

1/74

UNIVERSITE D'ALGER
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

1-9x

THESE DE FIN D'ETUDES

EQUIPEMENT, ESSAIS ET
MESURES SUR UN
MOTEUR DIESEL INDENOR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

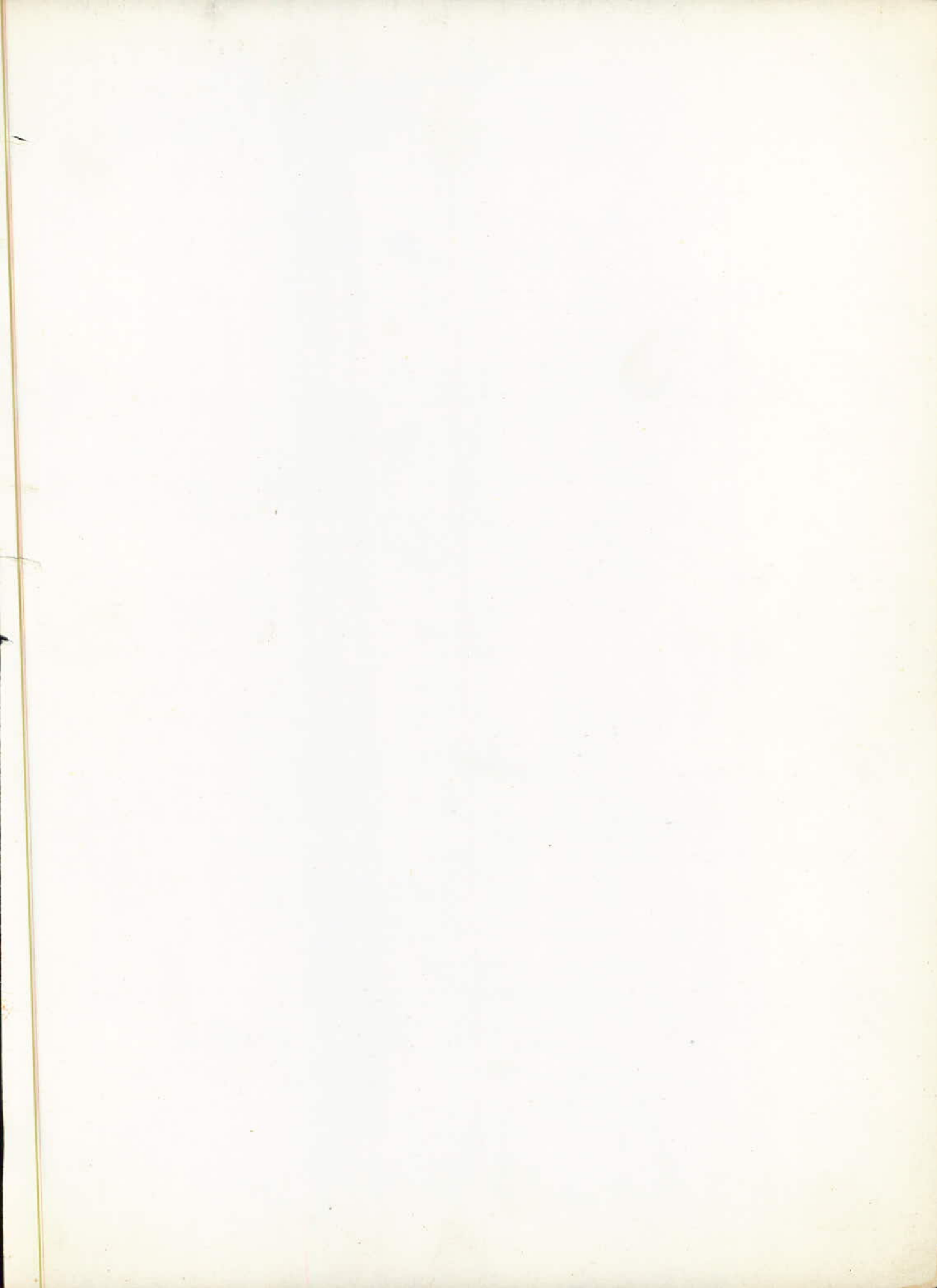
1 PLANCHE

Proposée par :
G. MATTON, Docteur es-Sciences

Etudiée par :
B. BENDJEMILA
M. BOUSSALEM

Parrain :
L. STOLL, Ingénieur

PROMOTION 1974



UNIVERSITE D'ALGER
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

! EQUIPEMENT, ESSAIS ET MESURES SUR !
! UN MOTEUR DIESEL INDENOR !

PROPOSEE PAR:

G.MATTON
Docteur és-Sciences

ETUDIEE PAR:

BENDJEMILA B.
BOUSSALEM M.

MEMBRES DU JURY:

Mr.MATTON
Mr.STOLL
Mr.PERDU

PROMOTION 1974

Nous tenons à remercier:

Monsieur Gilbert MATTON

notre promoteur,

qui a dirigé notre travail avec une bienveillante attention,

Monsieur Louis STOLL

et

notre parrain

pour son aide constante et appréciable dans la réalisation
de notre projet,

Monsieur BOFFA

pour ses conseils judicieux pour la réalisation des pièces

MM.MAHMOUD(mécanicien)etMAHFOUD(soudeur), ainsi que
le personnel d'atelier, qui nous ont bien aidés dans la
réalisation des pièces de notre projet.

A MES PARENTS

A MES AMIES ET AMIS

JE DEDIE CE PROJET

M. BOUSSALEM

A MES PARENTS

A MES AMIS ET AMIES

JE DEDIE CE TRAVAIL

B.BENDJEMILA

-S O M M A I R E-

I. PRESENTATION DU SUJET.

II. IMPLANTATION DU BANC.

2.1. Généralités sur les bancs Labinal.

2.1.1. Principe de fonctionnement du frein électrique TELMA C 80.

2.1.2. Avantages du frein TELMA.

2;2. Accouplement moteur-frein.

2.2.1. Caractéristiques du moteur Diesel.

2.2.2. Réalisation de l'accouplement.

2.3. Fixation du moteur et du frein sur le bâti.

2.4. Installation des appareils de mesure.

III. ESSAIS ET MESURES.

3.1. Conduite des essais.

3.1.1. Mise en route.

3.1.2. Arrêt.

Sécurité de service.

3.1.3. Surveillance du moteur pendant le service.

3.2. Détermination de la consommation d'air par la chambre à air.

3.3. Calcul théorique.

3.4. Mesures.

3.5. Interprétation des mesures.

IV. ETUDE ET REALISATION DES DEUX ECHANGEURS.

4.1. Généralités.

4;2. Echangeur pour le refroidissement du moteur.

4.3. Echangeur pour le refroidissement des gaz d'échappement en vue de leur analyse.

V. CONCLUSIONS ET SUGGESTIONS.

VI. BIBLIOGRAPHIE.

I . PRESENTATION DU SUJET

Le but principal de notre travail a été de doter le laboratoire des moteurs d'un banc d'essais de moteurs Diesel.

Cet ensemble, destiné aux travaux pratiques des futures promotions du département de Mécanique, complète l'équipement déjà existant (Moteur R 16 avec banc Schenck, fonctionnant au gaz naturel; Moteur Renault 5 CV avec banc hydraulique).

Les essais à réaliser nous donnent une idée des performances du moteur (Couple, puissance) ainsi que la composition des gaz de sortie. Cette dernière nous permet de comparer les rendements de combustion des moteurs Diesel avec ceux des moteurs à essence couramment utilisés.

Nous avons donc accouplé le moteur Indenor Diesel XDP 85 acheté par l'école en 1958 au banc Labinal (Frein électrique Telma) acquis à la même époque.

Nous avons prévu en outre l'adaptation de l'analyseur de gaz Schlumberger.

II. IMPLANTATION DU BANC

2.I Généralités sur les bancs LABINAL

Le banc LABINAL est un matériel d'essais d'une grande simplicité d'emploi, robuste et peu encombrant, servant aux constructeurs et réparateurs de moteurs thermiques.

Son principe et sa technique ont largement fait leurs preuves dans l'équipement des véhicules lourds de tous types et de tous tonnages. Il est largement répandu sur le marché de l'automobile.

2.I.I.Principe de fonctionnement du frein électrique

TELMA C-80:

- Le frein TELMA se compose de deux éléments essentiels
- Une carcasse fixe ou stator, servant de support à une double couronne de poles inducteurs et à un moyeu dans lequel l'arbre tourne sur deux roulements réglables.
 - Un rotor constitué de deux disques à ailettes de refroidissement fixées mécaniquement aux extrémités de l'arbre et faisant face aux poles inducteurs de part et d'autre du stator.

Dans l'application sur bancs d'essais, le stator du frein TELMA est monté sur balance, c'est à dire qu'il se repose sur deux paliers oscillants. Sous l'action des courants de FOUCAULT créant un champ de forces qui tendent à solidariser l'ensemble rotor-stator, le stator pivote légèrement sur ses paliers et agit sur un peson électrique dont les indications sont transmises à un galvanomètre de haute précision (couplemètre), gradué en M.Kg.

Parallèlement, une dynamo tachymétrique entraînée par le dispositif d'accouplement moteur-frein; transmet à un second galvanomètre, gradué en tr/mn, l'indication de la vitesse de rotation.

2 - 1-2 AVANTAGES DU FREIN TELMA :

Les bancs "LABINAL" présentent un encombrement minimum

- Autoventillés, ils sont dépourvus de toute servitude gênante de refroidissement (ni réservoir, ni canalisations).

Ils peuvent être déplacés facilement dans les salles d'essais.

- N'utilisant pas d'eau, ils ne redoutent ni les variations de pression, ni les méfaits du gèle.

- Ils tournent indifféremment dans les deux sens ; ce qui constitue un avantage considérable si l'on songe aux manœuvres nécessaires pour retourner un banc.

- Ils s'opposent à des couples élevés à bas régime et sont capables d'absorber des puissances importantes aux grandes vitesses.

- Des potentiomètres ou autotransformateurs réglables permettent d'obtenir à volonté la variation progressive du couple de freinage.

- Ne comportant aucune partie frottante, ils ne nécessitent qu'un entretien minimum, portant uniquement sur le graissage périodique des roulements.

- Ils permettent l'exécution sans surveillance des essais prolongés dans des conditions de stabilité parfaite.

- L'énergie électrique consommée est pratiquement négligeable dans les frais d'exploitation d'une salle d'essai.

2 - 2 - ACCOUPLEMENT MOTEUR-FREIN :

2 - 2 - 1 - CARACTERISTIQUES DU MOTEUR :

Le moteur dont on a à déterminer les performances est du type INDENOR XDP 85 équipant les voitures Peugeot 403 Diesel.

Il comporte quatre cylindres en ligne verticaux. C'est un moteur à quatre temps à refroidissement à eau. L'alimentation se fait à l'aide d'une pompe à injection de marque "PRECISION MECANIQUE LABINAL".

Alésage (mm)	85
Course (mm)	80
Cylindrée (cm ³)	1816
Rapport volumétrique	21/1
Puissance maximum à 4 000 tr/mn	
CV - SAE	55
Puissance spécifique au litre de cylindrée (CV)...	30,28
Régime maximum (tr/mn)	4400
Couple maximum (m.kg) à 2250 tr/mn.....	11

2 - 2 - 2 ^a REALISATION DE L'ACCOUPLEMENT :

L'accouplement moteur-frein réalisé suivant dessin n° 17 comporte deux plateaux en acier réunis par deux blocs de caoutchouc d'épaisseur 10 mm entre lesquels est posé un papier carton de 4 mm d'épaisseur. Le tout est assemblé par 8 boulons de diamètre 8 mm qui traversent des bagues en acier doux logées dans le caoutchouc afin de diminuer son usure.

2 - 3 - IMPLANTATION DU BANC

Le banc Labinal est fixé sur le bâti à l'aide de quatre boulons de diamètre 12, de 80 mm de longueur.

Il est isolé des vibrations du moteur par un accouplement de transmission élastique (Moteur-frein), réalisé selon le dessin n° 17.

D'autre part, le moteur repose sur le bâti grâce à quatre supports munis de blocs de caoutchouc de un cm d'épaisseur absorbant les variations latérales du moteur. Ces supports sont constitués par des poutres dont deux en cornières, elles-mêmes fixées sur le bâti par des boulons permettant un réglage en position du moteur, à l'aide de trous oblongs.

L'échangeur assurant le refroidissement du moteur est lui aussi fixé sur le bâti par deux boulons de diamètre 12 mm, et retenu par un collier de fixation, suivant dessin n° 14.

Accessoires et appareils de mesure:

Le coffret de commande du banc Labinal sera fixé contre

un mur, à l'emplacement le plus commode pour l'opérateur.

Provisoirement la sonde sera placée à proximité du coffret, ainsi que le manomètre donnant la pression d'huile.

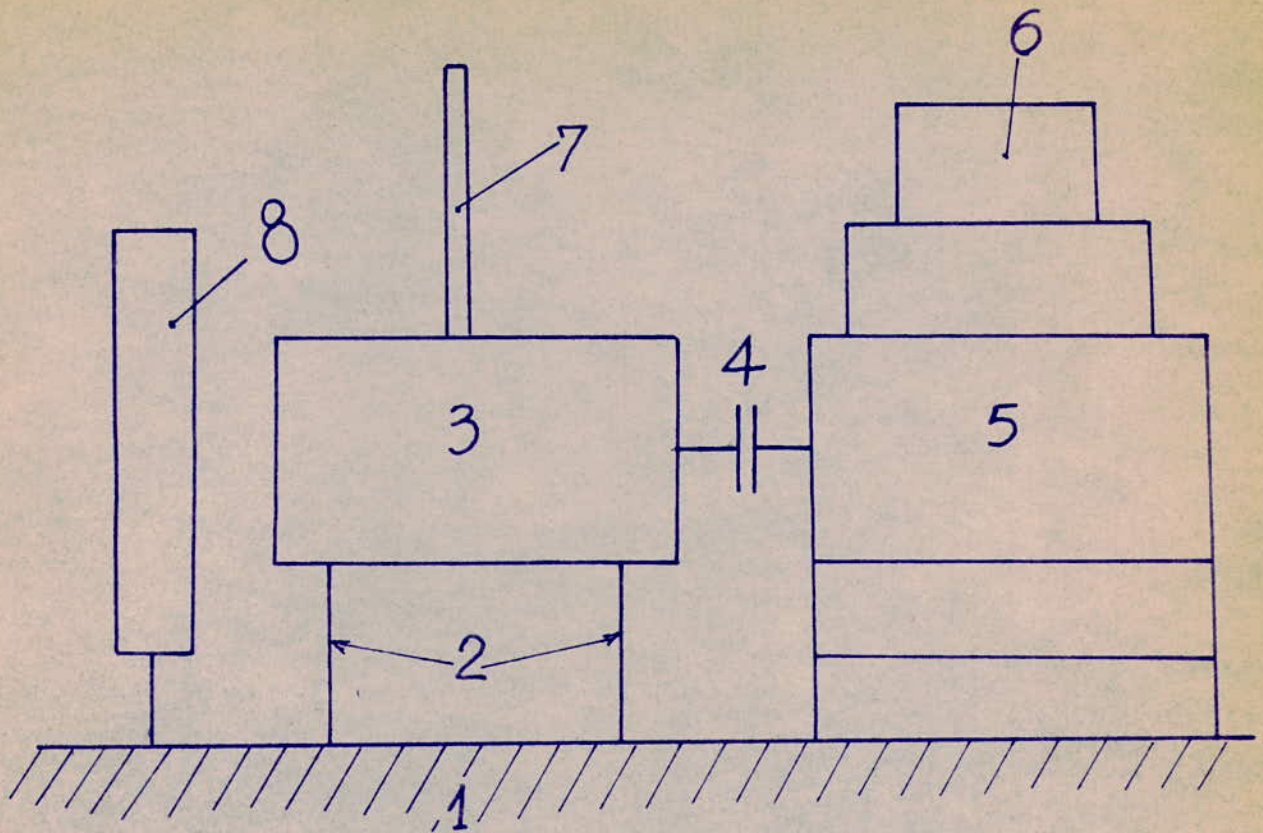
Les commandes du moteur (bougies de préchauffage, démarage gaz, arrêt) sont fixées à l'un des supports.

La sonde pour prise de température des gaz d'échappement, ainsi que l'échangeur permettant le refroidissement des gaz à analyser sont brasés sur le tuyau d'échappement, à proximité du collecteur, suivant dessin n° 13, l'échangeur étant retenu à sa partie supérieure par un collier.

Un débitmètre permet de mesurer la consommation de combustible par le moteur.

Toutefois, nous proposons la réalisation d'un pupitre de commande, suivant dessin n° , sur lequel seront montés tous les appareils de mesure.

Nota: La température d'huile devra être prise par un thermocouple, relié au bouchon de vidange du carter d'huile.



- 1: Bâti
- 2: Support du moteur
- 3: Moteur
- 4: Accouplement moteur - Frein.
- 5: Frein.
- 6: Coffret de commande.
- 7: Echangeur pour refroidiss^t des gaz d'échap^t.
- 8: Echangeur pour refroidiss^t du moteur.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

INSTALLATION GENERALE

BENDJEMILA. B.

BOUSSALEM. M.

III - E S S A I S E T M E S U R E S :

-----oo00§§00oo-----

3 - 1 - CONDUITE DES ESSAIS :

3 - 1 - 1 - MISE EN ROUTE : (coffret de commande)

- Mettre le potentiomètre de réglage de la vitesse à la position désirée
- Mettre le réglage "Charge" dans la position zero afin d'éviter d'opposer un couple élevé au moteur lors du démarrage.
- Mettre la ligne d'alimentation : le voyant rouge du bouton "arrêt" s'allume.
- Appuyer sur le bouton poussoir "marche" : le voyant vert s'allume.
- Démarrer le moteur.
- Agir progressivement sur l'accélération du moteur et sur le bouton de commande "Charge" pour amener le moteur aux conditions de fonctionnement désirées.
- Modifier, dans le temps, les conditions de réglage pour répondre au programme d'essais désirés

3 - 1 - 2 - ARRÊT :

- Ramener le moteur à son régime de ralenti.
- Appuyer sur le bouton poussoir "arrêt" : le voyant vert s'éteint, le rouge s'allume.
- Mettre l'interrupteur de la ligne d'alimentation sur la position "arrêt".

REMARQUE :

En cas d'incident provoqué par le moteur, le voyant vert du bouton poussoir "marche" s'éteint, le voyant rouge du bouton "arrêt" s'allume.

La panne du secteur provoque évidemment l'extinction des deux voyants.

3 - 1 - 3 - SURVEILLANCE DU MOTEUR PENDANT LE SERVICE :

Elle repose sur les principaux points suivants ;

- Eviter de laisser le moteur tourner aux allures critiques (vibrations : le moteur risque de s'emballer)
- Surveiller l'indication du tachymètre qui, lui-même doit être vérifié de temps en temps.
- Le moteur doit être chargé progressivement. Eviter les surcharges brusques : le moteur risque de s'emballer.
- Observer les indications des manomètres et des thermomètres (pressions et températures de l'huile et eau de refroidissement).
- Etat mécanique : vérification des articulations, jeux, coaxialité moteur-frein.
- Veiller au bon état de l'huile de graissage, des boulons et des fixations sur le banc.
- Surveiller les fuites possibles ainsi que le bon état des différents circuits (tuyauteries, filtres ...)

3 - 2 - METHODE DE CALCUL DE LA CONSOMMATION D'AIR PAR LA CHAMBRE A AIR :

Pour faire des mesures des consommation d'air par la boîte à air, il faut s'assurer que :

- La boîte ait un volume important pour assurer un débit d'air constant à travers l'orifice
- La chute de pression à travers l'orifice soit suffisamment petite par rapport à la pression régnant à l'intérieur de la chambre pour que la compressibilité de l'air soit négligée.

La formule donnant la consommation d'air par unité de temps est la suivante :

$$W = 1,43 d^2 \sqrt{\frac{h.b}{273+t}} \quad \text{en g/s.}$$

d = diamètre de l'orifice en cm

h = chute de pression à travers l'orifice en cm d'eau

b = pression de l'air ambiant en cm de Hg

t = température ambiante en °C

3 - 3 - CALCUL THEORIQUE :

La puissance effective P développée à l'arbre du moteur se met sous la forme :

$$P = C \omega \text{ exprimée en watts}$$

C indique le couple de freinage exprimé en N m

ω : indique la vitesse angulaire exprimée en rd/s

si n indique la vitesse de rotation ω s'écrit alors :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

la puissance en CV s'écrit :

$$P = \frac{\pi n C}{30 \times 75}$$

C en m. kg

n en tr/mn

Le couple est donné directement par un couplemètre fixé sur le doffret de commande.

- Consommation horaire :

Elle s'exprime par la formule :

$$B = \frac{3,6 v}{t} \text{ l/h}$$

dans laquelle t indique la durée d'écoulement en (s) correspondant au volume v (cm³) mesuré au débitmètre.

- Consommation spécifique :

s'il faut t (s) pour consommer v (cm³) d'un combustible de densité d (g/cm³) à un régime dont la puissance développée est P (CV) la consommation spécifique est :

$$b_c = \frac{3600 v \cdot d}{P \cdot t}$$

en g/cv.h

Cette formule peut aussi s'écrire en fonction du rendement global du moteur et du pouvoir calorifique ~~pot~~ P_{ci} du combustible (kcal/kg) :

$$b_o = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta P_{ci}}$$

d'où le rendement global du moteur :

$$\eta = \frac{632 \cdot 10^3}{b_o P_{ci}}$$

632 étant l'équivalent thermodynamique du che val heure.

$$1CVH = 632 \text{ Kcal}$$

X 3.4) Mesures:

Toutes ~~xxxxxxxxxxxx~~ les mesures sont consignées dans les tableaux I et 2.

PERFORMANCES DU MOTEUR RELEVÉES AU BANC D'ESSAI

Tableau n° 1

N tr/mn	C m.kg	P cv	V cm ³	t s	b e g/cv.h	B kg/h	η	T _{sm} °C	T _{g.ech} °C	W(air) g/s	W/Comb	Comb g/s	α
1000	8,5	11,85	50	55	236	3,28	0,268	68	430	18,4	23,8	0,775	1,59
1500	9,0	18,80	50	36	227	5,00	0,278	75	550	24,8	20,9	1,19	1,4
2000	8,2	23,00	100	56	239	6,40	0,265	77	650	33,0	21,7	1,52	1,45
2500	7,1	24,8	50	25	248	7,20	0,255	81	630	37,5	22,0	1,70	1,47
3000	4,0	16,8	100	64	286	5,65	0,220	80	450	45,0	33,8	1,33	2,25

111

ANALYSE DES GAZ D'ECHAPPEMENTTableau n° 2

N tr/mm	1000	1500	2000	2250	2500	3000
a'CO ₂ % réel	11,8	11,5	10	8,7	6,55	5,80
a'CO % réel	1,4	0,4	0,15	0,14	0,14	0,14
O ₂ %	2,2	2,7	4	5,4	6	8,5

Planche 1:
Couple C en f(n)

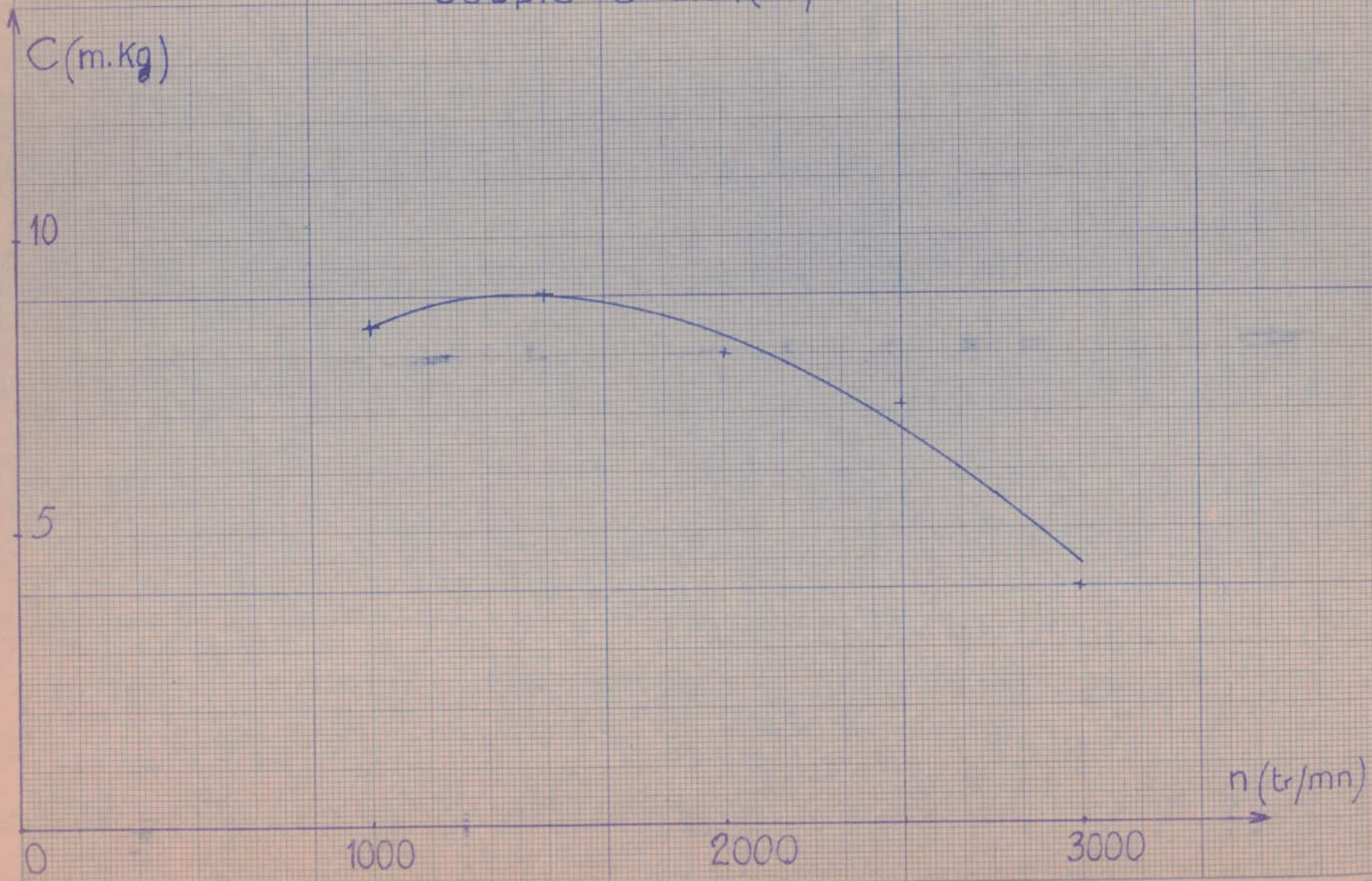


Planche 2:
Puissance effective en $f(n)$

$P(\text{cv})$

30

20

10

0

1000

2000

3000

$n(\text{tr/mn})$

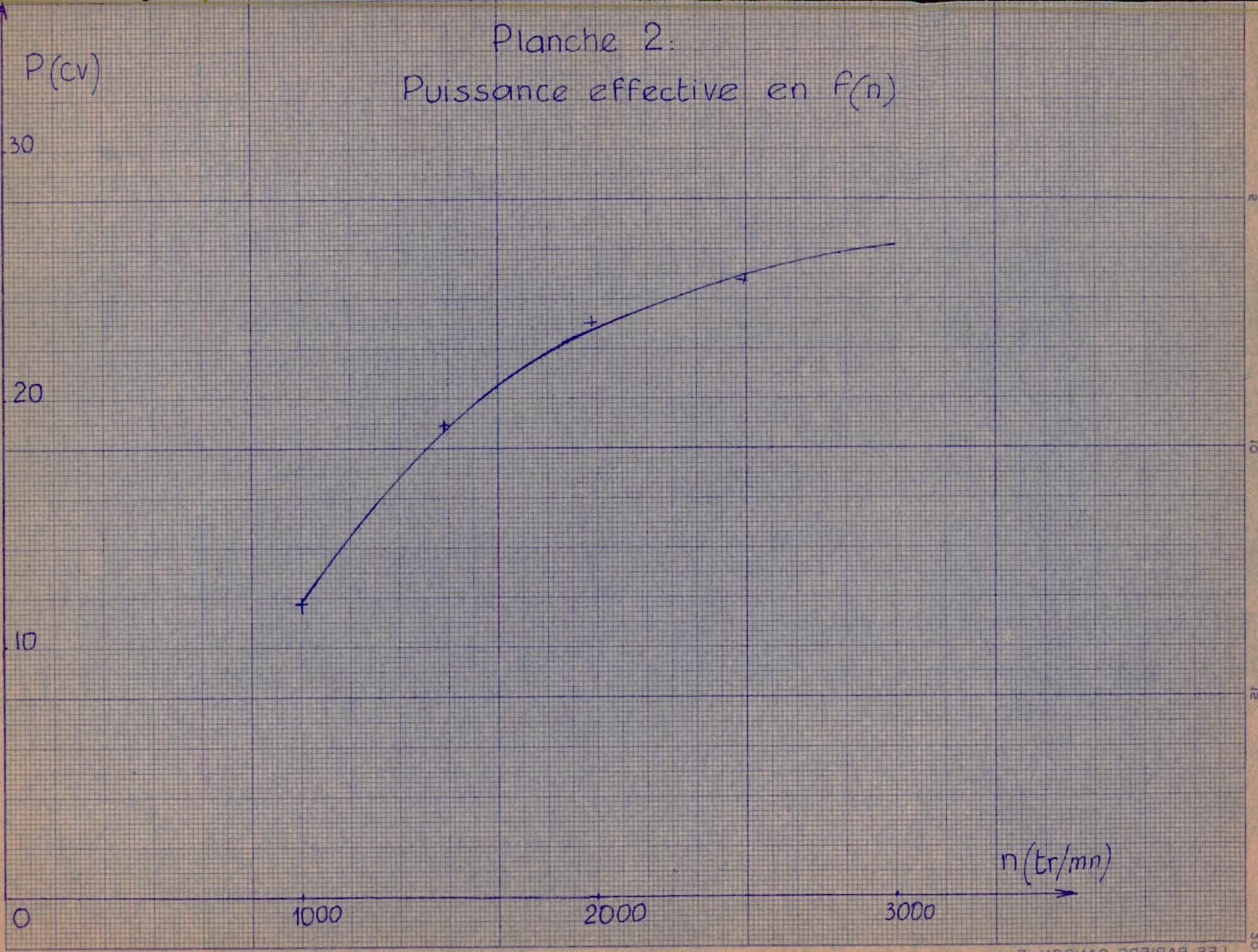


Planche 3:
Consommation Spécifique en $F(n)$.

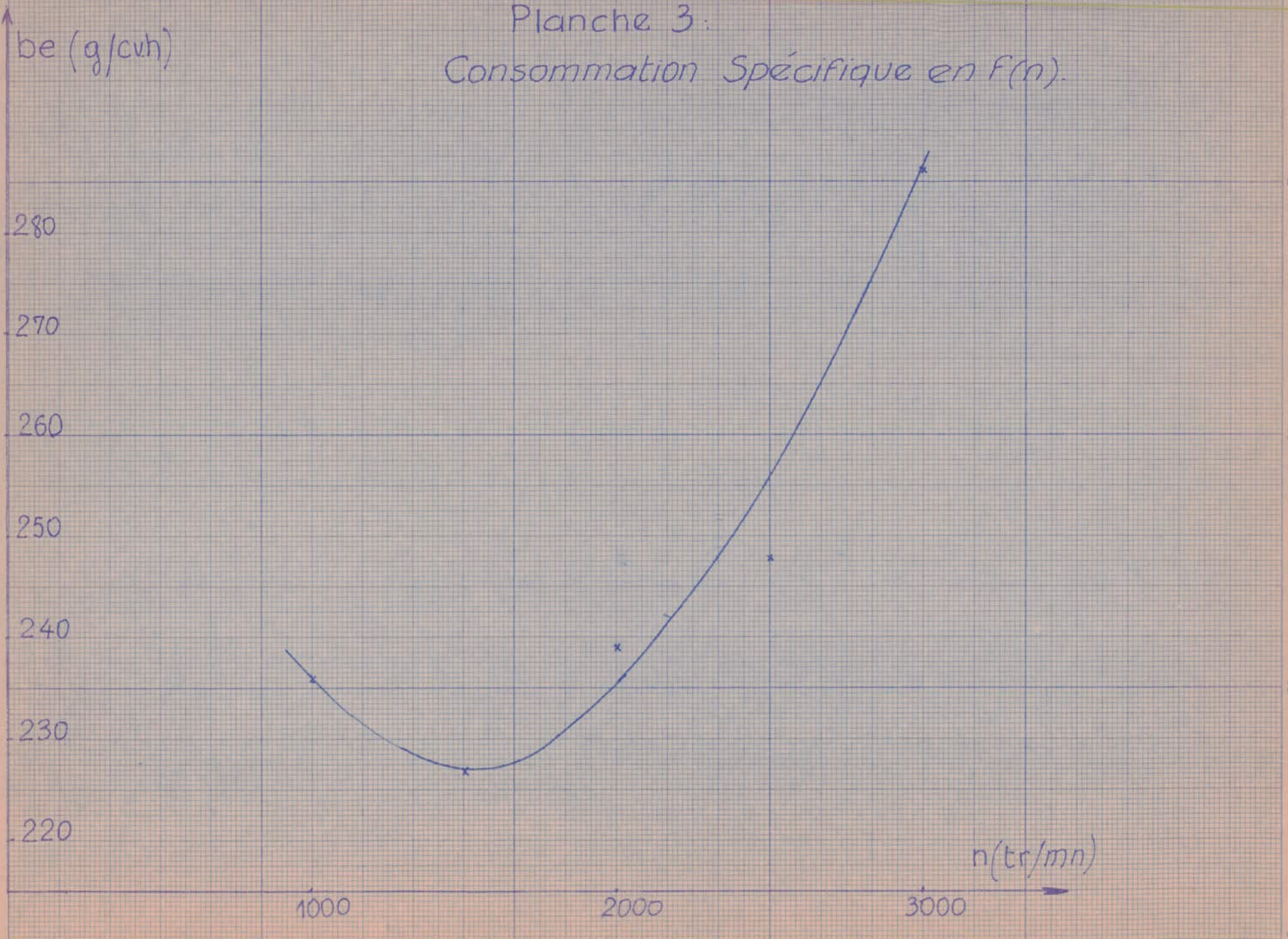
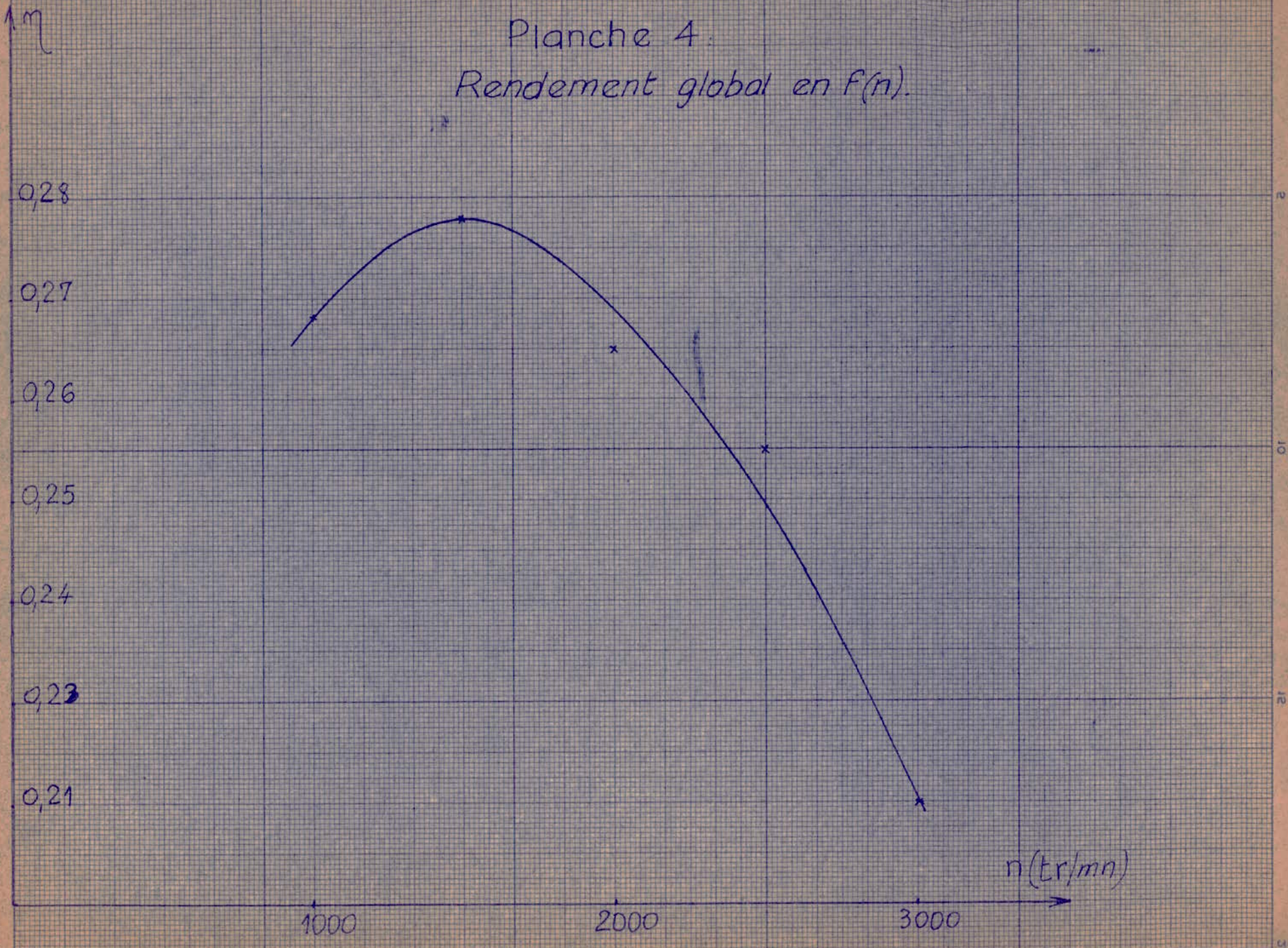


Planche 4:
Rendement global en $F(n)$.



B (kg/h)

Planche 5.
Consommation horaire en $f(n)$.

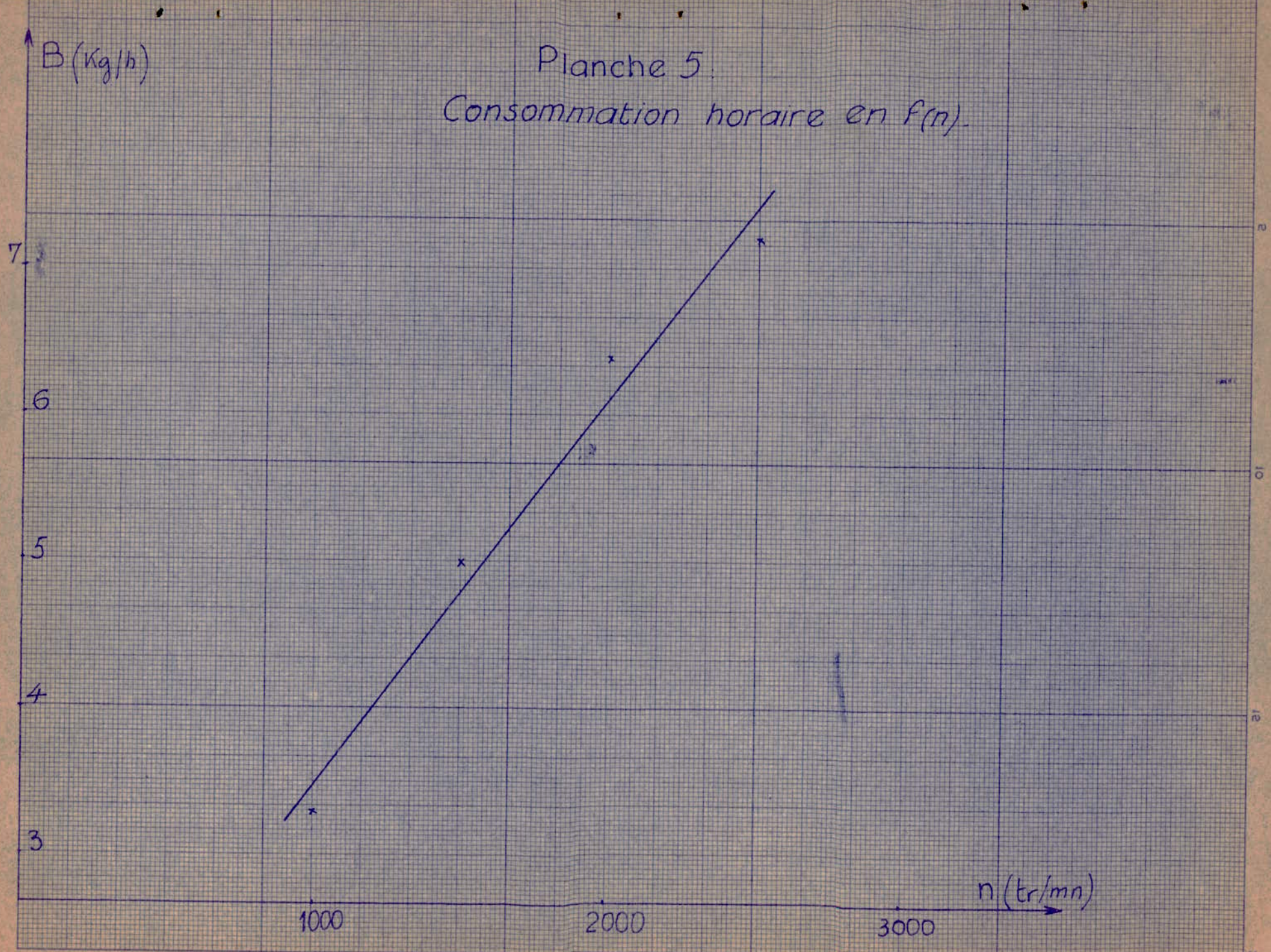


Planche 6:
Performances du moteur en f(n).

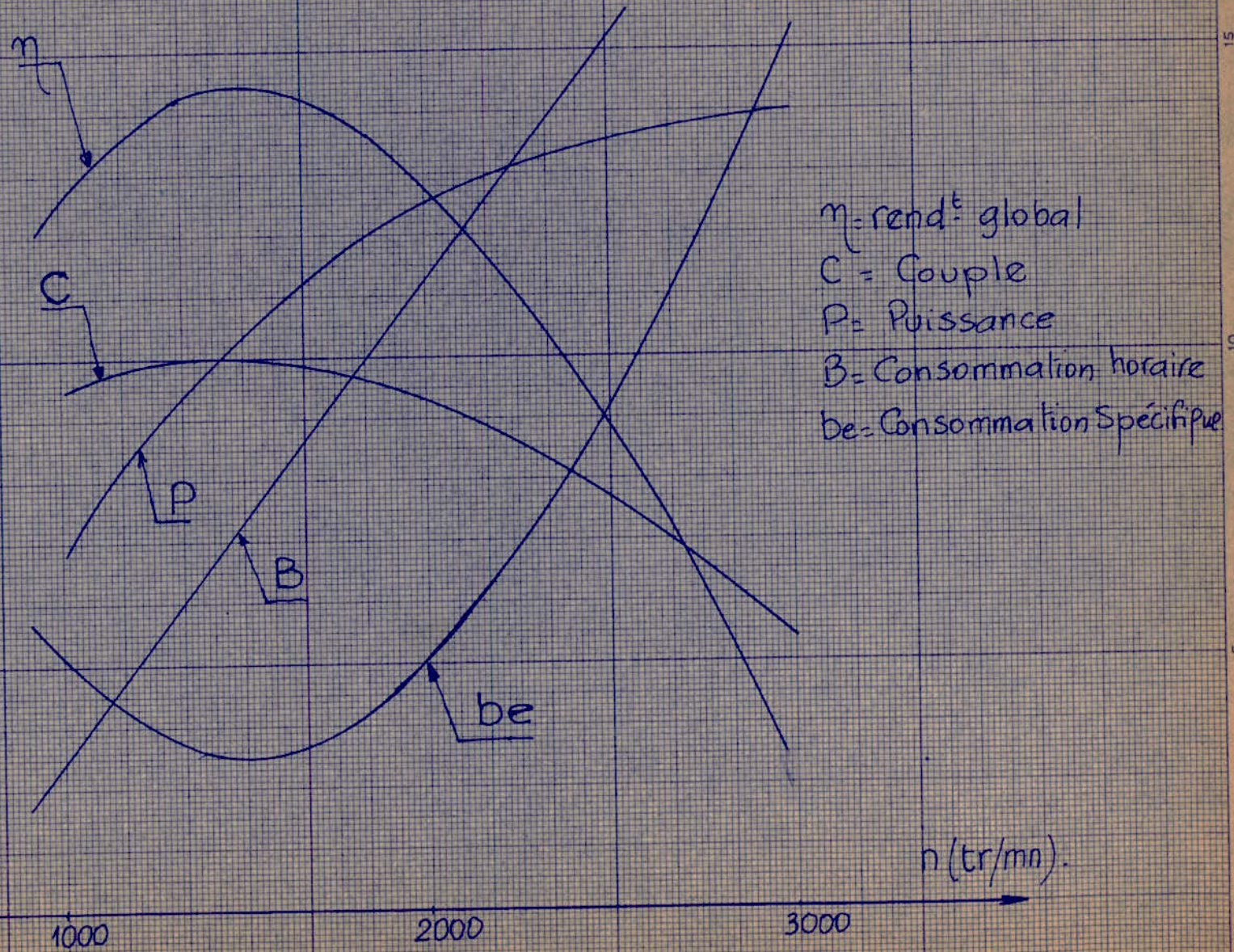


Planche 7.

% CO₂ dans les gaz d'échap^t en f(n)

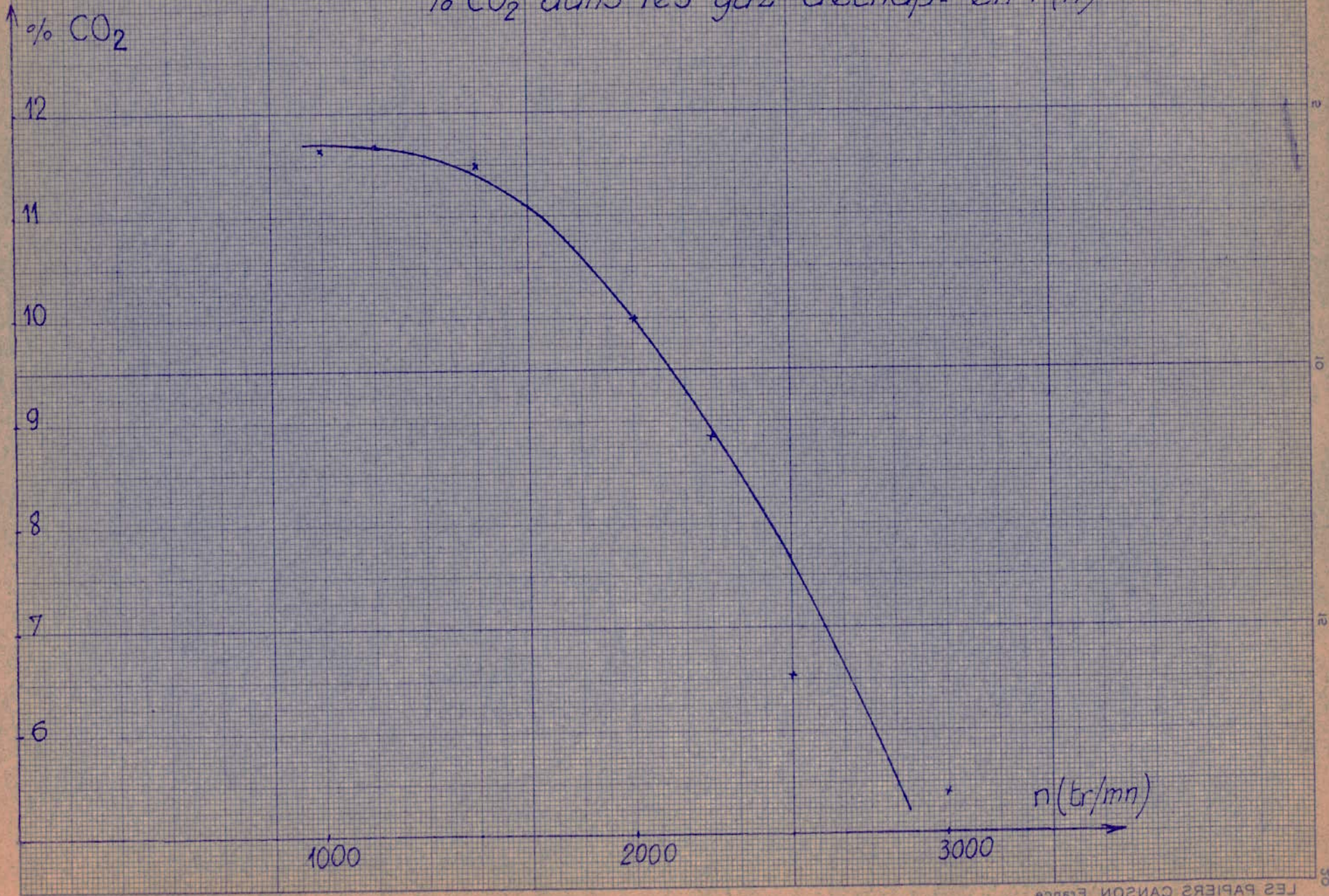
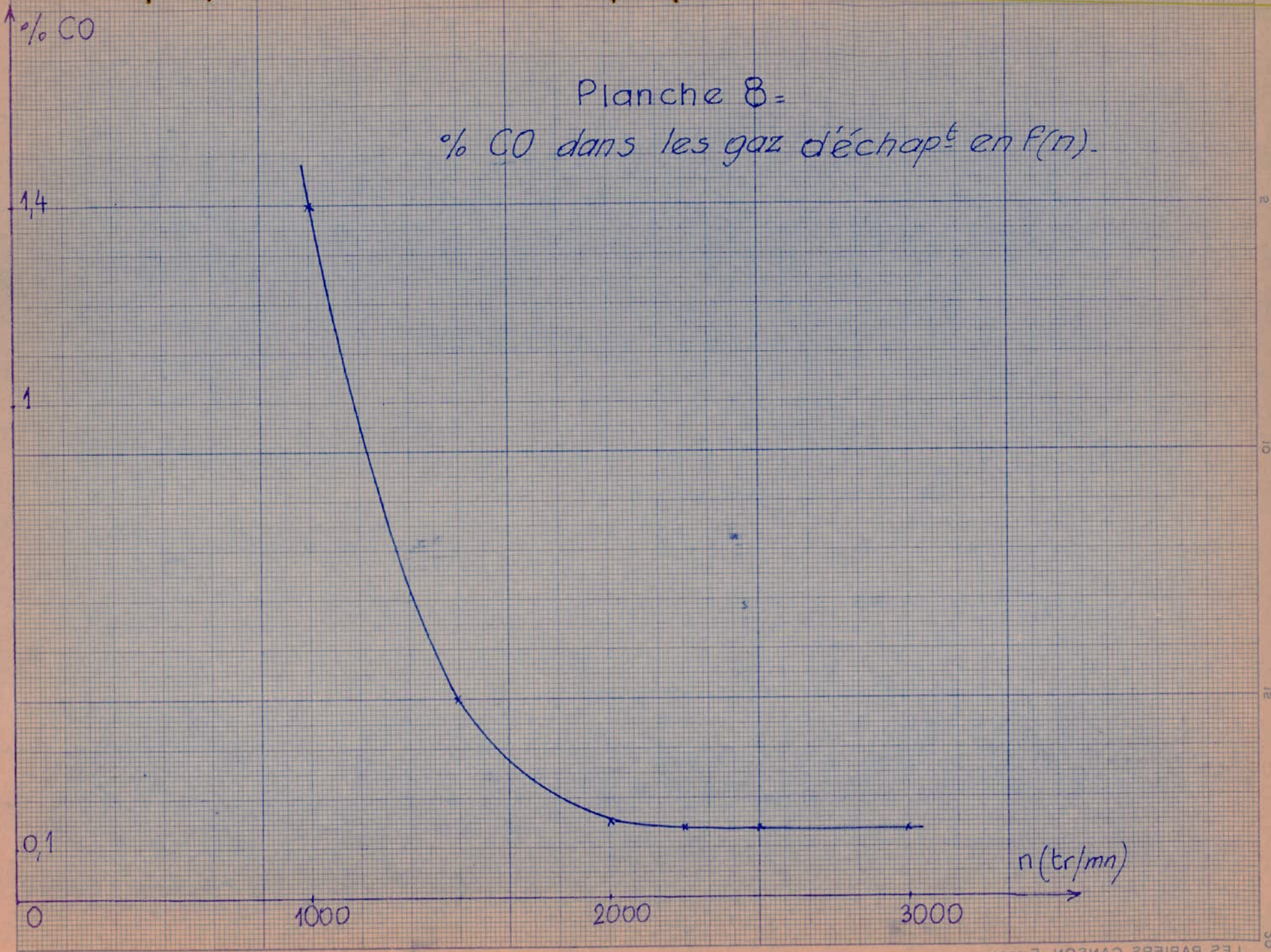


Planche 8 =

% CO dans les gaz d'échappement en f(n).



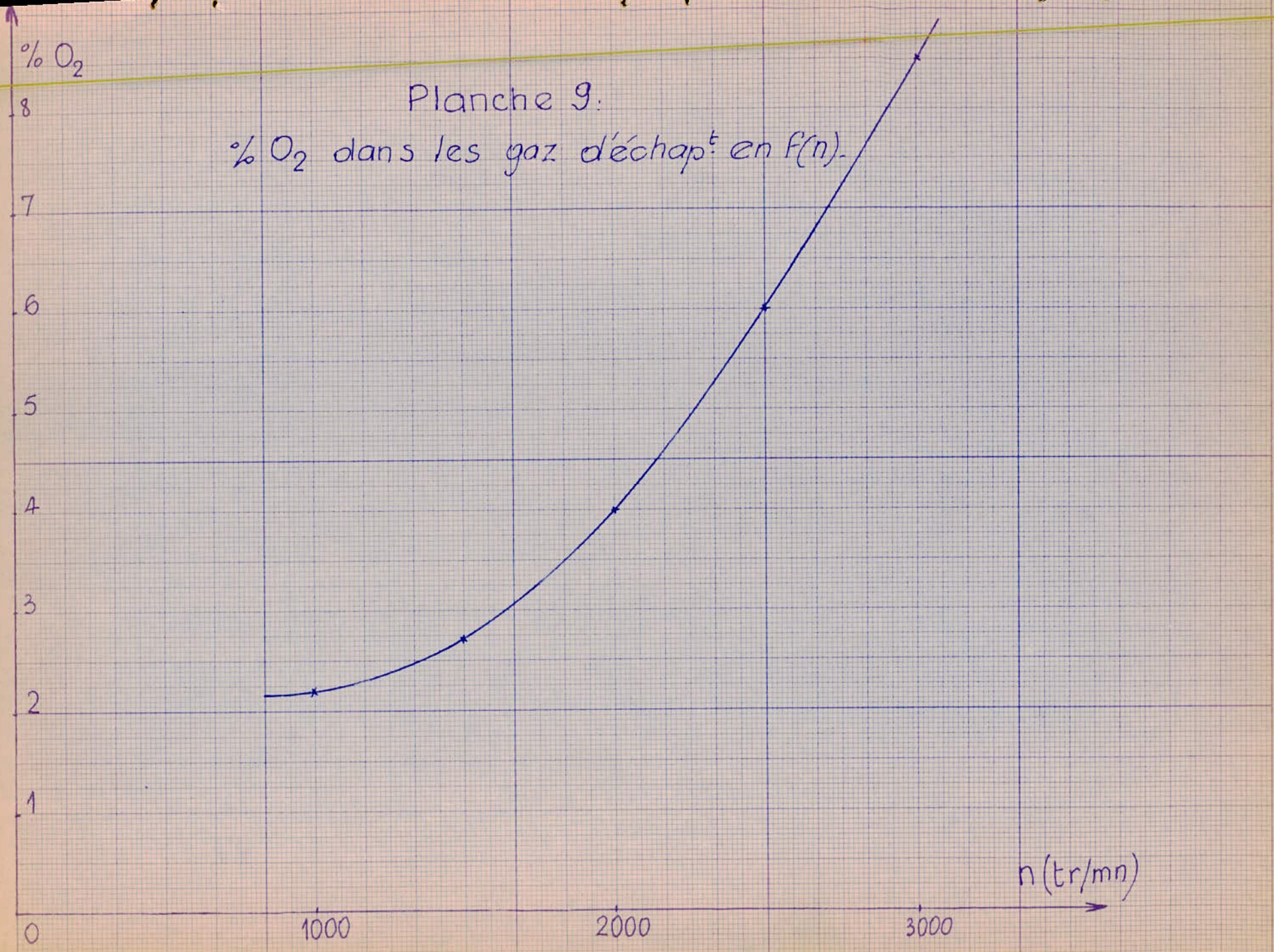
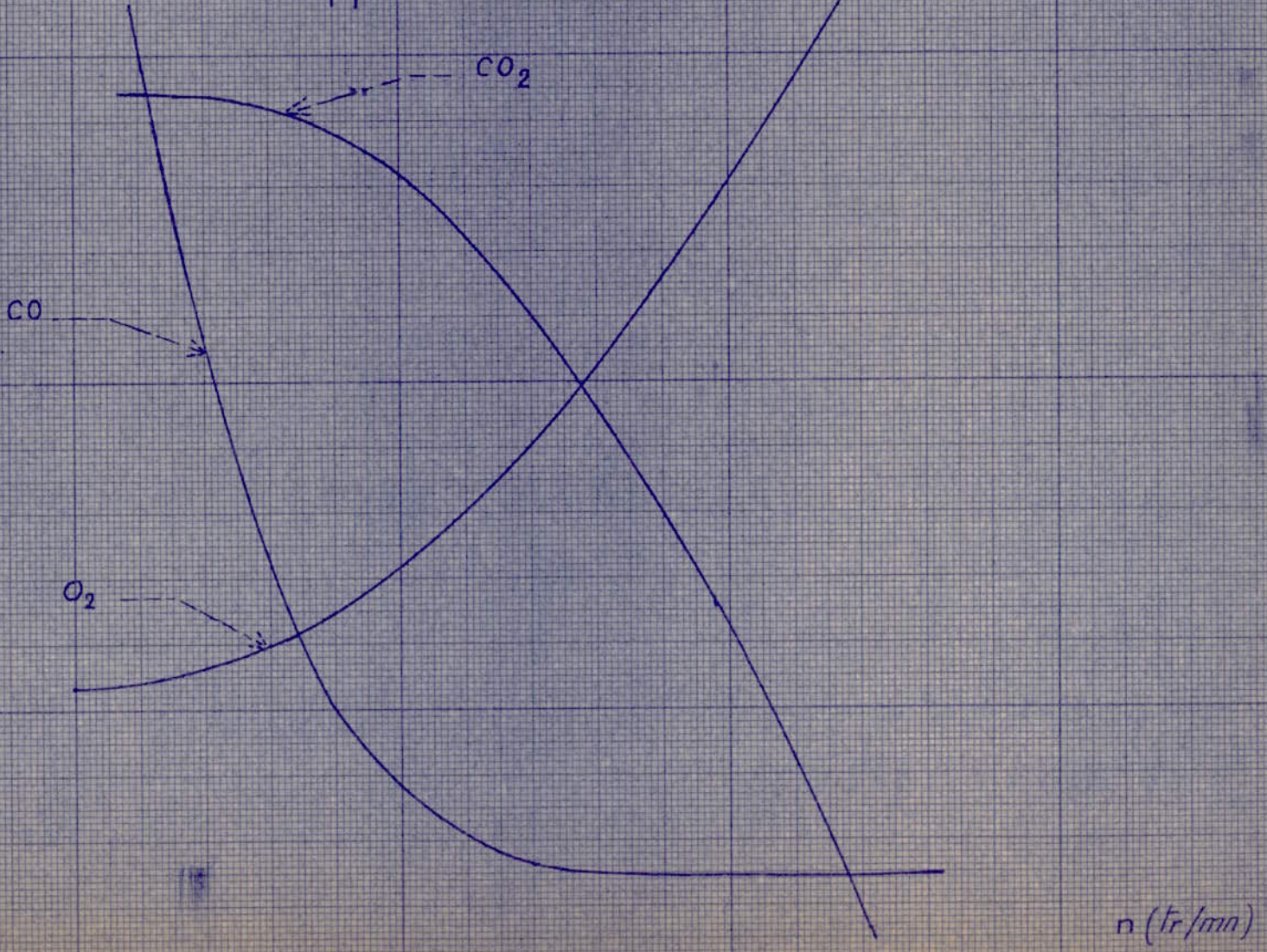


Planche 9:

% O_2 dans les gaz d'échap^t en $f(n)$.

Planche 10.
% CO, CO₂, O₂ dans les gaz
d'échappement en $F(n)$.



3.5 Interprétation des courbes obtenues:

Le calcul thermique permet de déterminer les caractéristiques d'un moteur seulement pour certaines conditions choisies de fonctionnement. Cependant, dans l'exploitation, le moteur devra travailler à différents régimes de charge et de nombre de tours. C'est ainsi que l'on introduit les caractéristiques puissance P , couple C , et consommation spécifique B_e .

Les deux premières permettent d'apprécier les qualités dynamiques du moteur, alors que la troisième donne sa qualité économique.

Des courbes de performances tracées, on remarque que le maximum de la puissance et le minimum de la consommation n'ont pas lieu à la même vitesse.

On tranchera alors par un choix judicieux d'une zone de régime normal, en se fixant un but: maximum de puissance ~~xx~~ ou minimum de consommation.

On remarque également que l'on a une même consommation à deux régimes différents. Il serait donc préférable de faire tourner le moteur au plus haut régime, des deux.

La deuxième remarque consiste en une sensible conservation du couple moteur, avec cependant une légère baisse aux nombres de tours élevés, ce qui est normal car les frottements sont plus importants. Ceci se remarque d'ailleurs sur la courbe de puissance, dont l'accroissement est moins prononcé aux hauts régimes.

En ce qui concerne les écarts entre les courbes obtenues par le constructeur et les nôtres, il nous semble utile de préciser certains points importants:

- Nous n'avons pas voulu dépasser la vitesse de 3000 tr/mn, afin d'épargner au moteur encore en rodage des surcharges importantes. Ce rodage se traduit encore par le fait que le moteur, non libéré, ne peut donner toute sa puissance; d'où certains écarts non négligeables sur les courbes de couple, de puissance, de rendement, et de consommation spécifique.

- D'autre part le constructeur a tendance à optimiser les performances obtenues sur son banc sur un large échantillon de moteurs (pour des raisons de publicité).

IV - E T U D E E T R E A L I S A T I O N

DES DEUX ECHANGEURS

4 - 1 - GENERALITES :

La combustion dans les moteurs ayant lieu à des températures relativement élevées, une partie assez notable de la chaleur, émise par le combustible, est transmise à l'ensemble du moteur.

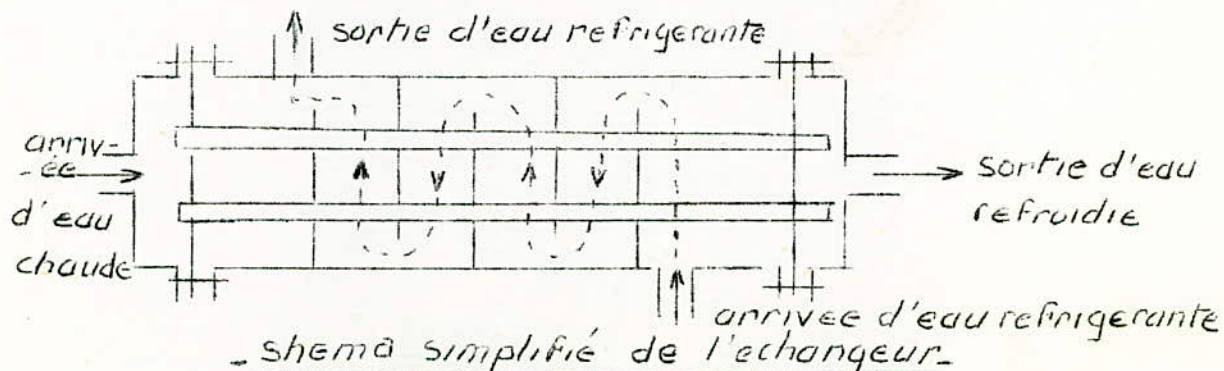
Afin de permettre un bon fonctionnement du moteur et une tenue convenable (déformations dues aux dilatations, formation de points chauds) son refroidissement s'impose.

Un premier refroidissement est assuré par l'huile (pistons, paliers...). Ce refroidissement est conditionné également par le refroidissement par eau des pièces telles que culasse, soupapes, bloc-cylindres ...

Le moteur étant sur un banc pour être essayé, ne bénéficie donc pas de refroidissement par convection d'air comme il l'aurait sur un véhicule en déplacement. Le radiateur s'avérant insuffisant pour assurer un fonctionnement correct du moteur sur banc, l'échangeur de chaleur devient indispensable.

On pourrait conserver le radiateur pour les essais sur banc à condition de compenser le refroidissement assuré par convection d'air pendant le déplacement sur un véhicule, par un deuxième ventilateur avec pratique d'un carénage.

4 - 2 - ECHANGEUR POUR REFOUDDISSEMENT DU MOTEUR :



4.2.1 DESCRIPTION DE L'ECHANGEUR

Cet échangeur est destiné à refroidir l'eau chaude sortant du moteur par l'intermédiaire d'eau réfrigérante venant du ~~moteur~~ réseau.

Il comporte:

- Un corps repéré (1) sur le dessin d'ensemble, en acier galvanisé. A ses extrémités viennent se fixer deux collecteurs d'eaux du moteur (entrée et sortie) repérés (6) et (17) sur dessin d'ensemble.
- Quatre tubes en cuivre (13) à l'intérieur desquels circule l'eau du moteur. Ces tubes sont disposés en carré. Nous avons choisi des tubes en cuivre du fait de sa bonne conductivité thermique.
- Huit chicanes en laiton repérées (12). Brasées sur les tubes de cuivre, elles forment également des ailettes de refroidissement. Le tout est monté dans le corps puis assemblé par disques brasés sur les tubes, repérés (10) et (15), et boulons aux collecteurs. Les chicanes permettent une bonne circulation de l'eau réfrigérante autour de l'ensemble des tubes, d'où l'obtention d'un bon refroidissement.

Cet échangeur a été réalisé à contre - courants (ou à circulation méthodique) = eaux du moteur et eau réfrigérante suivent des trajets opposés. En général, ce type d'échangeur demande une surface d'échange de chaleur plus faible par rapport à un échangeur à courants de même sens, toutes choses égales par ailleurs.

De ce fait l'encombrement se trouve réduit; la majoration de la surface d'échange dans nos calculs tient compte :

- du rendement de l'échangeur dans les conditions choisies,
- de la variation des propriétés des matériaux constitutifs, car ce travail entre dans le cadre de l'équipement du ~~ité~~ laboratoire.

4.2.2 NOTATIONS

Nous employons l'indice "e" pour désigner l'entrée dans l'échangeur, l'indice "s" pour désigner la sortie.

- T_{1e} = Température de l'eau chaude venant du moteur et entrant dans l'échangeur, en °C.
- T_{1s} = Température de l'eau sortant de l'échangeur et allant vers le moteur, en °C.

T_{20} = température de l'eau réfrigérante venant du réseau et entrant dans l'échangeur en °C.

T_{0s} = température de l'eau sortant de l'échangeur après avoir refroidi l'eau chaude en °C.

\dot{m}_1 = débit massique de la pompe à eau du moteur en kg/s.

\dot{m}_2 = débit massique du réseau en kg/s.

C_1 = chaleur spécifique du fluide chaud en k cal/kg °C.

C_2 = chaleur spécifique du fluide froid en k cal/kg °C.

h_1 = coefficient de transfert de chaleur par convection entre fluide chaud et paroi interne du tube de cuivre en k cal / h. m². °C.

λ_1 = conductivité thermique du cuivre en k cal/h. m. °C.

ρ = masse volumique en kg/m³.

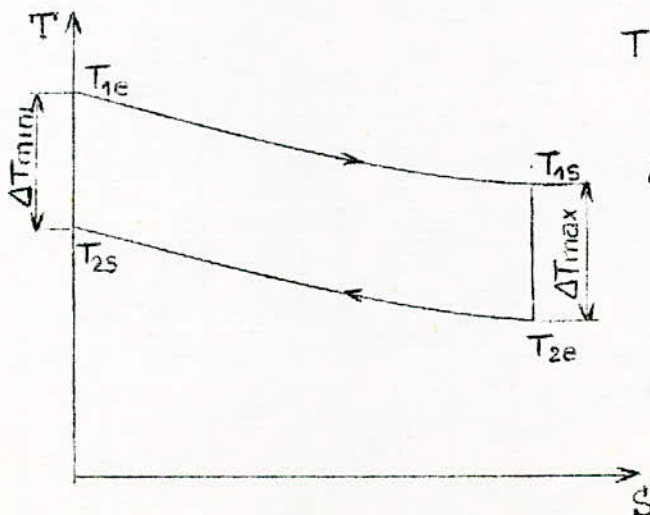
Φ = flux de chaleur échangé entre fluides chauds et froid en k cal/m².

Nu = nombre de nusselt

Pr = nombre de prandtl

Re = nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement.

4 - 2 - 3 - DIAGRAMME DE L'ECHANGE DE CHALEUR :



T: température des fluides (°C)

S: Surface d'échange (m²)

4 - 2 - 4 - PRINCIPE DE CALCUL :

- chaleur cédée par le fluide chaud :

$$\Phi = \dot{m}_1 c_1 (T_{1e} - T_{1s})$$

- chaleur reçue par le fluide froid :

$$\Phi = \dot{m}_2 c_2 (T_{2e} - T_{2s})$$

Le théorème de la conservation de l'énergie nous permet alors d'écrire :

la quantité de chaleur cédée par le fluide chaud est égale à la quantité de chaleur reçue par le fluide froid.

$$\text{d'où } \dot{m}_1 c_1 (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 c_2 (T_{2e} - T_{2s})$$

le débit massique d'eau froide est choisi :

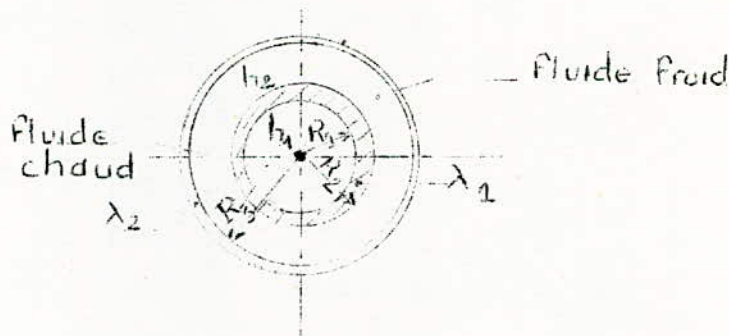
$$\dot{m}_2 = 1500 \text{ kg/h}$$

soit T_2 température d'eau réfrigérante

$$T_{2e} = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$$

$$\text{ce qui implique } T_{2s} = T_{2e} + \frac{\Phi}{\dot{m}_2 c_2}$$

- Calcul du flux de chaleur :



- Convection eau chaude -paroi interne du tube (R_1)

$$\Phi = h_1 S (T_{1e} - T_{p1}) = h_1 2\pi R_1 l (T_{1e} - T_{p1})$$

l = longueur du tube

$$\text{soit } S = 2\pi R_1 l = 1 \text{ m}^2 \text{ (pour les calculs)}$$

$$\rightarrow \Phi = h (T_{1e} - T_p)$$

- Conduction à travers le tube :

$$\Phi = \frac{\lambda_1}{R_2} (T_{p1} - T_{p2}) \text{Log} \frac{R_2}{R_1}$$

T_{p1} = température de la paroi interne du tube

T_{p2} = température de la paroi externe du tube

- Convection paroi externe - fluide froid :

$$\Phi = 2 \pi l R_1 \frac{h_2}{R_3} (T_{p2} - T_{2e}) = \frac{h_2}{R_3} (T_{p2} - T_{2e})$$

La quantité de chaleur échangée par convection et par conduction étant la même, on peut écrire alors :

$$\Phi = \frac{T_{1e} - T_{p1}}{\frac{1}{h_1}} = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{\frac{R_2 \text{Log} R_2}{\lambda_1 R_1}} = \frac{T_{p2} - T_{2e}}{\frac{R_3}{h_2}} \quad k \text{ cak/m}^2$$

d'où

$$\Phi = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\frac{1}{h_1} + \frac{R_2 \text{Log} R_2}{\lambda_1 R_1} + \frac{R_3}{h_2}} = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{\frac{1}{h}}$$

nous disposons de tube de cuivre de diamètre (mm) de 16/18, ayant donc une épaisseur de 1 mm d'où $R_2 \neq R_1$, le terme

$\frac{R_2 \text{Log} R_2}{\lambda_1 R_1}$ est donc négligeable

dé même que le terme $\frac{R_3}{h_2}$ négligeable ($R_3 \ll h_2$)

le coefficient de transfert de chaleur devient $h = h_1$

- Calcul de h_1 :

$$h_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{D_1}$$

avec $Nu_1 = 0,02 Re^{0,8} Pr^{0,4}$

$$Re = \frac{V_1 D_1}{\nu_1} = \rho_1 \frac{V_1 D_1}{\mu_1}$$

$$V_1 = \frac{q}{S} \quad q = \text{débit de la pompe}$$

$$V_1 = \frac{4 q_2}{\pi D_1^2}$$

- Application numérique :

$$q = 100 \text{ l/mn} = \frac{10^{-2}}{6} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (donné)}$$

$$D_1 = 16 \text{ mm}$$

$$V_1 = \frac{4 q}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 10^{-2}}{6 \pi 16^2 10^{-6}}$$

$$\boxed{V_1 = 8,30 \text{ m/s}}$$

$$Re = \rho_1 \frac{V_1 D_1}{\mu_1}$$

$$\mu_1 \text{ (eau à } 95^\circ\text{C)} = 30 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\rho_1 \text{ (eau à } 95^\circ\text{C)} = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\boxed{Re = 440000}$$

$$Pr(95^\circ\text{C}) = 1,9$$

$$Nu_1 = 0,02 Re^{0,8} Pr^{0,4} = 845$$

$$\boxed{Nu_1 = 845}$$

$$h = h_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{D_1}$$

$$\lambda_1 = 0,58 \text{ k cal/hm}^2\text{.}^\circ\text{C.}$$

$$h = \frac{845 \cdot 0,58 \cdot 10^3}{16} = 30600 \text{ k cal/hm}^2\text{.}^\circ\text{C.}$$

$$\boxed{h = 30600 \text{ k cal/h m}^2\text{.}^\circ\text{C.}}$$

- Calcul de la température moyenne :

$$\Delta T_{\text{mini}} = T_{1e} - T_{2s}$$

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{1s} - T_{2e}$$

La température normale de fonctionnement du moteur est de l'ordre de $80^{\circ}\text{C} = T_{1s}$. Nous fixons l'écart de température

$$\Delta T = T_{1e} - T_{1s} = 15^{\circ}\text{C}$$

d'où $T_{1e} = 95^{\circ}\text{C}$.

soit $T_{2e} = 20^{\circ}\text{C} = 293^{\circ}\text{K}$ température de l'eau du réseau.

$$T_{2s} = T_{2e} + \frac{\dot{m}_1 C_1 (T_{1e} - T_{1s})}{\dot{m}_2 C_2}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{q}_1 = 6000 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_2 = 1500 \text{ kg/h}$$

$$C_1 = 1,01 \text{ k cal/kg}^{\circ}\text{C à } 90^{\circ}\text{C}.$$

$$C_2 = 1 \text{ k cal/kg}^{\circ}\text{C à } 20^{\circ}\text{C}$$

d'où :

$$T_{2s} = 20 + \frac{6000 \cdot 1,01 \cdot 15}{1500} = 80^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta T_{\text{mini}} = 95 - 80 = 15^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{max}} = 80 - 20 = 60^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{mini}}}{\text{Log} \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{mini}}}}$$

$$\Delta T_m = \frac{60 - 15}{\text{Log} \frac{60}{15}} = \frac{45}{1,38} = 32,6^{\circ}\text{C}.$$

- Calcul de la surface d'échange :

$$\dot{\Phi} = h S \Delta T_m.$$

h = coefficient global de transfert de chaleur

ce qui implique Une surface d'échange

$$S = \frac{\dot{\Phi}}{h \Delta T_m} = \frac{\dot{m}_1 C_1 (T_{1e} - T_{1s})}{h \Delta T_m} = \frac{6000 \cdot 1,01 \cdot 15}{30600 \cdot 32,6}$$

$$S = \pi D_1 l = 0,091 \text{ m}^2$$

d'où une longueur de tube

$$L = \frac{S}{\pi D_1} = \frac{0,091 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16} = 1,80 \text{ m}$$

d'où 3 tubes de 16/18 de longueur 0,60 m.

Mais comme nous n'avons pas tenu compte dans notre calcul de l'écrassement des tubes, nous avons majoré la longueur et avons utilisé 4 tubes. disposés en carré dont les axes sont à une distance de 30 mm l'un de l'autre. Cette distance est calculable et est donnée par la formule suivante :

$$Z^2 = \frac{\pi D}{\phi}$$

$$\phi = \frac{\text{surface transmettant la chaleur}}{\text{volume total}}$$

Pour une disposition carrée et pour des tubes de diamètre 12 à 50 mm = 160 à 40

soit $\phi = 150$, $D = 16$ mm

$$Z^2 = \frac{\pi D}{\phi} \text{ ce qui implique } Z = \sqrt{\frac{\pi D}{\phi}}$$

$$Z = \sqrt{\frac{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{150}} = 18,3 \text{ mm au minimum}$$

Nous prendrons $Z = 30$ mm.

Pour une disposition en triangle :

$$\phi = \frac{3,63}{\delta^2 D} \text{ avec } \delta = \frac{\text{Pas}}{D} = \frac{Z}{D}$$

$$\phi = \frac{3,63 D}{Z^2} \Rightarrow Z = \sqrt{\frac{3,63 D}{\phi}}$$

Pour un même ϕ et un même diamètre D

on trouve $Z = 19,7$ mm au minimum

4.3 - ANALYSE DES GAZ D'ECHAPPEMENT

L'analyse des gaz d'échappement, en vue de déterminer leur composition en CO_2 et CO , et, par conséquent le rendement de combustion, nécessite leur refroidissement jusqu' à une température relativement faible. Toutefois, on préconise des analyses à une température voisine de 25°C .

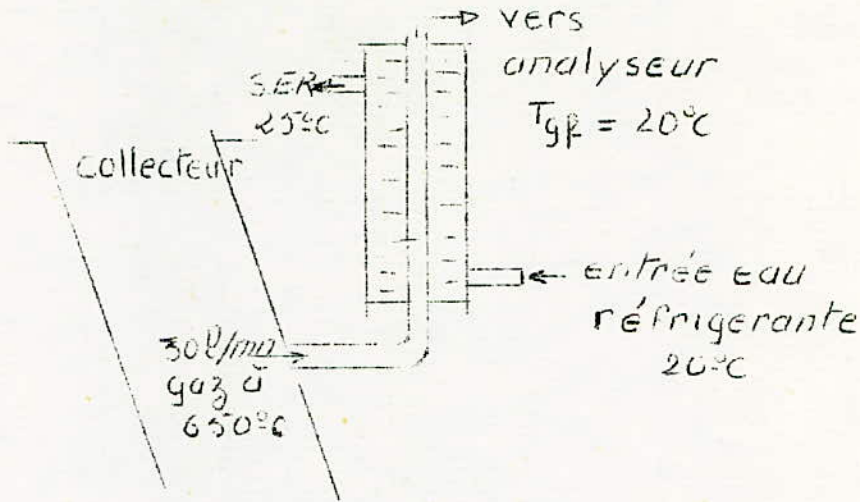
Pour cela, un échangeur de chaleur est indispensable. Il a été réalisé à courants de mêmes sens, c'est-à-dire que la prise de gaz a été figée. Cette solution a été adoptée dans le but d'avoir des résultats aussi précis que possible, la source d'erreur étant la combustion $\text{CO} + 1/2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$, possible si le refroidissement n'est pas efficace, car elle a lieu à haute température.

NOTA: Le rendement de combustion sera calculé par le rapport de CO_2 mesuré et le % de CO_2 théorique.

Calculs de l'échangeur:

Certaines parties de ces calculs étant similaires à celles de l'échangeur du moteur, nous nous sommes permis par conséquent d'abréger nos calculs. La seule différence est que, dans ce cas les coefficients de calculs sont variables avec la température.

La réalisation de cet échangeur a été faite suivant le dessin n° 12;



$$Q_v = \text{débit de gaz} = 30 \text{ l/min} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$T_{gc} = \text{Température des gaz chauds} = 650^\circ\text{C} = 923^\circ\text{K}.$$

$$T_{gf} = \text{Température des gaz refroidis} = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}.$$

$$\rho_{\text{des gaz}} = \rho_{\text{de l'air}} \quad (\rho_{20^\circ\text{C}} = 1,22 \text{ Kg/m}^3).$$

Chaleur libérée par les gaz chauds:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T_g = \dot{m}_g (C_{p_{650}} T_{gc} - C_{p_{20}} T_{gf})$$

$$\dot{m}_g = 0,5 \cdot 10^{-3} \rho_{20^\circ\text{C}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,22 = 0,61 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}.$$

$$C_{p_{650^\circ\text{C}}}(\text{air}) = 0,2687 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$C_{p_{20^\circ\text{C}}}(\text{air}) = 0,24 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C}.$$

on tire $Q = 500 \text{ Kcal/heure}$.

Supposons que l'eau réfrigérante s'échauffe de 5°C . Le débit nécessaire du réseau sera:

$$\dot{m}_{\text{eau}} = \frac{Q}{C_{p_e} \Delta T_e} = \frac{500}{5} = 100 \text{ l/h}.$$

$$\underline{\dot{m}_{\text{eau}} = 100 \text{ l/h}.$$

Régime d'écoulement des gaz:

Débit massique = $\dot{m}_g = 0,61 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

$\rho_{650^\circ\text{C}} = 0,38$ kg/m³.

Tube de diamètre 10mm soit 10^{-2} m.

La vitesse d'écoulement des gaz est $V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g S} = \frac{4 \dot{m}_g}{\rho_g \pi d^2}$

on en tire: $V_g = 20,5$ m/s.

$Re = \frac{V D}{\nu} \quad \nu = 37 \cdot 10^{-2} \cdot 3600 \text{ m}^2/\text{s}$ (viscosité cinématique)

$Re = 2000$ Ecoulement laminaire

Pour les gaz, on prend $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$

$Pr = 0,695$ à 650°C .

$Re = 2000$

d'où $Nu = 8,7$.

Du côté des gaz chauds, le coefficient d'échange de chaleur est h_{gc} , donné par:

$h_{gc} = \frac{Nu \lambda_{gc}}{D}$ avec $\lambda_{gc} = 0,0549$ Kcal/hm²°C

d'où $h_{gc} = 48$ Kcal/h.m².°C.

Sortie des gaz de l'échangeur:

$\rho = 1,22$ Kg/m³ $V_g = \frac{4 \dot{m}_g}{1,22 \pi d^2}$

d'où $V_g = 6,35$ m/s.

$\nu = 5,44 \cdot 10^{-2} \times 3600 \text{ m}^2/\text{s}$.

on en tire: $Re = 4200$.

Le régime est turbulent, mais la relation:

$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$ reste applicable.

$$Pr = 0,713 \text{ à } 20^{\circ}\text{C}.$$

$$Re = 4200.$$

on en tire $Nu = 15,9$.

Du côté des gaz refroidis, le coefficient d'échange de chaleur est : $h_{gf} = \frac{Nu \cdot \lambda_{gf}}{D}$, avec $\lambda_{gf} = 0,0221 \text{ Kcal/h.m}^{\circ}\text{C}$.

$$\text{d'où } h_{gf} = \underline{35 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{C}}.$$

La quantité moyenne de chaleur échangée par unité de surface est définie par:

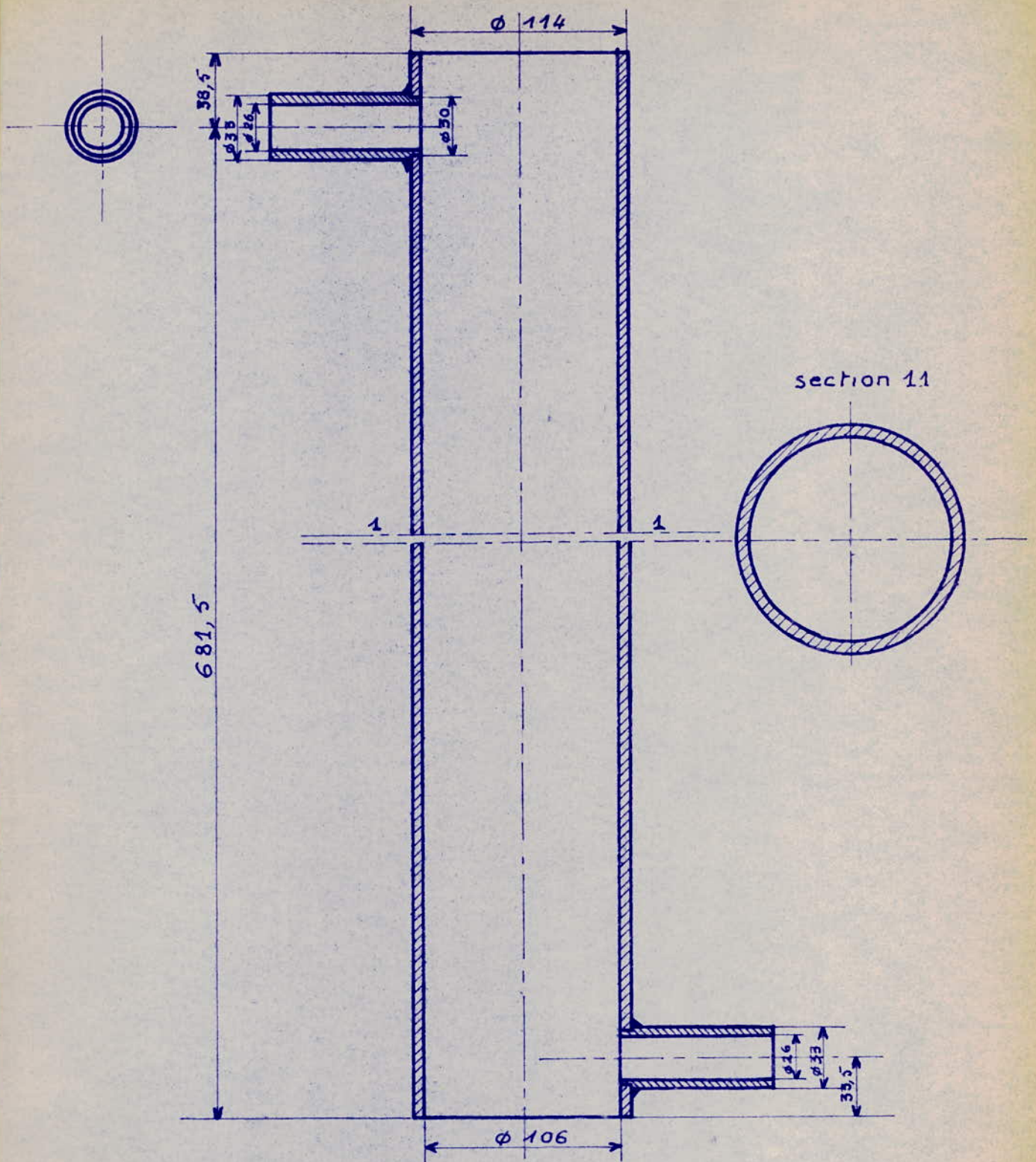
$$q = (h \Delta T)_M = \frac{(T_{gc} - T_{ef}) h_{gc} + (T_{sf} - T_{gf}) h_{gf}}{2}$$

La surface d'échange nécessaire est donnée par la relation de Colburn: $S = \frac{Q}{q} = \frac{Q}{(h \Delta T)_M}$

$$\text{Soit } S = \frac{500 \times 2}{(650-20)48 + (25-20)35} \quad S = \underline{0,0315 \text{ m}^2}.$$

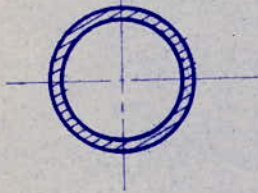
Avec des tubes de 10mm de diamètre, la longueur est

$$l = \frac{S}{D} = 1 \text{ m}.$$

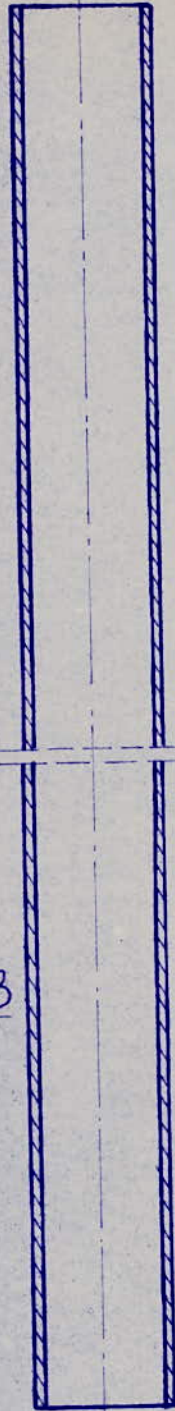


. ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.		
ECHELLE: 1/3	CORPS	BENDJEMILA. B.
20. 3. 1974.	REPÈRE 1	BOUSSALEM. M.
	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N° : 2

Section 1-1.



1 1



Tube de cuivre 16-18

longueur = 750 mm

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

ECHELLE : 1

23-3-1974

TUBE DE CUIVRE

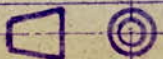
REPERE 13

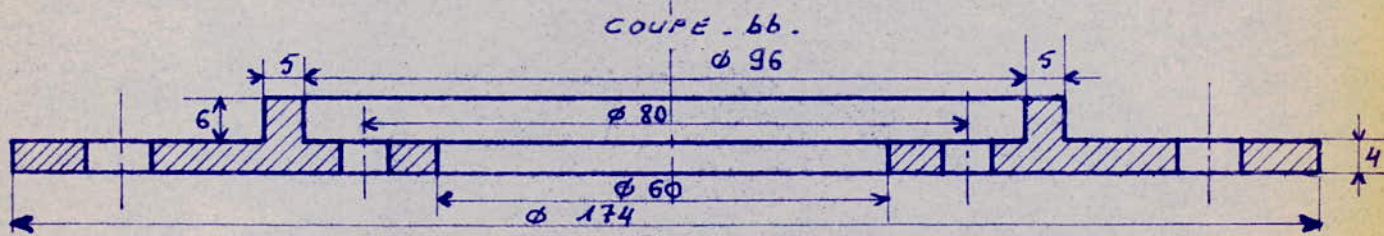
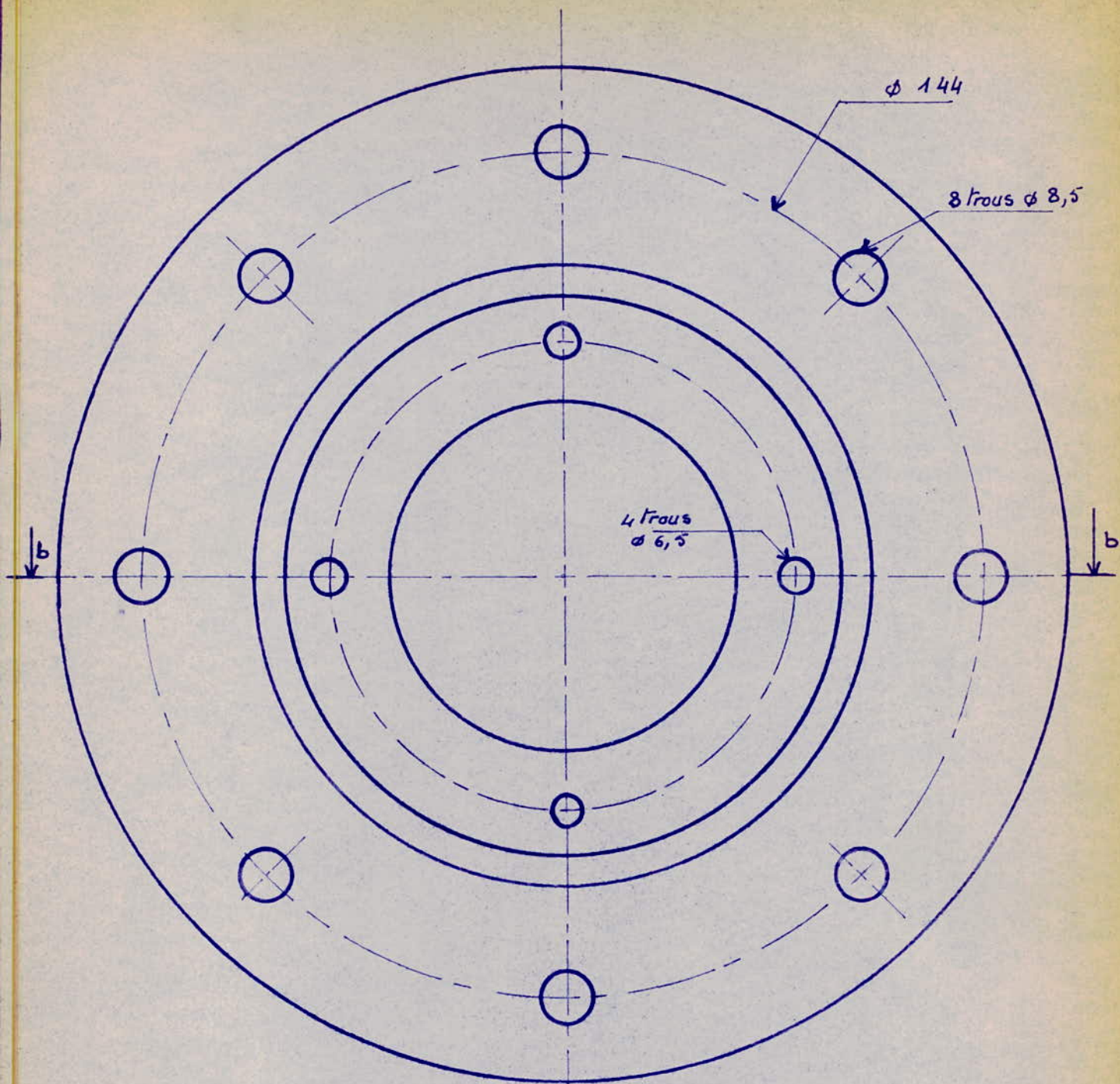
SUR DESSIN D'ENSEMBLE

BENDJEMILA . B.

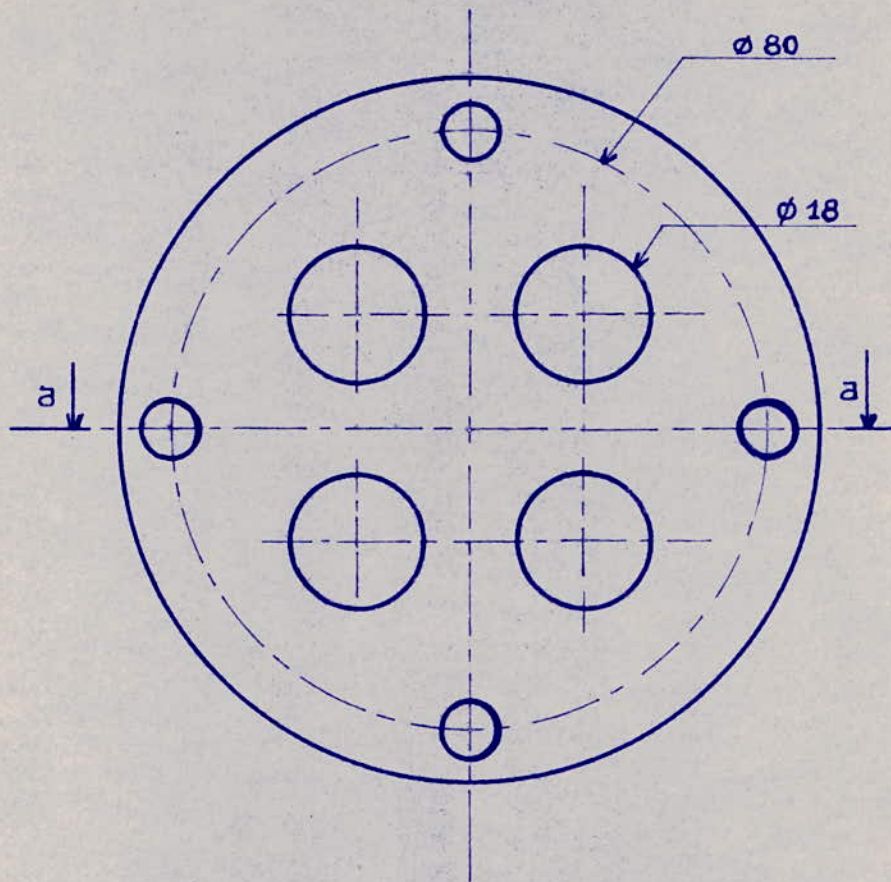
BOUSSALEM . M.

N° 3

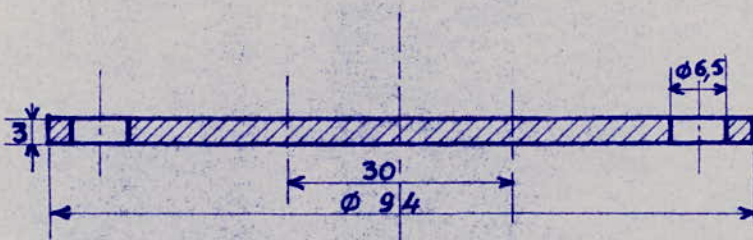


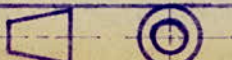


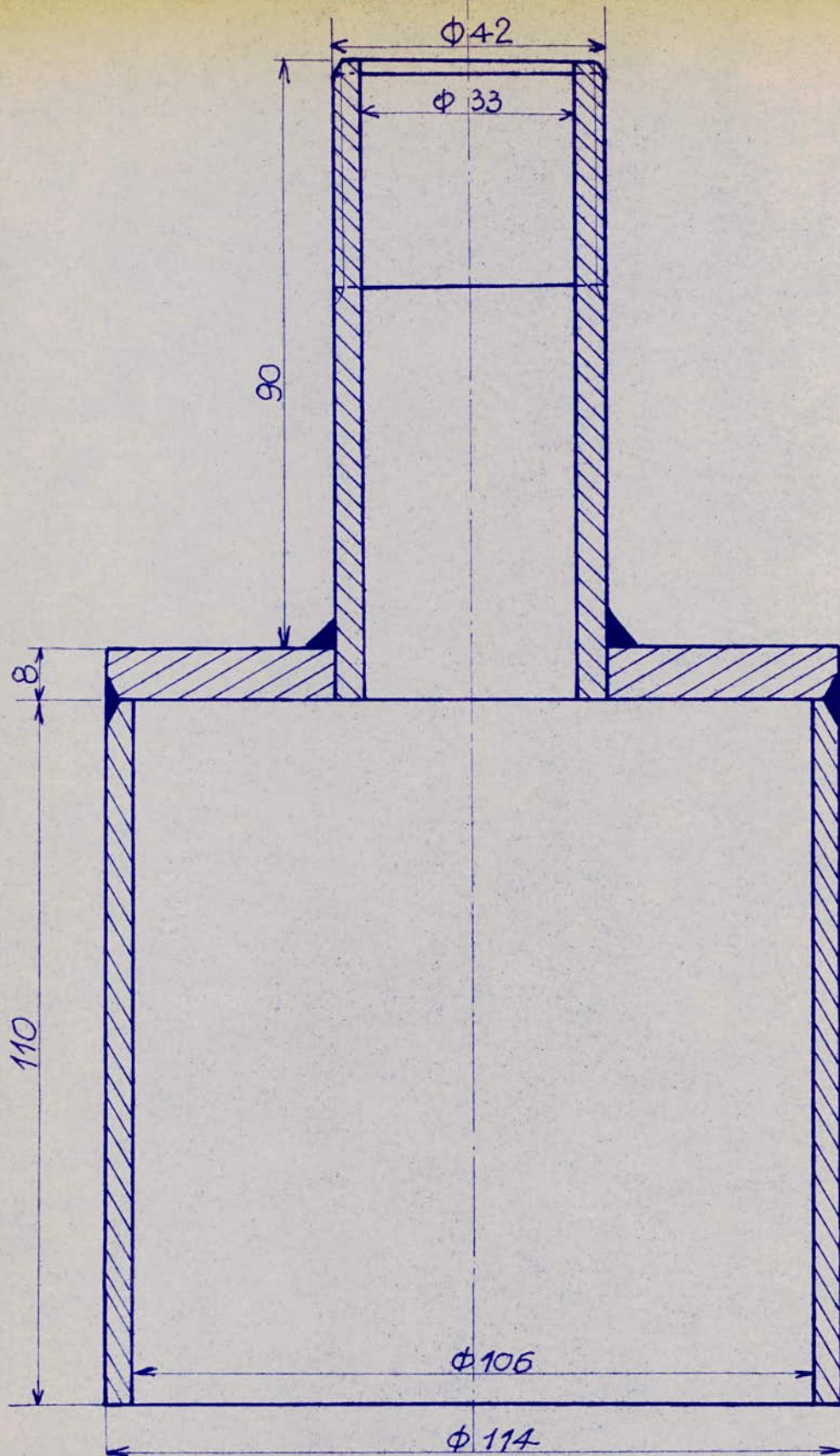
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE: 1	BRIDE	BENDJEMILA.B
20.3.1974	REPEREE 3	BOUSSALEM.M
	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N°: 4



coupe aa



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE: 1	DISQUE	BENDJEMILA. B
20.3.1974.	REPERE 10	BOUSSALEM. M
	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N°: 5



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

ECHELLE: 1

COLLECTEUR D'EAU

BENDJEMILA.B.

23-3-1974

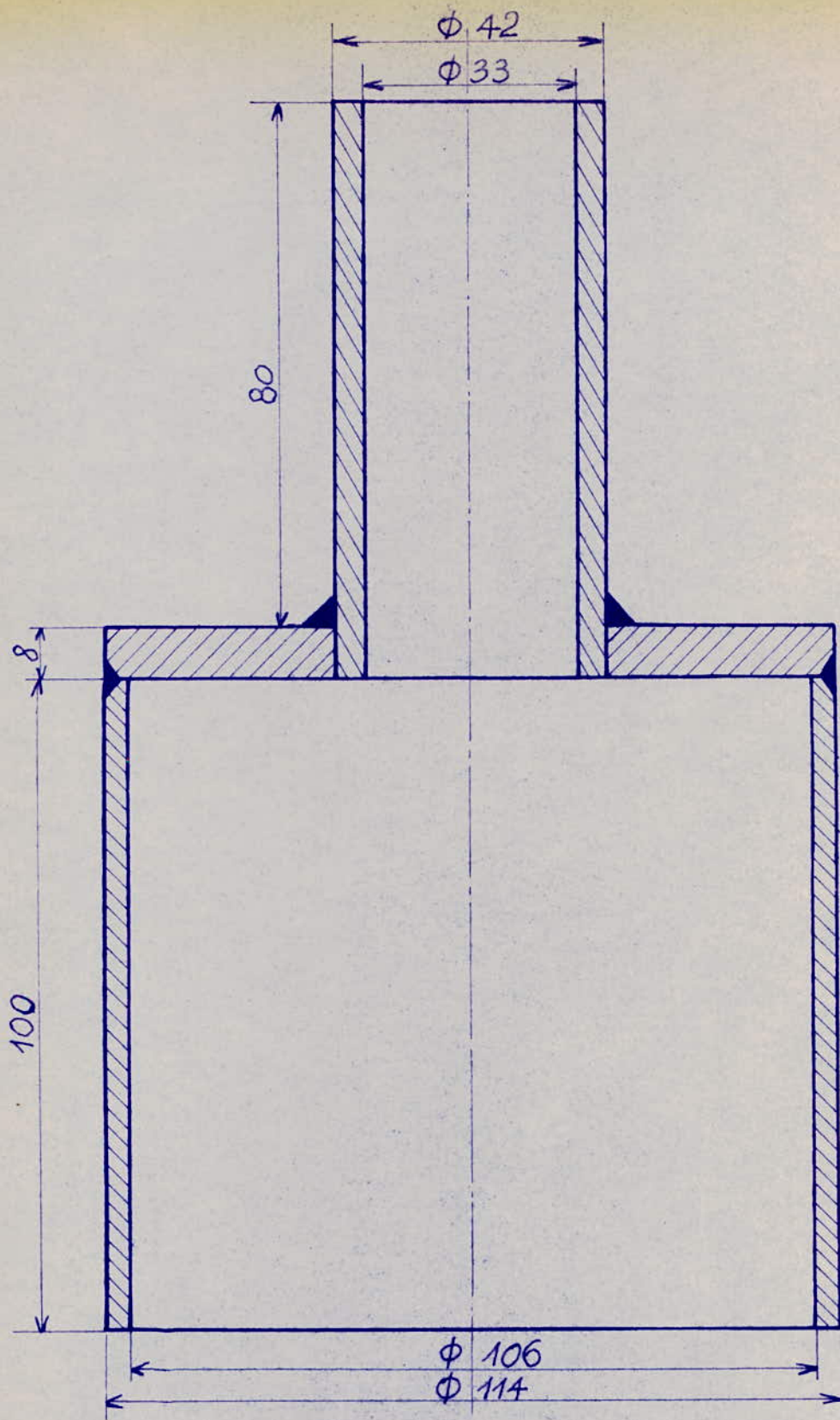
Chaud de moteur REPERE

BOUSSALEM.M.

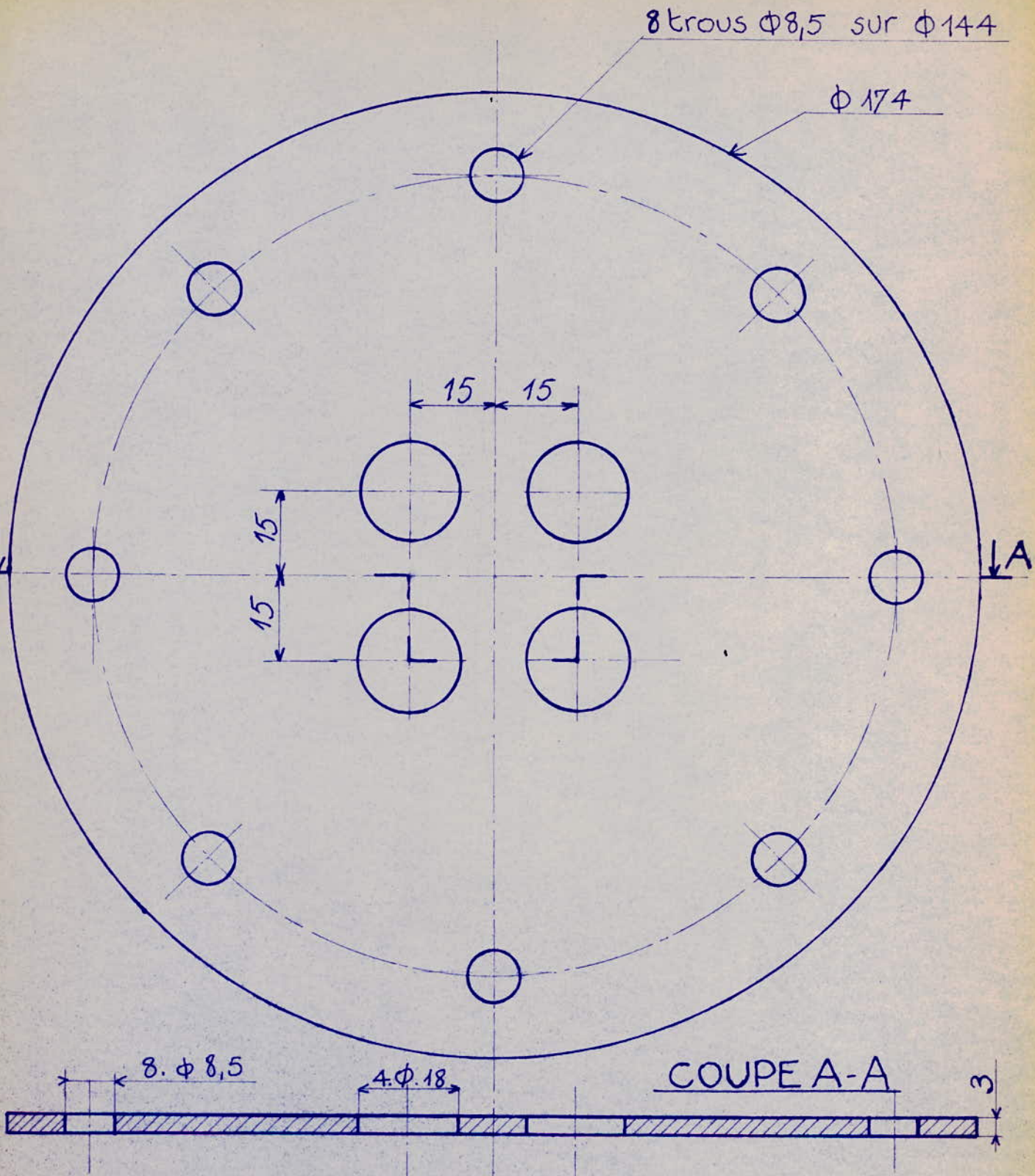


17 SUR DESSIN D'ENSEMBLE

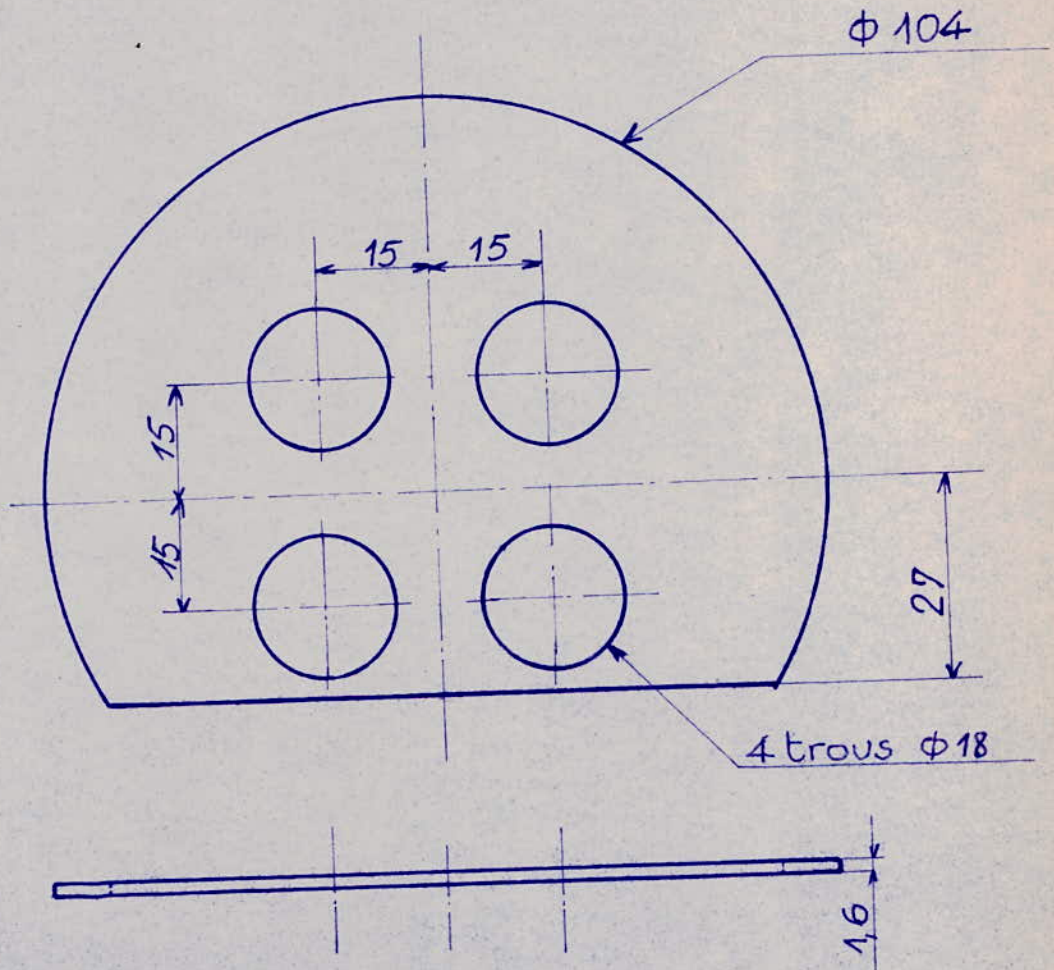
N: 6





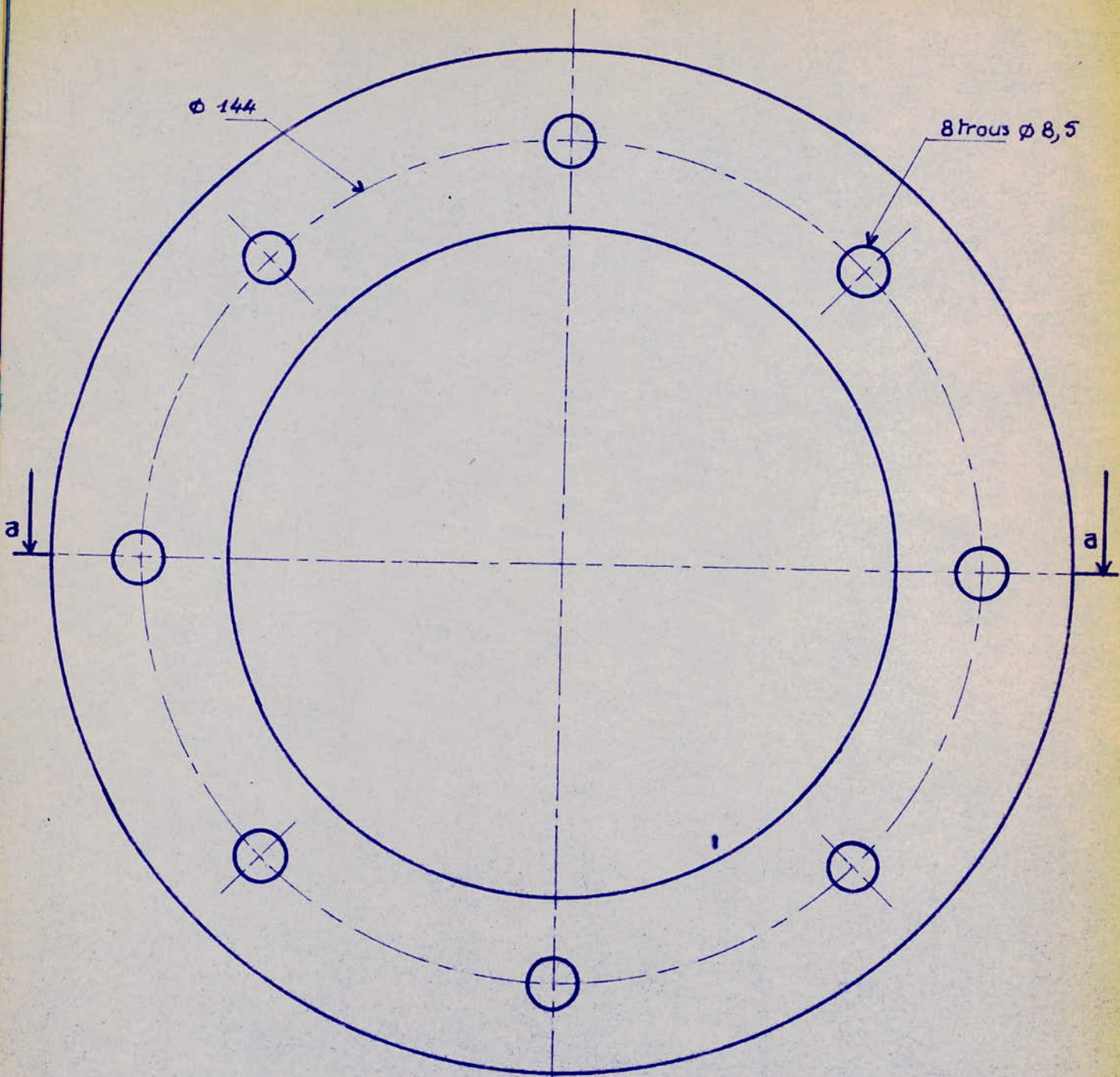
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE: 1	COLLECTEUR D'EAU	BENDJEMILA.B.
23.3.1974	allant au moteur REPERE	BOUSSALEM.M.
	σ SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N° 7



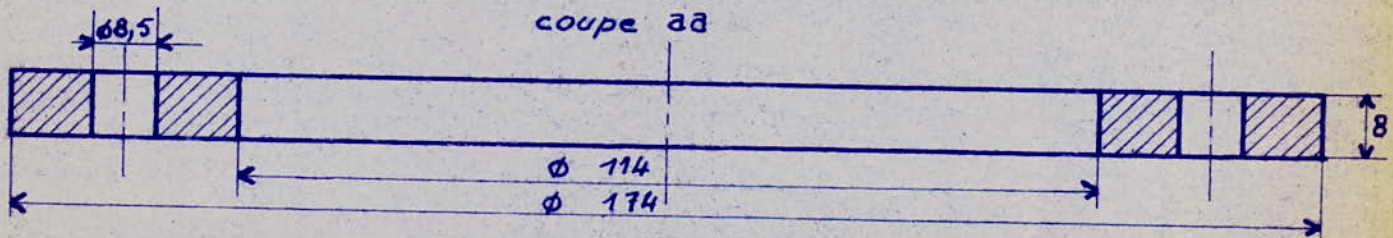
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE -		
ECHELLE : 1	DISQUE	BENDJEMILA. B.
23.3.1974.	REPERE 15	BOUSSALEM. M.
	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N° 8



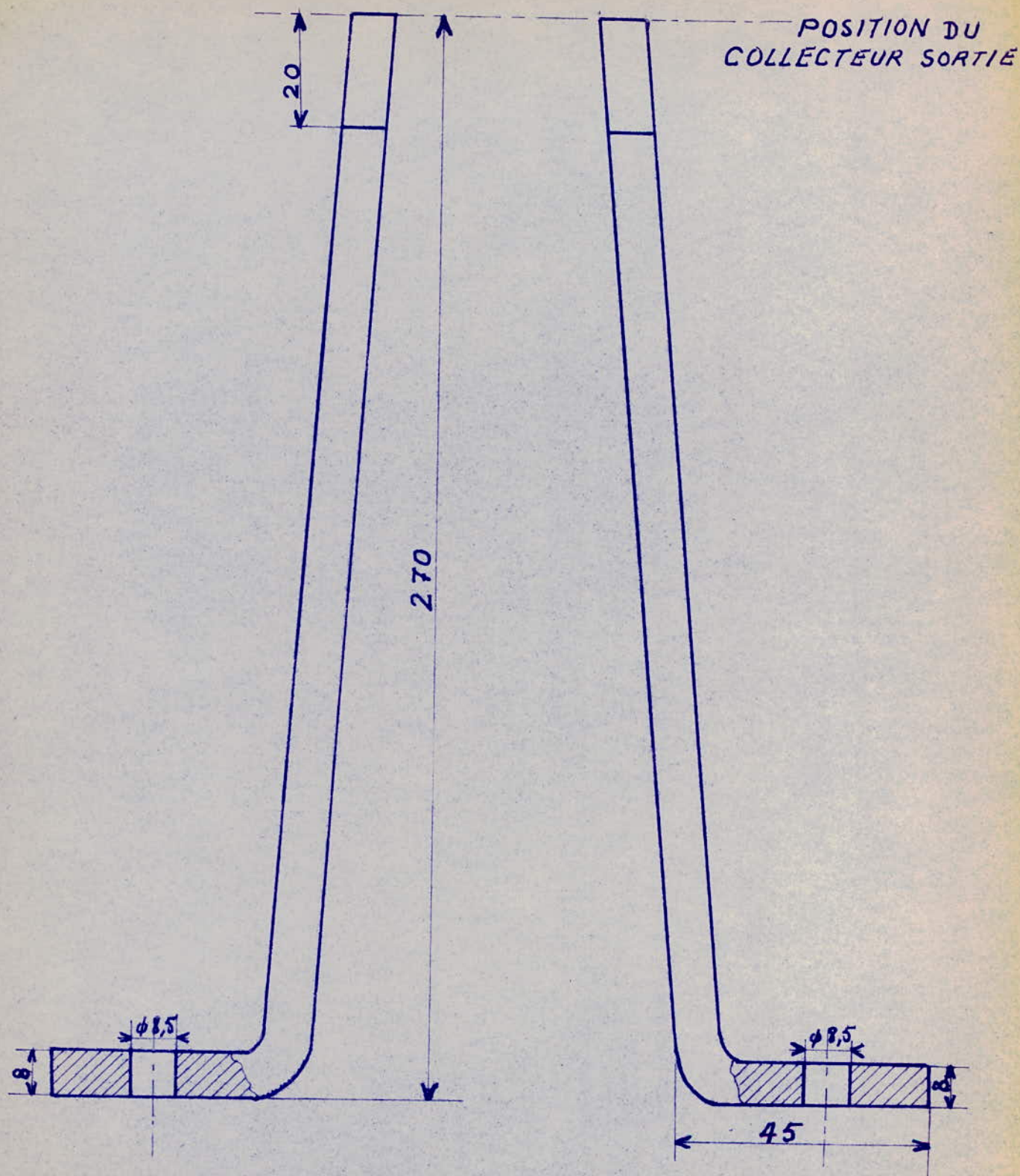
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE -		
ECHELLE: 1	CHICANE	BENDJEMILA.B.
23-3-1974.	REPEREE 12	BOUSSALEM.M.
 	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N: 9



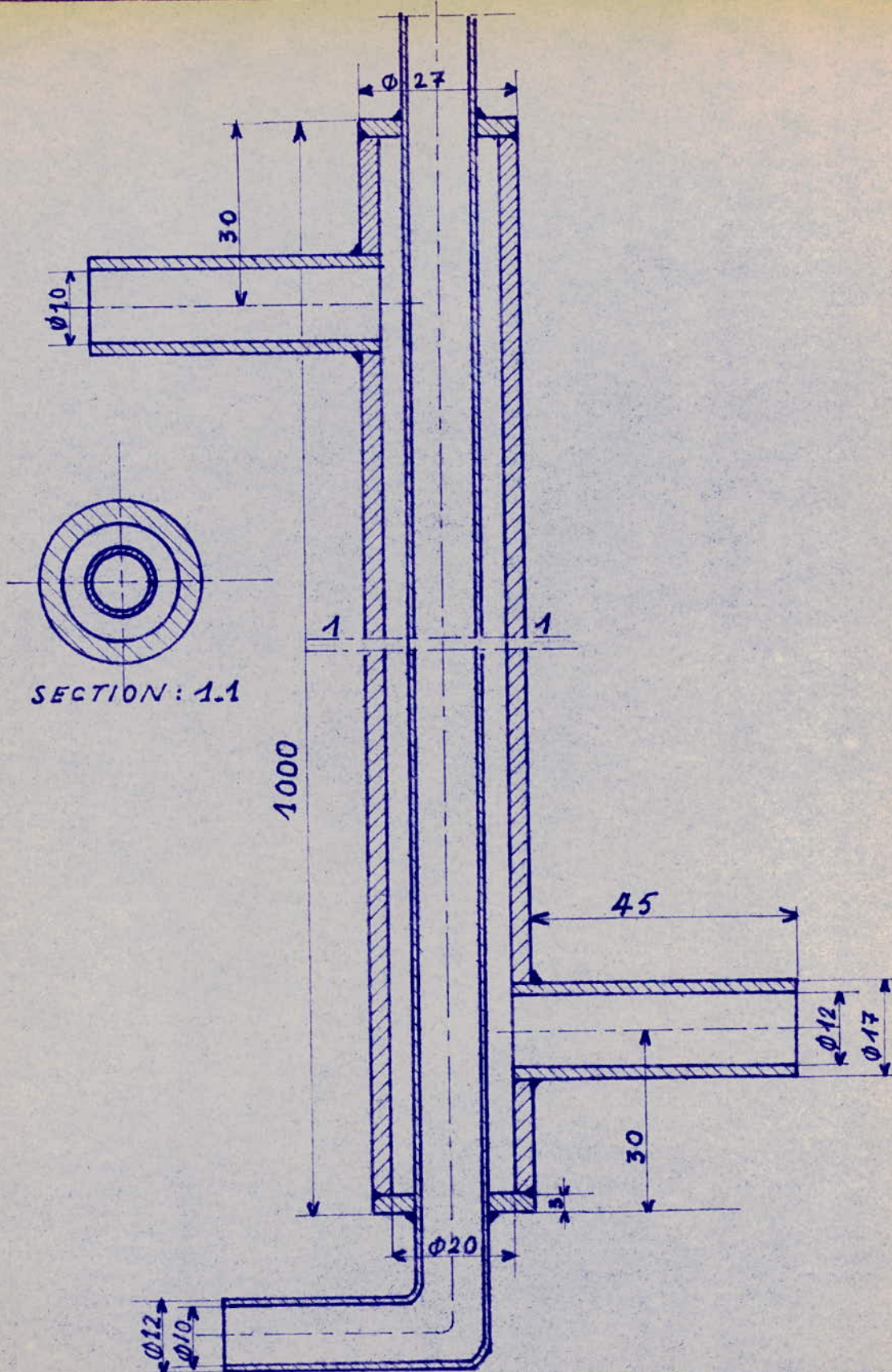
coupe aa



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE: 1	3 BRIDES	BENDJEMILA.B
20.3.1974	REPEREES 5	BOUSSALEM.M
	SUR DESSIN D'ENSEMBLE	N°: 10



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		
ECHELLE: 1	SUPPORT D'ECHANGEUR	BENDJEMILA.B
10. 4. 1974.		BOUSSALEM.M
		N° : 11



SECTION: 1.1

1000

$\phi 20$

45

$\phi 12$

$\phi 17$

30

$\phi 12$

$\phi 10$

$\phi 27$

30

$\phi 10$

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE: 1

10.4.1974.

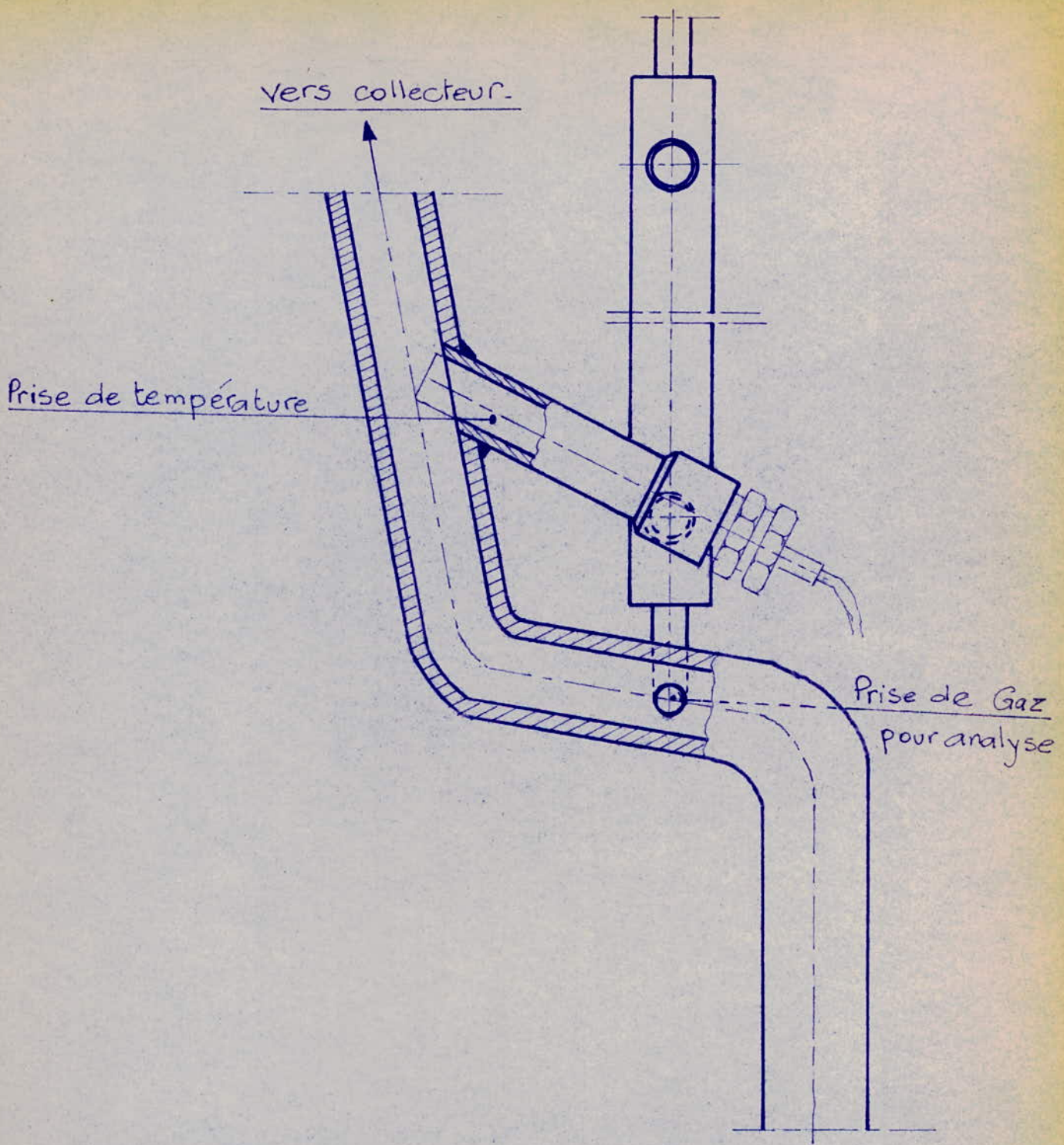
ECHANGEUR
DE CHALEUR
POUR GAZ D'ECHAPPEMENT

BENDJEMILA.B

BOUSSALEM.M

N°: 12





ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

ECHELLE: 1/2

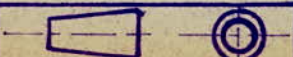
15. 4. 1974.

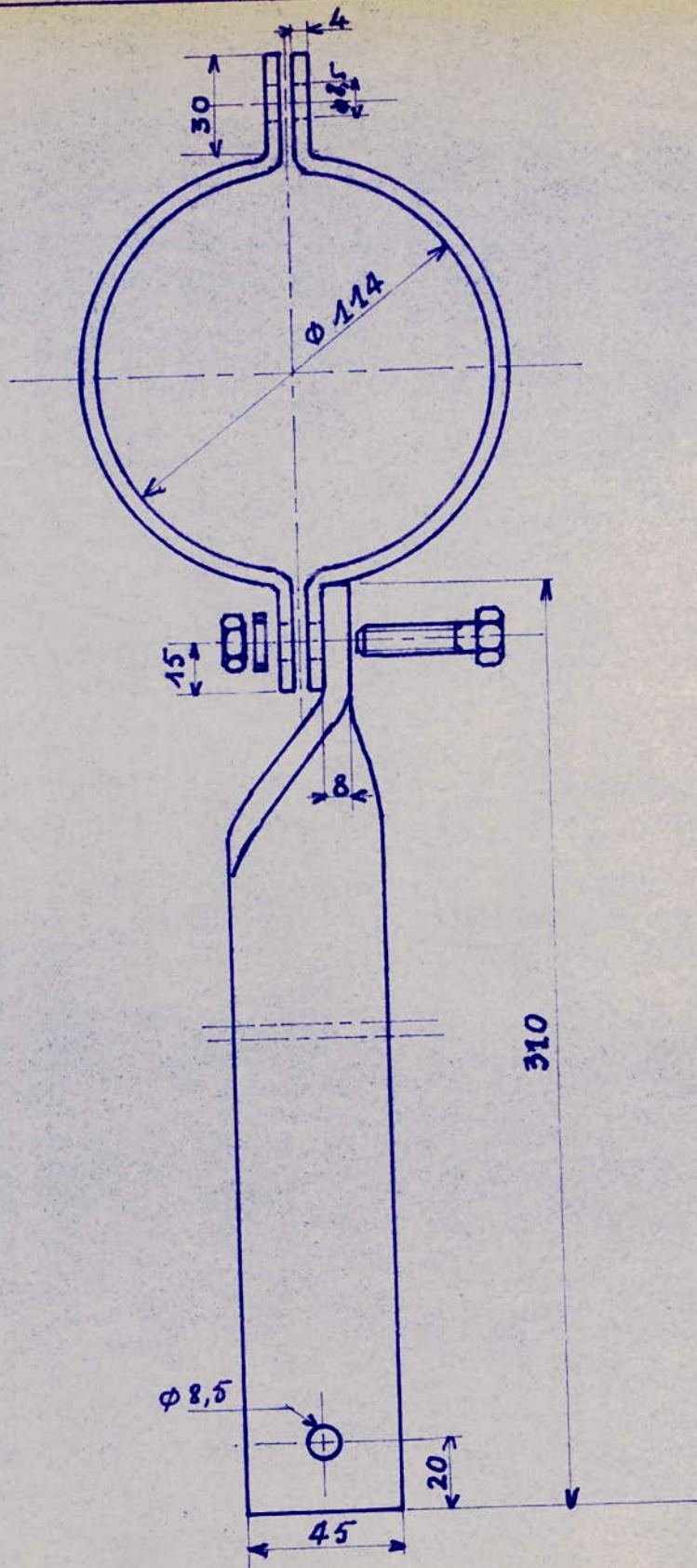
PRISE DE TEMPERATURE
ET ANALYSE DES GAZ
D'ECHAPPEMENT

BENDJEMILA. B.

BOUSSALEM. M.

N°: 13





ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ECHELLE: 1/2

15.4.1974

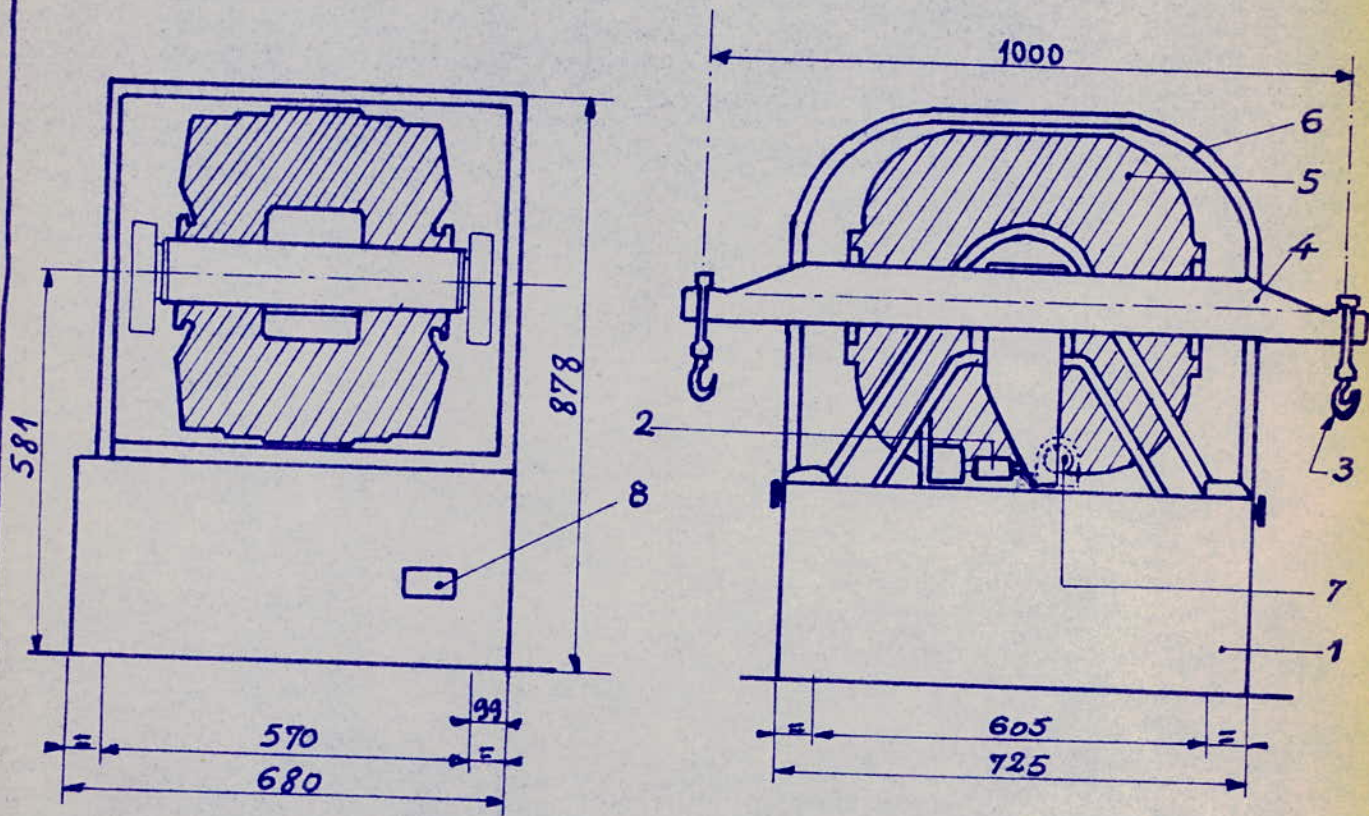
COLLIER
 POUR FIXATION
 DE L'ECHANGEUR

BENDJEMILA. B.

BOUSSALEM. M.

N°: 14

ENCOMBREMENT



- 1 - Socle (platines d'alimentation incorporées)
- 2 - Dynamomètre
- 3 - Crochet de balance (Livraison standard).
- 4 - Balance
- 5 - Frein
- 6 - Capot
- 7 - Alternateur tachymétrique.
- 8 - Prise (tornon de liaison au coffret de commande)

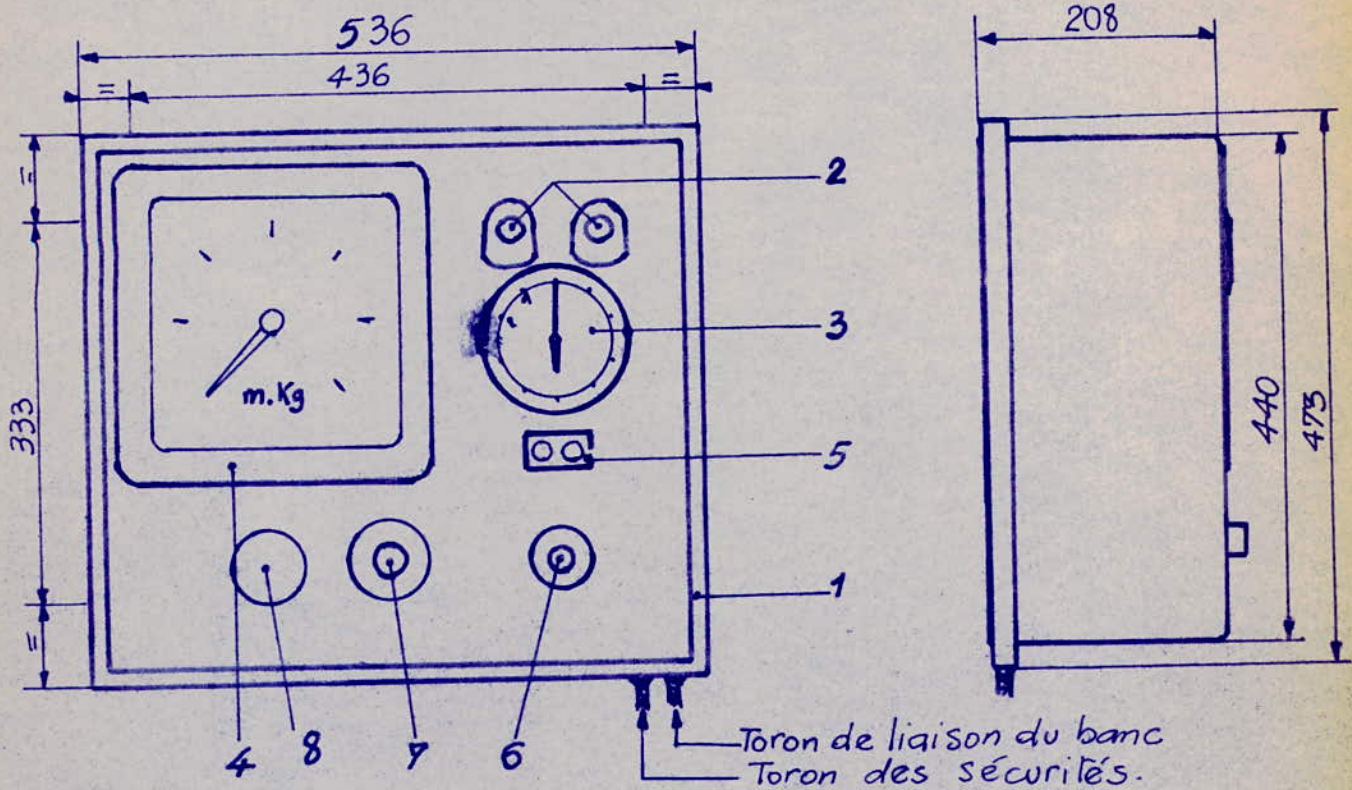
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.

**Banc Dynamométrique Simple
avec Alimentation Incorporée**

**BENDJEMILA. B.
BOUSSALEM. M.**

N° 15

ENCOMBREMENT



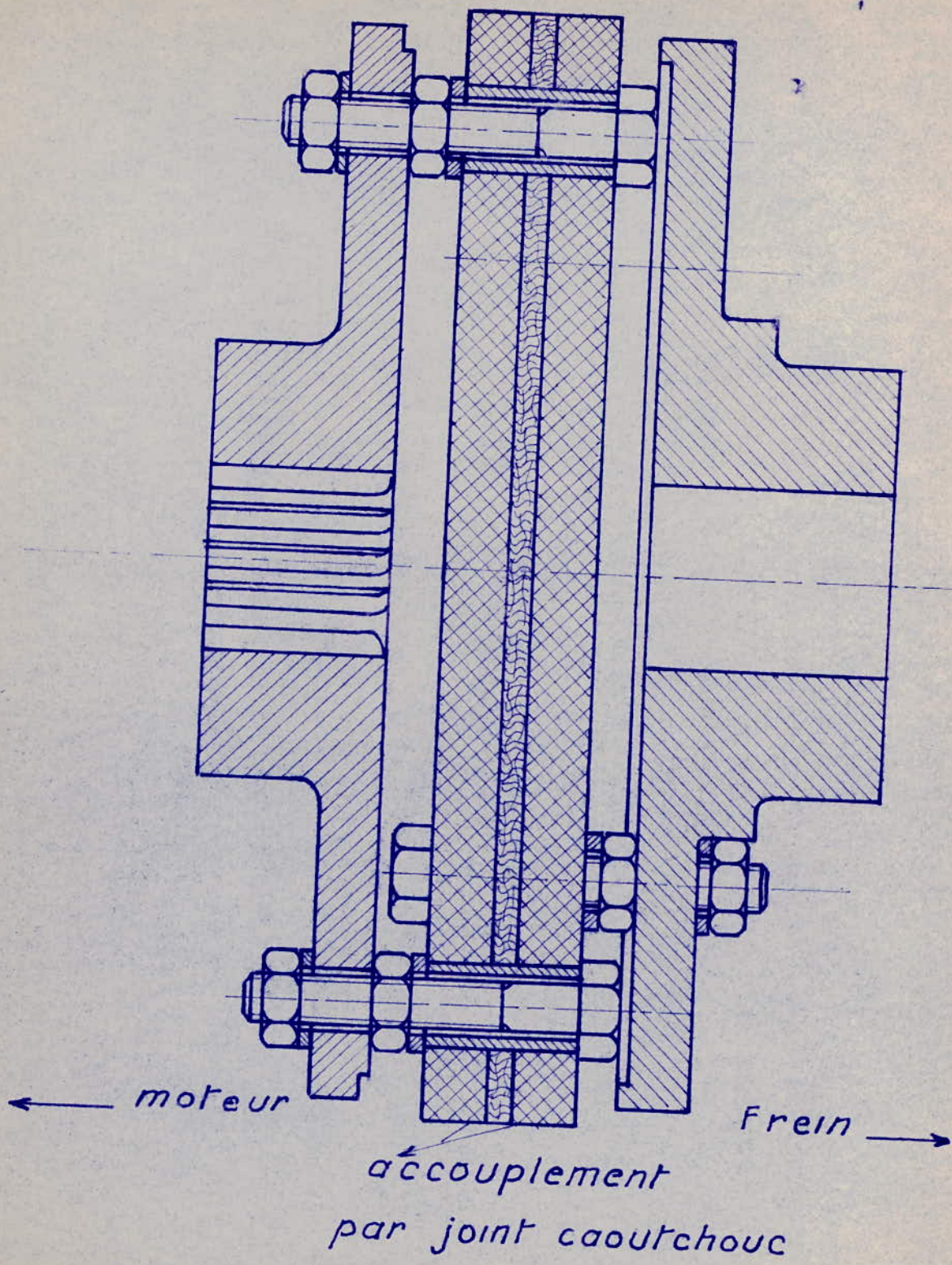
- 1 - Cadre
- 2 - Boutons-poussoirs "marche" et "arrêt" (système de sécurité)
- 3 - Indicateur de vitesse
- 4 - Indicateur de couple
- 5 - Boutons-poussoirs de commande instantanée de la charge.
- 6 - Potentiomètre de réglage de charge avec démultiplicateur à friction pour réglage fin.
- 7 - Potentiomètre de réglage de la survitesse.
- 8 - Inverseur de sens de rotation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

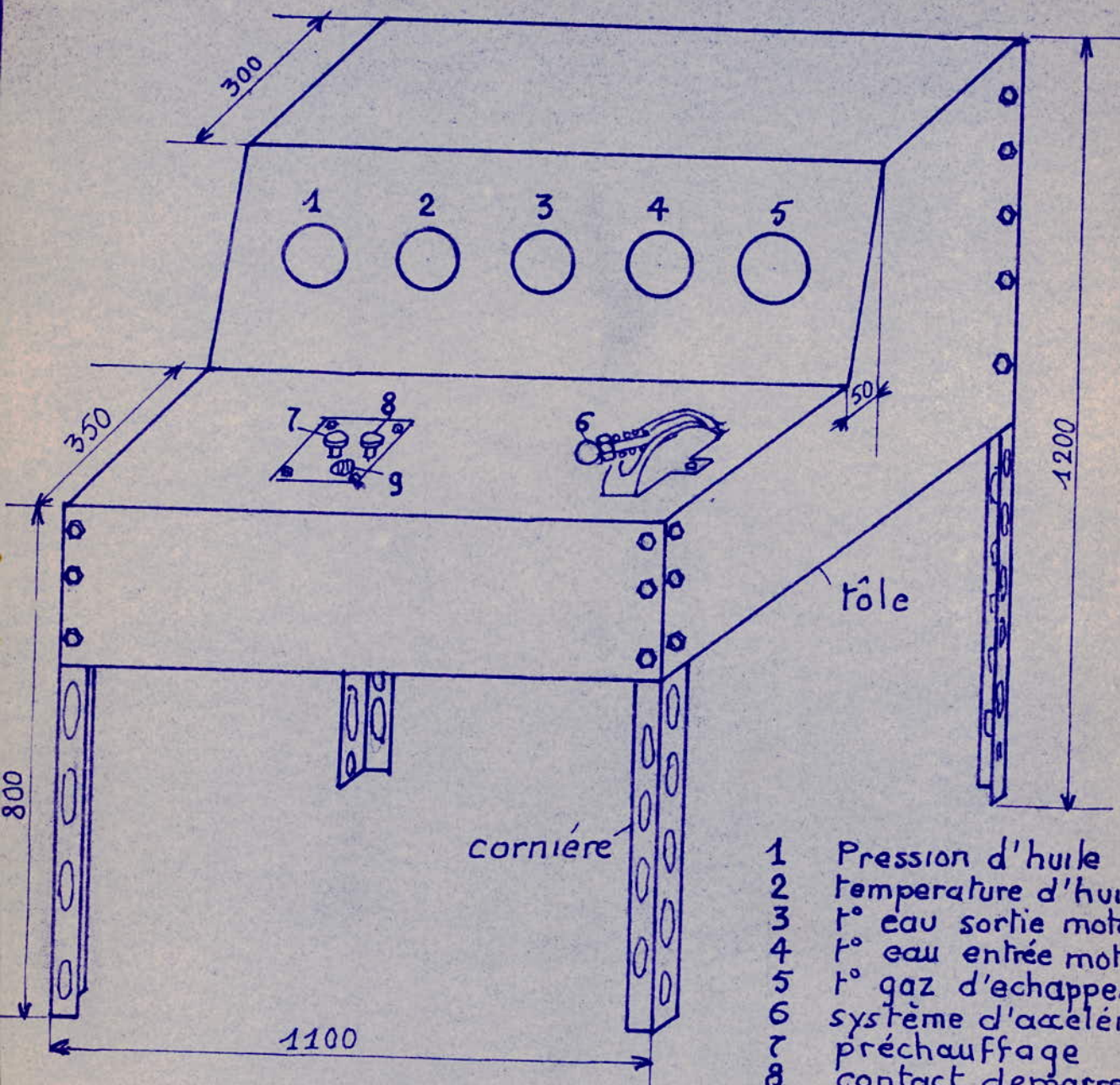
**Coffret de Commande pour
Banc Dynamométrique Simple**

**BENDJEMILA.B.
BOUSSALEM.M.**

N° 16



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE.		
ECHELLE: 1	ACCOUPLLEMENT MOTEUR - FREIN.	BENDJEMILA - B.
15.4.1974.		BOUSSALEM - M.
		N°: 17



- 1 Pression d'huile
- 2 température d'huile
- 3 t° eau sortie moteur
- 4 t° eau entrée moteur
- 5 t° gaz d'échappement
- 6 système d'accélération
- 7 préchauffage
- 8 contact démarreur
- 9 témoin .

E COLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

PUPITRE DE COMMANDE

BENDJEMILA.B
BOUSSALEM.M
N° : 19

A N N E X E :

=====

PERFORMANCES DU MOTEUR

Régime (tr/mn)	1000	1500	2000	2250	2500	3000	3500	4000	
Puissance (SAE)	KW	8.8	16.1	22.5	25.2	27.9	32.5	36.7	40
	CV	12	22	30.6	34.4	38	44.3	50	55
Couple (kg.m)	8.6	10.5	10.9	11	10.8	10.5	10.2	9.8	
Consommation spécifique	g/kw.h	287	272	265	269	275	283	293	306
	g/cv.h	211	200	195	198	202	208	215	225
Consommation horaire (kg/h)	2.53	4.40	5.96	6.80	7.66	9.24	10.75	12.33	
Rendement global	0.30	0.316	0.324	0.319	0.313	0.304	0.294	0.281	

Planche 1: (constructeur)
Couple C en f(n)

C (m.kg)

15

10

5

0

1000

2000

3000

n (tr/m)
4000

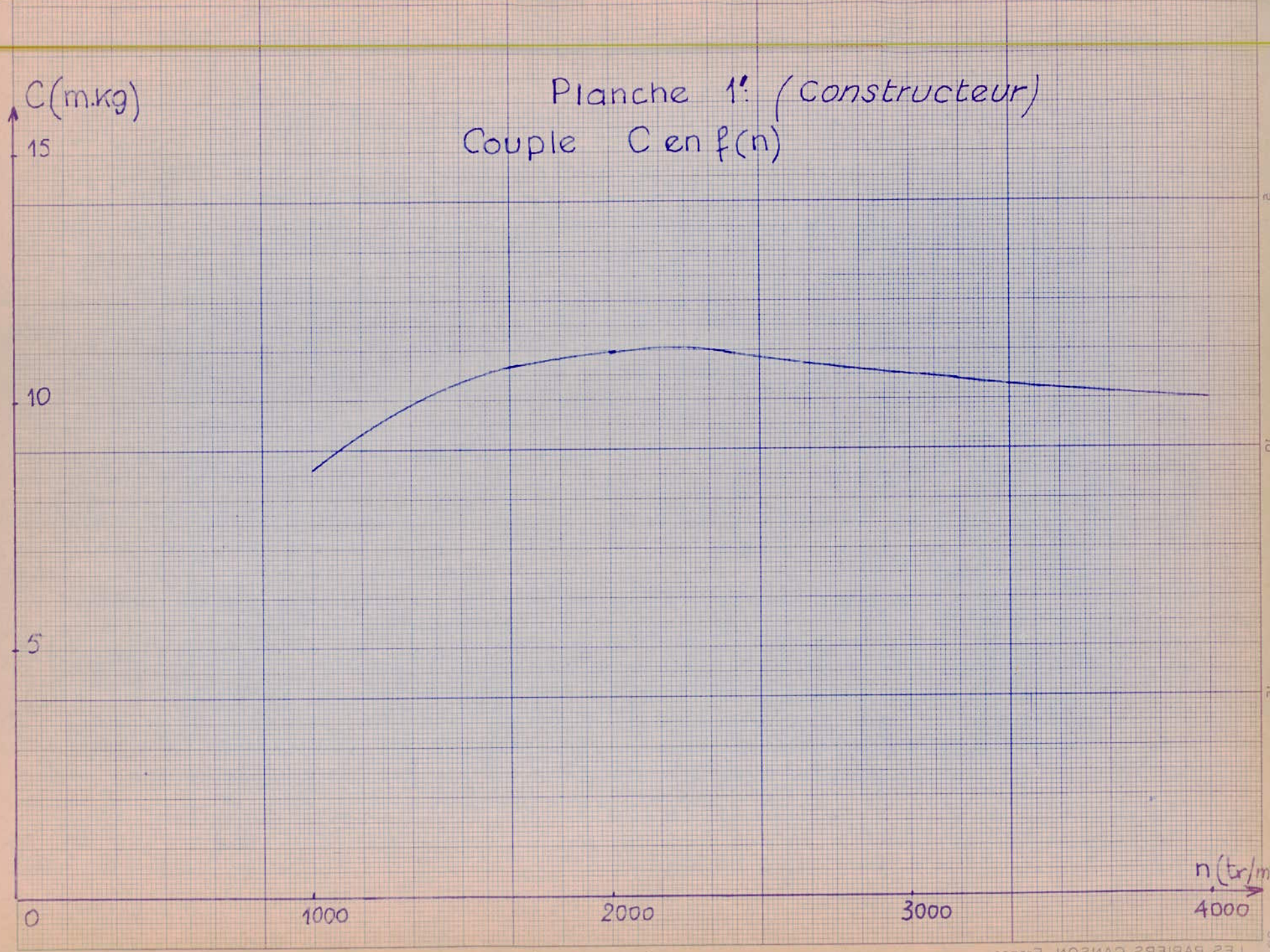
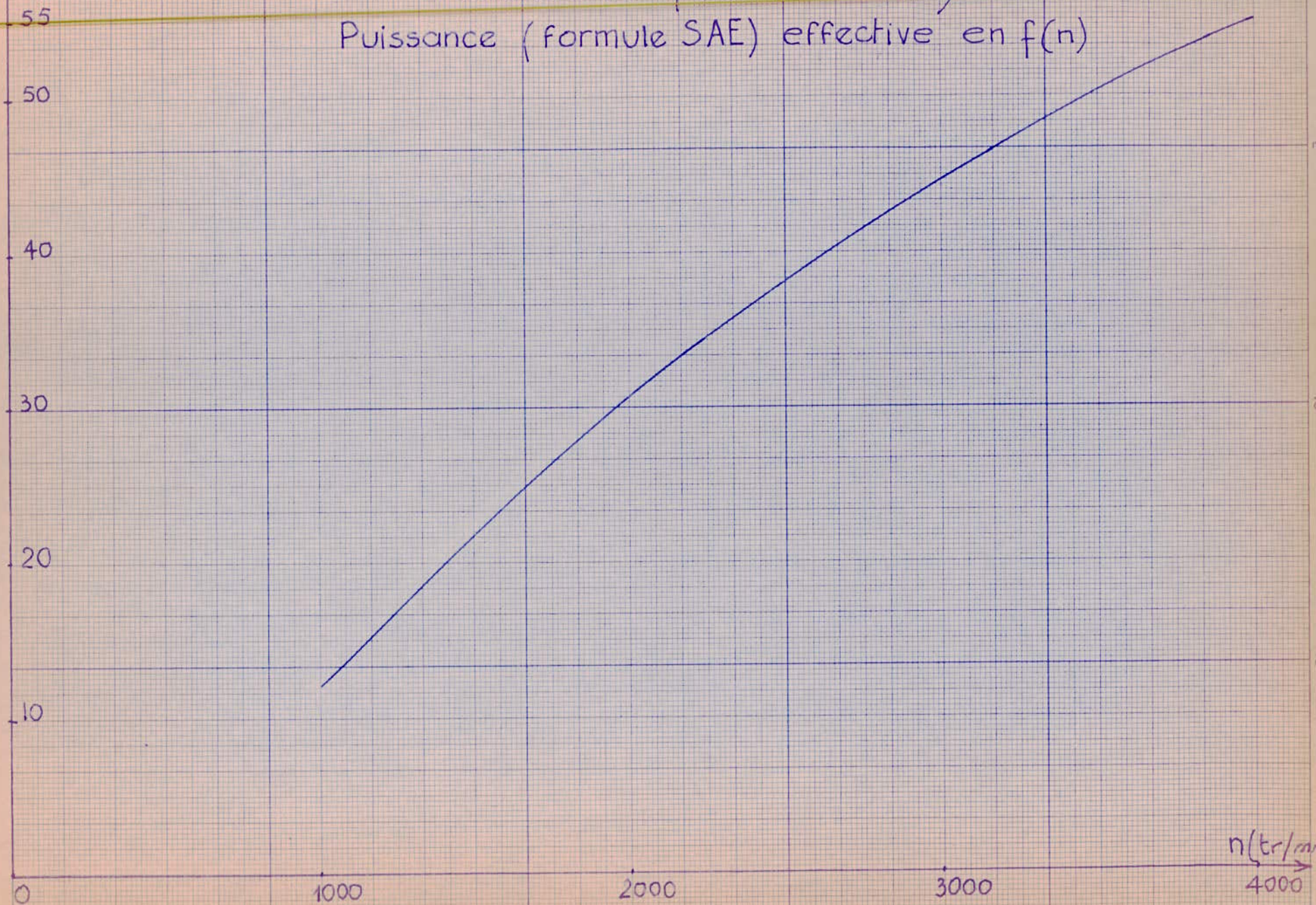


Planche 2' (Constructeur)

Puissance (formule SAE) effective en $f(n)$



Piñche 3: (Constructeur)
Consommation Spécifique en $f(n)$

b_e (g / cv.h)

220
210
200
190

1000 2000 3000 4000

n (tr/min)

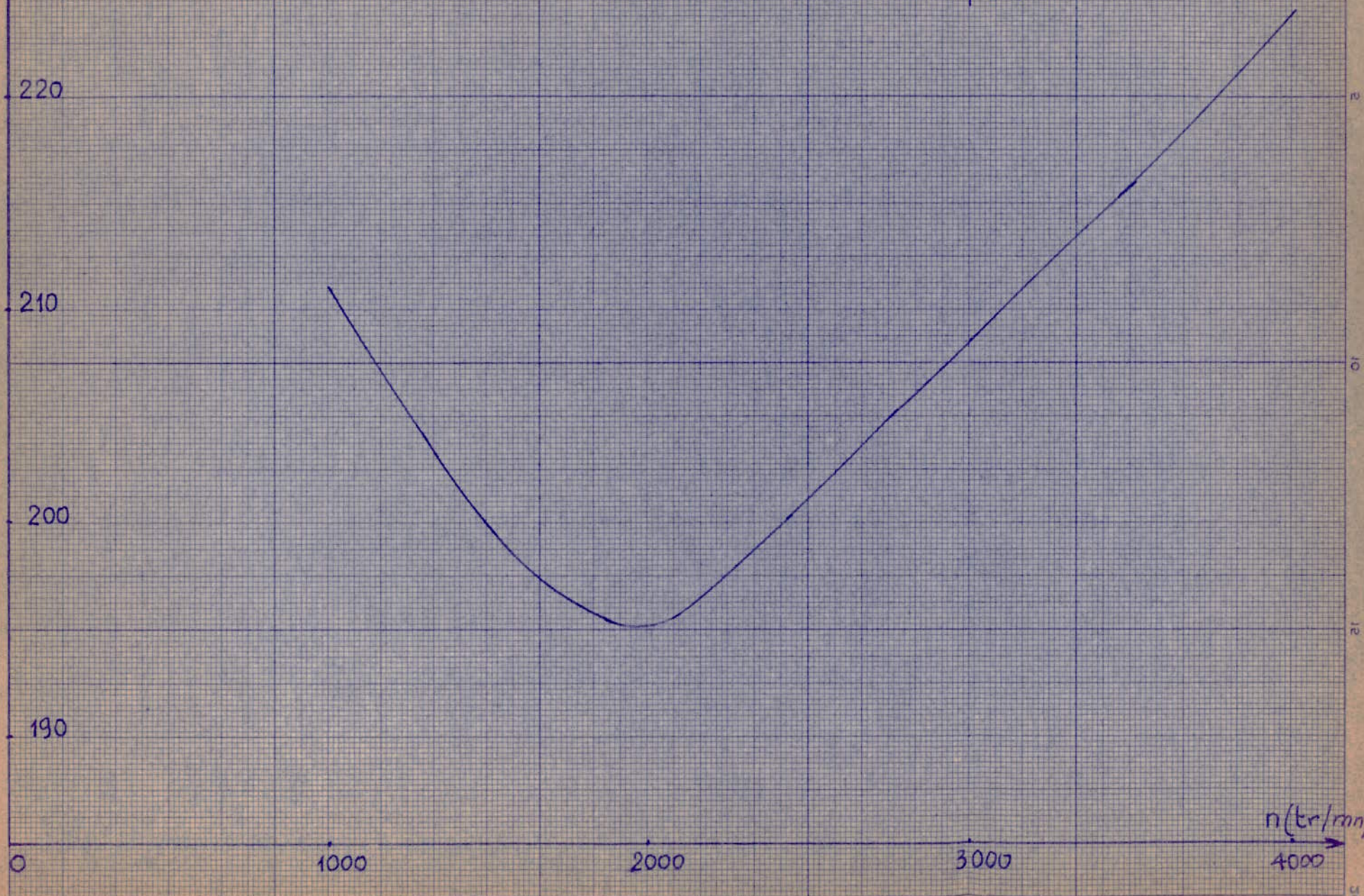


Planche 4' (Constructeur).
Rendement global en $f(n)$

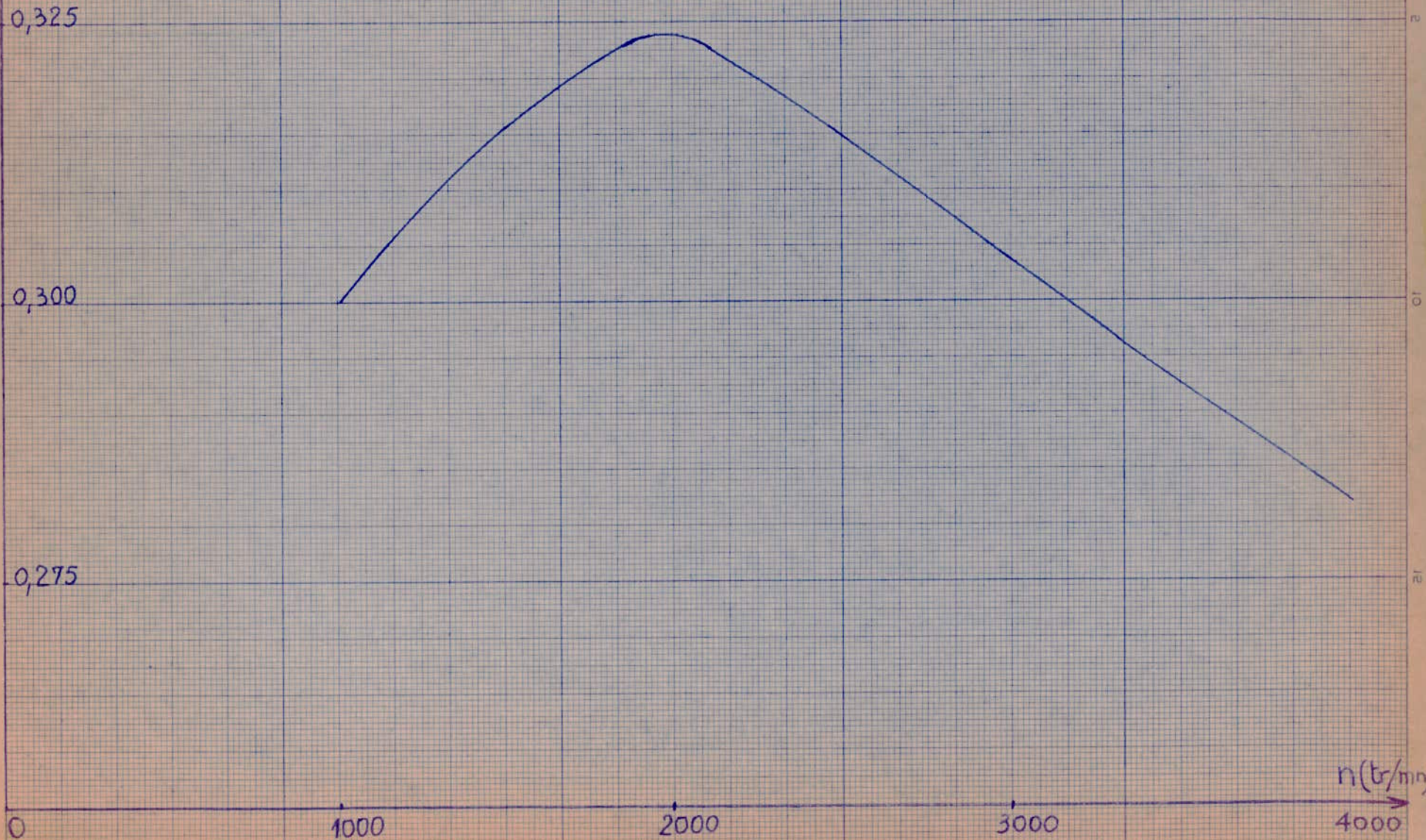


Planche 5' (Constructeur)
Consommation horaire de combustible en $f(n)$

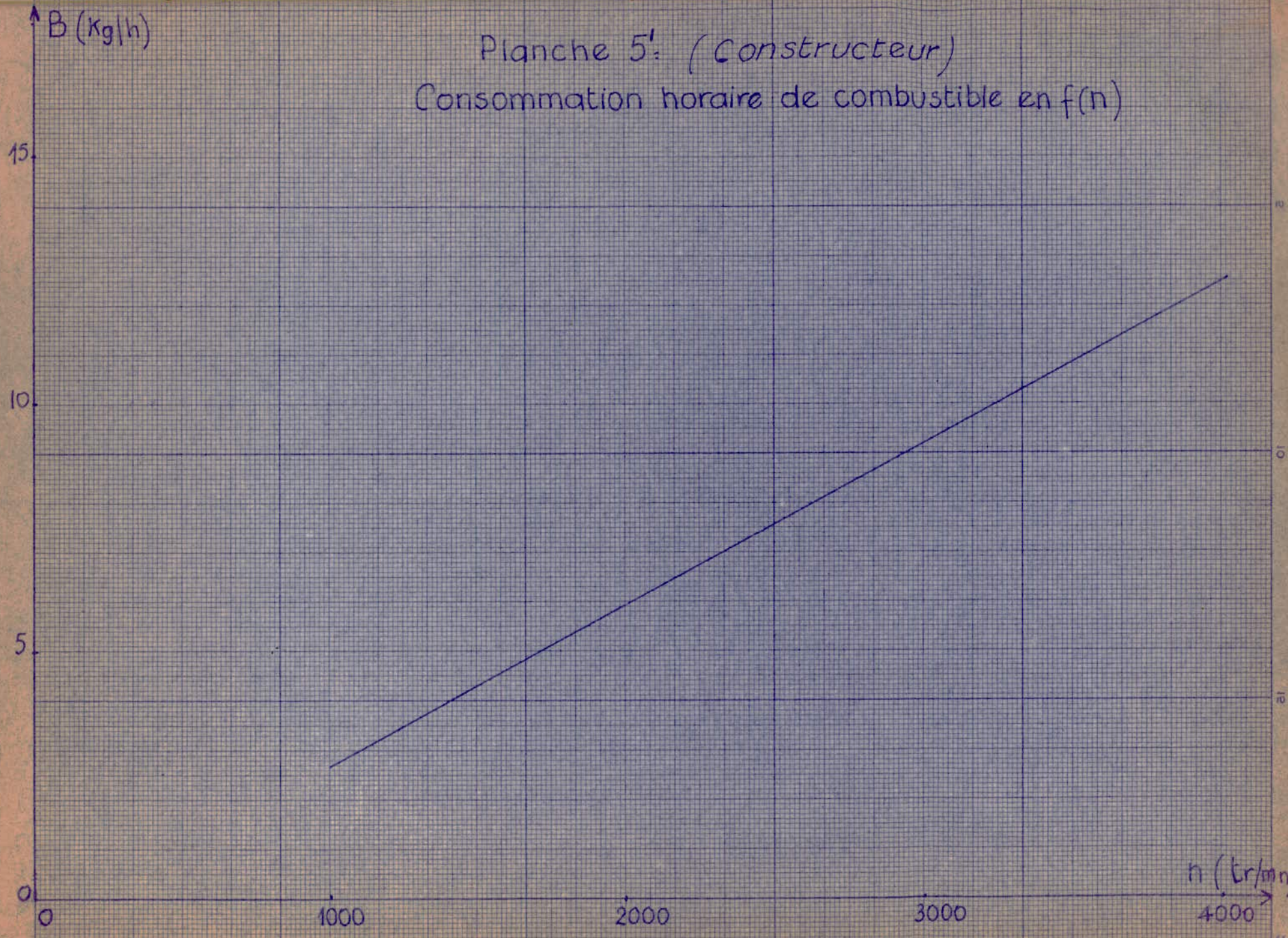
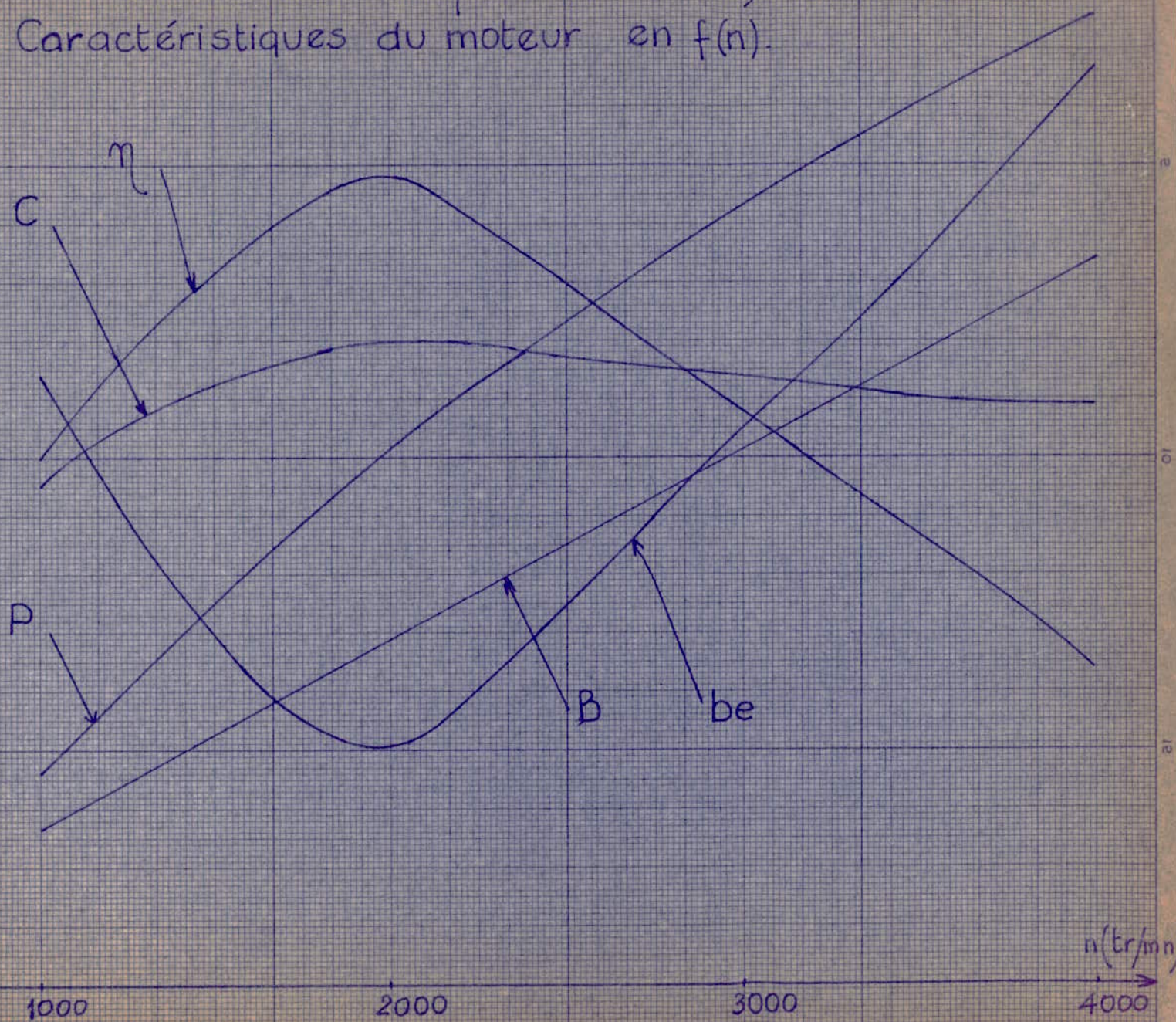


Planche 6'. (Constructeur).
Caractéristiques du moteur en f(n).



V. CONCLUSIONS ET SUGGESTIONS:

=====

Nous espérons avoir fait un travail utile autant pour nous que pour l'école qui disposera dorénavant d'un nouveau banc en état de fonctionnement.

Nous nous permettrons cependant quelques suggestions, sans toutefois insister sur les difficultés rencontrées, qui furent d'ailleurs très nombreuses.

Nous retiendrons les suggestions suivantes:

-Le débitmètre de combustible, placé sur le bâti, nécessite, pour chaque mesure son remplissage, le démontage de la pompe d'amorçage; nous recommandons alors l'achat ou la fabrication d'un petit réservoir qui sera placé en charge à proximité du moteur et auquel sera branché le débitmètre.

-A la vitesse de 2000tr/mn, la température des gaz de sortie atteint une valeur proche de 700 °C. A cette température néfaste pour la brasure, s'ajoutent les vibrations du moteur, l'échangeur cède au point de soudure. Pour remédier à ceci nous proposons une tige filetée se vissant sur le tuyau d'échappement et reliant l'échangeur lui-même fixé solidement par des colliers au moteur.

-Un pupitre de commande est nécessaire. Il regroupera entre autre tous les appareils de mesures.

-D'autre part, il est bon de rappeler que de telles machines nécessitent un entretien, des vérifications périodiques, qui semblent jusque là avoir été négligés.

Entre autre: réglage de la pompe d'injection, graissage et vidanges divers.

-Approvisionnement en pièces détachées: l'entretien va de paire avec la constitution d'un stock convenable aussi bien en pièces détachées qu'en matières premières. Insistons plus particulièrement sur les parties élastiques en caoutchouc (joints divers, accouplement élastique moteur-frein), qui se détériorent rapidement du fait de l'énergie transformable en chaleur et non évacuée (caoutchouc mauvais conducteur).

-B I B L I O G R A P H I E-

Mc ADAMS (Constantes).

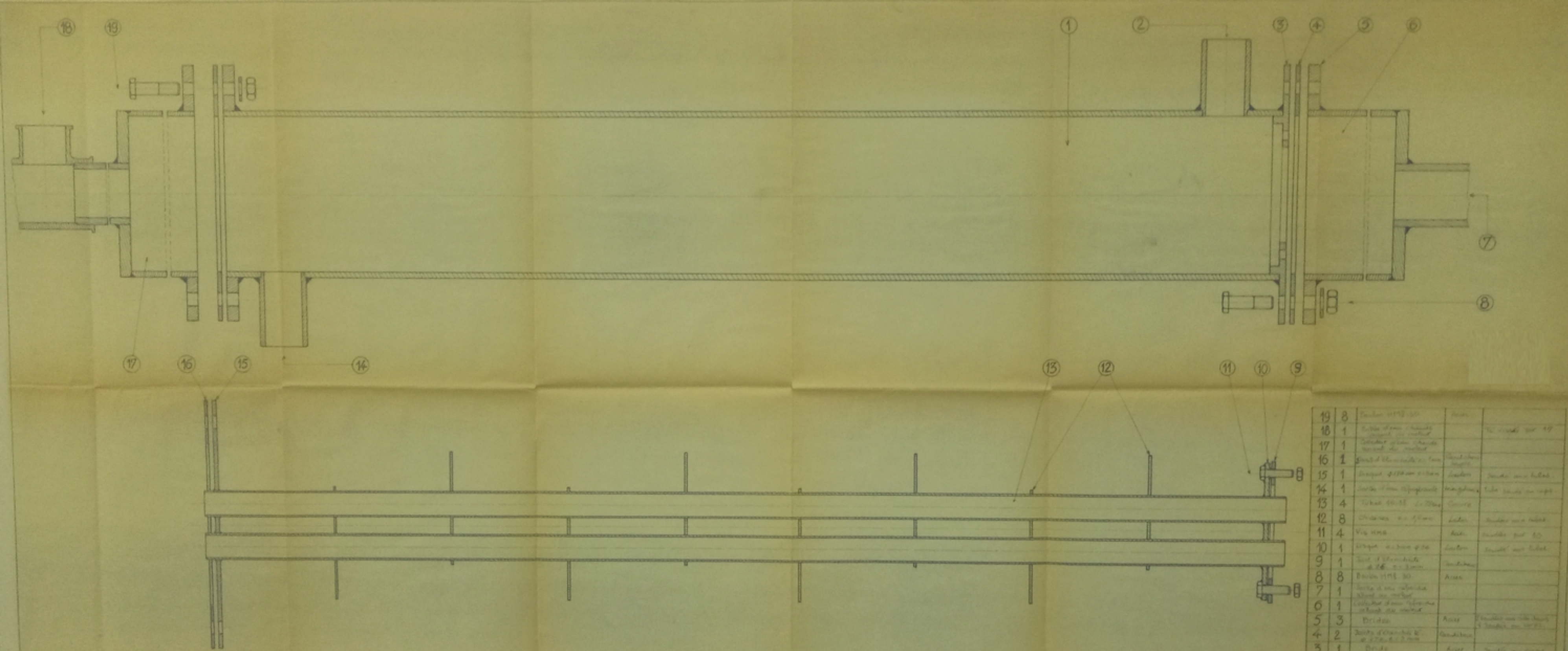
GREGORIG (Echangeurs de chaleur).

Cours de Madame YAKIMOVA (Thermique).

Technique de l'ingénieur (Mesures et contrôles).

TOURANCHEAU (Moteurs a combustion interne).

Documentation de l'atelier (Moteur Diesel, banc Labinal).



19	8	Boulon M12-50	Acier	
18	1	Joint d'étanchéité à l'huile		10 joints par 19
17	1	Joint d'étanchéité à l'huile		
16	1	Joint d'étanchéité à l'eau	Caoutchouc	
15	1	Disque Ø120mm épaisseur 10mm	Acier	Joint avec hélice
14	1	Joint d'étanchéité à l'huile	Caoutchouc	Tube soudé au corps
13	4	Tubulure Ø12-18 L=200mm	Acier	
12	8	Charnière Ø12mm	Acier	Joint avec hélice
11	4	Vis M12	Acier	Joint avec hélice
10	1	Disque épaisseur 10mm	Acier	Joint avec hélice
9	1	Joint d'étanchéité à l'huile		
8	8	Boulon M12-50	Acier	
7	1	Joint d'étanchéité à l'huile		
6	1	Joint d'étanchéité à l'huile		
5	3	Disque	Acier	Joint avec hélice
4	2	Joint d'étanchéité à l'huile		
3	1	Disque	Acier	Joint avec hélice
2	1	Joint d'étanchéité à l'huile		
1	1	Corps	Acier	
Rep.	Nbre.	Désignation	Matériau	Observations

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 ÉCHELLE: 1
 01 - 1978
 ECHANGEUR DE CHALEUR
 INDENR DIESEL KDP 85
 BENDJEMILIA B.
 BOUSJALELIM
 N° 1

