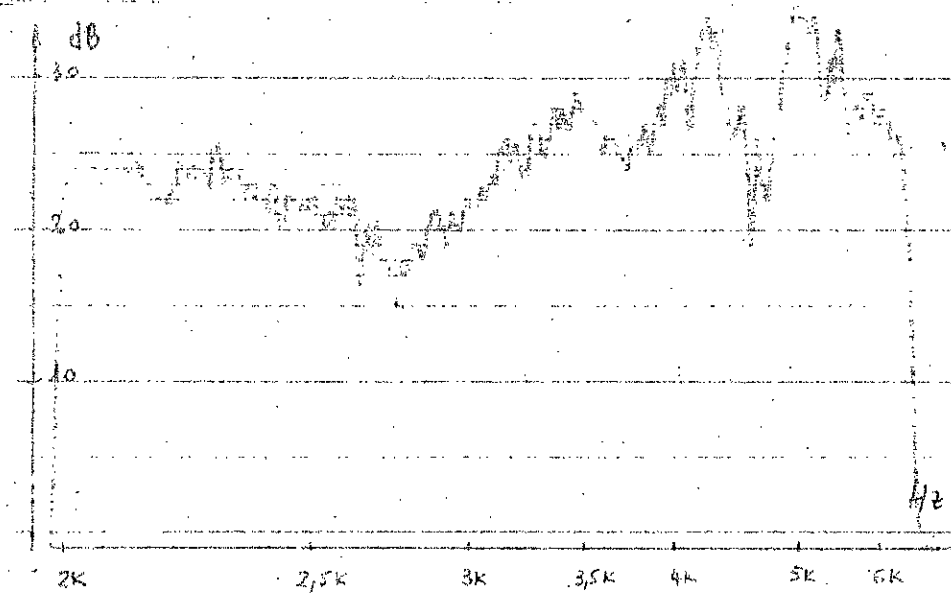
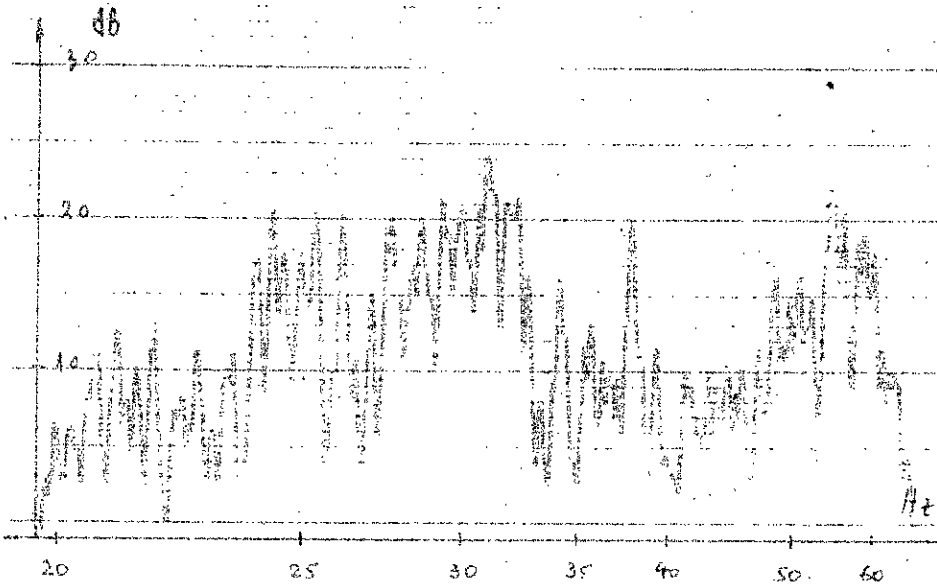
71

Point: 6



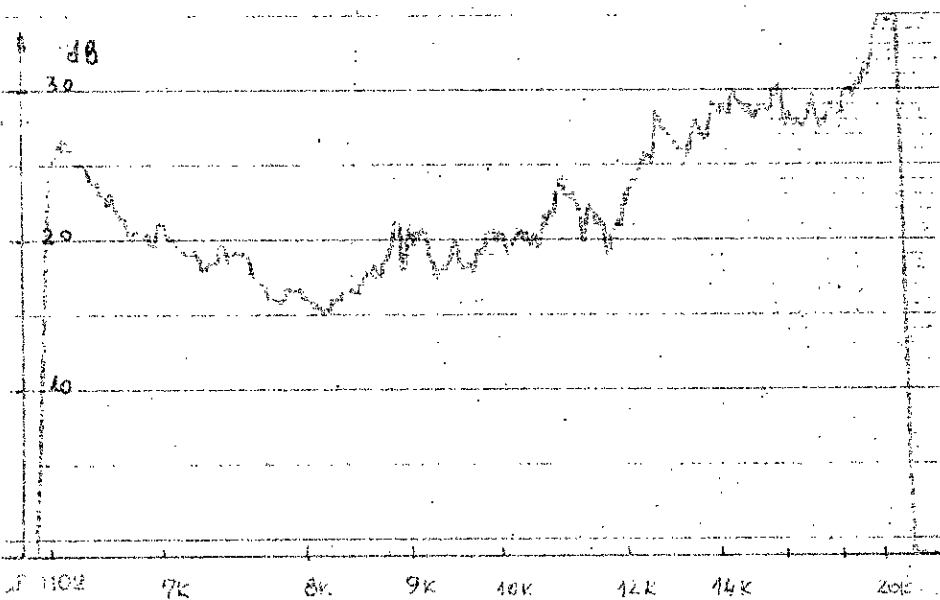
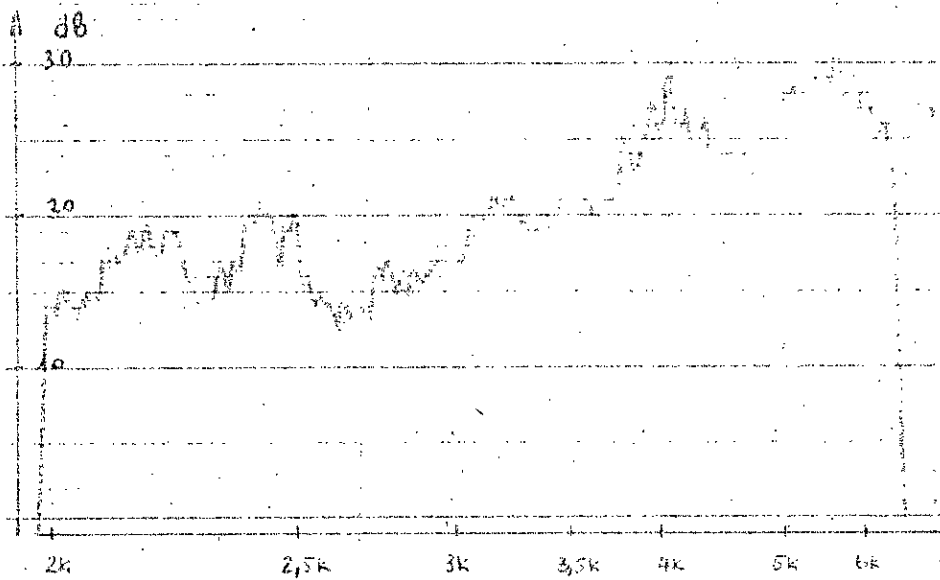
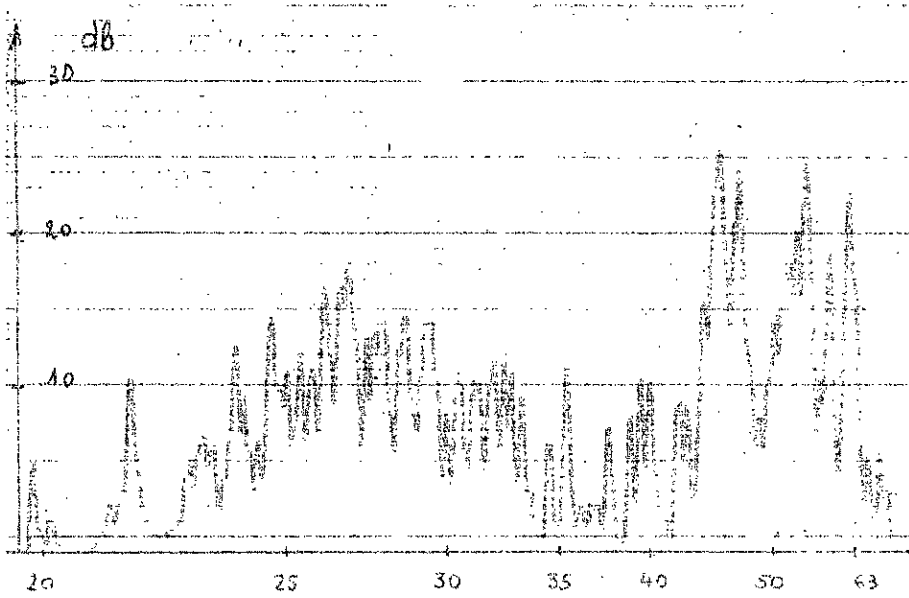
72

Point : 7



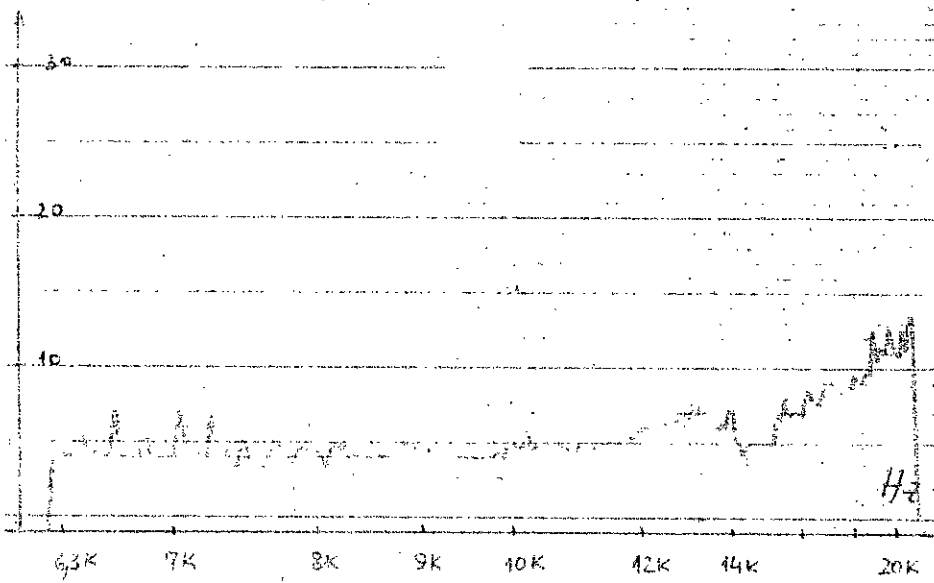
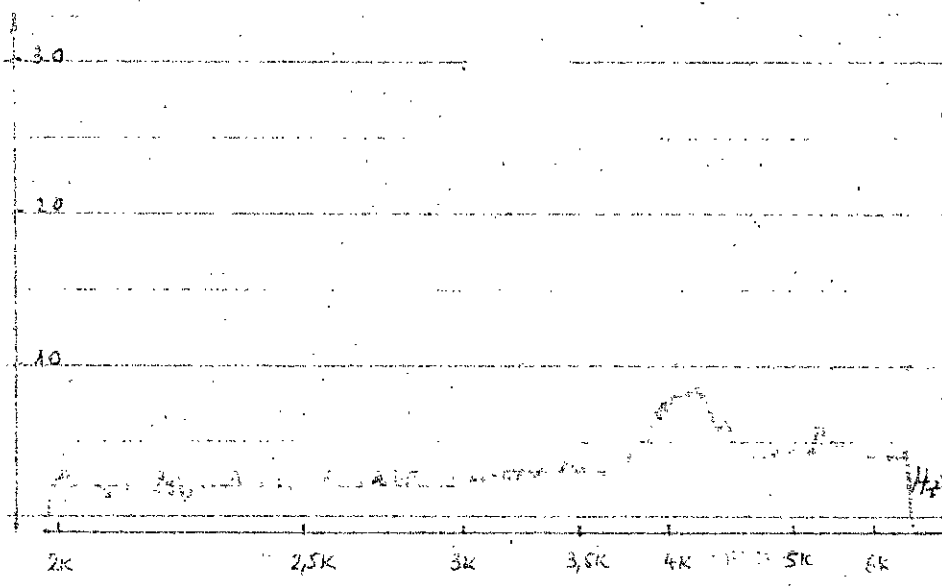
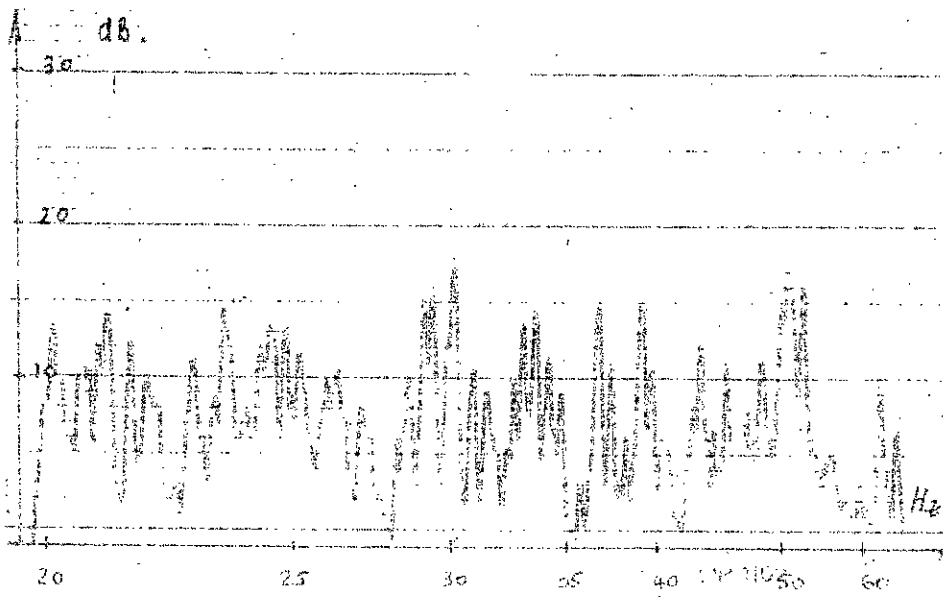
73

Point: 8

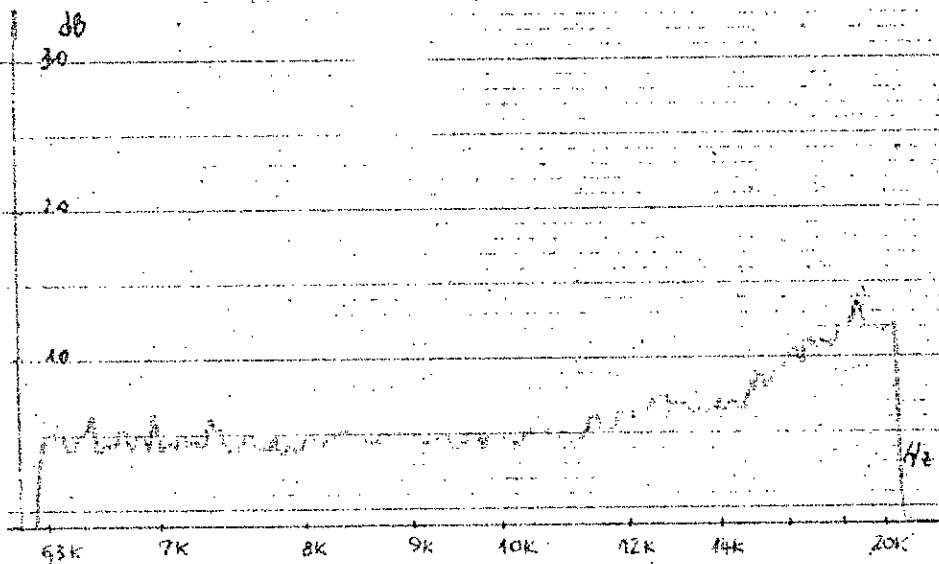
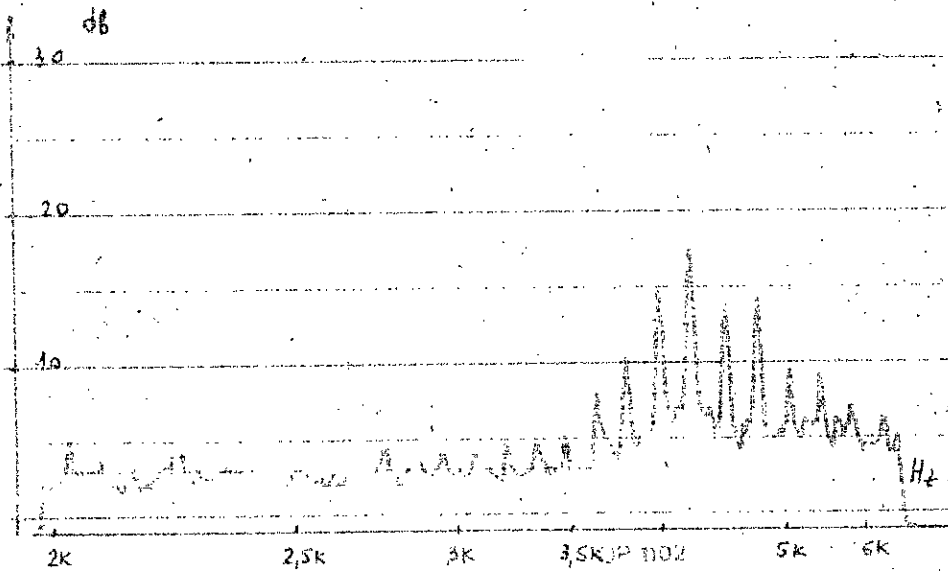
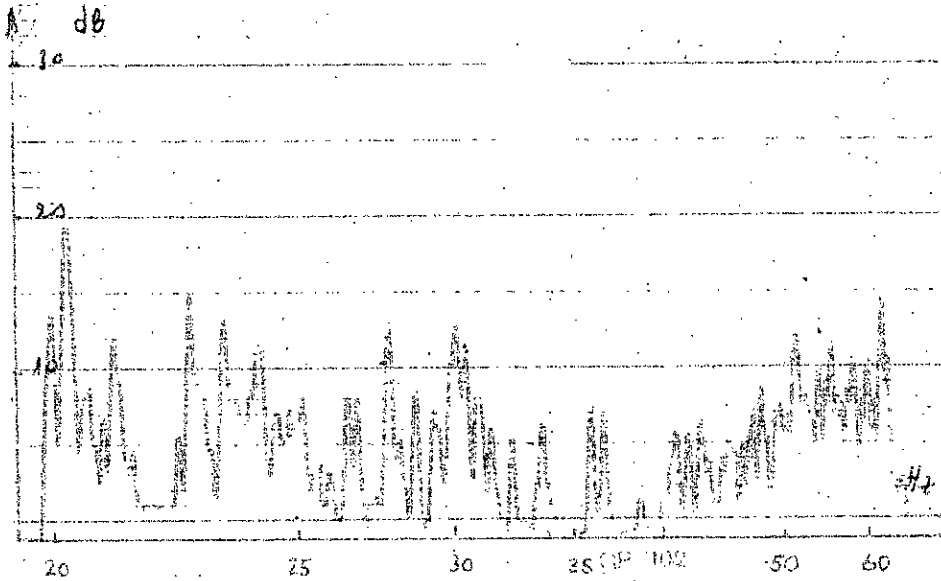


74

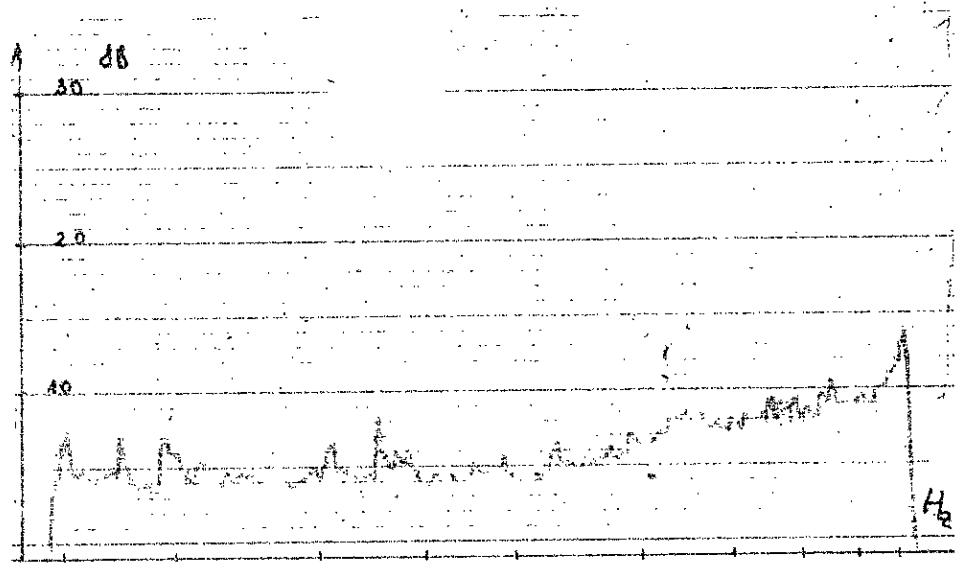
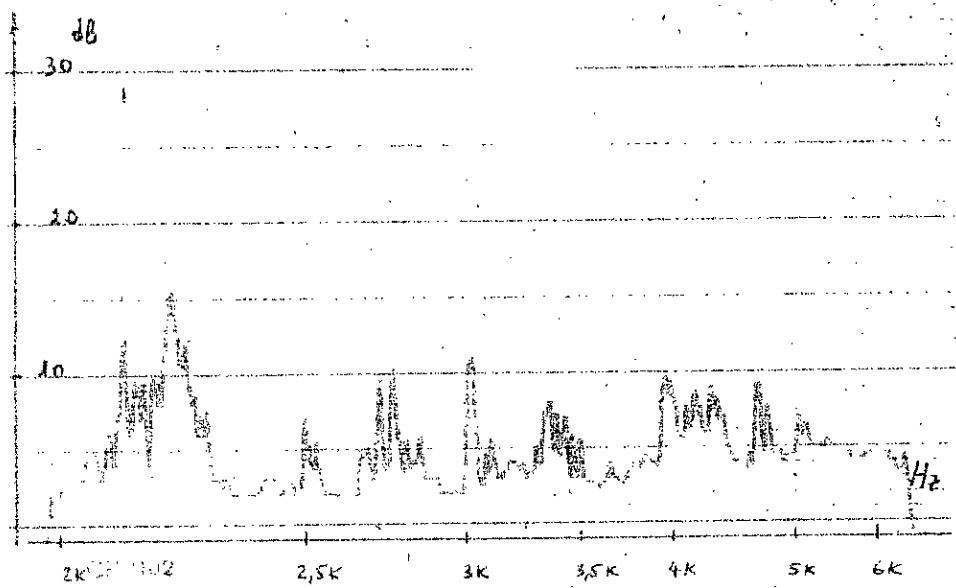
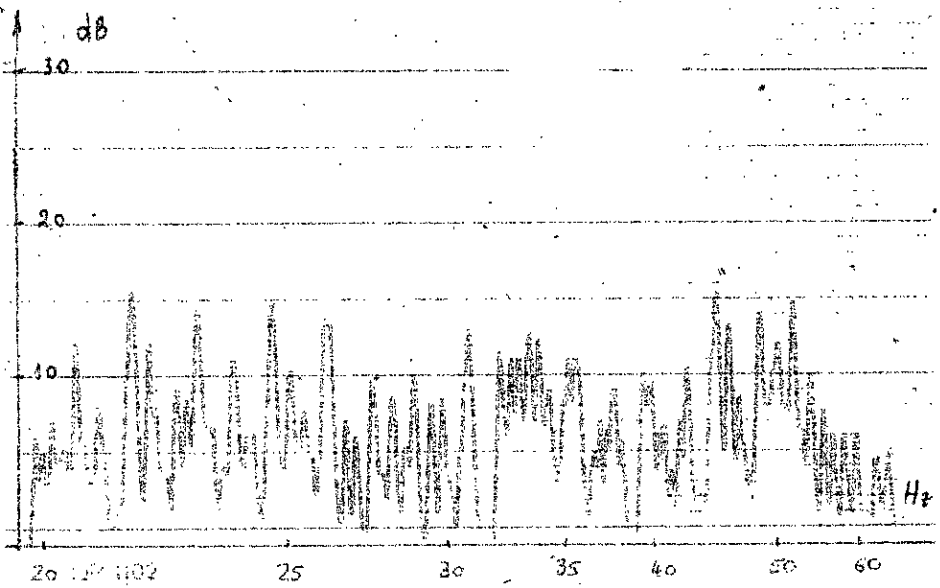
Point : 9



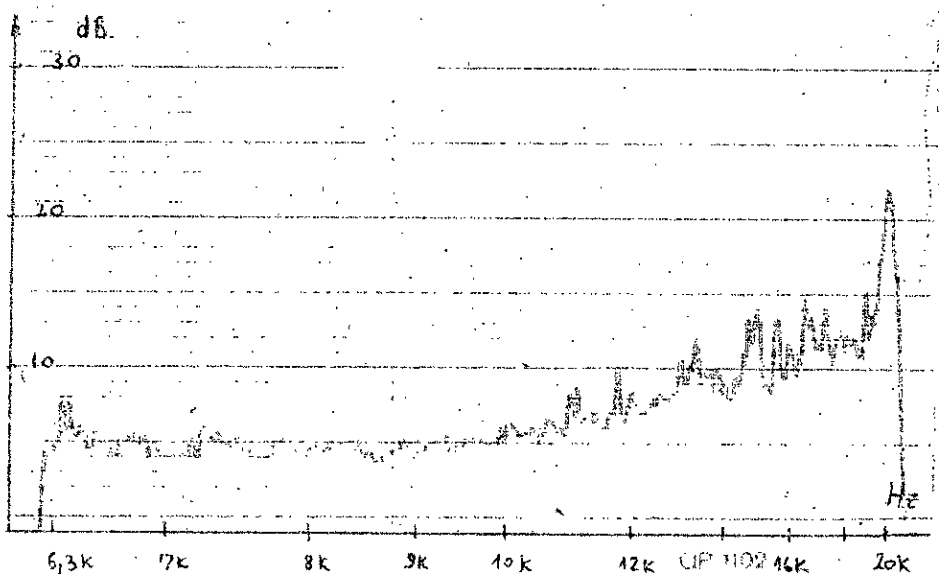
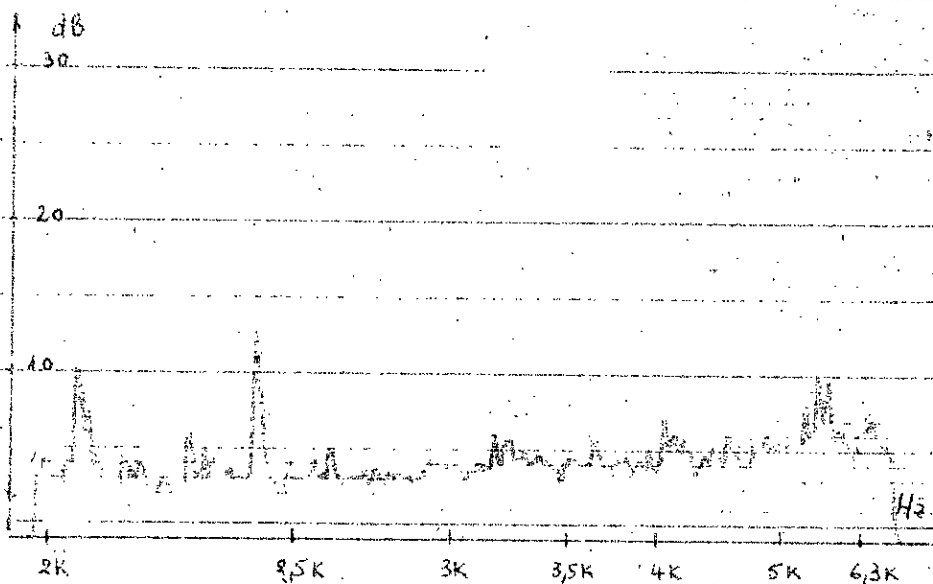
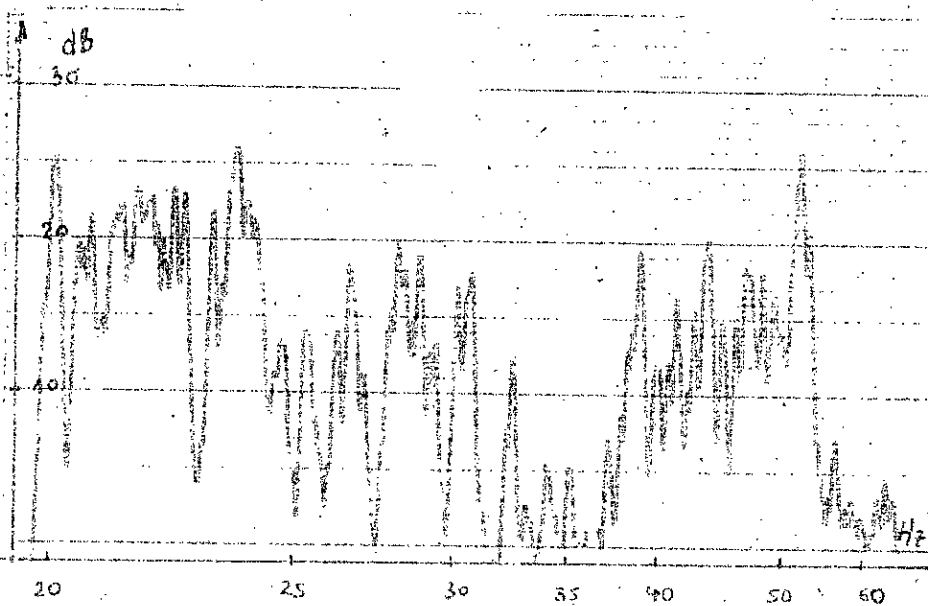
Point : 10



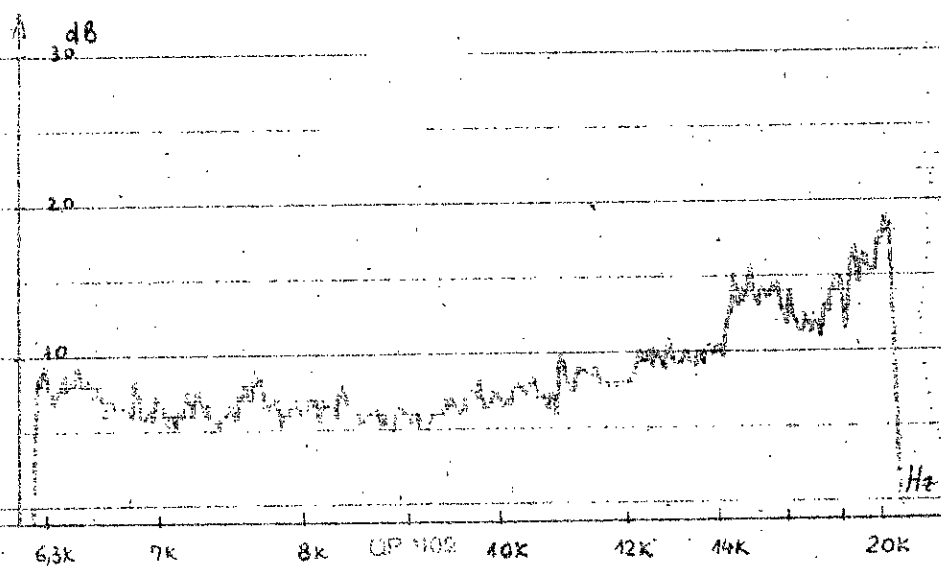
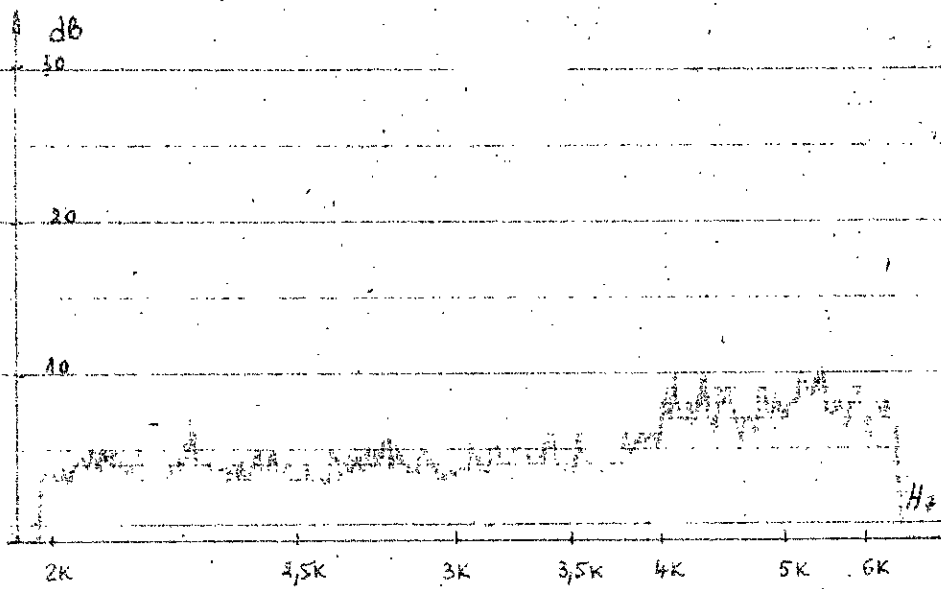
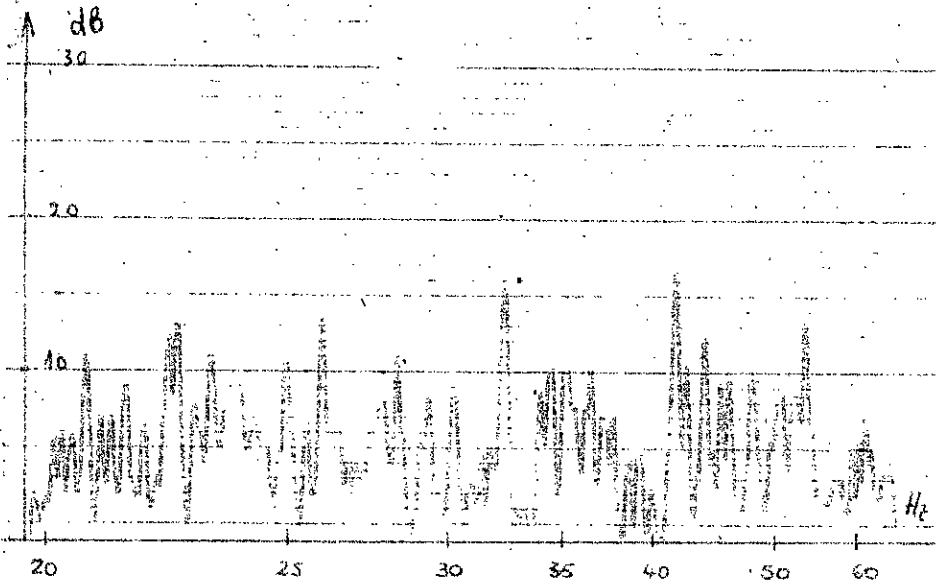
Point : 11



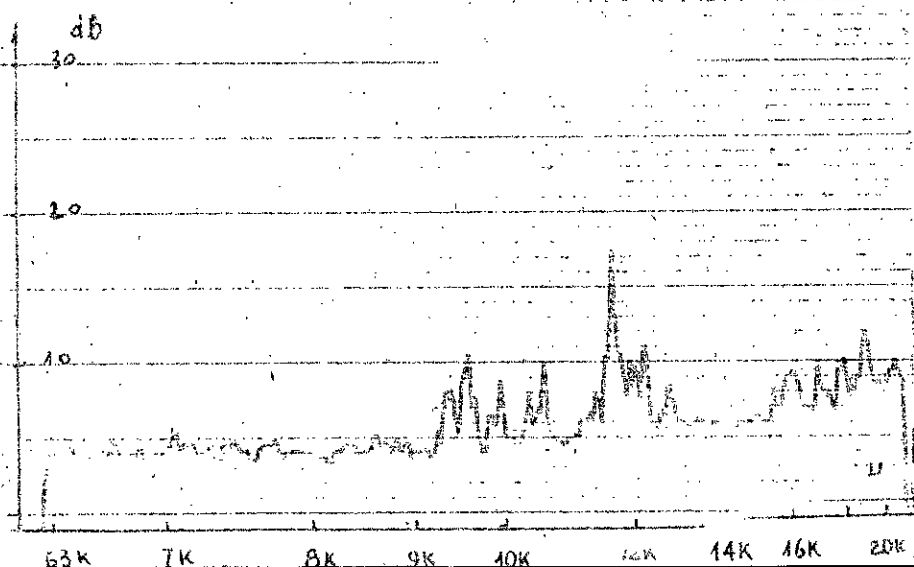
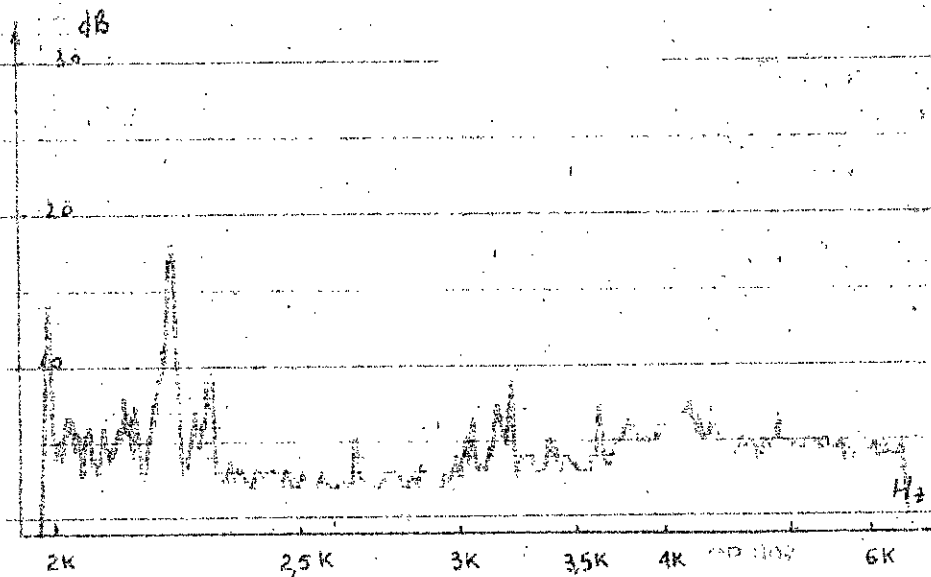
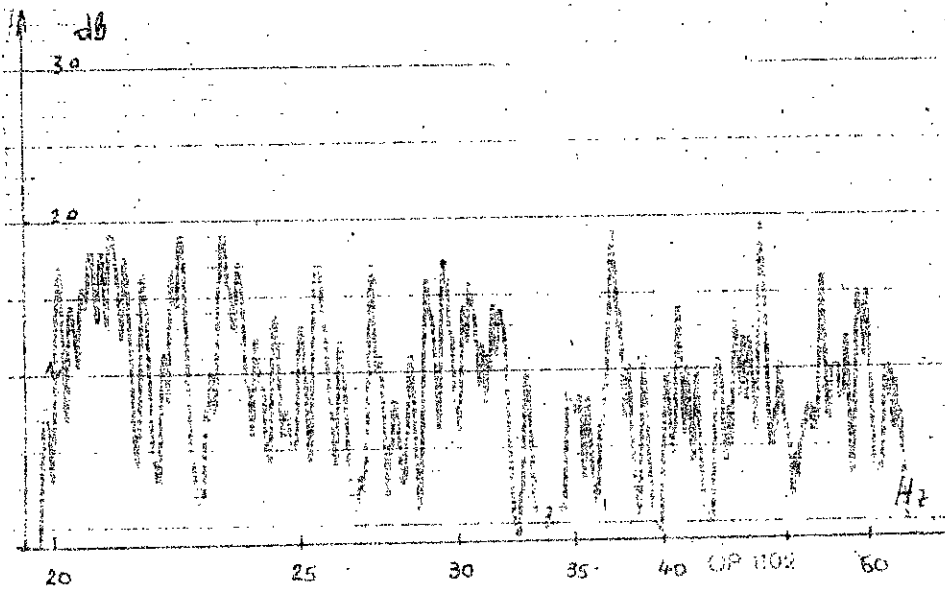
Point : 12



Point : 13.

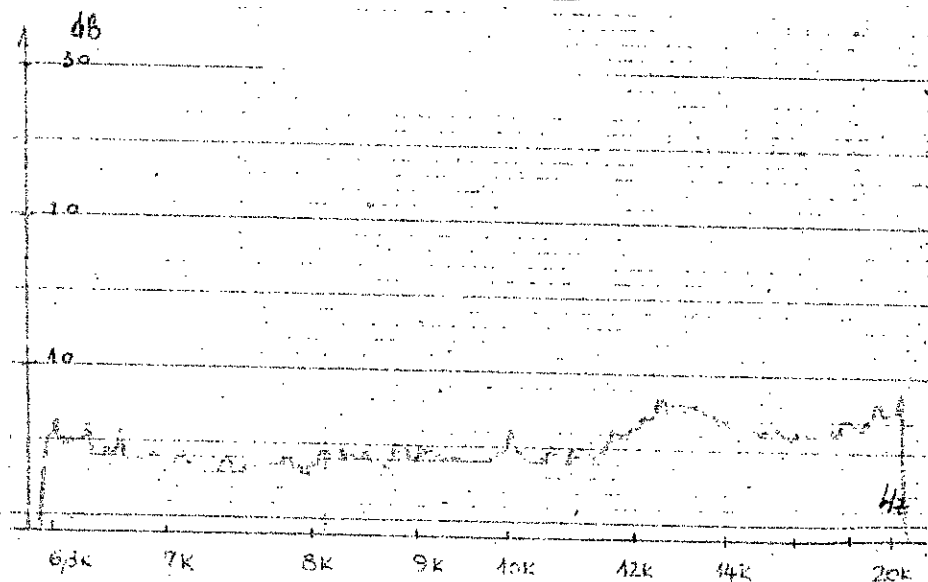
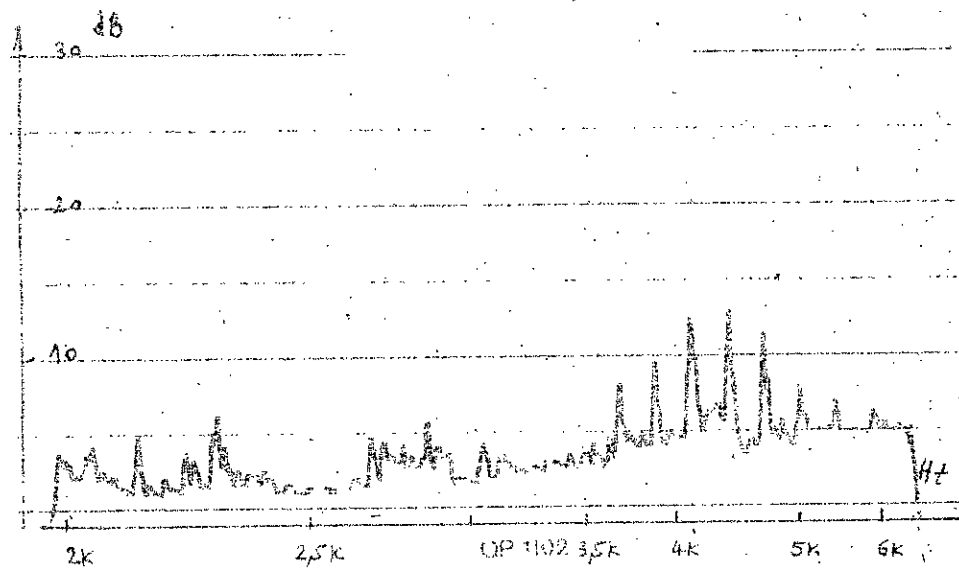
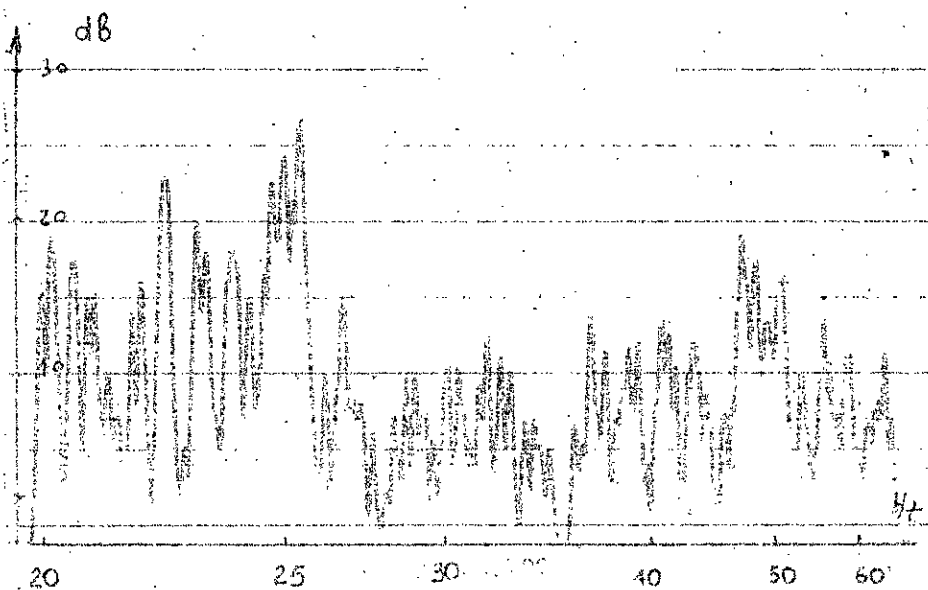


Point: 14

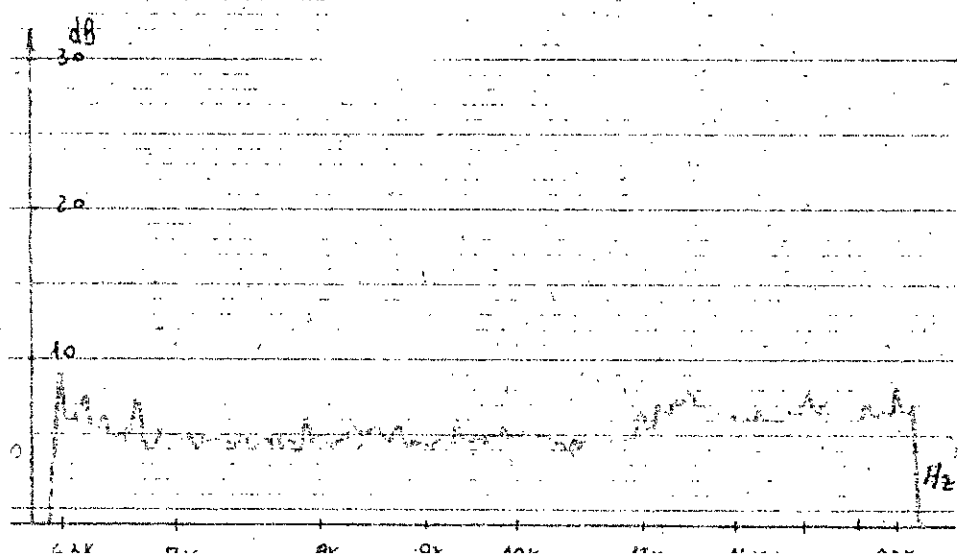
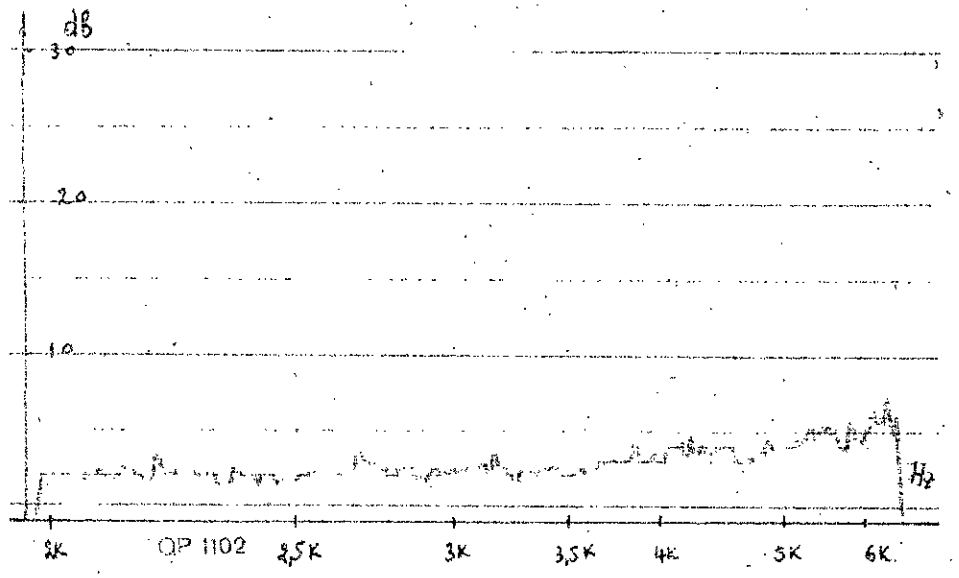
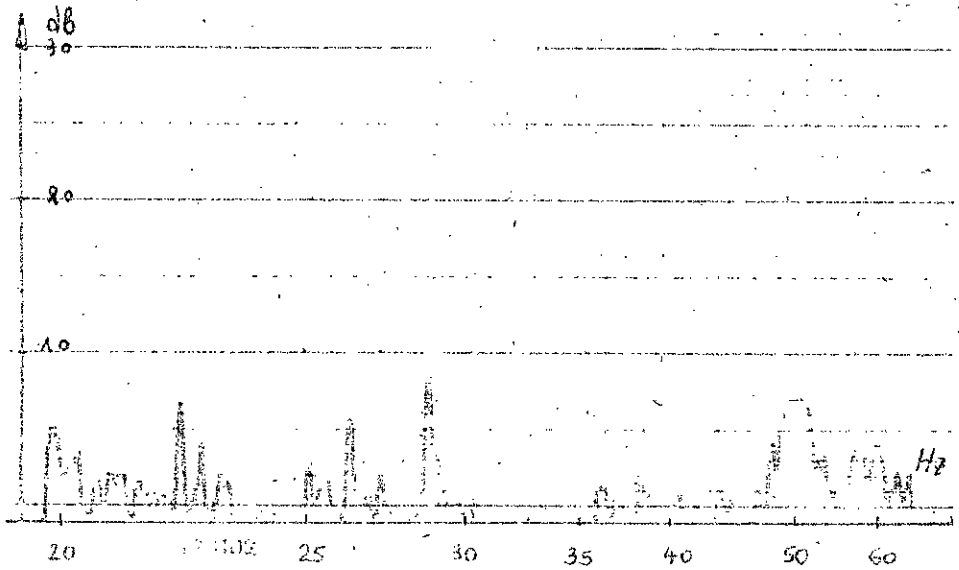


80

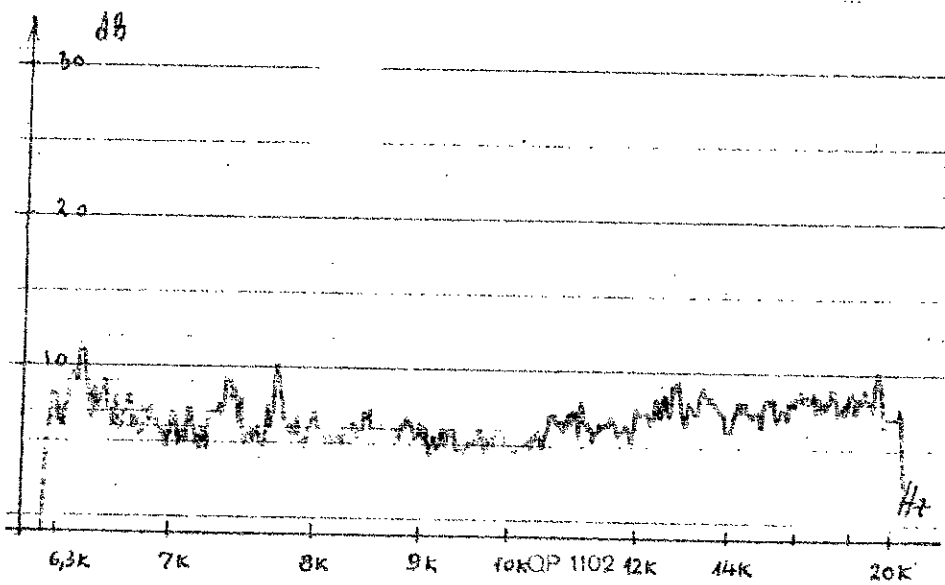
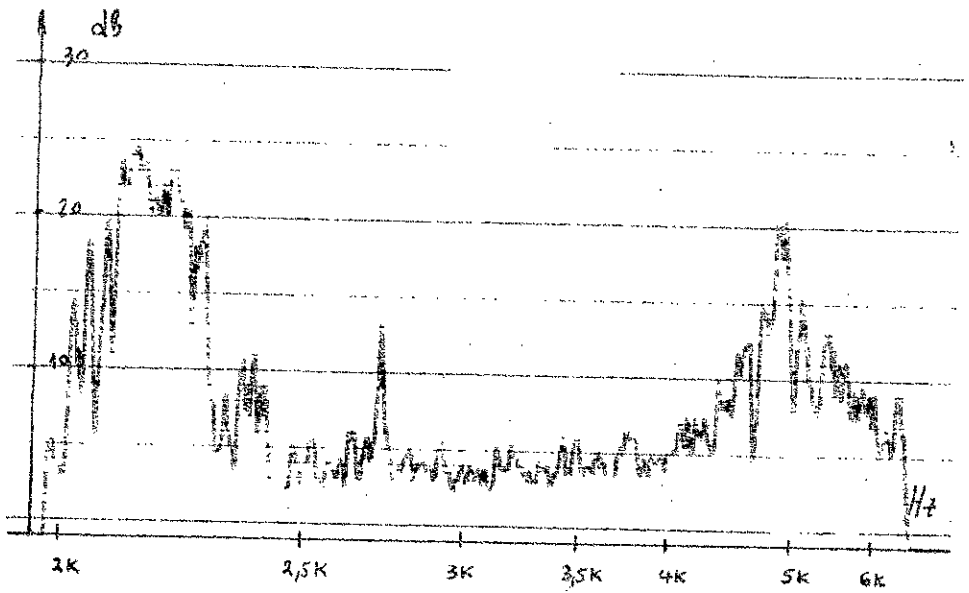
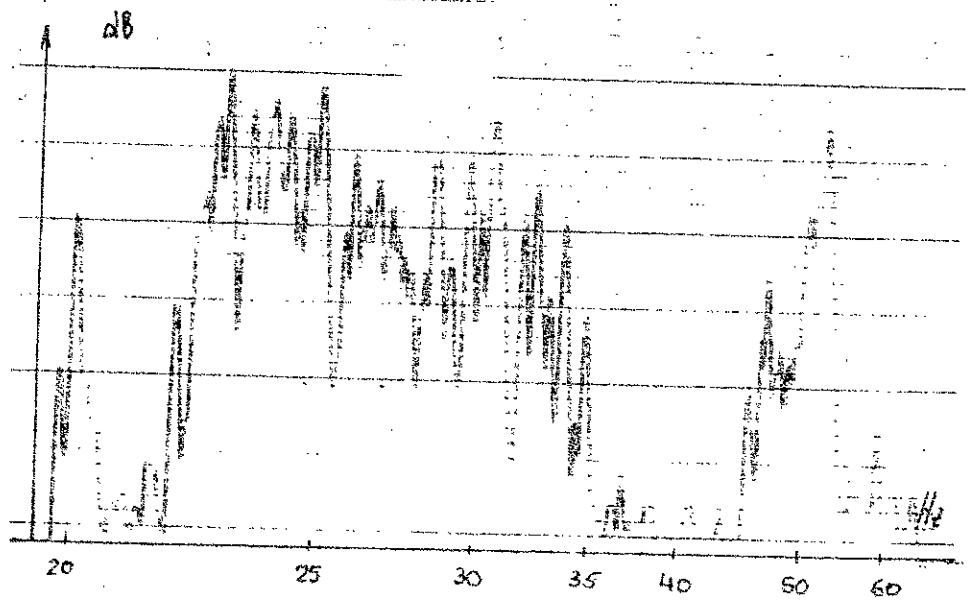
Point: 15



Point : 16

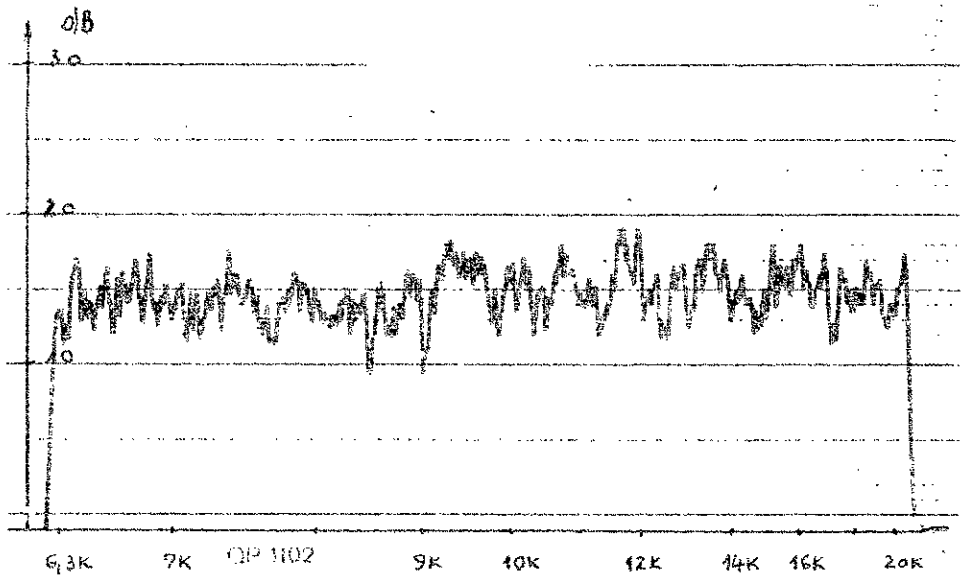
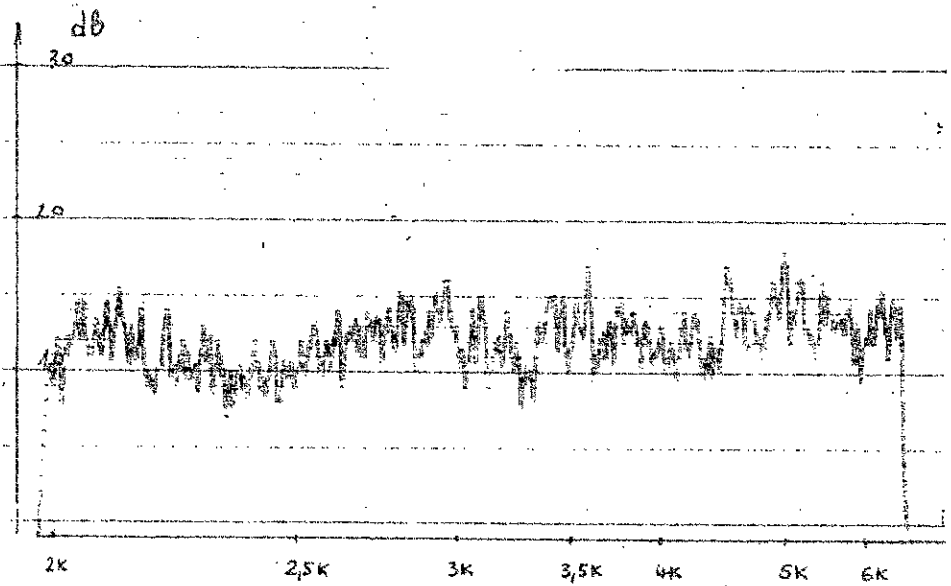
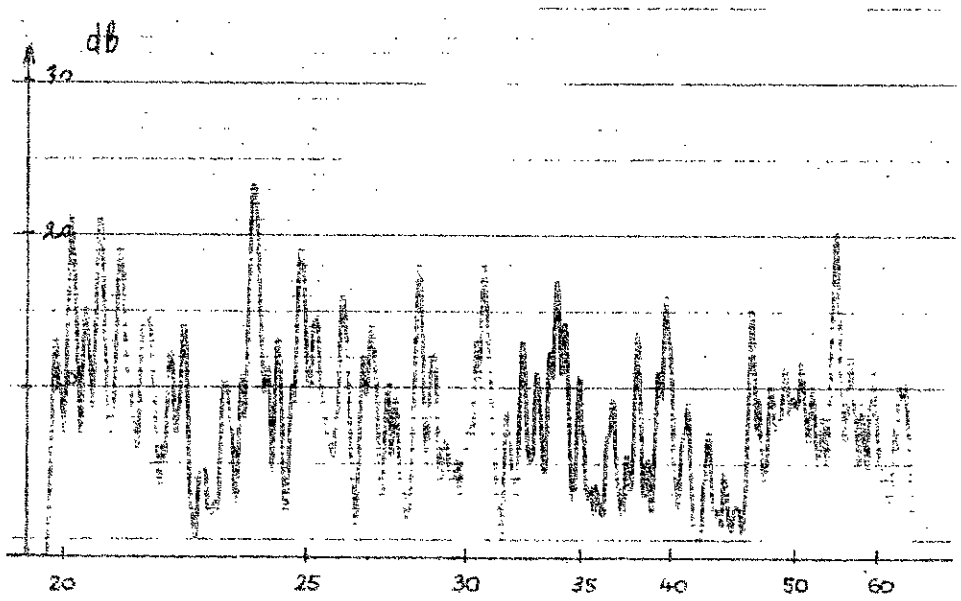


Point : 17



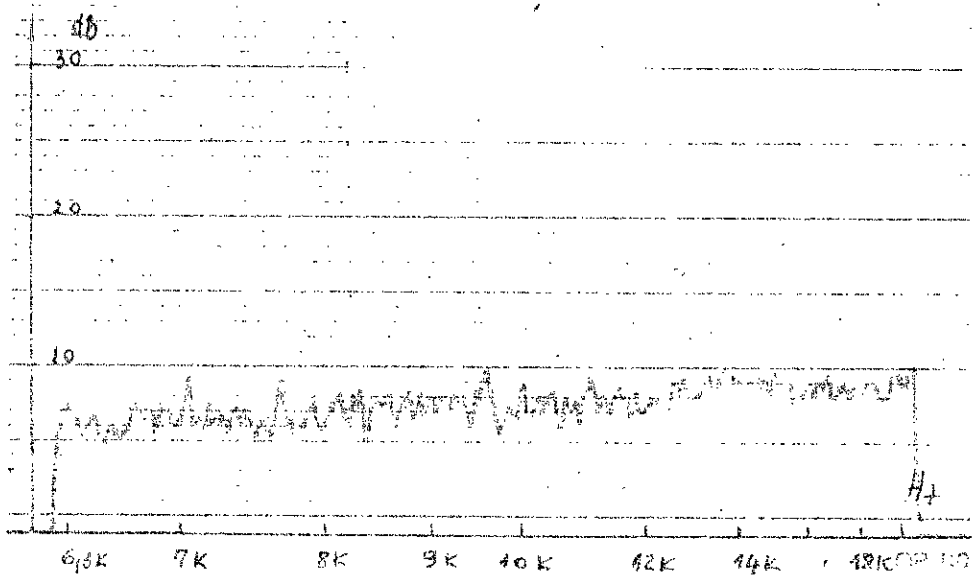
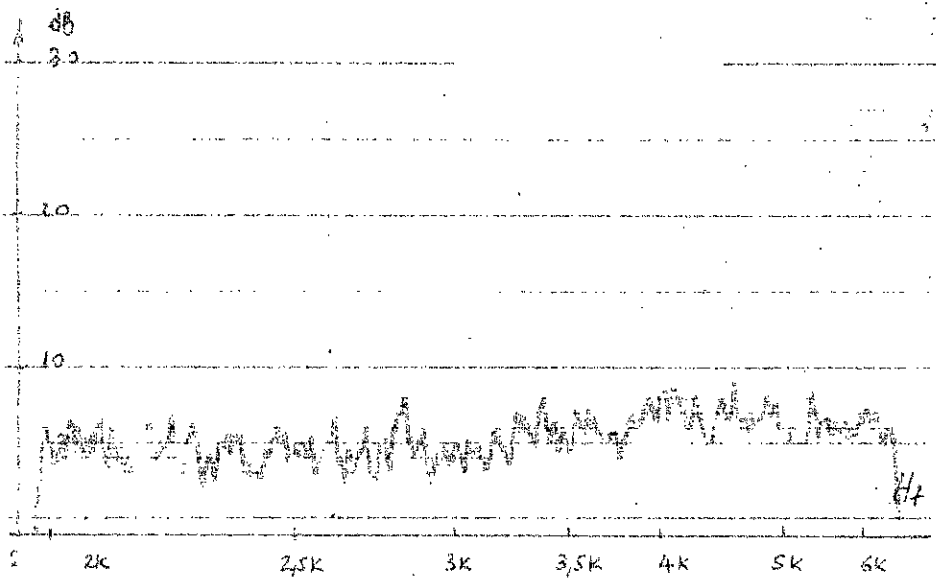
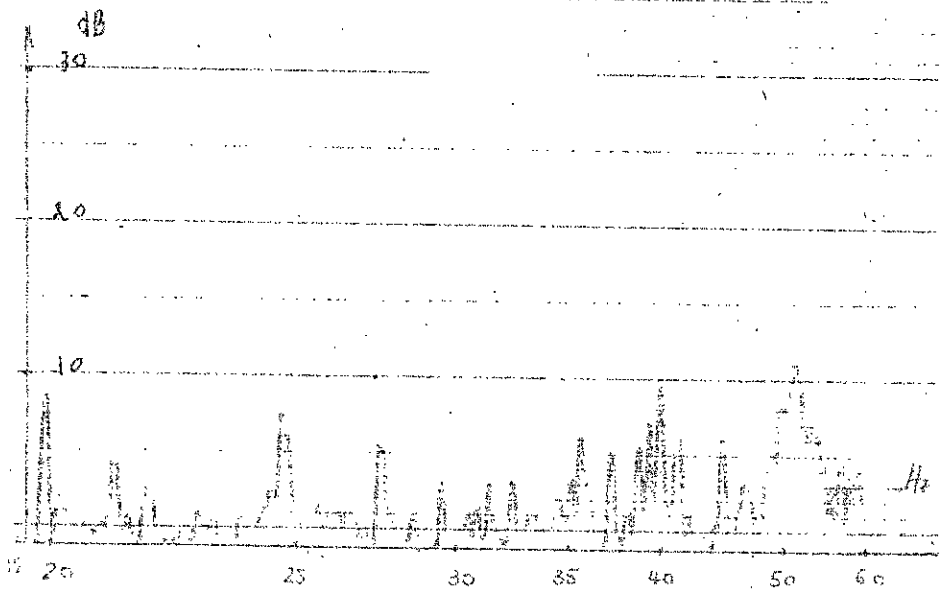
83 A

Point : 18

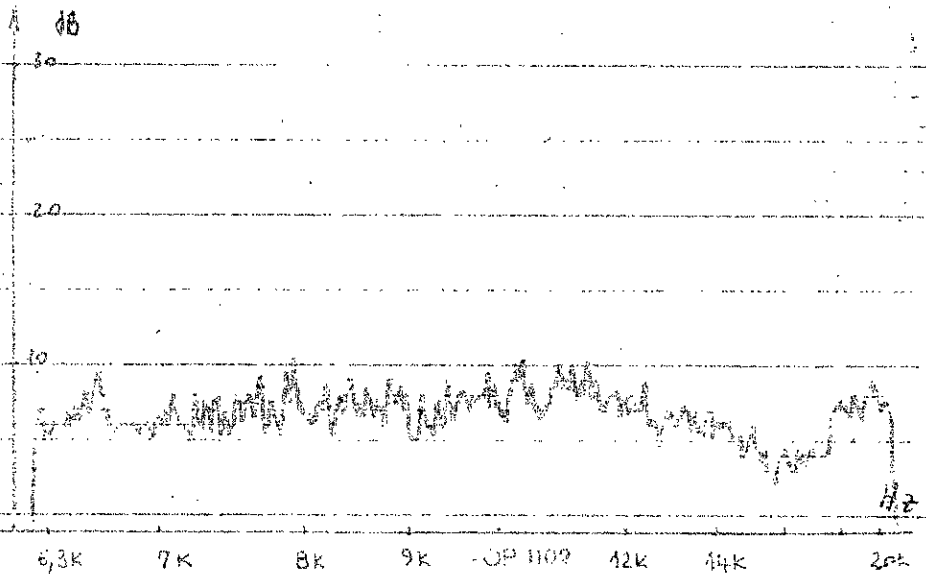
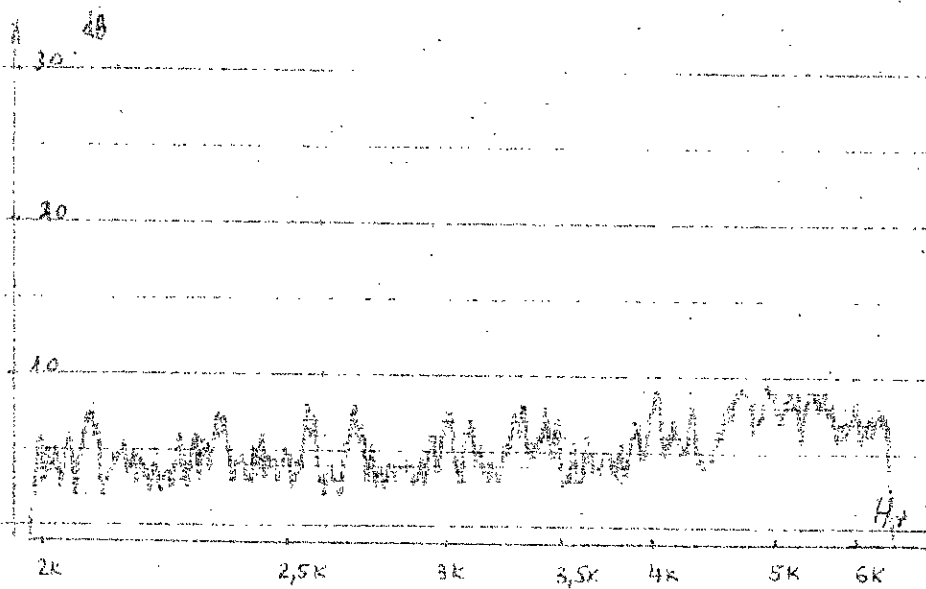
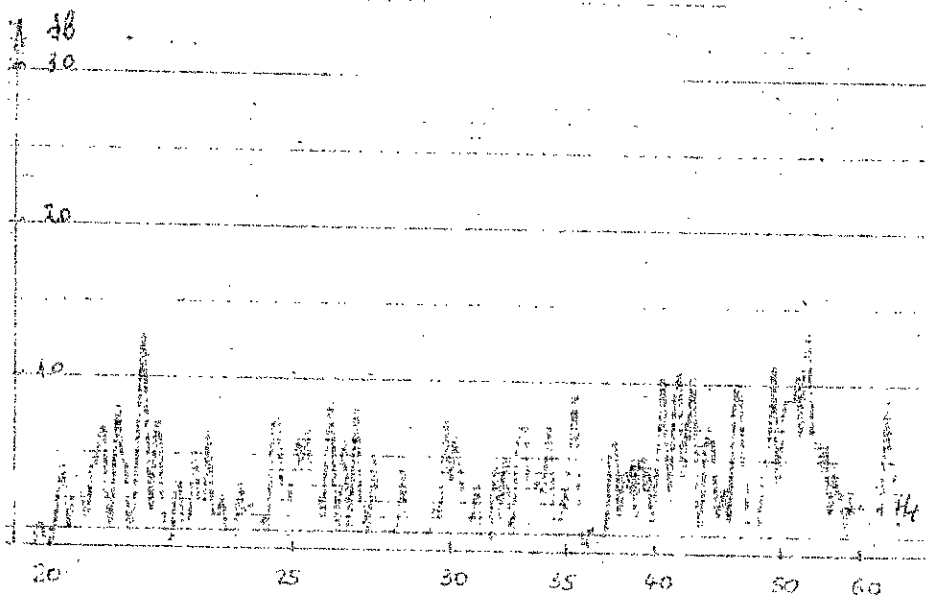


830

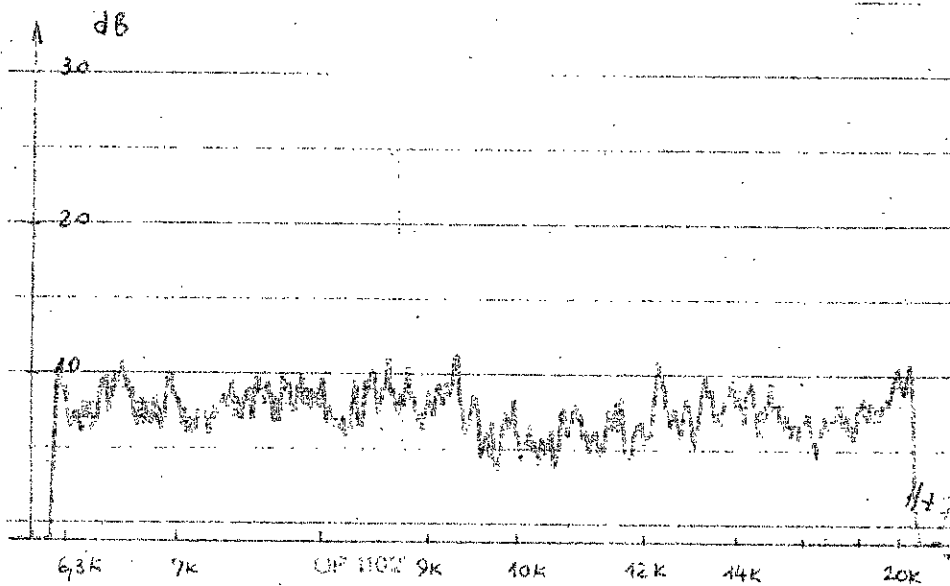
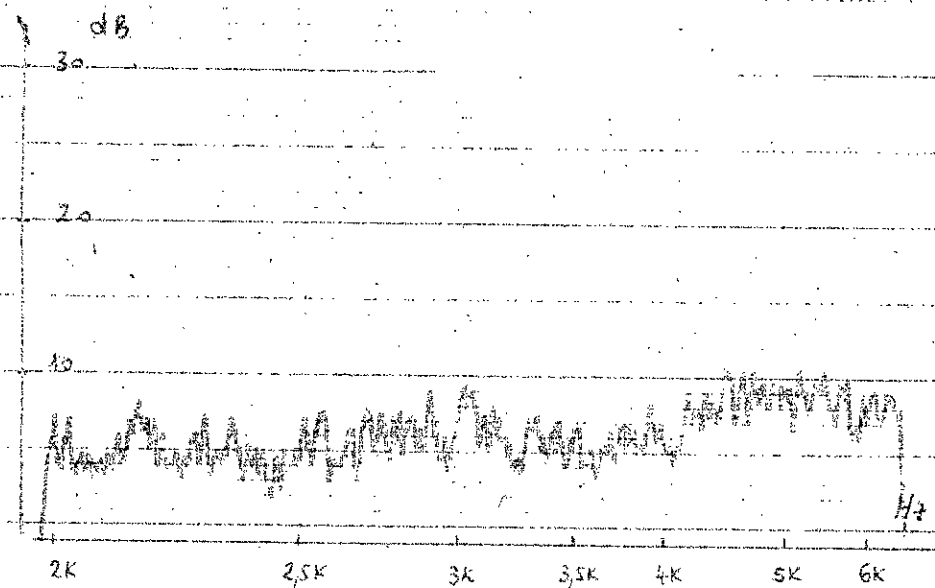
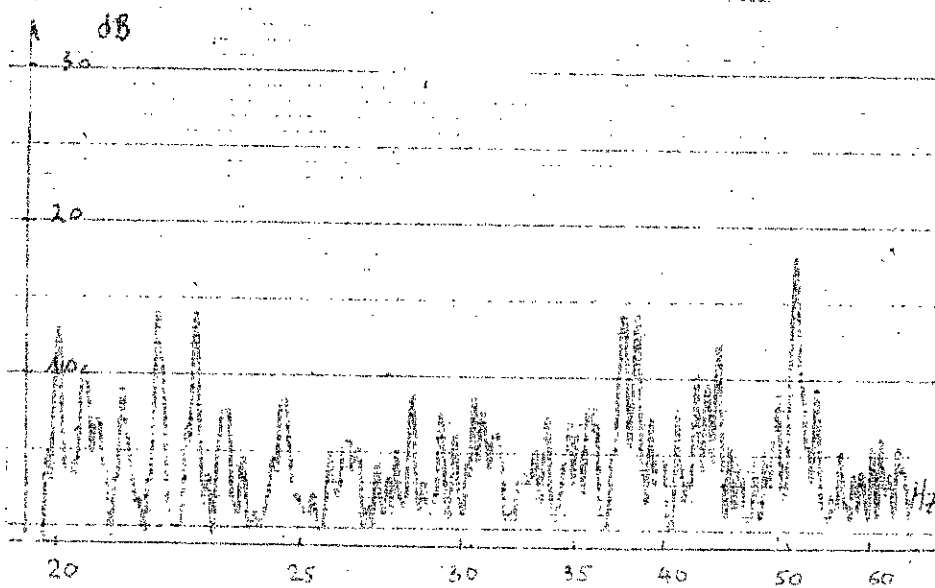
Point : 19



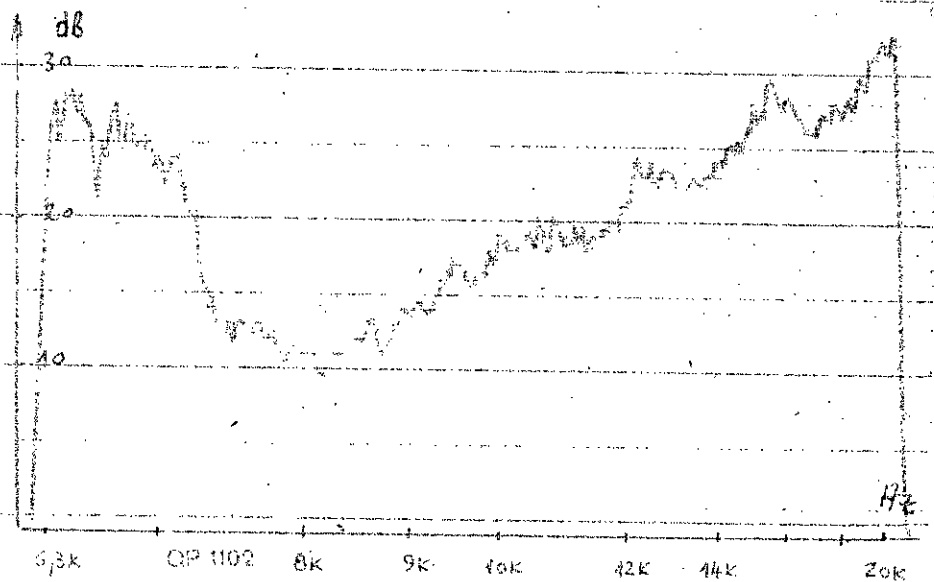
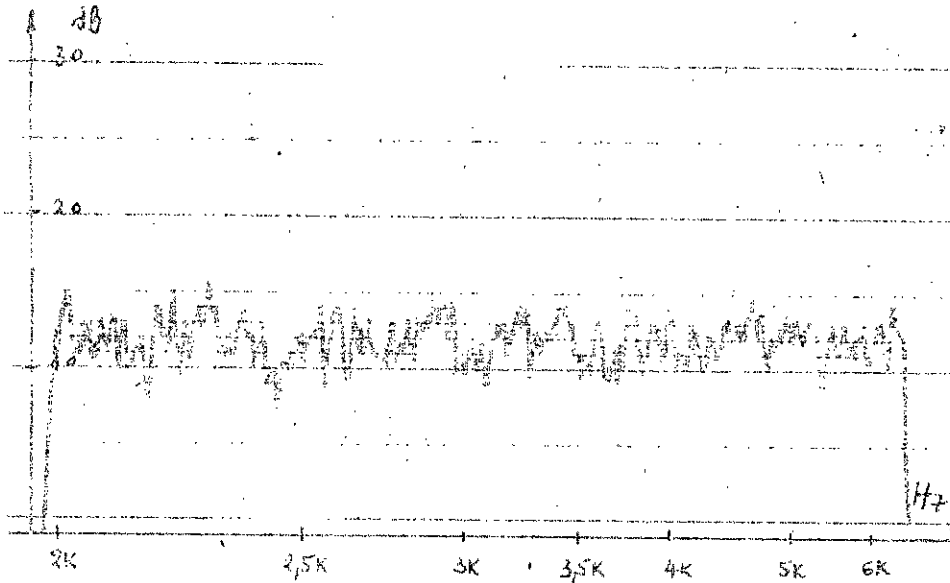
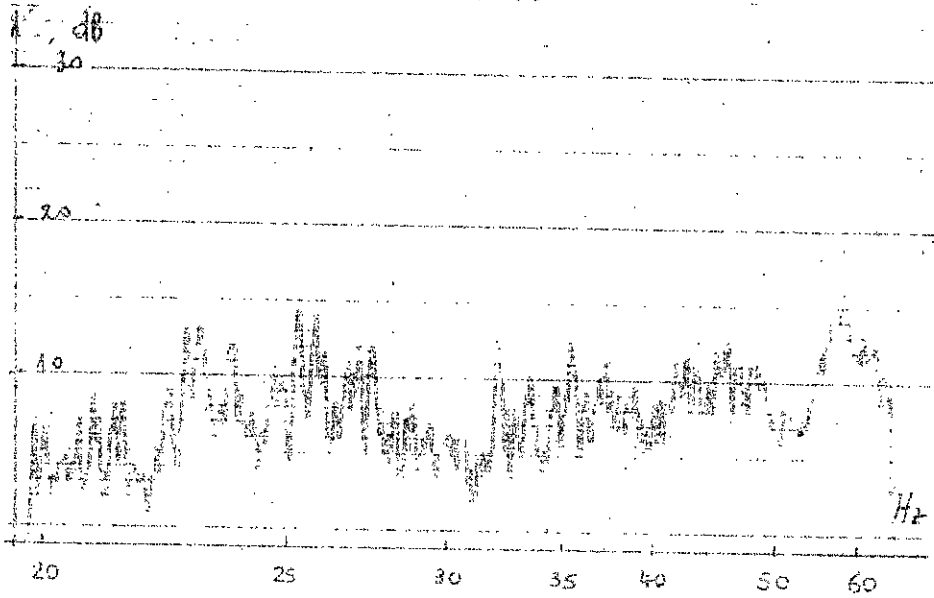
Point : 20



Point : 21

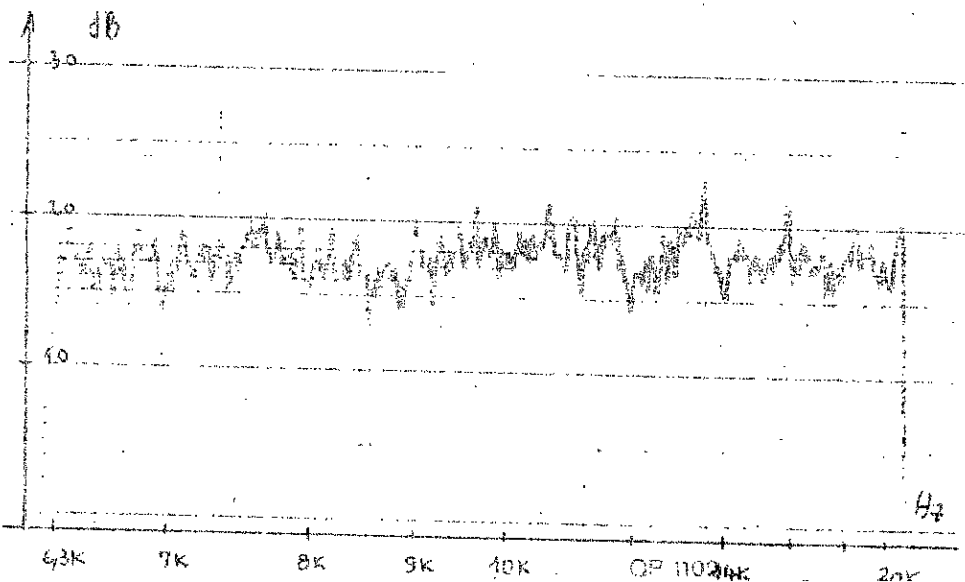
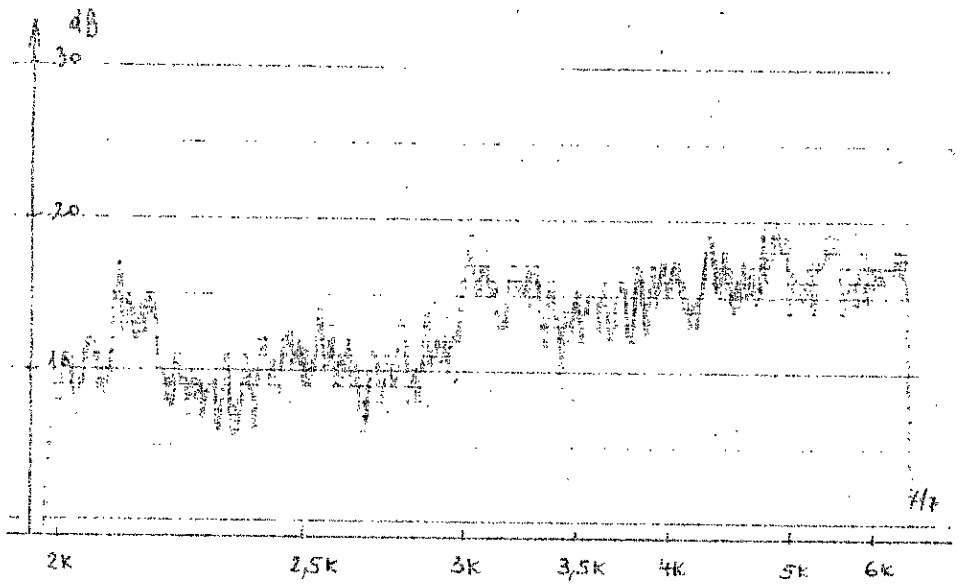
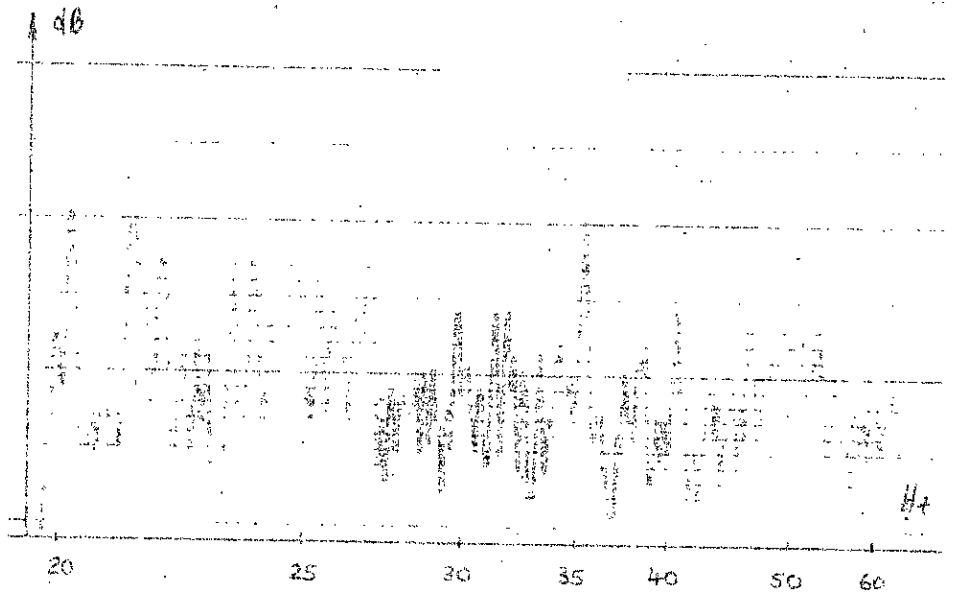


Point : 22



87

Point : 23



Bibliographie

- Cours magistral de M^r KUROWSKI
- Cours d'hydraulique NEKRASSOV Edition de Moscou
- Cours de mécanique expérimentale de M.D.F.

COMOZET II

