

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

«0»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«0»

Département de GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية للدراسات والتقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

A ex

Projet de Fin d'Etudes

Sujet

MISE EN MARCHÉ
DU
BANC D'ESSAI DE COMPRESSEUR

Proposé par :

Y. HALLI

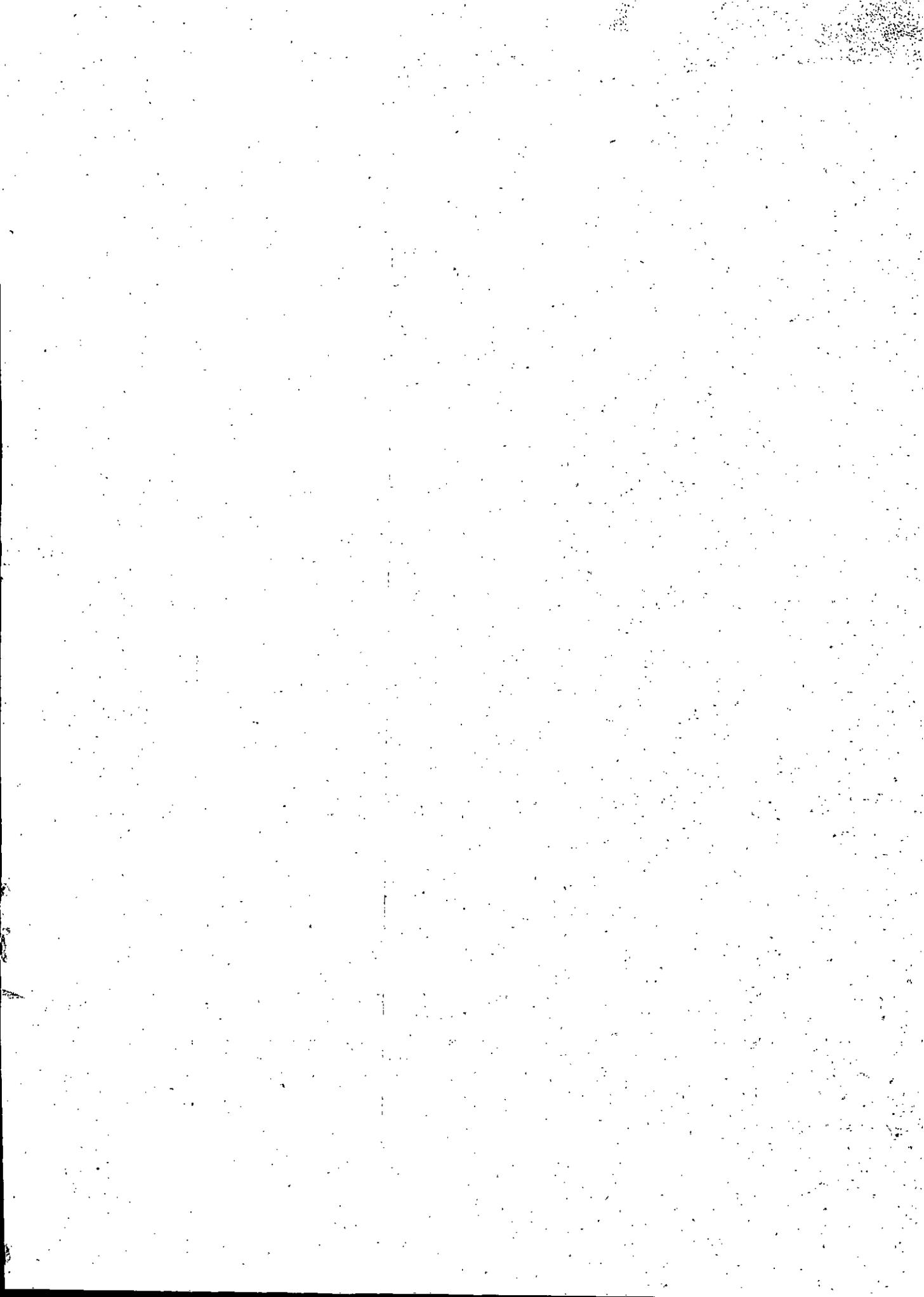
Etudié par :

Mourad BOUZIT

Dirigé par :

Y. HALLI

Promotion : Juin 1990



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

—«0»—

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

—«0»—

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

—«0»—

Département de GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes

Sujet

MISE EN MARCHÉ

DU

BANC D'ESSAI DE COMPRESSEUR

Proposé par :

Y. HALLI

Etudié par :

Mourad BOUZIT

Dirigé par :

Y. HALLI

Promotion : Juin 1990

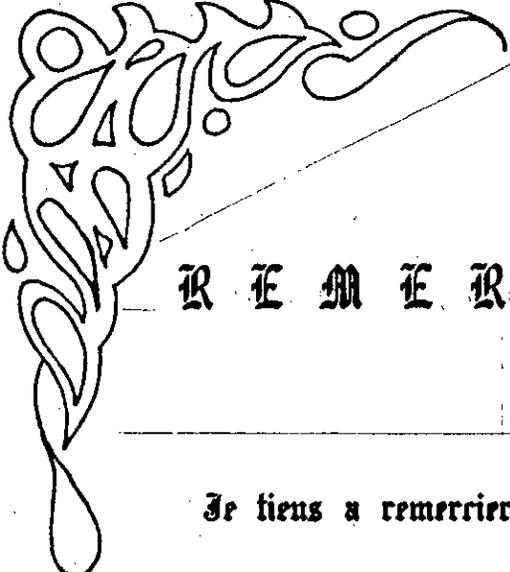
E.N.P. - 10, Avenue Hacén Badi - EL-HARRACH — ALGER

D E D I C A C E S

Je dedie ce travail

- A la memoire de mon regrete pere qui s'est sacrifie pour me voir atteindre ce but.
- A ma mere qui m'a toujours encourage.
- A mes grands freres Djamel et Karim qui representent pour moi l'exemple a suivre.
- A mes freres et soeurs.
- A mes grands parents.
- A toutes ma famille.
- A tous mes amis.
- A tous ceux qui croient en Dieu Allah et a son envoye Mahamed.

Mourad

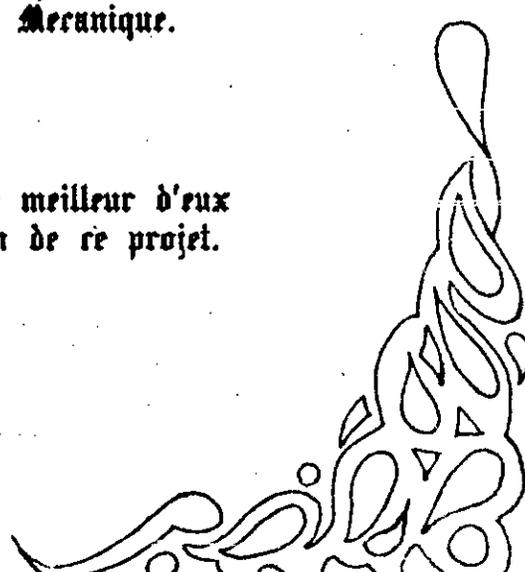
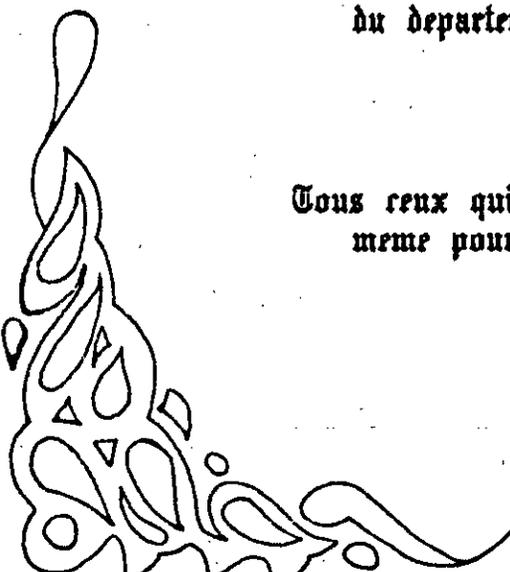


R E M E R C I E M E N T S

Je tiens a remercier

Mon promoteur Mr Balli pour son aide precieuse
et les conseils qu'il m'a prodigue.

Tous les professeurs qui ont contribue a ma
formation d'Ingenieur, en particulier ceux
du departement de Genie Mecanique.



Tous ceux qui ont donne le meilleur d'eux
meme pour la realisation de ce projet.

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département : Génie Mécanique

دائرة الهندسة الميكانيكية

Promoteur : Y. HALLI

الموجه : السيد . هالي

Elève Ingénieur : Mourad BOUZIT

الطالب المهندس : مراد بوزيت

الموضوع : تشغيل متفددة تجارب للمضامط

الملخص : يهدف هذا العمل الى تقدير مميزات المضامط

ودراسة الطرق المناخية بالاضافة الى

سرعة الدوران ، وتشغيل هذه المتفددة فسي

الأعمال التطبيقية للطلبة المهندسين .

Sujet : Mise en marche du banc d'essai de compresseur

Résumé : Ce travail consiste à l'évaluation des performances du compresseur, l'étude de l'influence des conditions atmosphériques ainsi que celle de la vitesse de rotation .

Ce banc servira comme manipulation de travaux pratiques pour les élèves Ingénieur.

Subject : Starting up a compresseur test bench

Abstract: This work consists in testing the Air Compressor Set performances and the evolution of the influence of the ambient working conditions and the rotational speed.

A practical manipulation had been worked out for the engineering students.

SOMMAIRE

RESUME	i
TABLE DES MATIERES	ii
LISTE DES FIGURES	iv
AVANT-PROPOS	1
CHAPITRE I GENERALITE	
I.1 HISTORIQUE	2
I.2 TECHNOLOGIE DES COMPRESSEURS	3
I.21 Compresseurs volumétriques	4
I.211 Volumétrique, alternatif, à pistons	
I.212 Volumétriques, alternatifs, à membrane	
I.213 Volumétriques, rotatifs	
I.22 Turbocompresseurs	5
I.221 Centrifuges	
I.222 Axiaux	
I.3 APPLICATIONS DE L'AIR COMPRIE	6
CHAPITRE II ANALYSE FONCTIONNELLE DES COMPRESSEURS A PISTONS	
II.1 CYCLE THEORIQUE	8
II.2 ANALYSE COMPARATIVE DE DIFFERENTES EVOLUTIONS	11
II.2.1 Evolution isotherme	
II.2.2 Evolution adiabatique	
II.2.3 Evolution polytropique	
II.3 CYCLE REEL	13
II.3.1 Phase d'aspiration	
II.3.2 Phase de compression	
II.3.3 Phase de refoulement	
II.4 LIMITE DE LA COMPRESSION MONO-ETAGEE	17

II.5 THEORIE DE BASE POUR LA MESURE DU DEBIT	18
--	----

CHAPITRE III DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

III.1 COMPRESSEUR	22
III.1.1 Bloc-cylindre	
III.1.2 Segment d'étanchéité	
III.1.3 Clapets	
III.1.4 Filtre à air	
III.2 MOTEUR D'ENTAINEMENT	27
III.3 RESERVOIR D'AIR	28
III.4 SYSTEME DE REGULATION	29
III.5 SYSTEME DE SECURITE	30
III.6 APPAREILLAGE DE MESURE	31

CHAPITRE IV CALCUL DES PERFORMANCES

IV.1 Mise en marche	35
IV.2 Masse volumique	36
IV.3 Débit effectif	37
IV.4 Rendement volumétrique	40
IV.5 Température de refoulement	42
IV.6 Puissances du compresseur	44
IV.7 Rendements du compresseur	46
IV.8 Comparaison des performances avec d'autres compresseurs	48
IV.9 Influence des conditions atmosphériques	48
IV.10 Influence de la vitesse du compresseur	54

CONCLUSION	60
----------------------	----

BIBLIOGRAPHIE	61
-------------------------	----

ANNEXE : EXEMPLE DE MANIPULATION POUR TRAVAUX PRATIQUES

LISTE DES FIGURES

Figure		Pages
I.1	Classification des compresseurs	3
II.1	Diagramme du cycle théorique de compression	9
II.2	Diagramme du cycle réel de compression	14
II.3	Variation de la pression statique du fluide au passage d'un diaphragme	18
III.1	Schéma simplifié du banc d'essai	23
III.2	Compresseur à piston	25
III.3	Clapet à disques annulaires	26
III.4	Système de régulation	30
III.5	Conduite de mesure du débit du banc d'essai	32
III.6	Coefficient de débit en fonction du rapport des sections	33
IV.1	Variation du débit effectif en fonction du rapport de compression (R_c)	39
IV.2	Rendement volumétrique en fonction du rapport de compression	41
IV.3	Evolution des températures de refoulement adiabatique et réelle en fonction de R_c	43
IV.4	Variation du coefficient polytropique en fonction du rapport de compression	45
IV.5	Rendements du compresseur en fonction du rapport de compression	47
IV.6	Comparaison des caractéristiques du compresseur avec d'autres de même type	49

IV.7	Influence des conditions atmosphériques sur le débit effectif du compresseur	50
IV.8	Influence des conditions atmosphériques sur le rendement isothermique du compresseur	51
IV.14	Influence des conditions atmosphériques sur la température de refoulement	52
IV.9	Influence des conditions atmosphériques sur la courbe caractéristique du compresseur	53
IV.15	Schéma simplifié de l'installation pour l'étude de l'influence de la variation de la vitesse	54
IV.10	Influence de la variation de la vitesse sur le débit effectif du compresseur	56
IV.11	Influence de la variation de la vitesse sur l'évolution de la température de refoulement	57
IV.12	Influence de la variation de la vitesse sur le rendement isothermique du compresseur	58
IV.13	Influence de la variation de la vitesse sur la courbe caractéristique du compresseur	59

AVANT-PROPOS

On pourrait très bien jalonner le progrès économique de l'humanité à travers les âges par les étapes parcourues depuis le primitif soufflet des premiers jours jusqu'aux grandes soufflantes que l'homme réalise aujourd'hui pour transformer les gueuses de fonte en acier.

Mais ce qui n'est pas moins significatif, c'est la manière dont l'homme a étendu en largeur les applications de l'air comprimé. Nous roulons sur des pneus gonflés à l'air comprimé, une grande partie de notre nourriture est préparée à l'aide de l'air comprimé, et rares sont les produits utilisés dans notre vie quotidienne et auxquels l'air comprimé n'a pas plus ou moins apporté sa contribution.

Vu ses nombreuses applications dans l'industrie, le Laboratoire d'Energétique au sein de notre département s'est doté d'un banc d'essai de compresseur à air, qui sera utilisé pour l'illustration des principes de la thermodynamique et de la mécanique des fluides pour les élèves ingénieurs de la filière Génie Mécanique.

Dans la présente étude, nous présentons l'état de la technique des compresseurs volumétriques. Ensuite, nous réaliserons une analyse fonctionnelle des compresseurs volumétriques et une évaluation expérimentale de toutes les performances de la machine. Enfin, nous proposerons un modèle de travaux pratiques réalisable sur ce banc.

CHAPITRE I

GENERALITES

I.1 HISTORIQUE

Les premiers compresseurs, qui découlaient de la construction des machines à vapeur, étaient en disposition horizontale avec une ou deux lignes de cylindres disposées de part et d'autre d'un volant ou d'un moteur. Vers le milieu du 19^e siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique permit de voir l'intérêt d'une compression multi-étagée, avec refroidissement intermédiaire.

A la fin du 19^e siècle, les constructeurs souhaitaient augmenter les vitesses de rotation afin de diminuer l'encombrement et augmenter les performances de ces machines. On vit alors la nécessité d'utiliser des clapets automatiques. Hanns Hörbiger, à Vienne, en 1895, rendit possible le souhait des constructeurs en leur proposant les premiers clapets automatiques.

L'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin obligea à revoir la composition de la structure, pour des raisons d'équilibrage des efforts. Dès 1954, des constructeurs proposèrent des compresseurs auto-équilibrés avec deux cylindres opposés et horizontaux, ceux qui permit d'atteindre des vitesses de 1500 tr/mn.

I.2 TECHNOLOGIE DES COMPRESSEURS

Il existe deux grandes familles de compresseurs (fig. I.1):

- Les compresseurs volumétriques.
- Les turbocompresseurs.

Dans le premier type, de beaucoup les plus importants en quantité, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans le second type on élève la pression en convertissant de façon continue, l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression. Cet échange d'énergie est dû à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

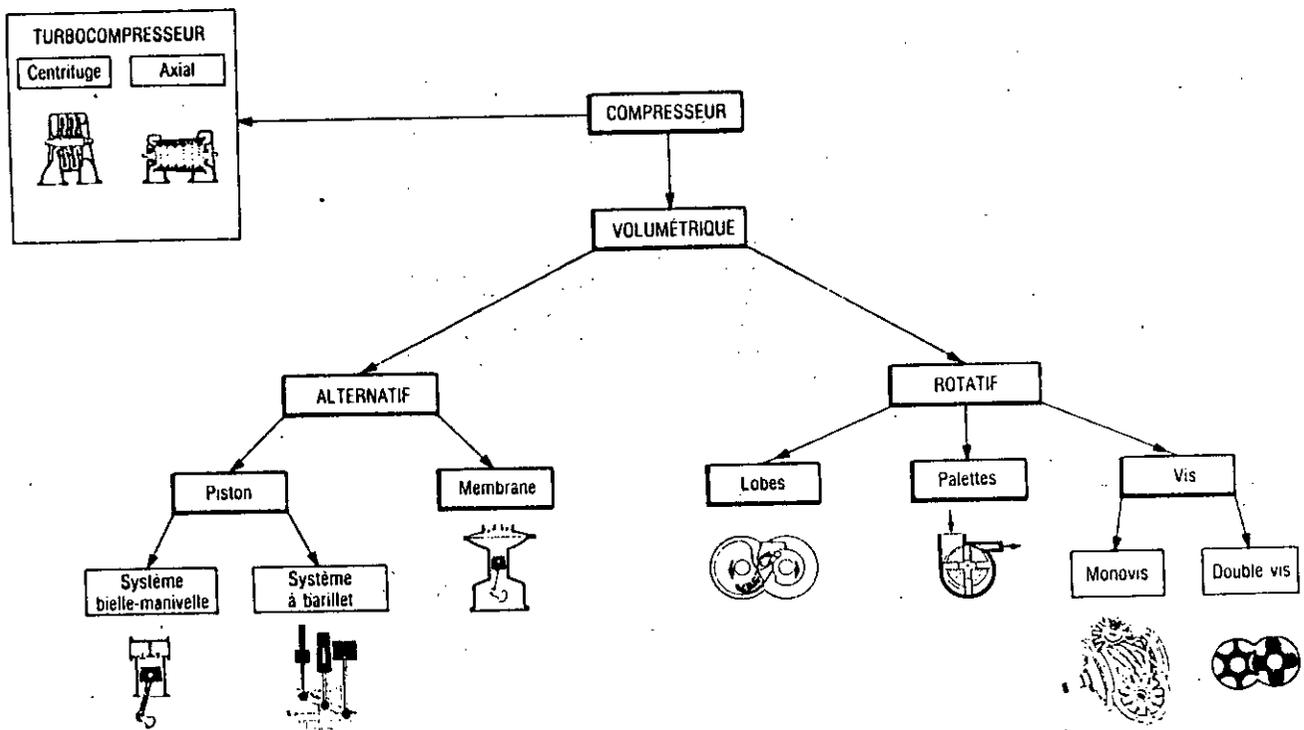


Fig. I.1 Classification des compresseurs

I.2.1 Compresseurs volumétriques

I.2.11 Volumétrique, alternatif, à pistons : Le refroidissement est à l'air ou à l'eau. Ce sont des compresseurs simples et robustes, valables en général pour les petites puissances :

- mono-étagés refroidi à l'air : $p < 10$ bar et $Q < 50$ m³/h
- poly-étagés refroidi à l'air : $p < 20$ bar et $Q < 200$ m³/h
- poly-étagés refroidi à l'eau : $p < 20$ bar et $Q < 6000$ m³/h

La puissance est proportionnelle au débit et au rapport de compression en première approximation. Ils présentent tous les inconvénients des machines alternatives: bruit et équilibrage. Leur rendement global est d'environ 30% à 50% pour les compresseurs mono-étagés, et de 70% pour les compresseurs poly-étagés.

I.2.12 Volumétriques, alternatifs, à membrane: Ces machines sont utilisées dans l'industrie chimique, notamment pour comprimer des gaz dangereux, corrosifs ou précieux.

I.2.13 Volumétriques, rotatifs : On distingue les compresseurs suivants:

- à palette, secs ou lubrifiés;
- Roots pour faibles pressions;
- hélicompresseurs Lysholm (à un ou deux étages);
- Zimmerm à vis globique;

Ces machines sont bien équilibrées, mais bruyantes. Elles ont des vitesses de rotation élevées, obtenues en général par multiplicateur. La régulation est possible par étranglement sur l'aspiration $Q_{min} > 0.7 Q_{nominale}$.

La gamme d'utilisation de ces machines est très étendue:

- pour les compresseurs à palettes:

$$Q < 10000 \text{ m}^3/\text{h}$$

- pour les compresseurs Roots:

$$p < 2 \text{ bar} \text{ et } Q < 10000 \text{ m}^3/\text{h}$$

- pour les héliocompresseurs à deux étages:

$$p < 8 \text{ bar} \text{ et } Q < 45000 \text{ m}^3/\text{h}$$

- pour les compresseurs Zimmer:

$$p < 10 \text{ bar} \text{ et } Q < 510 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le rendement global de ce type de machines est assez bon (de l'ordre de 65%), leur construction est en général délicate pour quelques composants qui sont : surmultiplicateur, usinage des rotors, etc.

Note : L'entreprise des travaux publics (E.N.M.T.P) de Constantine fabrique plusieurs modèles de compresseur à palettes.

1.2.2 Turbocompresseurs.

1.2.21 Centrifuges : Ils sont de deux types :

- Monocellulaires, utilisés pour des pressions inférieures à 1 bar.

- Multicellulaires avec des réfrigérants intermédiaires, utilisés pour des pressions pouvant atteindre 21 bars.

Pouvant atteindre de grande vitesse de rotation (>6000 tr/mn), ces machines sont très bruyantes. Leur régulation peut être obtenue dans une grande plage (de 40 à 110%) du débit nominal (le débit nominal étant celui obtenu au meilleur rendement), par laminage à l'aspiration.

Ayant un très bon rendement, ces machines sont construites que pour des débits importants ($1000 < Q < 500\ 000 \text{ m}^3/\text{h}$).

I.2.22 Axiaux : Ces appareils très peu employés dans la production d'air comprimé vu qu'ils sont très bruyants.

La régulation se fait par laminage à l'aspiration. La gamme des pressions est semblable à celle des machines centrifuges, et ils ne sont utilisés que pour les très grands débits: $Q > 1000 \text{ m}^3/\text{h}$.

I.3 APPLICATIONS DE L'AIR COMPRIME

L'omniprésence de l'air comprimé dans pratiquement toutes les activités industrielles ne signifie pas pour autant que cette forme d'énergie soit une panacée universelle. Si certains domaines lui sont à peu près réservés, l'air comprimé est généralement utilisé en parallèle ou en combinaison avec l'électricité, l'électronique, l'hydraulique, selon les conditions particulières des installations et des opérations à réaliser.

Les avantages spécifiques généraux de l'air comprimé résident principalement dans :

- La sécurité du personnel qui n'a plus besoin de se prémunir contre les risques d'électrocution, ni de prévoir des dispositifs de mise à la terre, d'installation à très basse tension, etc.

- La sécurité de l'installation, le matériel pneumatique n'étant nullement affecté par l'ambiance très humide, très chaude, corrosive, poussiéreuse à l'excès, radioactive, explosive.

- Le rendement fonctionnel élevé conduisant à une augmentation de la productivité.

- La souplesse de fonctionnement. Alors que l'outil électrique démarre brusquement à la fermeture de l'interrupteur,

la machine pneumatique peut prendre progressivement sa vitesse de rotation ou de déplacement au gré de l'opérateur.

Les applications de l'air comprimé sont nombreuses et très diverses, il serait difficile d'en dresser une liste exhaustive. Cependant les principaux domaines sont :

- Fournir l'énergie motrice à des outillages fixes (pres-
ses à forger, par exemple), mobiles ou portatifs;
- L'accélération de la combustion, en sidérurgie (hauts
fourneaux, convertisseurs);
- Substitution à un explosif, dans l'abattage des minéraux
- Fournir l'énergie nécessaire à la propulsion (torpilles
marines) ou à la sustentation (coussins d'air);
- Circuits de freinage (locomotives) ou de lancement de
gros moteurs thermiques;
- Commandes pneumatiques (ou hydropneumatiques), en machines
outils ou en régulation, par exemple;
- Décapage (sablage), peinture (pistolets à air), grais-
sage par pulvérisation et graissage par brouillard d'huile;
- Verrerie (fabrication de flacons);
- Manutention de produits plus ou moins dangereux.

CHAPITRE II

ANALYSE FONCTIONNELLE DES COMPRESSEURS A PISTONS

Les compresseurs volumétriques réalisent la compression d'un gaz par la réduction du volume qui est offert. Parmi ces compresseurs les plus répandus sont les compresseurs à piston, dans lesquels la variation de volume et le déplacement du gaz sont obtenus par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre.

II.1 CYCLE THEORIQUE

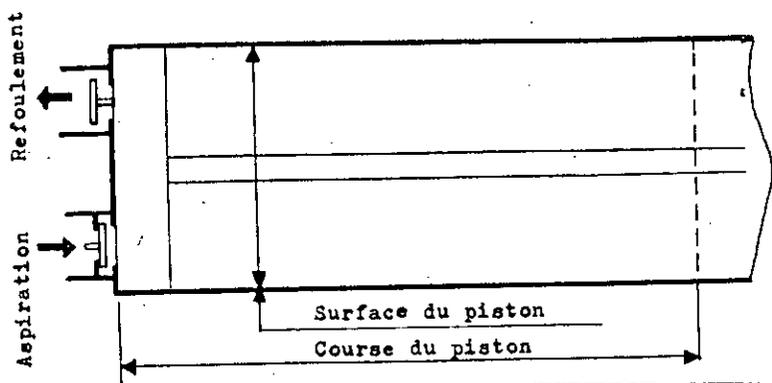
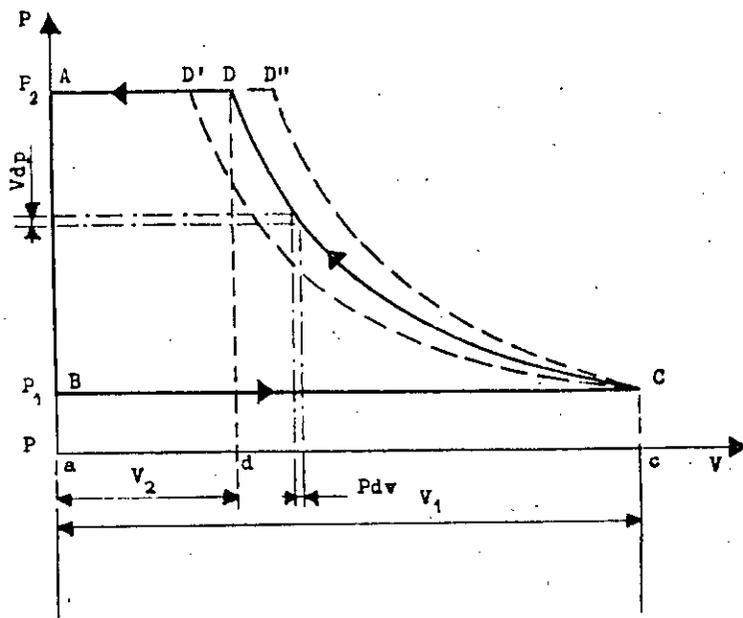
Le diagramme du cycle théorique de compression de l'air (ou d'un gaz) peut être décomposé en 3 parties (figure II.1).

Le piston étant à l'état initial en position point mort côté clapet, on a successivement les phases suivantes :

Aspiration : droite BC. Le clapet d'aspiration s'ouvre sous l'action de la pression p_1 . Le clapet de refoulement se referme.

L'aire aBCc représente le travail reçu du milieu extérieur, soit :

$$W_o = - \int_0^{V_1} p \cdot dv = - P_1 \cdot V_1 \quad (2-1)$$



- | | | |
|------|--------------------------|---------------------|
| CD' | : Evolution isothermique | $P.V = Cte.$ |
| CD | : Evolution polytropique | $P.V^k = Cte.$ |
| CD'' | : Evolution adiabatique | $P.V^\gamma = Cte.$ |

Fig. II.1 Cycle théorique de compression

où p_1 est constant et v_1 est le volume engendré par le cycle qui est égal au produit de la surface du piston par la longueur de la course.

Compression : courbe CD. Le piston, parvenu au point mort côté bielle, inverse son sens de déplacement. L'air commence à être comprimé, provoquant la fermeture du clapet d'aspiration. La masse de gaz aspiré pendant la première phase est comprimée suivant la courbe CD, tout en restant constante car le clapet de refoulement ne s'ouvre qu'à la pression de réglage p_2 . L'évolution suivant CD peut être isothermique, adiabatique ou, comme cela se produit dans la pratique, polytropique.

L'aire dDCc représente le travail absorbé pendant la compression et comme précédemment on a :

$$W_c = - \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv \quad (2-2)$$

Refoulement : droite DA. La pression p_2 étant atteinte, le clapet de refoulement s'ouvre. L'air est évacué à cette pression p_2 par la tuyauterie de refoulement jusqu'à ce que le piston se retrouve en position initiale. Le cycle est fermé.

L'aire aADD représente le travail fourni, soit :

$$W_r = p_2 \cdot v_2 \quad (2-3)$$

Le travail total par cycle représenté par l'aire ABCD, est égal à :

$$W_{\text{cycle}} = W_a + W_c + W_r = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \quad (2-4)$$

Sachant que

$$p_2 v_2 - p_1 v_1 = \int_1^2 d(pv) \quad (2-5)$$

II.2 ANALYSE COMPARATIVE DE DIFFERENTES EVOLUTIONS

La loi qui définit la variation de pression d'un gaz en fonction de son volume, au cours d'une compression ou d'une détente, dépend principalement de la nature physico-chimique du gaz et des conditions d'échange de chaleur avec l'extérieur, au cours de l'évolution considérée.

Une difficulté se présente dans l'établissement du bilan du fait que l'énergie de compression ou celle de détente dépendant de la loi d'évolution. Il faut donc définir le rendement par rapport à une évolution idéale préalablement choisie.

II.2.1 Evolution isotherme

Une telle évolution serait réalisée dans une cellule de compression refroidie pendant la compression, de telle façon que le gaz comprimé reste à une température constante.

Dans ces conditions, la quantité de chaleur à évacuer correspond au travail de compression.

$$W_{c,iso} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = p_1 v_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (2-6)$$

L'évolution isothermique sera choisie comme référence si l'air comprimé ne peut être utilisé qu'après refroidissement, soit parce que les postes d'utilisation sont éloignés des compresseurs, cas général des distributions d'atelier, soit parce que les conditions d'utilisation imposent le refroidissement, par exemple l'air destiné au sablage ou à la peinture.

Le rendement globale isothermique du compresseur est exprimé par :

$$n_{iso} = \frac{Q_m r T_1 \ln Rc}{P_{eff}} \quad (2-7)$$

avec $Rc = p_2/p_1$, rapport de compression

II.2.2 Evolution adiabatique

L'évolution est dite adiabatique si la compression d'un gaz s'effectue sans échange de chaleur avec l'extérieur. Le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures. En négligeant les frottements et en supposant le gaz parfait, l'évolution est régie par la loi de LAPLACE.

Le travail par cycle est égal à :

$$W_{c,ad} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \frac{\delta p_1 v_2}{\delta - 1} \left[\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\delta - 1} - 1 \right] \quad (2-8)$$

avec $\delta = 1.4$ pour l'air

L'évolution adiabatique sera choisie, au contraire, si l'air comprimé est utilisé à proximité du compresseur, ou d'une façon générale si la chaleur de l'air est utilisée, comme c'est le cas par exemple, dans le soufflage des hauts-fourneaux.

Le rendement global adiabatique du compresseur est donné par :

$$\eta_{ad} = \frac{Q_m \frac{\delta-1}{\delta} r T_1 (RC^{\frac{\delta-1}{\delta}} - 1)}{P_{eff}} \quad (2-9)$$

II.2.3 Evolution polytropique

Dans la pratique industrielle, les compressions sont intermédiaires entre l'évolution isotherme et l'évolution adiabatique. La loi d'évolution est alors appelée polytropique. Il faut remarquer que les évolutions isotherme et adiabatique sont des cas particuliers et non des cas limites.

Le travail par cycle est égale à :

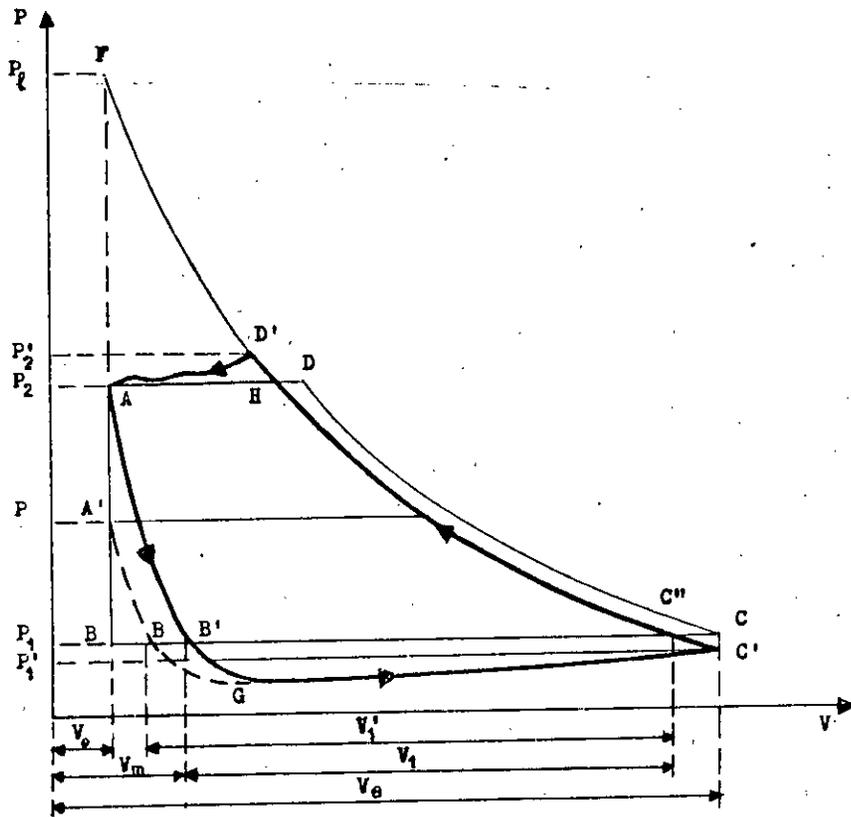
$$W_{c,pol} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \frac{k P_1 v_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1} - 1 \right] \quad (2-10)$$

Le rendement global polytropique du compresseur est donné par l'expression :

$$\eta_{pol} = \frac{Q_m \frac{k-1}{k} r T_1 (RC^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{P_{eff}} = \frac{Q_m \frac{k-1}{k} r (T_2 - T_1)}{P_{eff}} \quad (2-11)$$

II.3 CYCLE REEL

Le diagramme du cycle réel (figure II.2) fait apparaître des différences sensibles avec celui du cycle théorique, différences dues à plusieurs facteurs :



AB'C'D' : Diagramme réel.
ABCD : Diagramme théorique avec espace mort:

Fig. II.2 Cycle réel de compression

- Influence de l'espace mort, contribuant à diminuer le coefficient de remplissage et par suite le débit réel.
- Inertie de l'air en mouvement et pertes de charge au passage de l'air dans les clapets. Ces pertes de charge sont fonction de la vitesse du fluide : elles augmentent lorsque la section de passage et la rapidité d'ouverture diminue.

La résistance due aux ressorts de clapets d'aspiration et de refoulement, qui en retardant l'ouverture, réduit la durée d'ouverture.

- L'échauffement de l'air aspiré au contact de la paroi du cylindre et du fond de cylindre qui ont pris une certaine température d'équilibre au cours de la compression. Cet échauffement est d'autant plus élevé que le refroidissement est moins efficace (refroidissement par air). Il en résulte une augmentation de la température d'air refoulé.

- Les fuites au segments, éventuellement au presse-étoupe de la tige de piston. Elles sont d'autant plus sensibles que le rapport de compression est plus élevé et la vitesse de rotation plus faible.

Les conséquences de ces phénomènes sont les suivantes :

II.3.1 Phase d'aspiration

L'influence de l'espace mort se traduit par un déplacement de la droite AB du cycle théorique de la figure parallèlement à l'axe des pressions, de la valeur V_0 correspondant au volume d'air comprimé restant dans l'espace mort.

Courbe AB' : le volume résiduel V_0 se détend jusqu'à ce que sa pression égale la pression d'aspiration p_1 et occupe le volume V_m .

Courbe B'C' : le clapet d'aspiration s'ouvre, l'air est aspiré par le vide créé dans le cylindre. Mais sous l'influence des facteurs sous-cités il se produit une dépression au moment où l'air commence à entrer dans le cylindre; la pression d'aspiration est inférieure à p_1 , elle passe par un minimum G et croît lentement jusqu'au point C du diagramme, tout en restant inférieur à l'isobare p_1 .

II.3.2 Phase de compression

Courbe C'D'. Le piston inverse son sens de déplacement. Le clapet d'aspiration se ferme, mais le piston parcourt une certaine longueur de sa course, correspondant à C'C'', avant que la pression n'atteigne la valeur p d'aspiration. La compression s'effectue alors suivant une évolution pratiquement polytropique $p.v^k = Cte$ avec une élévation correspondante de température.

La dépression à l'aspiration a pour conséquence une augmentation de température qui s'ajoute à l'élévation normale.

On peut observer que :

- Si la pression de refoulement était $p < p_2$ on aurait un rapport de compression égal à $Rc = p_1 / p < p_2 / p_1$, et un coefficient de remplissage $x = v_1 / v_2 = v_0' / v_e > v_1 / v_e$.

Donc pour une même valeur de l'espace mort, le coefficient de remplissage et le débit réel augmentent lorsque le rapport de compression diminue. Inversement pour un rapport de compression bien déterminé le coefficient de remplissage augmente si l'espace mort diminue.

- La limite de compression p_1 est définie par l'intersection en F de la courbe de compression C'D' avec la droite BF. A cette pression le débit est nul.

- Plus le refroidissement d'un compresseur est efficace, plus la courbe de compression se rapproche de l'isotherme. Il en résulte, pendant la phase AB' de détente de l'air de l'espace mort, une température moins élevée et une durée de déplacement du piston plus courte avant d'atteindre le début de la période d'aspiration proprement dite : le coefficient de remplissage augmente.

II.3.3 Phase de refoulement

Courbe D'A. Lorsque la pression dans le cylindre atteint la valeur p_2 en H, il se produit une surpression HD' causée par l'inertie à l'ouverture du clapet de refoulement. Le clapet de refoulement s'ouvre et l'air comprimé est évacué du cylindre suivant la courbe D'A supérieure à l'isobare p_2 par la suite de la perte de charge dans le clapet de refoulement et des fluctuations de pression.

Le rapport de compression réel est plus élevé que le rapport théorique p_2/p_1 , il en résulte un échauffement supplémentaire.

II.4 LIMITE DE LA COMPRESSION MONO-ETAGEE

Le rapport de compression dans un compresseur d'air à pistons peut varier de 2 à 250, mais dès que ce rapport atteint une certaine valeur, il est nécessaire de fractionner la compression en plusieurs étages.

Deux conditions fixent la limite de rapport de compression réalisable dans un seul cylindre :

- Le maintien d'un coefficient de remplissage acceptable (supérieur à 0.7).

- La nécessité de ne pas refouler à travers les clapets à une température trop élevée, ce qui aurait pour conséquence une mauvaise tenue mécanique des clapets automatiques et de leurs ressorts et un encrassement dû à la décomposition de l'huile de graissage.

Les valeurs des pressions intermédiaires sont déterminées de telle sorte que l'on obtienne un rapport de compression théoriquement égal pour chacun des n étages de compression.

Ces pressions en progression géométrique correspondent au rendement maximal du compresseur.

Dans la pratique on a recours à la compression multi-étagée

- A 2 étages à partir de 5 à 6 bars jusqu'à 15 bars pour des compresseurs refroidis par l'air de 1 m³/mn et au-dessus, et pour des appareils refroidis par l'eau de 5 à 6 m³/mn min.

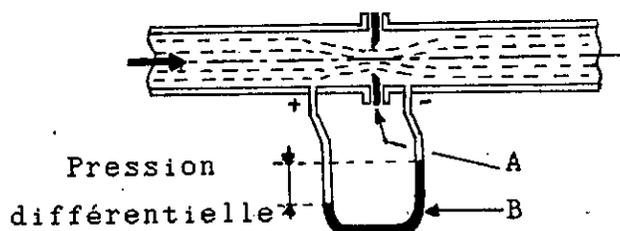
- A 3 étages jusqu'à 200 bars pour faibles débits et services discontinus (remplissage de bouteilles d'air ou de gaz sous pression) ou 150 bars pour des débits plus importants.

- A 4 étages entre 200 et 250 bars.

- Plus de 4 étages au-dessus de 250 bars.

II.5 THEORIE DE BASE POUR LA MESURE DU DEBIT

La mesure du débit peut s'effectuer par des méthodes volumétrique ou massique enregistrant directement les quantités de fluide, en volume ou en poids, par la mesure de la vitesse de circulation, ou par des méthodes dynamiques basées sur la création d'une chute de pression dans un étranglement de la conduite. C'est pour cette dernière méthode (fig. II.3), utilisée sur notre banc que nous allons développer l'expression du débit.



- +,- prises de pression en amont et aval
- A appareil de mesure
- B organe déprimogène

Fig. II.3 Variation de la pression statique du fluide au passage d'un diaphragme

La loi de SAINT-VENANT donne pour une détente adiabatique:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{\delta}{\delta-1} p_1 v_1 \left[1 - \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\delta-1}{\delta}} \right] - \Delta h \quad (2-12)$$

expression dans laquelle l'indice 1 correspond à l'état en amont du diaphragme et l'indice 2 à l'état en aval du diaphragme.

Si l'on introduit un coefficient de débit α qui tient compte:

- du rapport entre les sections $m = D/d$
- de la perte de charge Δh ,
- de la contraction du diaphragme μ

en obtient pour le débit-volume Q_2 au passage de l'orifice de section s :

$$Q_2 = \mu v_2 s = \alpha s \sqrt{2g \frac{\delta}{\delta-1} R T_1 \left[1 - \frac{p_2}{p_1} \frac{\delta-1}{\delta} \right]} \quad (2-13)$$

expression dans laquelle les variables sont réunies sous le deuxième radical.

On peut observer que la pression p_2 n'est autre que la pression barométrique d'aspiration p_0 .

Pour ramener le débit aux conditions de l'aspiration, il faut calculer:

$$Q_0 = Q_2 v_0 / v_2 \quad (2-14)$$

v_0 et v_2 étant respectivement les volumes spécifiques de l'air aspiré et de l'air au passage de l'orifice de mesure, mais:

$$v_2 = v_1 \left[\frac{p_1}{p_0} \right]^{\frac{1}{\delta}} = v_1 \left[\frac{p_1}{p_0} \right]^{\frac{1}{\delta}} \quad (2-15)$$

puisque la détente est adiabatique, et que :

$$v_0 = v_1 \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_1}{T_0} \quad (2-16)$$

en combinant les expressions (2-15) et (2-16) dans l'équation (2-14), on aura :

$$Q_0 = Q_2 \left[\frac{T_0}{T_1} \frac{p_1}{p_0} \right]^{\frac{\delta-1}{\delta}} \quad (2-17)$$

$$Q_0 = \alpha s \sqrt{2g \frac{\delta}{\delta-1} \cdot R \cdot \frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{\left[\frac{p_1}{p_0} \right]^{\frac{\delta-1}{\delta}} - \left[\frac{p_1}{p_0} \right]^{\frac{\delta-1}{\delta}}} \quad (2-18)$$

Si nous posons $p_1 - p_0 = \Delta p$ et si nous remplaçons δ par sa valeur 1.4 pour l'air nous pouvons écrire le dernier radical sous la forme :

$$A = \left[1 + \frac{\Delta p}{p_0} \right]^{0.572} - \left[1 + \frac{\Delta p}{p_0} \right]^{0.286} \quad (2-19)$$

En développant les deux binômes sous radical de l'expression (2-19) suivant la série polynomiale suivante :

$$(1 + x)^{\frac{p}{q}} = 1 + \frac{p}{q}x + \frac{p(p-q)}{q \cdot 2q}x^2 + \frac{p(p-q)(p-2q)}{q \cdot 2q \cdot 3q}x^3 + \dots \quad (2-20)$$

On obtiendra avec une très grande approximation

$$A = - 0.286 \frac{\Delta p}{p_0} \left[1 - 0.07 \frac{\Delta p}{p_0} \right] \quad (2-21)$$

Pour les valeurs courantes de Δp entre 20 centimètres et 1 mètre d'eau on a donc :

$$\left[1 - 0.07 \cdot \frac{\Delta p}{p_0} \right] = - 0.996 \quad (2-22)$$

avec une erreur de moins de 0.3% (soit moins de 0.15% sur le débit);

et dans ces conditions l'équation (2-21) peut s'écrire:

$$Q = 0.006 \sqrt{2 \times 9.81 \times 29.3 \times 0.996} \alpha s T_0 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_0 T_1}} \quad (2-23)$$

$$Q = 0.1437 \alpha s T_0 \sqrt{\frac{\Delta P}{P_0 T_1}} \quad (2-24)$$

avec

Q est le débit en m³/mn,

s la section de la tuyère ou du diaphragme en cm²,

T₀ la température absolue de l'air aspiré (à la bride, d'entrée) du compresseur,

T₁ la température absolue de l'air en amont de la tuyère ou du diaphragme,

Δp la pression différentielle lue au manomètre à eau,

P₀ la pression barométrique,

α coefficient de débit.

CHAPITRE III

DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Le banc d'essai comprend un compresseur d'air, un moteur, un réservoir avec les dispositifs de régulation, de sécurité et bien sûr des appareils de mesure, le tout monté sur un châssis (voir fig. III.1).

III.1 COMPRESSEUR

Caractéristiques techniques :

Type : à piston refroidi à l'air

Nbre de cylindre : 1

Alésage : 72 mm

Course : 65 mm

Vitesse de rotation : 1000 tr/mn

Débit d'air refoulé (max) : 180 l/mn

Pression maximum de service : 7 kg/cm²

III.1.1 Bloc-cylindre : Malheureusement nous ne disposons pas de la notice technique de notre compresseur, mais nous pouvons présenter celui-ci (fig. III.2), qui englobe tous les accessoires d'un compresseur de nouvelle technologie.

Le cylindre (2) construit généralement en fonte perlitique, porte des ailettes venues de fonderie pour le refroidissement à l'air, sur sa partie inférieure, on trouve la culasse (6) qui porte les calpets (7) et le filtre à air (8).

Alimentation électrique

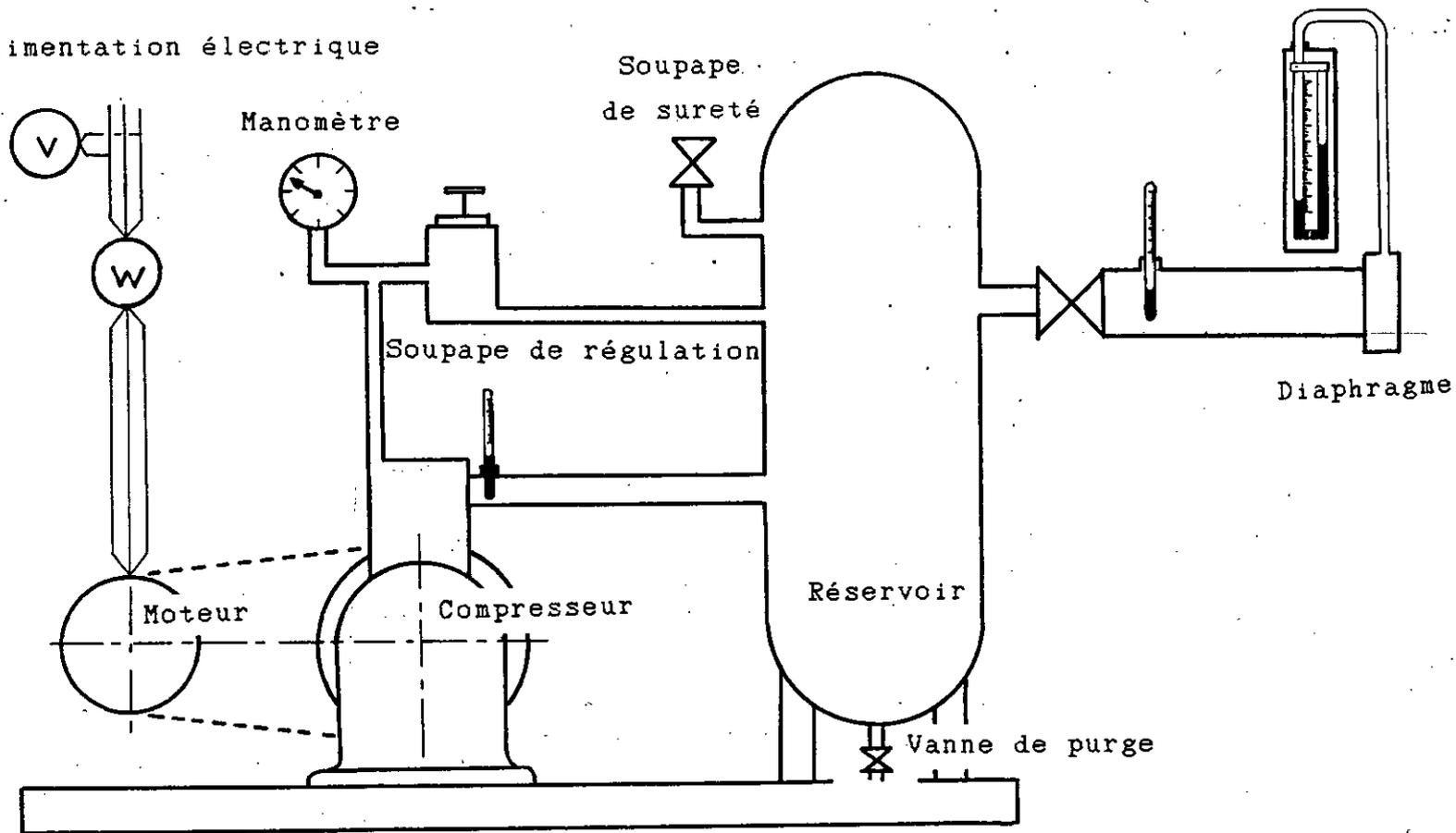


Fig. III.1 Schéma simplifié du banc d'essai

Le piston (3) se construit soit en fonte pour assurer les meilleures conditions de frottement, soit en alliage léger pour réduire les forces d'inertie.

La bielle (4) est en acier forgée, la tête est montée sur un roulement à aiguilles et le pied sur une bague en bronze.

Le vilebrequin (5) en acier fortement allié forgé est monté sur des roulements à billes.

Le carter (1) en fonte assure la liaison entre les différents éléments du compresseur; il supporte en particulier le cylindre et les paliers, enveloppe l'embellage et forme le réservoir d'huile de graissage à sa partie inférieure.

III.1.2 Segment d'étanchéité : L'étanchéité de la cellule de compression est réalisée au niveau cylindre/piston par des segments. Pour éviter une usure irrégulière des segments d'étanchéité qui auraient à supporter cette charge ponctuelle, la plupart des constructeurs ont recours à une double segmentation (fig III.2).

Les segments élastiques SE (9), libres dans leurs gorges, assurent uniquement la fonction d'étanchéité et répartissent leur usure uniformément. Leur nombre est de 2 à 3 pour les cylindres à basse-pression, mais de 10 et davantage pour les hautes pressions (150 à 200 bars).

Les segments plus larges SP (10), appelés porteurs, servent de guide et supportent le piston. Leur usure, plus importante sur la face inférieure, ne portera pas de préjudice à l'étanchéité et évitera toute ovalisation des segments d'étanchéité et du cylindre.

III.1.3 Clapets : Le compresseur est équipé de clapets automatiques à disques annulaires (12), qui sont les plus utilisés.

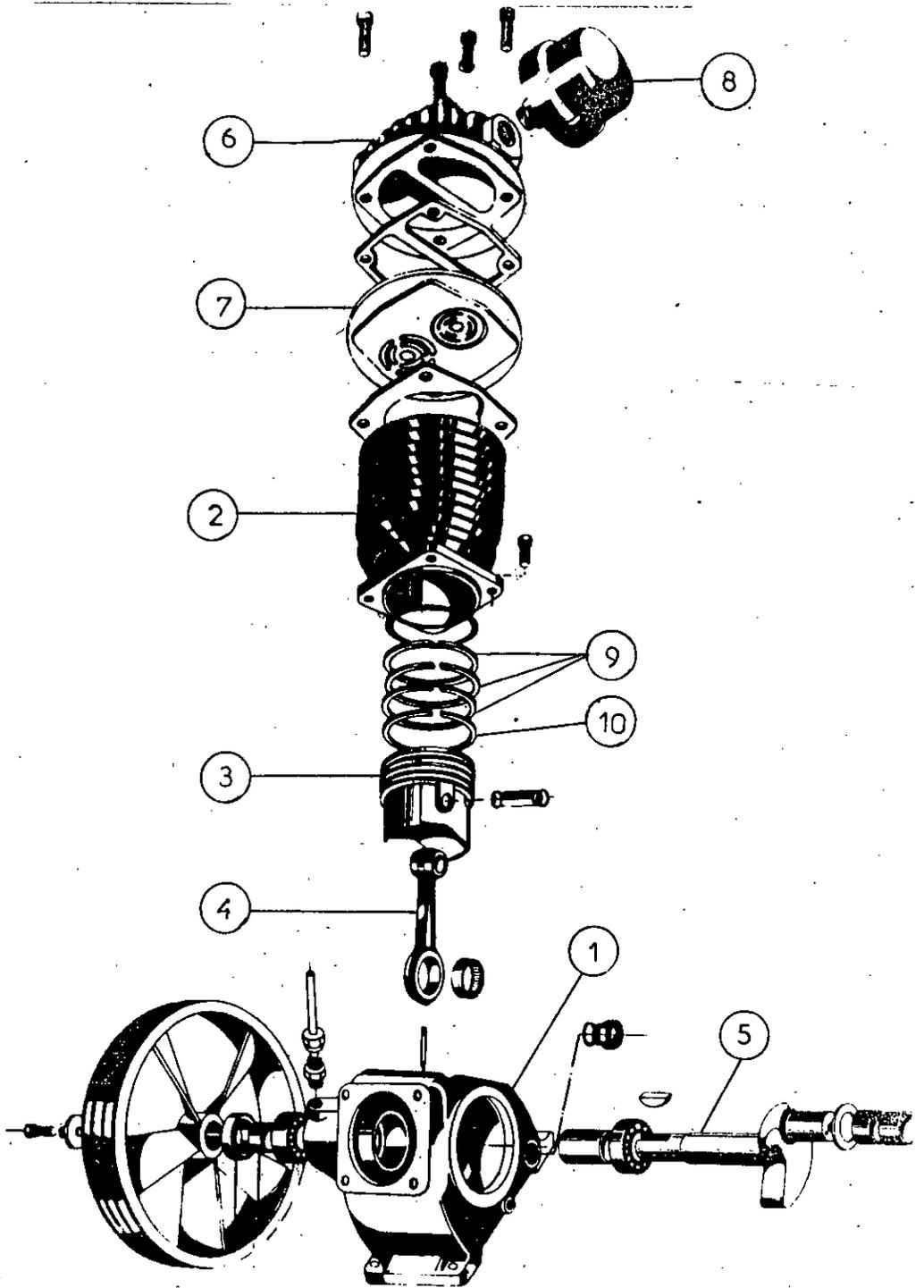
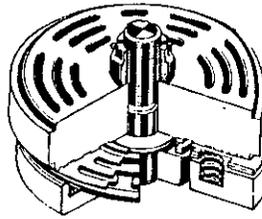


Fig. III.2 Compresseur à piston



Doc. Hoerbiger.

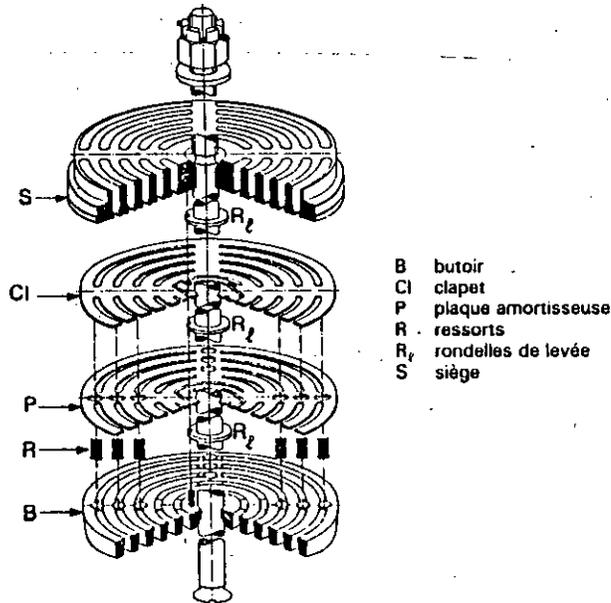


Fig. III.3 Clapet disques annulaires

L'air est aspiré (ou refoulé) à travers le clapet automatique qui laisse passer l'air lorsque la pression en aval devient inférieure à la pression en amont et s'oppose au retour de l'air lorsque la pression en aval devient supérieure à la pression en amont. Il y a donc deux phases, auxquelles correspondent les deux fonctions suivantes :

- la fonction «laisser passer», réalisée par la levée du disque qui est autorisée par la liaison déformable;

- la fonction «anti-retour» réalisée au moyen du disque qui vient s'appliquer sous l'effet de la contre-pression sur un siège et qui obture la veine; la liaison déformable assure un positionnement correct du disque sur son siège.

III.1.4 Filtre à air : Le filtre est un élément qui a pour fonction, l'élimination des poussières et impuretés mélangées dans l'air par le compresseur qui provoqueraient l'usure des pistons et cylindres, en même temps qu'elles obtureraient les clapets.

On les distinguent par leur mode d'action : tamisage, agglutination sur éléments enduits d'huile, centrifugation et chocs sur des parois, effet électrostatique.

Dans le filtre tamis (13) qui équipe notre banc, l'air passe à travers un élément filtrant en textile (toile, feutre, laine, cellulose imprégnée de résine). Les particules de dimensions supérieures à celle de mailles (5 à 20 micros) sont retenues sur les parois du filtre ou elles adhèrent. Le rendement est d'environ 99.9% pour le plein débit du filtre. Le filtre-tamis fonctionnant à sec ne présente pas de risque d'entraînement d'huile dans l'air refoulé.

Le risque que fait courir le filtre-tamis est que, par suite de l'accumulation des poussières, la section totale de passage d'air diminue régulièrement. Si ce calmatage est sans conséquence sur l'efficacité, il provoque une augmentation constante de la perte de charge par suite de la réduction du passage dans l'élément filtrant et de l'épaisseur croissante de la couche de poussières.

III.2 MOTEUR D'ENTRAÎNEMENT

Caractéristiques techniques :

Type	asynchrone à cage d'écureuil
Alimentation	380 V, triphasée, 50 Hz
Puissance	1.5 Kw
Vitesse	1500 tr/mn

Dans la plupart des cas, les compresseurs à piston sont entraînés soit par un moteur à combustion interne (cas des groupes motocompresseurs mobiles), soit par un moteur électrique avec transmission par courroie comme c'est le cas de notre banc d'essai. Le moteur électrique est très utilisé car son exploitation et son entretien sont moins coûteux et sa fiabilité est excellente.

III.3 RESERVOIR D'AIR

Caractéristiques techniques :

Capacité	38 litres
Pression max	16.7 kg/cm ²
Pression test	11.5 kg/cm ²

Toute installation d'air comprimé comporte un réservoir d'air sous pression entre le compresseur et les postes d'utilisation. Le réservoir permet de répondre à quatre besoins différents :

- Régler la pression de l'air refoulé par le compresseur en absorbant les pulsations dues à l'intermittence ou à l'irrégularité du refoulement.

- Régler le débit, moyennant de légers écarts de pression, quand le compresseur réglé par « tout ou rien » doit satisfaire à une demande d'air variable.

- Emmagasiner de l'énergie, sous forme d'air comprimé qui est mis en réserve pour faire face aux demandes momentanées, soudaines et inhabituelles dépassant la capacité du compresseur.

- Condenser l'humidité qui peut se trouver présente dans l'air au moment où celui-ci sort du compresseur.

III.4 SYSTEME DE REGULATION

On a généralement besoin d'air comprimé en quantités variables mais à une pression relativement constante. Par conséquent, on est obligé de recourir à des régulateurs qui font varier le débit du compresseur en fonction de la demande d'air comprimé.

Il existe plusieurs types de mécanismes de refoulement :

- marche/arrêt
- marche en charge/marche à vide;
- marche en charge, à demi charge, ou à vide;
- espace mort additionnel;
- procédé hoebiger (fermeture retardée du clapet d'aspiration suivant le débit).

La pression déchargée du compresseur de notre banc d'essai est réglée par un mécanisme <<tout ou rien>> de 2 types (fig. III.4), qui consiste à assurer une communication permanente du cylindre avec l'atmosphère; ainsi le piston dans son mouvement provoque toujours une entrée et une sortie d'air à chaque cycle, mais l'air évolue sensiblement à la pression atmosphérique, les écarts de pression correspondent seulement aux pertes de charge à travers les orifices de communication avec l'atmosphère. Il n'y a pas de compression dans le cylindre et les clapets de refoulement restent constamment fermés.

Ce procédé est très intéressant du fait que la circulation d'air frais dans le cylindre, active le refroidissement pendant les périodes de marche à vide.

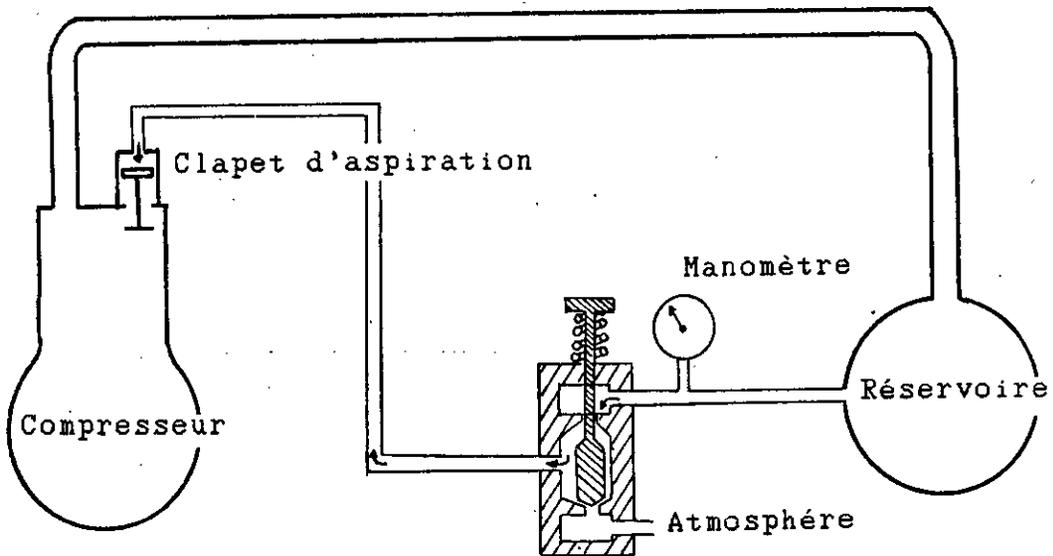


Fig. III.4 Système de régulation

III.5 SYSTEME DE SECURITE

Le banc d'essai est équipé d'une soupape de sûreté destinée à empêcher la pression dans le réservoir de dépasser les limites prévues par le constructeur. Il est aussi équipé de dispositif permettant d'arrêter le groupe en cas de conditions anormales de fonctionnement.

La soupape du banc est de type à ressort. Elle est constituée par un clapet soumis à l'action d'un ressort, dont la tension réglable s'oppose à son ouverture tant que la pression d'air n'a pas atteint la valeur de tarage. Sa construction est simple, mais le réglage n'est pas très précis et l'étanchéité est souvent difficile à maintenir.

III.6 APPAREILLAGES DE MESURE

Un baromètre gradué en mm Hg et en mbars pour la mesure de la pression atmosphérique.

Deux thermomètres à bulbe sèche et à bulbe mouillée pour la mesure de la température atmosphérique T_1 et le degré d'humidité e . L'humidité sera déterminé d'après le graphe psychrométrique.

Un tachymètre pour la mesure de la vitesse de rotation du moteur électrique et du compresseur.

Un manomètre gradué en Kg/cm² pour la mesure de la pression relative de refoulement du compresseur.

Un thermomètre fixé à la sortie du compresseur et gradué jusqu'à 200°C pour la mesure de la température T_2 d'air au refoulement.

Une vanne à la sortie du réservoir permet de maintenir la pression p_2 de refoulement constante.

Un débitmètre (fig. III.4) constitué d'une conduite relié au réservoir et portant à son extrémité libre un diaphragme. Une prise de pression au niveau d'une chambre annulaire en amont du diaphragme est reliée à un manomètre différentiel gradué en mm d'eau.

Cette méthode de mesure de débit à l'air libre est inspirée des règles fixées par l'A.S.M.E (American Society of Mechanical Engineers) dont l'usage s'est révélé très pratique pour les essais des compresseurs car elle élimine à peu près complètement les conséquences des pulsations.

Les diaphragmes ont des dimensions normalisées (I.S.O. 5167:1980), et leurs coefficients de débit sont tabulés.

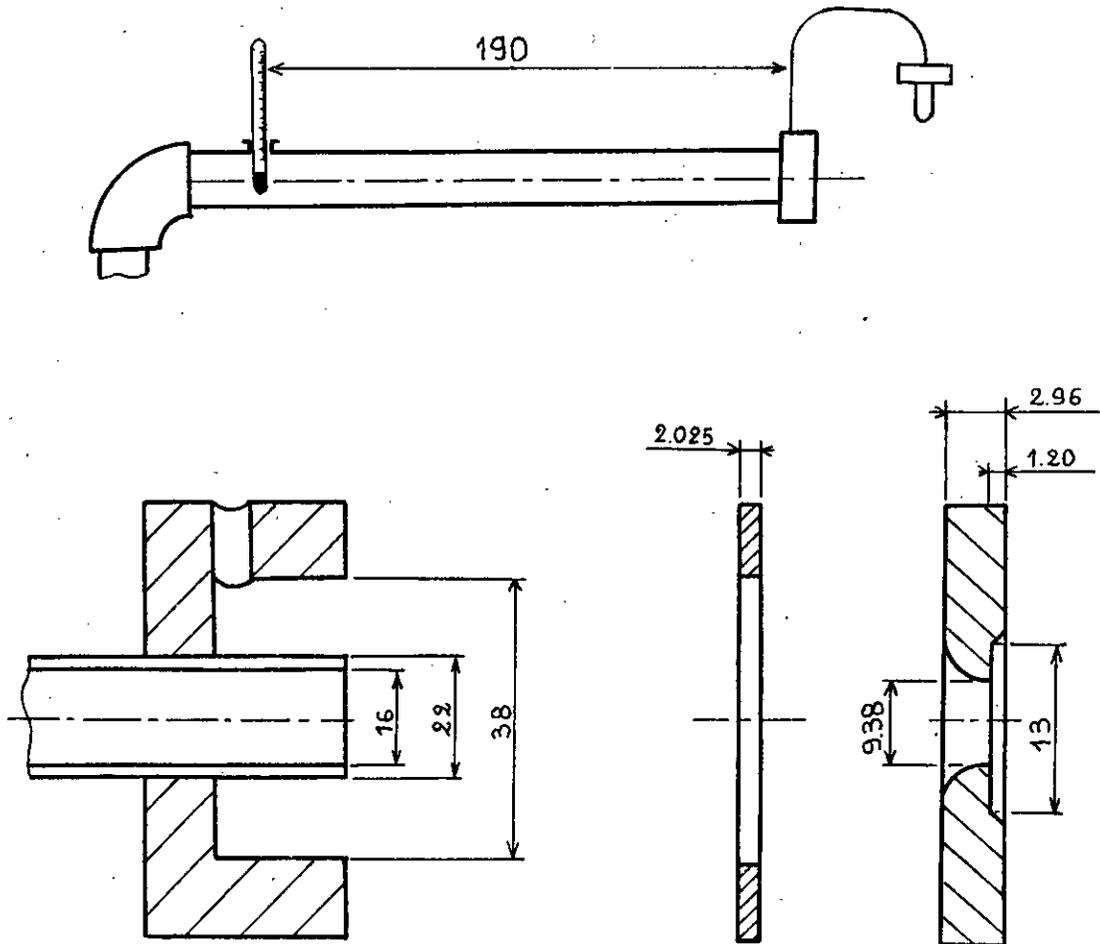


Fig. III.5 Conduite de mesure du débit du banc

Le diaphragme équipant notre banc est fabriqué suivant une normalisation japonaise (JIS B8342), qui, malheureusement n'est pas disponible à l'I.N.A.P.I. (Institut de normalisation) de Bouverdes, toute fois nous avons pu trouver dans la littérature la courbe caractéristique (figure III.6) d'un même dispositif à partir de laquelle nous avons déterminé le coefficient de débit.

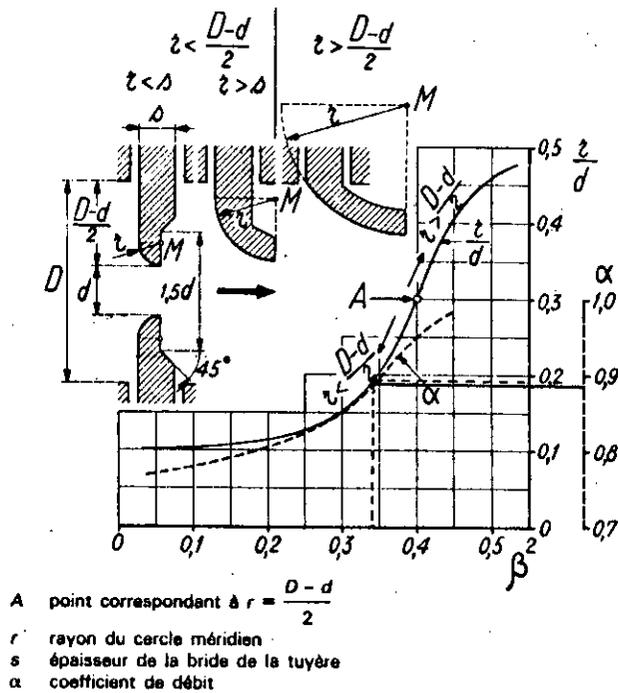


Fig. III.6 Coefficient de débit α en fonction du rapport des sections β

La figure III.6, extraite de l'encyclopédie "Techniques de l'ingénieur" (article R 2220 - p.18), donne les dimensions des "diaphragmes à méridienne circulaire sans prolongement" cylindrique" et les valeurs de α correspondantes

La mesure des dimensions du diaphragme du banc donne :

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

$$d = 9.38 \text{ mm}$$

$$r = 2.96 - 1.2 = 1.76 \text{ mm}$$

d'ou on a :

$$r/d = 0.188$$

$$\beta^2 = (d/D)^2 = 0.344$$

et d'après la courbe (fig. III.6) nous trouvons :

$$\alpha = 0.885$$

Notant qu'à cause de l'incertitude de l'acuité de l'arête du diaphragme, ce dernier devrait être étalonné par comparaison avec une tuyère pour avoir une bonne précision du coefficient du débit.

CHAPITRE IV

CALCUL DES PERFORMANCES

IV.1 MISE EN MARCHÉ

Installation :

L'installation du banc se résume ainsi :

- Déposement du banc sur des socles pour éviter les vibrations.
- Branchement du moteur électrique sur une source d'alimentation avec disjoncteur.
- Remplissage du carter avec de l'huile de graissage.
- Serrage des fixations des tuyauteries.

Manipulation :

Après avoir vérifié la fermeture de la vanne de purge, on met le compresseur en marche et on règle la pression à l'aide de la vanne de décharge. Il faut alors laisser les paramètres se stabiliser (plus particulièrement la température de refoulement) pendant 15 à 30 mn avant de relever leurs valeurs.

La plus petite division du manomètre qui donne la pression de refoulement est de 1 kg/cm^2 , mais afin de relever le plus grand nombre de points, nous avons fait des essais pour chaque demi-division, soit 0.5 kg/cm^2 .

Les résultats que nous allons présenter sont les moyennes de 2 à 3 essais effectués pendant des journées de conditions atmosphériques identiques.

IV.2 MASSE VOLUMIQUE

Tant qu'il évolue à des températures assez éloignées du point critique de liquéfaction ($t_c = -140.63$ °C, $p_c = 37.17$ atm), on peut considérer l'air sec comme un gaz parfait.

Mais l'air atmosphérique n'est pas sec; il contient suivant les conditions météorologiques une quantité variable de vapeur d'eau, de l'ordre de quelques grammes par mètre cube. Cette quantité est assez faible pour que, d'une façon générale, on puisse appliquer à l'air atmosphérique les lois des gaz parfaits. Mais la vapeur d'eau peut se condenser, ou bien inversement, les gouttelettes d'eau liquide constituant un brouillard peuvent s'évaporer dans l'air environnant; le changement d'état d'une quantité d'eau; même relativement faible; libère ou absorbe une quantité de chaleur appréciable; qui fausse le jeu des lois d'évolution de l'air supposé sec, il faut donc tenir compte de l'influence de l'humidité de l'air.

La masse volumique de l'air humide est donnée par:

$$\rho = \rho_{\text{air}} + e \rho_{\text{vap}} = (p_{\text{at}} - e p_s) / r T_1 + e \rho_{\text{vap}} \quad (4-1)$$

où e : humidité relative

p_s : pression de saturation de la vapeur d'eau à T_1 , °C

ρ_{vap} : masse volumique de la vapeur d'eau saturée, à T_1 , °C

EXEMPLE : d'après les conditions atmosphériques :

$$p_{\text{at}} = 1.018 \text{ bar}$$

$$T_{\text{sec}} = 22 \text{ °C}$$

$$T_{\text{hum}} = 19 \text{ °C}$$

on trouve

$$e = 77 \% \quad (\text{d'après la table psychrométrique})$$

$$p_s = 0.0267 \text{ bar} \quad (\text{d'après la table de vapeur})$$

$$\rho_{\text{vap}} = 0.0520 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{d'après la table de vapeur})$$

$$\text{d'ou } \rho = 1.2182 \text{ kg/m}^3$$

IV.3 DEBIT EFFECTIF

Définition :

La quantité d'air débitée à l'ajutage est calculée en utilisant l'expression (2-3) établie au paragraphe II.5, soit:

$$Q_{\text{eff}} = 0.1437 \alpha \pi \frac{d^2}{4} T_1 \sqrt{\frac{\Delta h}{P_1 T}} \quad (\text{m}^3/\text{mn}) \quad (2-3)$$

ou α = coefficient de débit du diaphragme

d = diamètre du diaphragme (cm)

Δh = hauteur manométrique (cm d'eau)

P_1 = pression atmosphérique (bar)

T_1 = température atmosphérique (K)

T = température absolue en amont du diaphragme (K)

En remplaçant les constantes par leurs valeurs respectives, on obtient l'expression simplifiée:

$$Q_{\text{eff}} = 87.8811 T_1 \sqrt{\frac{\Delta h}{P_1 T}} \quad (\text{l/mn}) \quad (4-2)$$

Résultats et interprétations :

La courbe représentant le débit en fonction du rapport de compression (Fig. IV.1) est décroissante. La diminution du débit est essentiellement causée par le volume mort. En effet, en fin de course de compression et de refoulement, la totalité de l'air comprimé n'a pas été évacuée à travers les clapets de refoulement, comme le suppose le diagramme théorique.

Il en résulte un volume résiduel, appelé volume mort V_0 qui comprend :

- le volume correspondant au jeu nécessaire entre piston et fond de cylindre,
- le volume compris entre les clapets de refoulement et d'aspiration et la paroi du cylindre.

Cet espace mort se trouve au fond de la course aller rempli d'air à la pression p_2 . Cet air, au début de la course doit se détendre jusqu'à la pression p_1 pour que l'aspiration puisse commencer. Il en résulte une diminution du volume aspiré.

La diminution du débit est d'autant plus importante que le rapport de compression est élevé, car le volume mort détendu représente une part d'autant plus grande du volume déplacé par le piston. A la limite, la courbe de détente de l'espace mort se confond avec la courbe de compression; le débit est alors nul. A un cylindre donné, ayant un espace mort bien défini, correspond donc un rapport maximal de compression qu'il est impossible de dépasser.

Les imperfections du compresseur (fuites à travers les segments et les garnitures, retard à l'ouverture et à la fermeture des clapets, pulsations de pression dans les conduites de raccordement en amont et en aval, etc.) ont pour conséquence une diminution du débit.

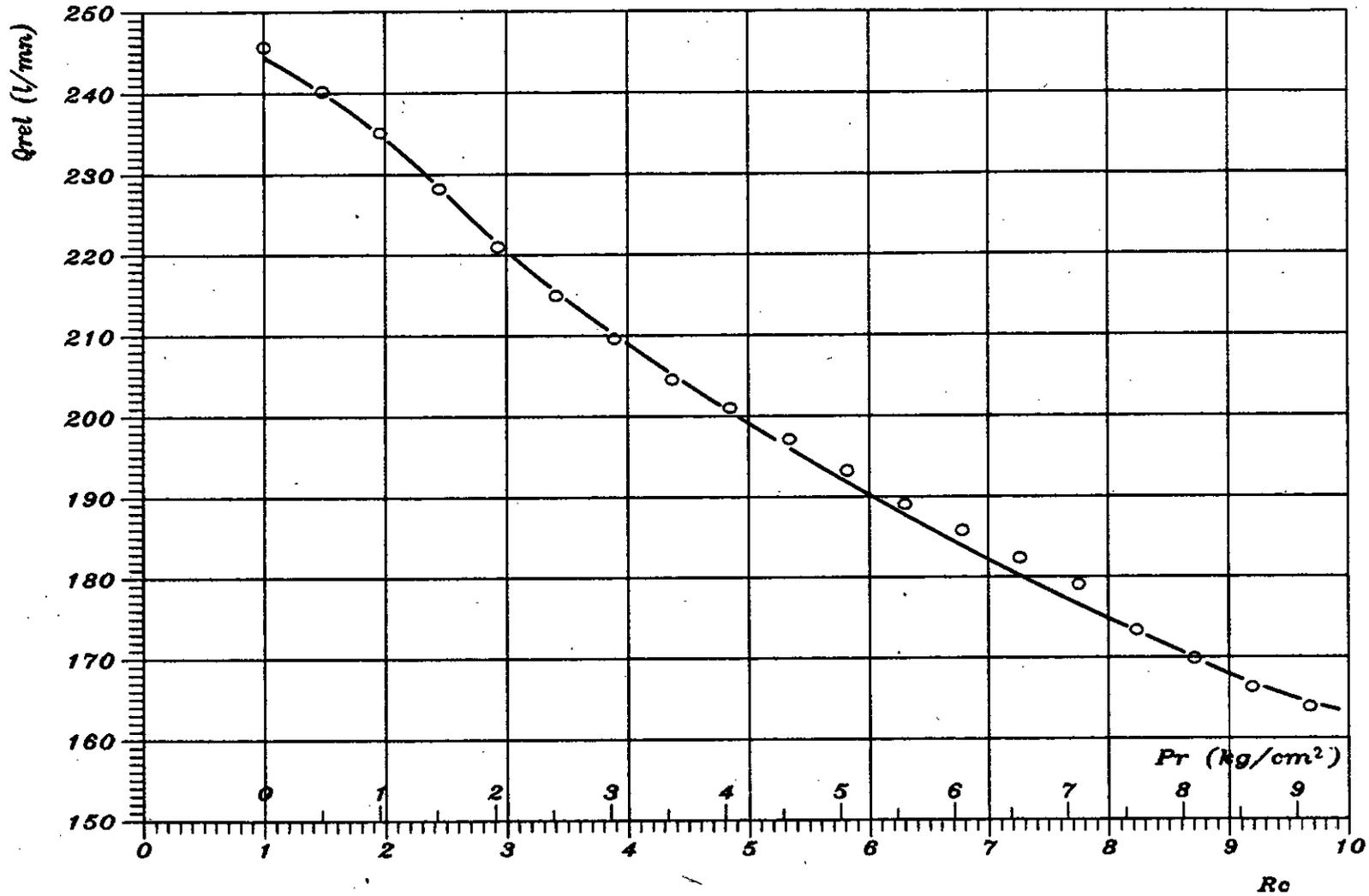


Fig. IV.1 - Variation du débit effectif en fonction du rapport de compression ($P_a=1018 \text{ mbar}$, $T_a=22 \text{ C}$)

IV.4 RENDEMENT VOLUMETRIQUE

Définition :

Le rendement volumétrique, par définition, est le rapport entre le débit de volume du gaz réellement refoulé Q_{eff} , et le débit théorique correspondant au volume engendré dans le compresseur par unité de temps q_{v-en} exprimé par :

$$Q_{v-en} = C \pi (D^2 / 4) \cdot N_c = 2.646 \cdot 10^{-4} N_c \quad (l/mn) \quad (4-3)$$

ou C = course du piston (65 mm)

D = diamètre du piston (72 mm)

N_c = vitesse de l'arbre du compresseur

d'ou
$$R_v = \frac{Q_{eff}}{Q_{v-en}} \quad (4-4)$$

Résultats et interprétations :

Le rendement volumétrique (Fig. IV.2) varie en sens inverse du rapport de compression, suivant une allure presque linéaire; il est principalement affecté par la diminution du débit réel cité précédemment.

En effet plus la pression est élevée, plus le volume mort détendu représente une part importante du volume déplacé par le piston, et plus le rendement volumétrique diminue.

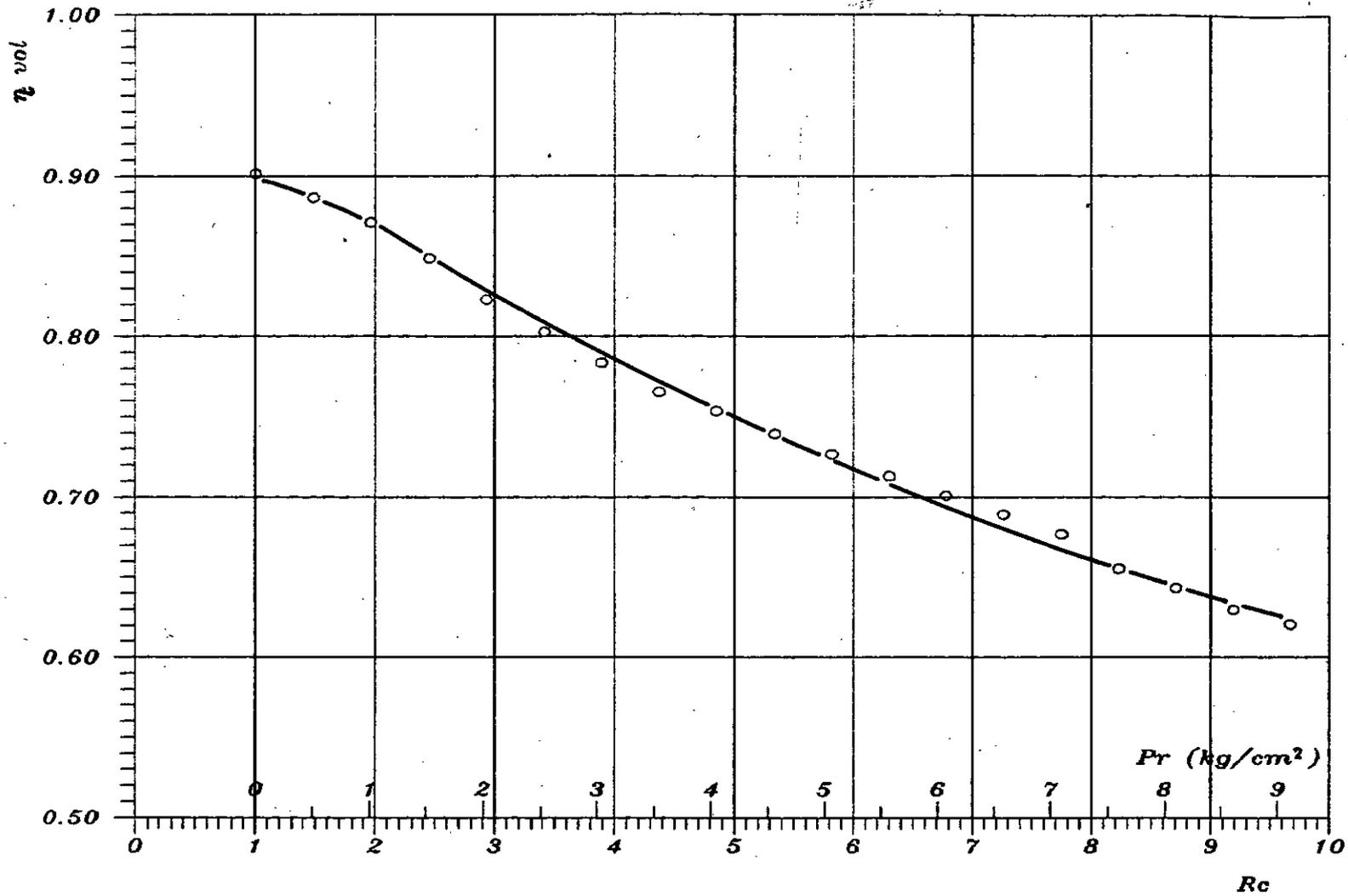


Fig. IV.2 - Rendement volumétrique en fonction du rapport de compression ($P_a=1018$ mbar, $T_a=22$ C)

IV.5 TEMPERATURE DE REFOULEMENT

Pour protéger la machine, il est nécessaire de suivre l'évolution de la température de refoulement, et d'empêcher dans la mesure du possible, que naissent ou subsistent des échauffements anormaux. Le régime des températures considéré comme normale est celui dans lequel les températures de refoulement ne dépassent pas celle correspondant à la compression adiabatique, qui est donnée par :

$$T_{2ad} = T_2 \left(p_2/p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-5)$$

Résultats et interprétations :

Deux constatations peuvent être tirées des résultats obtenus (Fig. IV.3) :

- L'augmentation de l'écart entre la température réelle et la température adiabatique avec la pression ou bien la croissance de l'efficacité de refroidissement, puisque comme nous le savons la chaleur évacuée par les compresseurs (essentiellement les ailettes) est proportionnelle à la différence de température.

- La température maximale atteinte, soit 176 °C est très éloignée de la température à laquelle commence en générale la décomposition des huiles de graissage qui est de 350 °C.

Le refroidissement par air est donc largement suffisant pour des faibles débits et pressions allant jusqu'à 10 kg/cm².

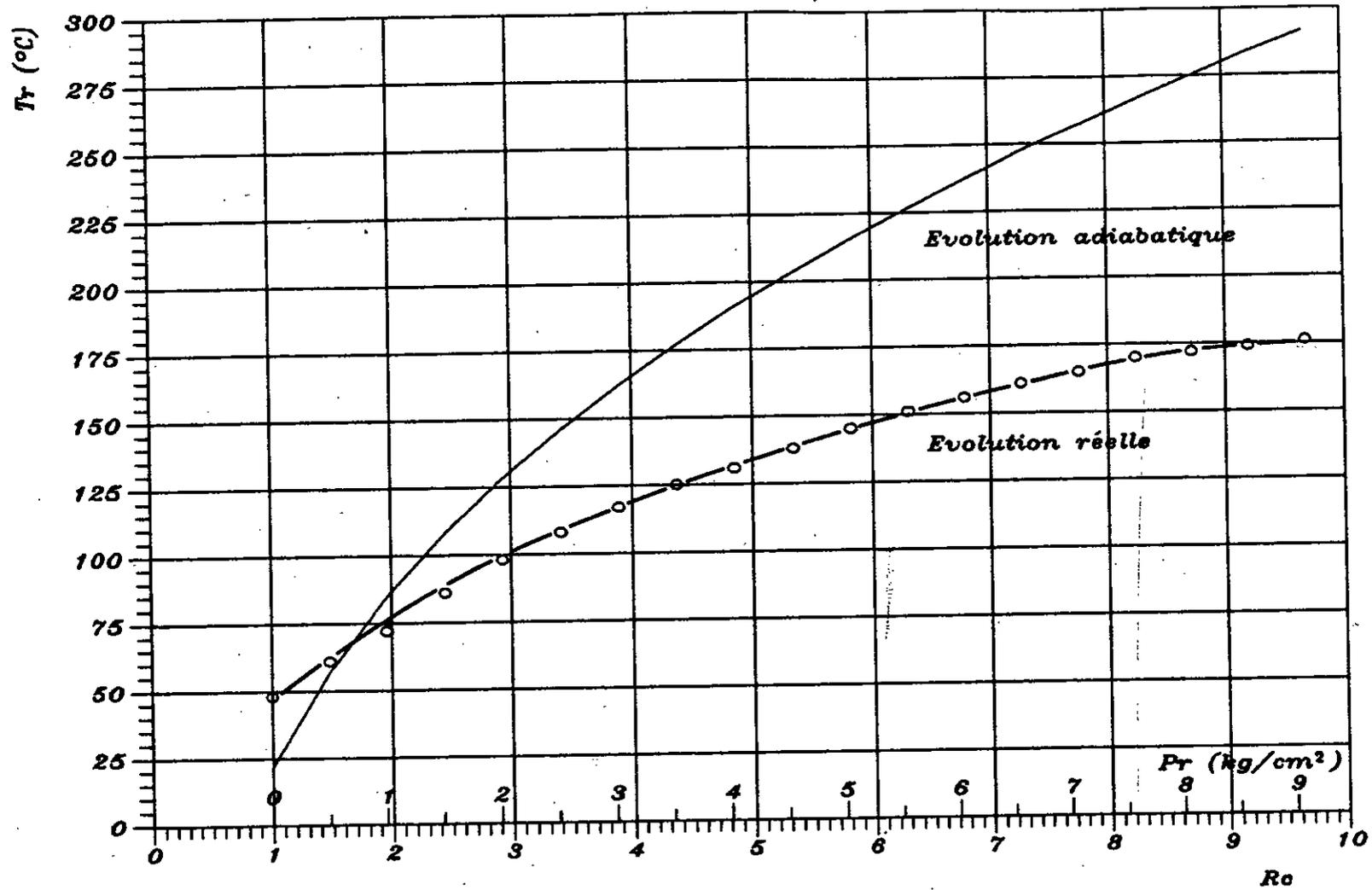


Fig. IV.3 - Evolution des températures de refoulement adiabatique et réelle en fonction du rapport

IV.6 PUISSANCE DU COMPRESSEUR

Le calcul des puissances théoriques correspondants aux évolutions isothermique et adiabatique ont été développées dans le paragraphe II-2. Pour l'évolution polytropique, on déterminera d'abord le coefficient polytropique k par l'expression :

$$k = \frac{1}{1 - \ln (T_2/T_1) / \ln P_2/P_1} \quad (4-6)$$

Le coefficient polytropique k varie théoriquement entre 1 et δ (où δ est le coefficient adiabatique, égale à 1.4 pour l'air), en pratique, k varie de 1.25 à 1.40 (voir Ref. 5).

D'après les résultats obtenus (fig. IV.4) nous remarquons que :

- La valeur du coefficient polytropique varie entre 1.22 et 1.30 pour les rapports de compression supérieur à 2.

- La valeur du coefficient polytropique est approximativement égale à 1.4 pour $1 < Rc < 2$, c-a-d que l'évolution est très proche de l'adiabatique.

Pour l'évolution réelle et irréversible, la puissance est celle mesurée sur l'arbre et elle est égale à :

$$P_{eff} = n_{tra} \cdot n_{mot} \cdot P_{ele} \quad (4-7)$$

avec $n_{tra} = 0.98$ (rendement de la transmission par courroie)

$n_{mot} = 0.78$, (rendement du moteur électrique (voir Ref. 3))

P_{ele} = puissance électrique consommée par le moteur.

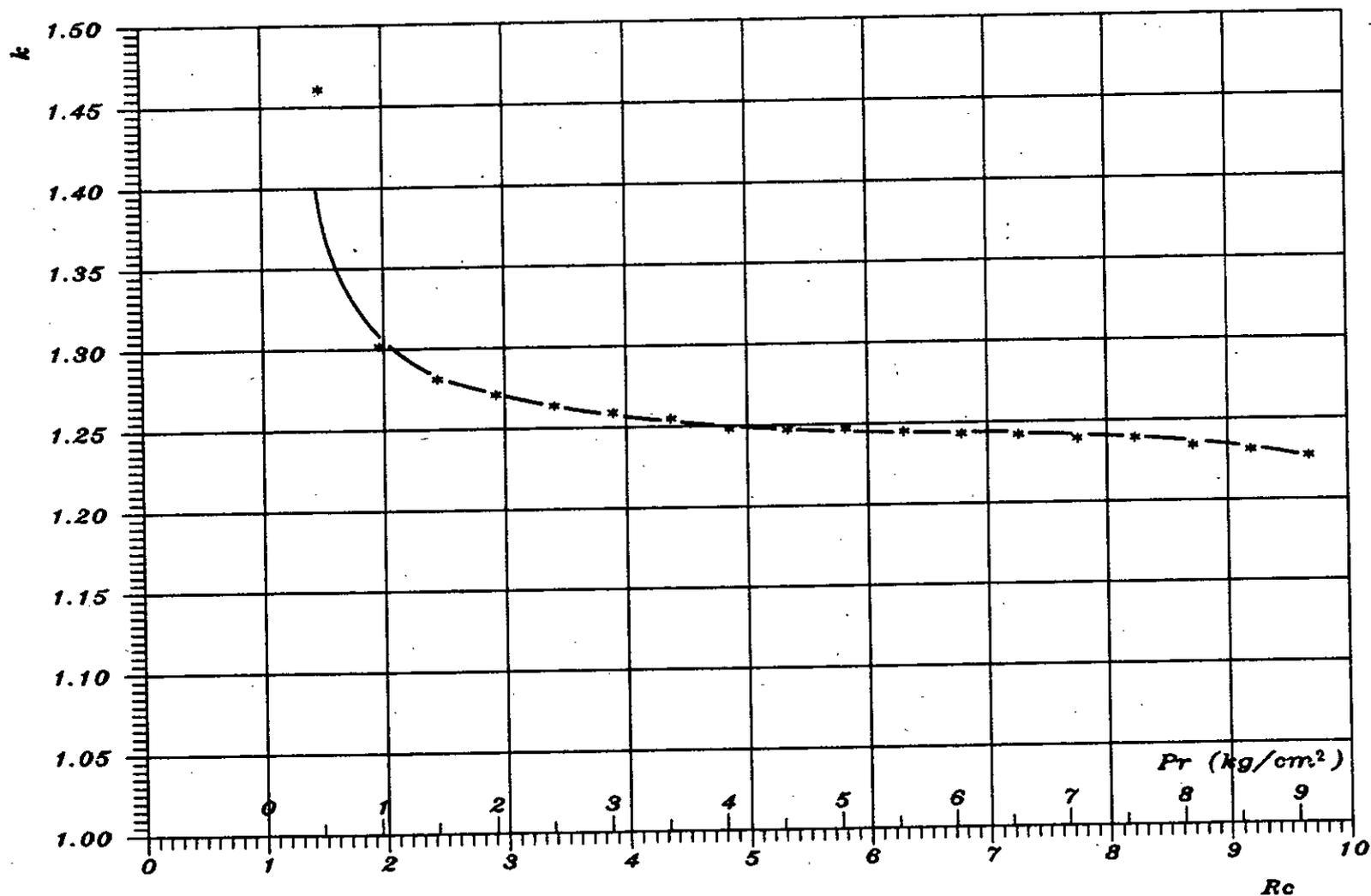


Fig. IV.4 - Variation du coefficient polytropique en fonction du rapport de compression ($P_a=1018$ mbar, $T_a=22$ °C)

IV.7 RENDEMENTS DU COMPRESSEUR

A partir des expressions (2-7), (2-9) et (2-11) développées au paragraphe II.3, on calculera le rendement isothermique, le rendement adiabatique et le rendement polytropique.

Résultats et interprétations :

Les courbes de la figure IV.5 nous montrent que les rendements admettent un maximum pour des pressions de refoulement différentes, soient :

$n_{iso,max}$	= 48 %	pour	$p = 4 \text{ kg/cm}^2$	et	$R_c = 4.80$
$n_{pol,max}$	= 57 %	pour	$p = 7 \text{ kg/cm}^2$	et	$R_c = 7.65$
$n_{ad,max}$	= 63 %	pour	$p = 8 \text{ kg/cm}^2$	et	$R_c = 8.62$

ce qui était tout à fait prévisible, puisque nous avons précisé précédemment, que pour un compresseur mono-étagé, on ne pouvait dépasser une certaine limite sans influencer le rendement.

Pour pouvoir juger la qualité de notre compresseur, il est nécessaire de recourir au rendement isothermique seul prévu par le <<Réglement pour la construction des compresseurs à pistons>> (voir Ref. 2), nous dirons alors que notre compresseur possède un rendement énergétique de 45% en moyenne pour les pressions de service allant de 3 à 7 bars, ce qui concorde bien avec la réalité, si on sait que les rendements des compresseurs industrielles mono-étagé varient entre 40 et 70%.

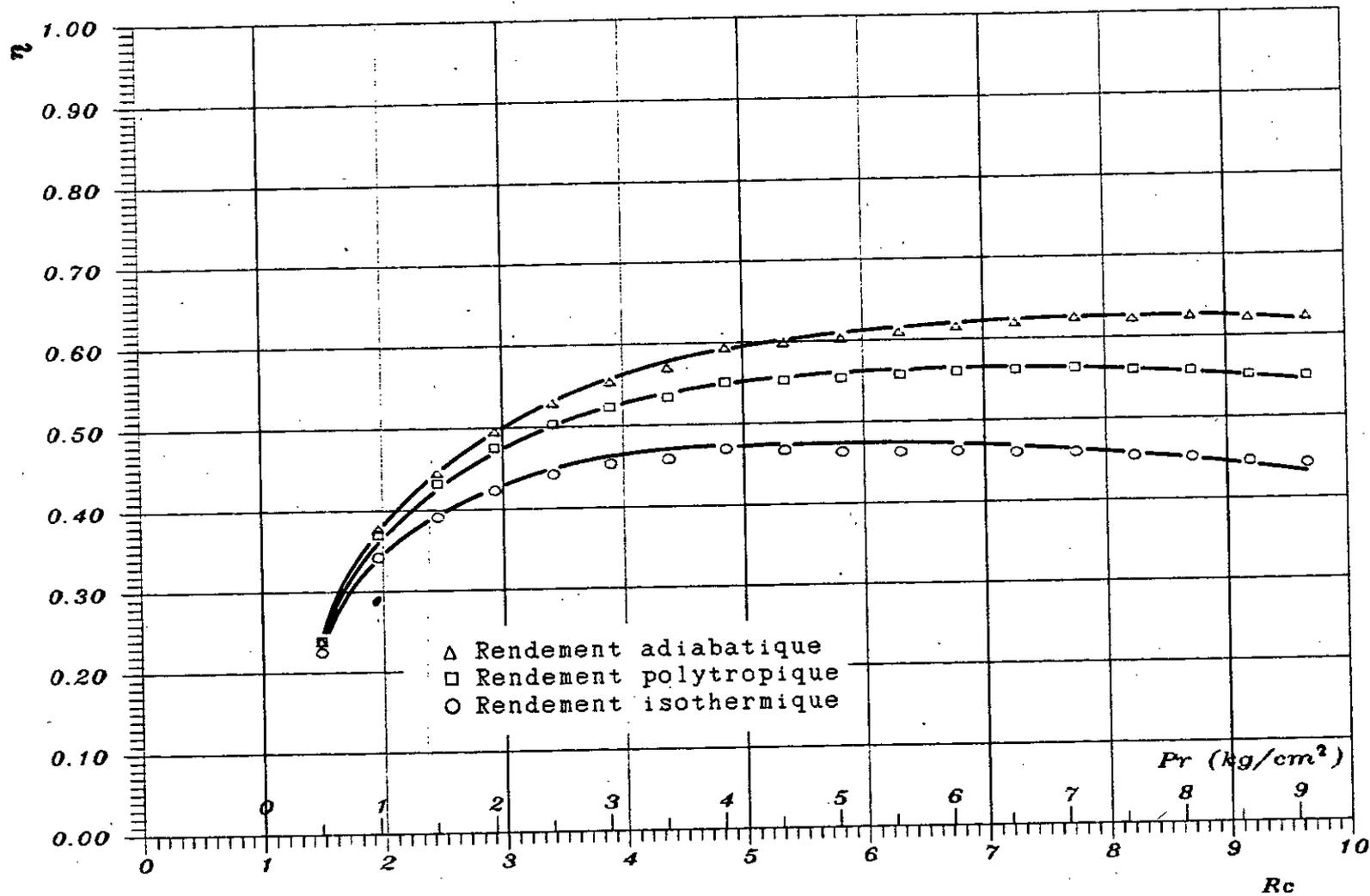


Fig. IV.5 - Rendements du compresseur en fonction du rapport de compression ($P_r=1018$ mbar, $T_a=22$ C)

IV.8 COMPARAISON DES PERFORMANCES AVEC D'AUTRES COMPRESSEURS

Pour comparer nos résultats et vérifier leurs validité nous avons reproduit les résultats établis dans l'ouvrage de J.LEFEVRE (Ref. 1) en traçant la pression refoulée en fonction de la puissance réellement absorbée par mètre cube/minute aspirée sur un graphe contenant les isorendements (Fig. IV.6).

La courbe caractéristique de notre compresseur se trouve à l'intérieur du domaine établi par J.LEFEVRE en testant plusieurs modèles de compresseur à piston à un seul étage.

IV.9 INFLUENCE DES CONDITIONS ATMOSPHERIQUES

Les performances d'un compresseur quelconque dépendent des conditions de l'air à l'admission. Pour illustrer ceci nous avons répéter les essais en des journées aux conditions météorologiques différentes.

Nous avons pu faire trois essais pour les conditions :

P_{at}	=	1010 mbar	et	T_{at}	=	18.5 °C	e =	75 %
P_{at}	=	1018 mbar	et	T_{at}	=	16.5 °C	e =	85 %
P_{at}	=	1018 mbar	et	T_{at}	=	22 °C	e =	77 %

Des figures IV.7, IV.8, IV.9, IV.14, nous remarquons que :

- La pression d'aspiration affecte le rapport de compression et le débit mesuré, car l'écart est plus faible pour les grandes pressions.
- La température d'aspiration agit essentiellement sur les valeurs des températures de refoulement.
- Le rendement isothermique est plus grand pour les faibles températures d'admission.

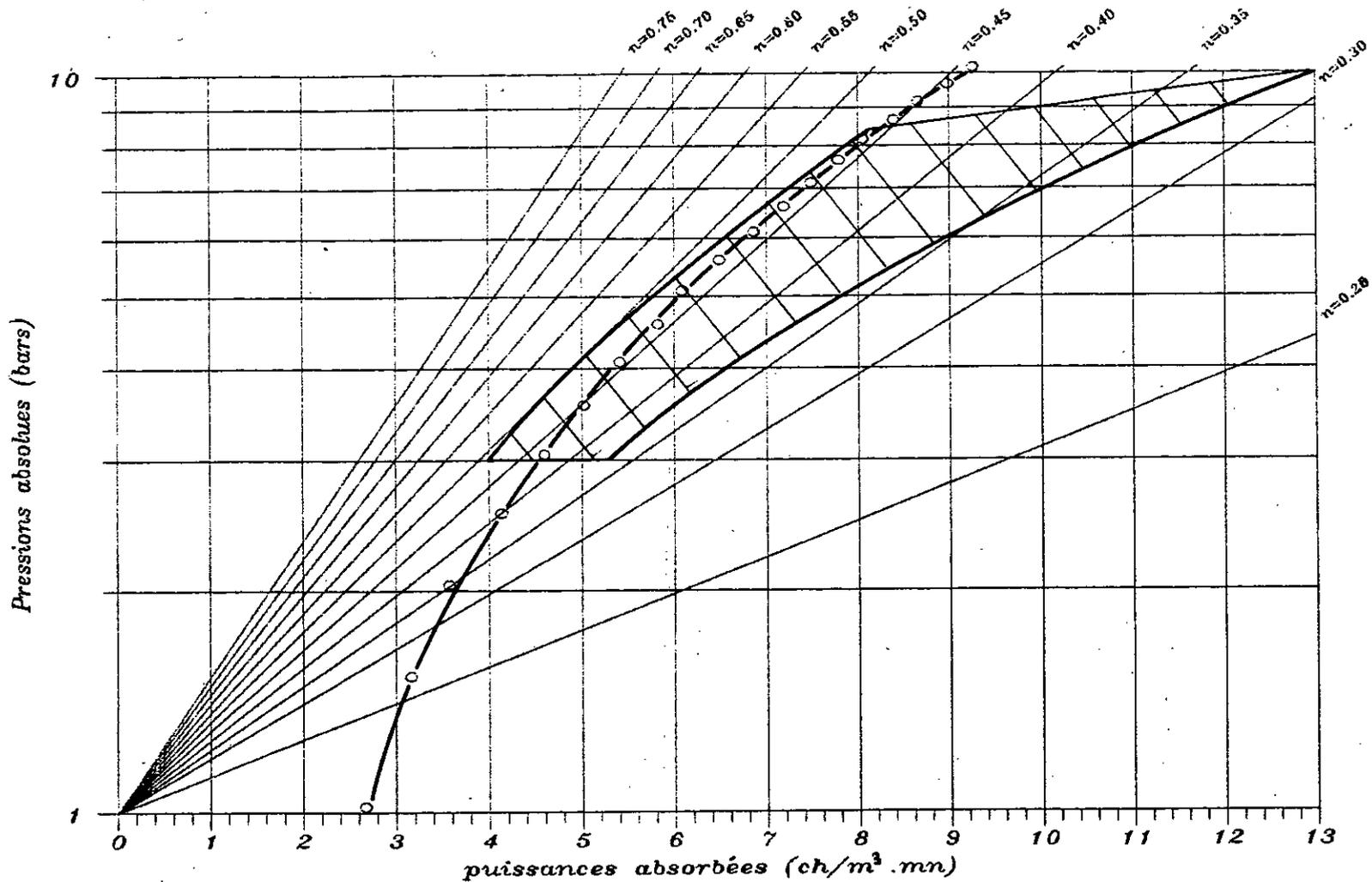


Fig. IV.6 - Comparaison des caractéristiques du compresseur avec d'autres de même type

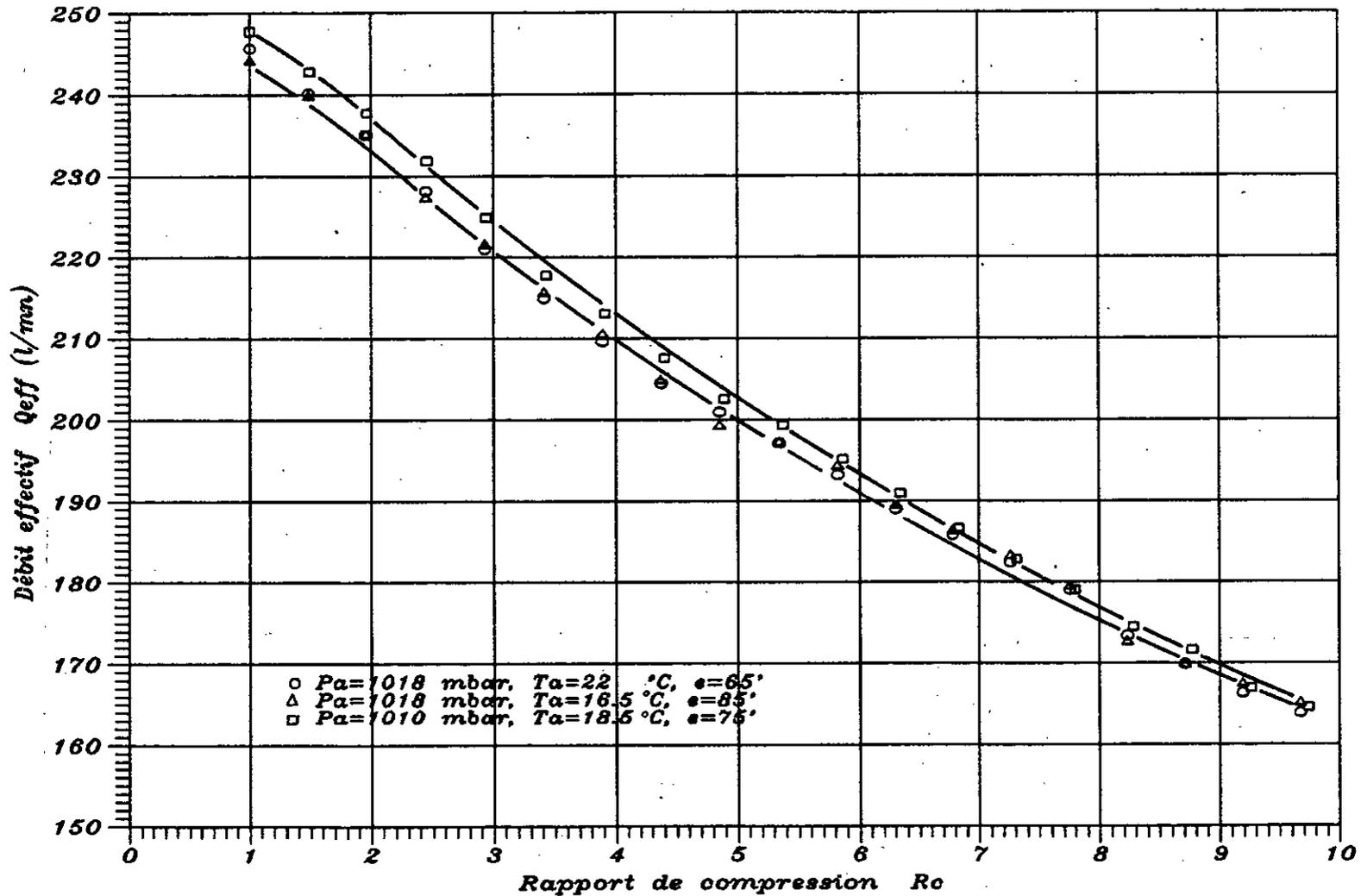


Fig. IV.7 - Influence des conditions atmosphériques sur le débit effectif du compresseur

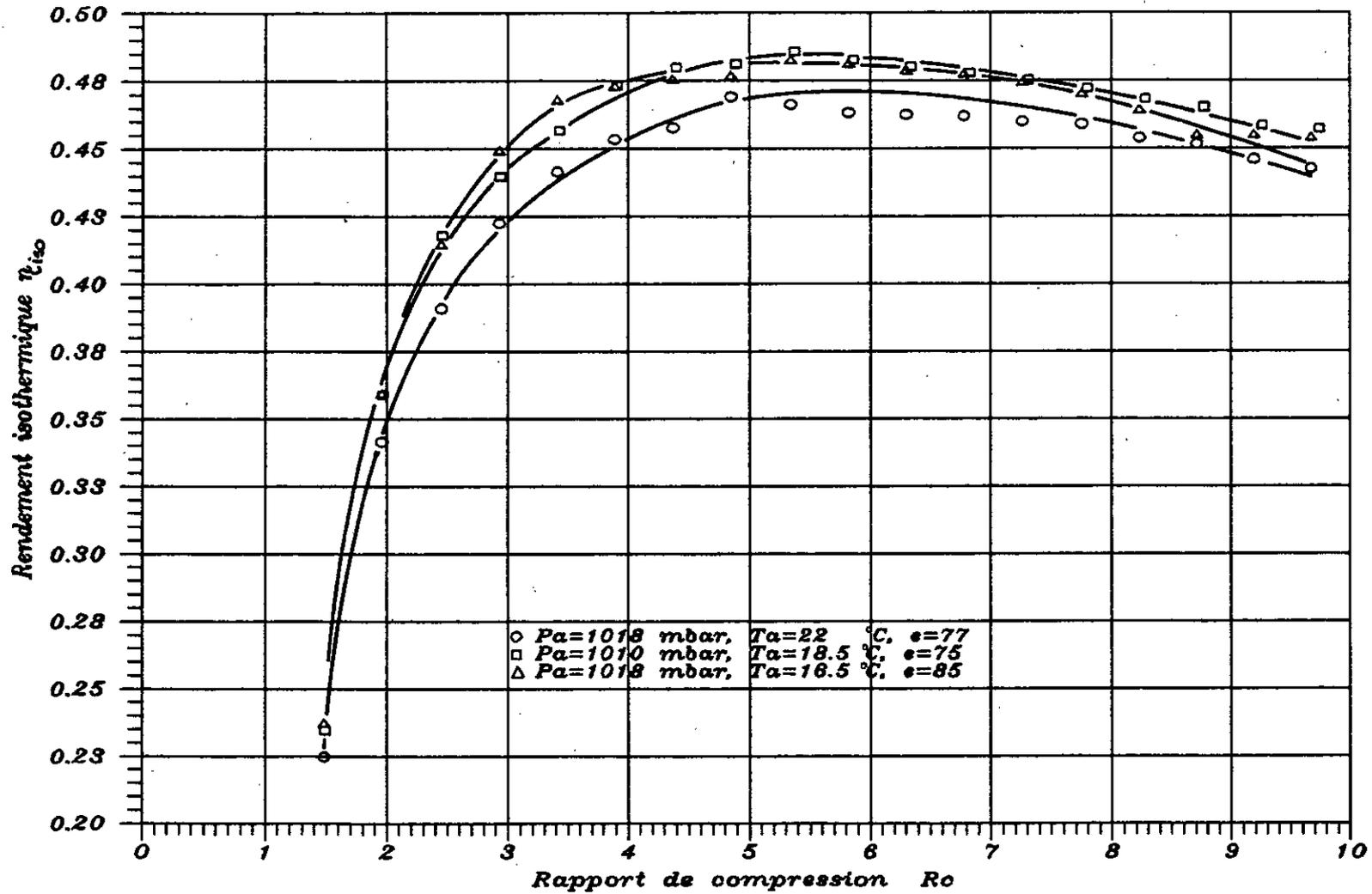


Fig. IV.8 - Influence des conditions atmosphériques sur le rendement isothermique du compresseur

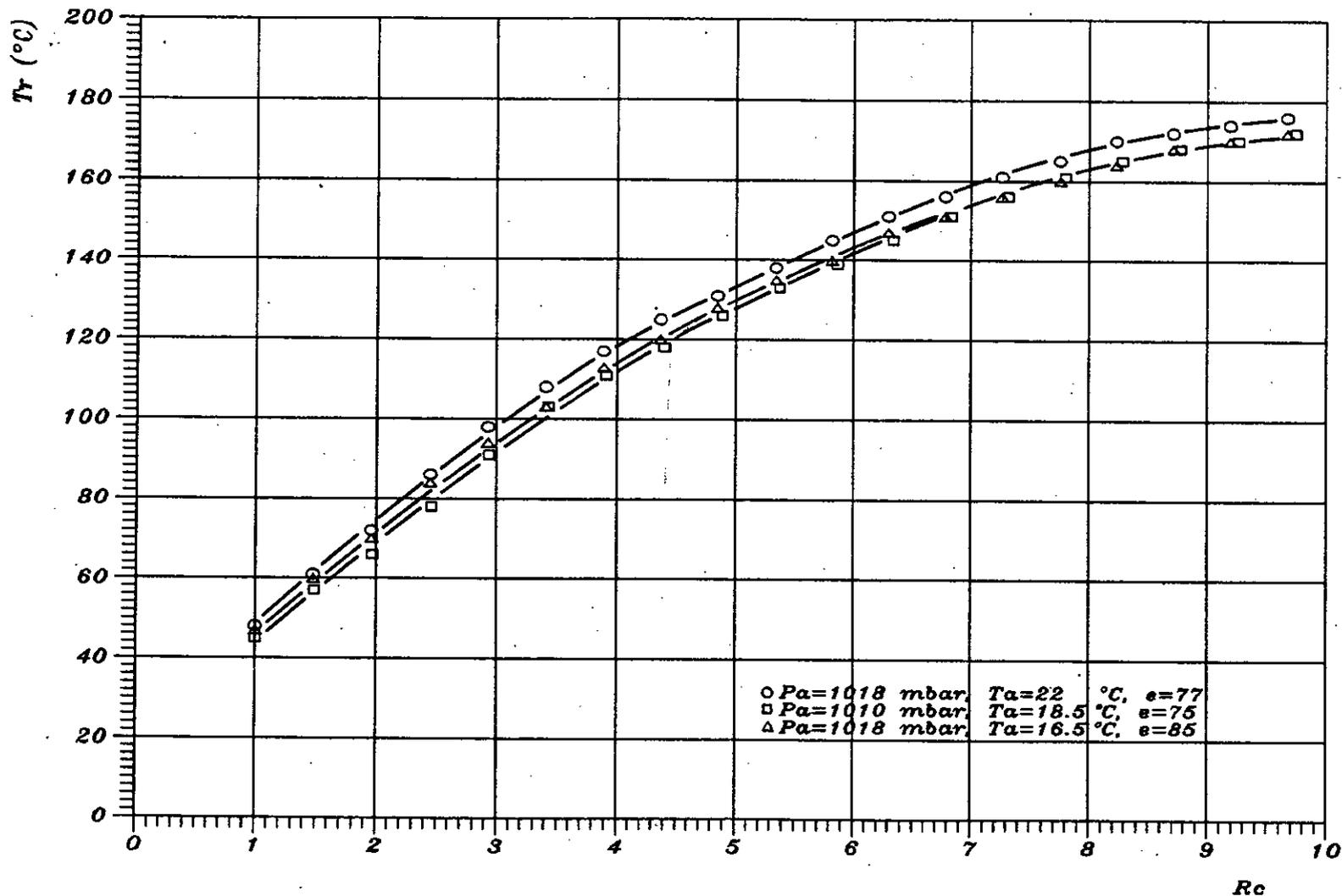


Fig. IV.14 - Influence des conditions atmosphériques sur la température de refoulement

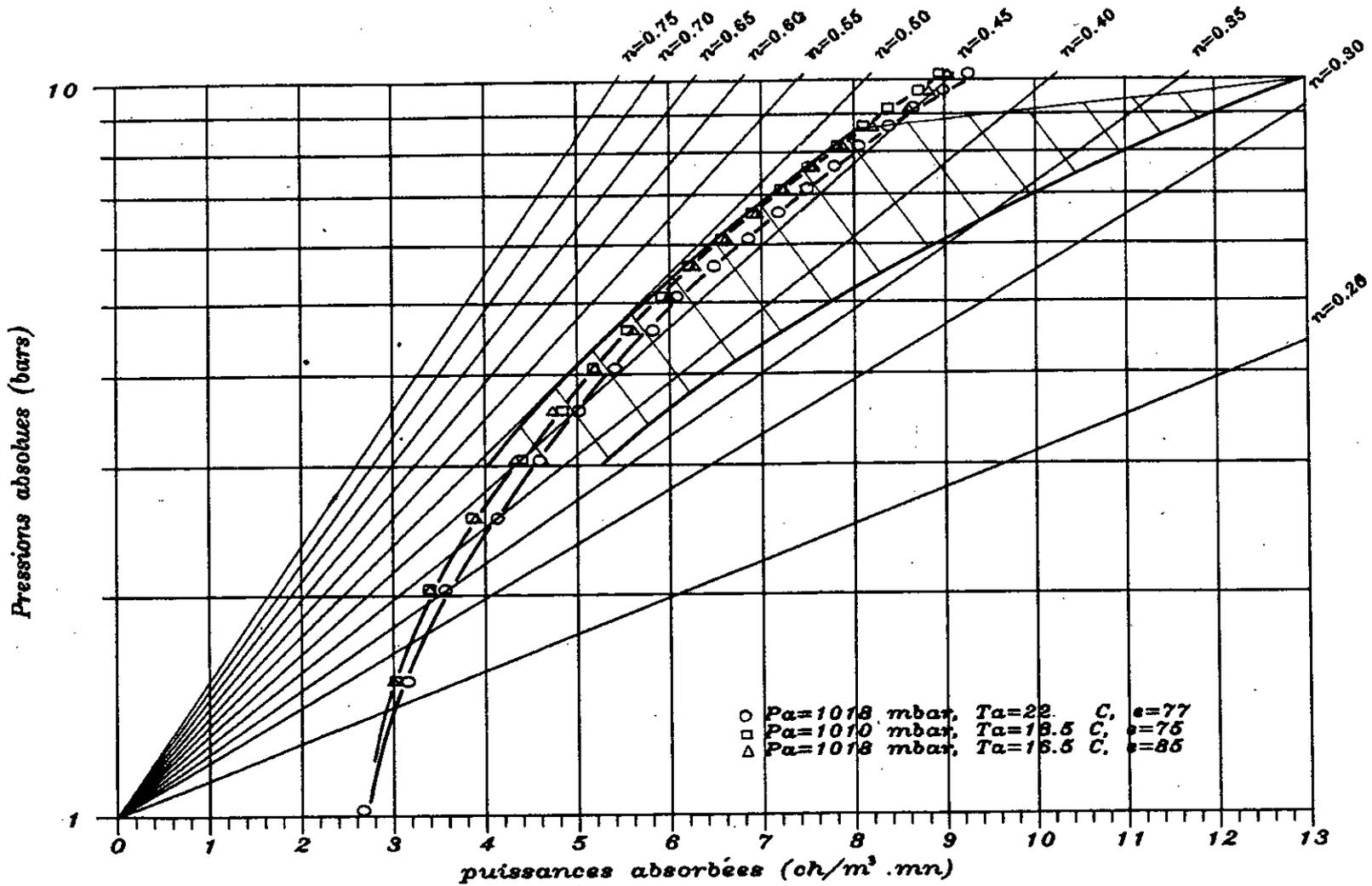


Fig. IV.9 - Influence des conditions atmosphériques sur la courbe caractéristique du compresseur

IV.10 INFLUENCE DE LA VITESSE DU COMPRESSEUR

La consommation d'un ensemble de matériel pneumatique est variable; or le débit du compresseur est constant pour une pression donnée. Il y a donc nécessité d'ajuster le débit, qui permettra de maintenir la pression demandée.

Une manière très efficace pour régler la machine pour une pression ou un débit donné, consisterait à faire varier la vitesse.

Vu son importance et pour compléter notre analyse sur les performances de ce compresseur, nous avons testé notre compresseur pour différents régimes de vitesse.

Installation :

L'installation (fig. IV.15) est très simple, elle consiste à changer le moteur électrique par un autre moteur à vitesse variable, de brancher celui-ci avec un circuit de mesure de la puissance, pour s'assurer que la puissance nominale de ce moteur ne dépasse 3 KW, c'est à dire la puissance maximale mesurable par le wattmètre du banc.

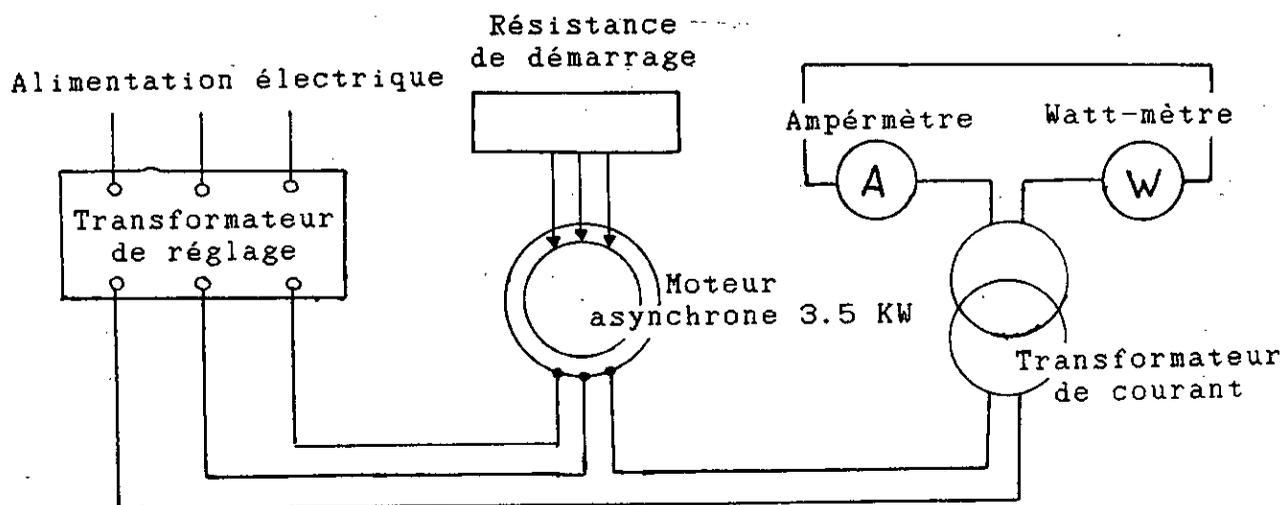


Fig. IV.15 Schéma simplifié de l'installation pour l'étude de l'influence de la variation de vitesse

Résultats et interprétations :

Le débit volumétrique croit avec la vitesse (Fig. IV.10). Ces courbes nous permettent de trouver la vitesse adéquate pour un débit et une pression donnés, par exemple:

pour avoir $Q = 125 \text{ l/mn}$
et $Pr = 3 \text{ kg/cm}^2$

on choisira une vitesse $N = 600 \text{ tr/mn}$

La température de refoulement de l'air à la sortie du compresseur est plus faible pour les petites vitesses, mais elle reste toujours croissante avec le pression de refoulement (voir Fig. IV.11), ceux-ci est dû essentiellement à:

- l'augmentation de la chaleur dégagée par le frottement des organes du compresseur.
- la diminution de la période de succession des points à T_{max} du cycle.

Le rendement isothermique du compresseur croit avec la vitesse de rotation (Fig. IV.12), ce qui explique l'importance que l'on a donné pour la construction de compresseur à grande vitesse de rotation.

Le rapport de compression pour lequel le rendement est maximum croit aussi, soit:

pour $v=200 \text{ tr/mn}$	$R_c = 3.0$	et	$\eta_{\text{iso}} = 0.22$
pour $v=400 \text{ tr/mn}$	$R_c = 3.8$	et	$\eta_{\text{iso}} = 0.34$
pour $v=600 \text{ tr/mn}$	$R_c = 4.5$	et	$\eta_{\text{iso}} = 0.38$
pour $v=800 \text{ tr/mn}$	$R_c = 4.8$	et	$\eta_{\text{iso}} = 0.43$
pour $v=1000 \text{ tr/mn}$	$R_c = 6.5$	et	$\eta_{\text{iso}} = 0.48$

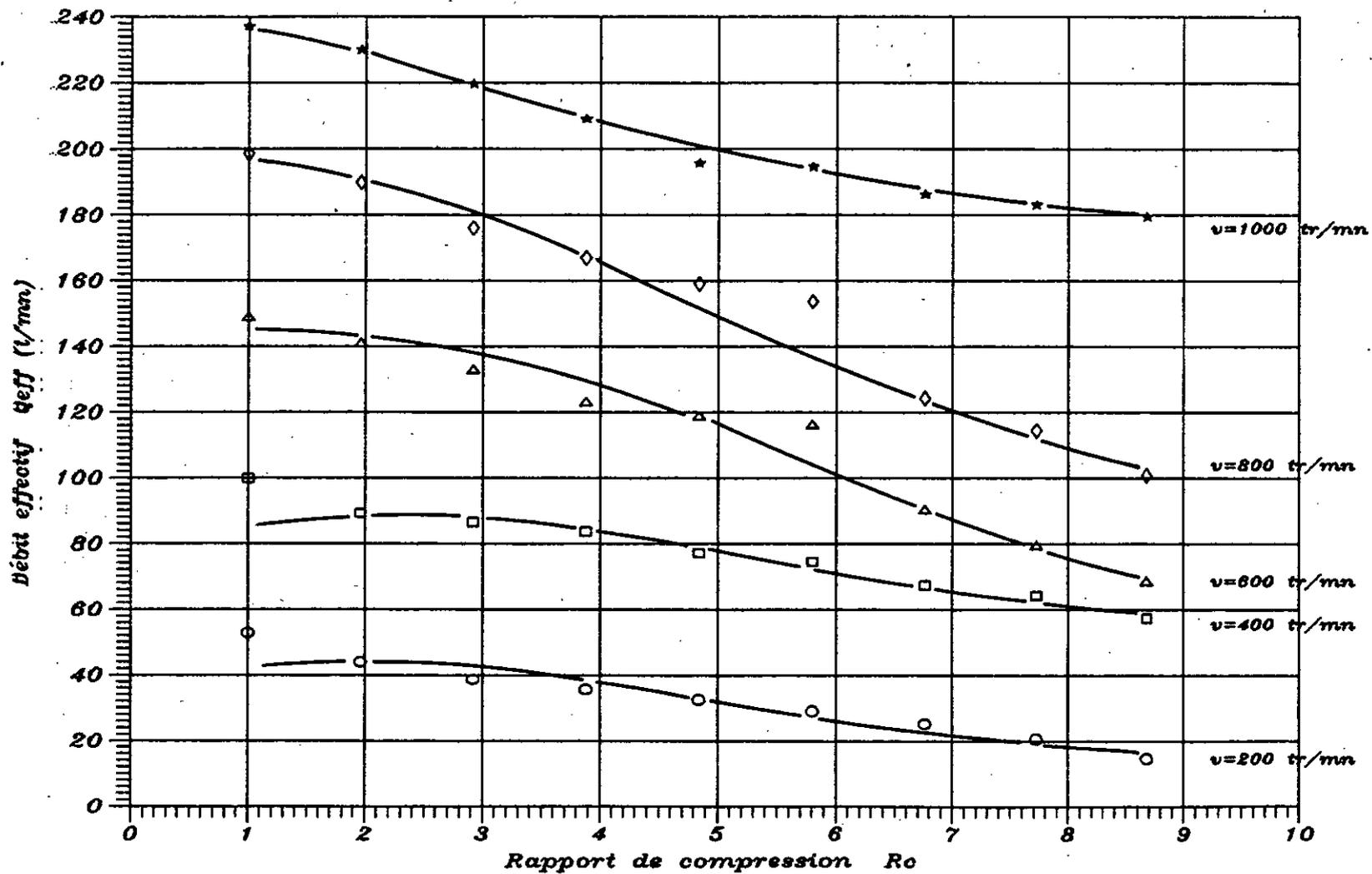


Fig. IV.10 - Influence de la variation de la vitesse sur le debit effectif du compresseur

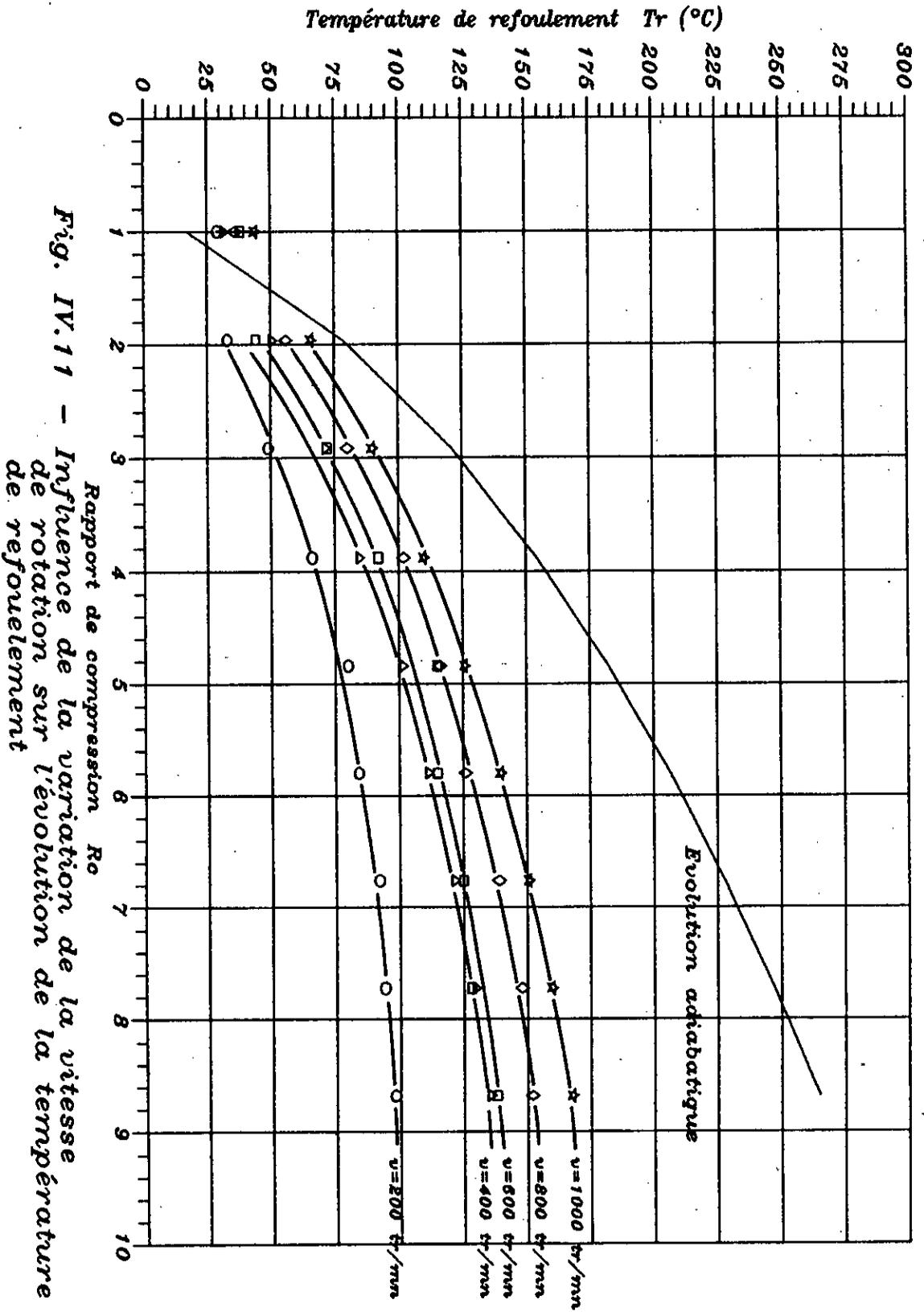


Fig. IV.11 - Influence de la variation de la vitesse de rotation sur l'évolution de la température de refoulement

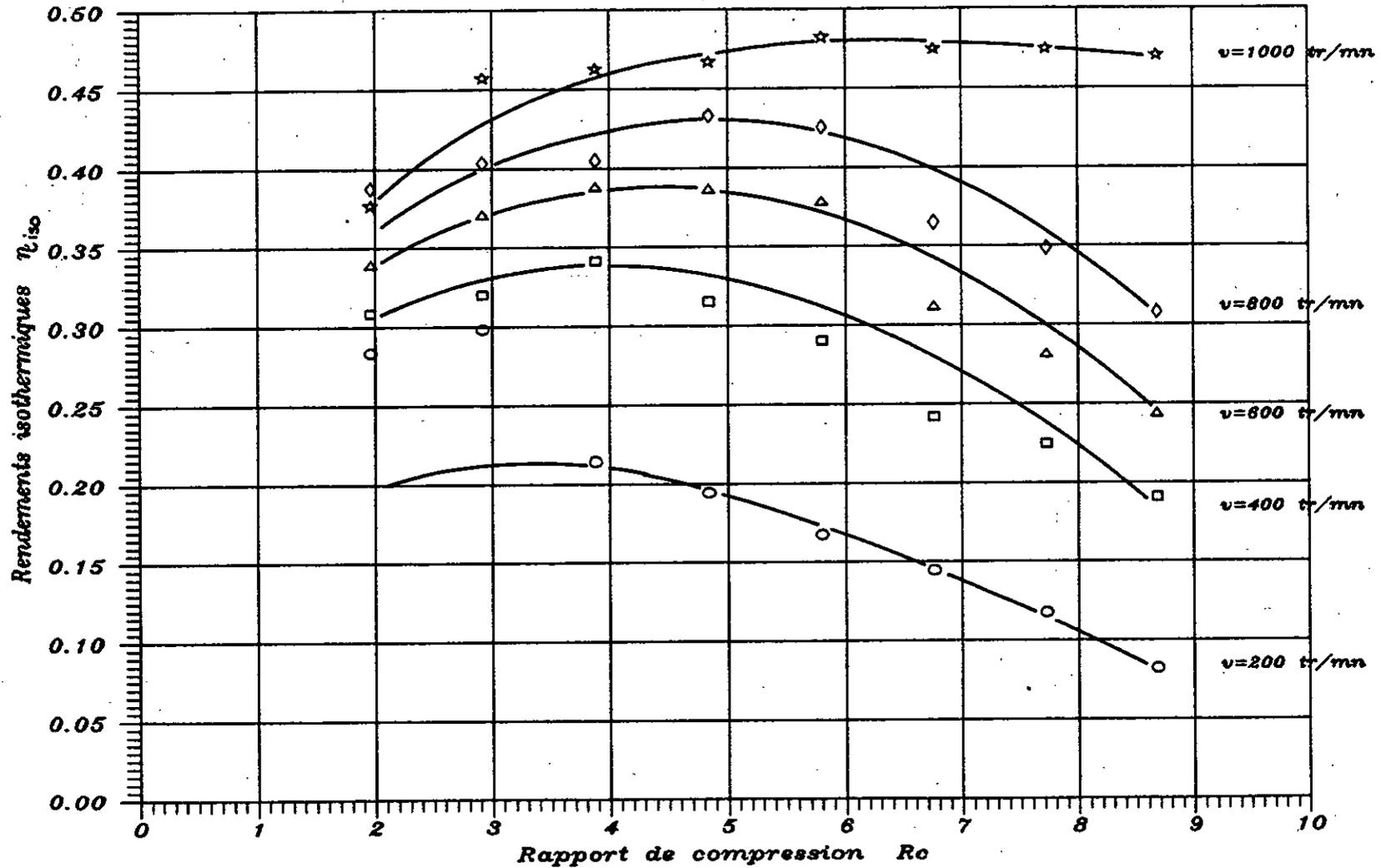


Fig. IV.12 - Influence de la variation de la vitesse de rotation sur le rendement isothermique

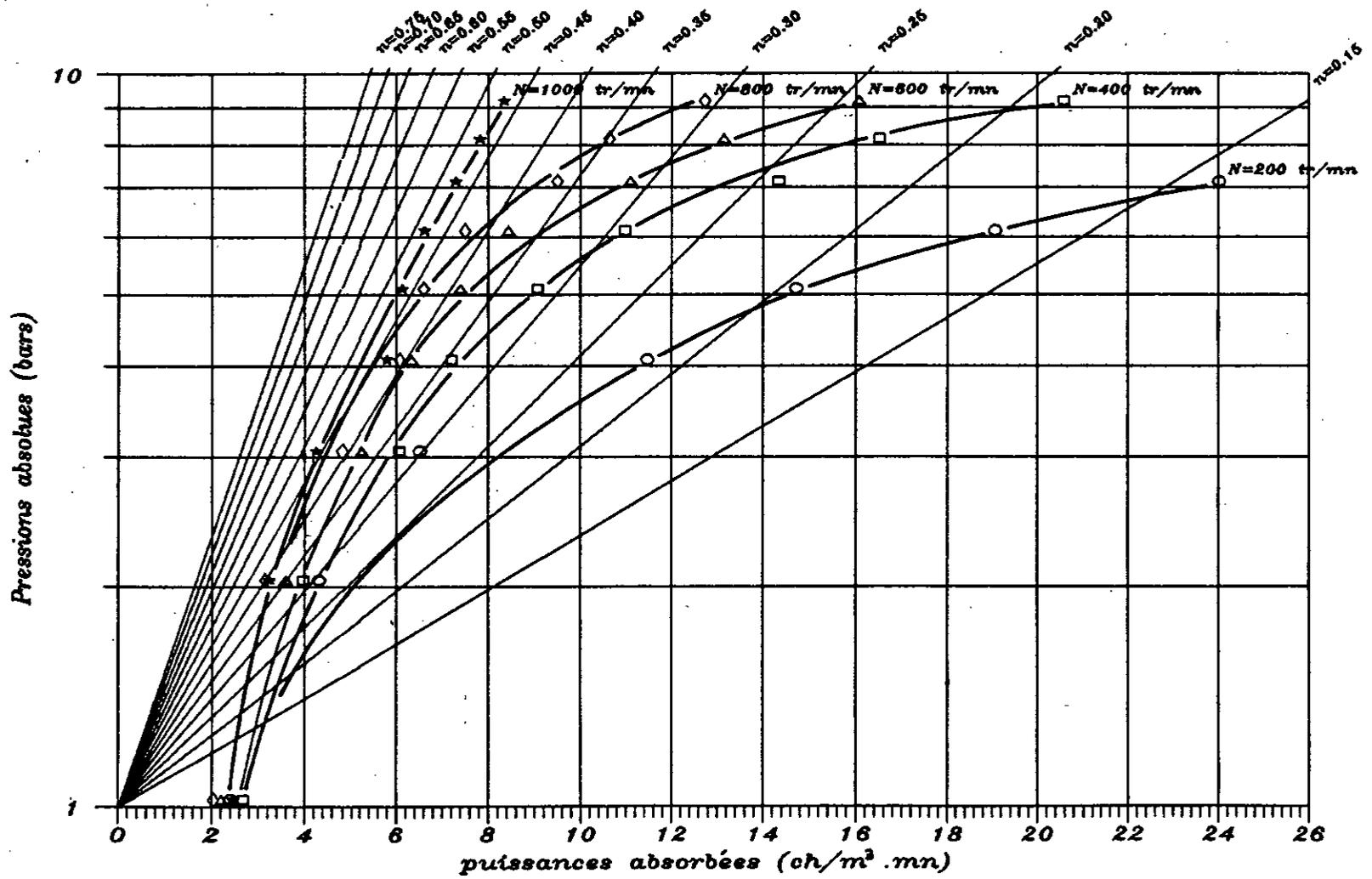


Fig. IV.13 - Influence de la variation de la vitesse sur la courbe caractéristique du compresseur

CONCLUSION

Malgré l'absence de la documentation technique du banc d'essai étudié, nous avons analysé et déterminé les performances de notre compresseur. De même l'installation a été modifiée pour l'étude des performances du compresseur à vitesse de rotation variable.

N'ayant pas la documentation technique du constructeur, les résultats obtenus sur le banc d'essai sont en concordance avec ceux donnés par la littérature.

Aussi, un exemple type de manipulation est proposé pour les étudiants du cours de "Turbomachines".

Cette étude serait complète avec le tracé du diagramme indiqué, du cycle réel de compression, car l'examen de ce dernier permet le calcul du rendement mécanique, du rendement de la compression réelle et de déceler les diverses imperfections du cycle, ceci ne nécessitant que l'installation d'un "Indicateur de Watt" sur la conduite de sortie du compresseur.

Ce travail pourrait faire l'objet d'une autre étude qui est la conception d'un modèle mathématique de simulation des performances d'une cellule de compression à partir des dimensions des organes du compresseur et de données thermodynamiques.

Enfin, cette étude m'a permis d'acquérir non seulement de nouvelles connaissances sur un domaine dont j'ignorais l'importance et la véritable utilité, mais aussi une expérience appréciable dans la pratique.

BIBLIOGRAPHIE

1. LEFVEFRE (J.), L'air comprimé (Tome 1, Production - Tome 2, Utilisation). Ed. Baillière 1951.
2. Institut de l'air et des gaz comprimé des Etats-Unis, Manuel de l'air comprimé. Ed. Eyrolles 1957.
3. KUSS (G.F), L'air comprimé industriel. Paris 1973.
4. CHAMBADAL (P.), Les compresseurs. Paris, Dunod, 1964.
5. LEFEVRE (R.), Graissage et tribotechnique (Tome 3, Compresseur). Ed. Technip 1976.
6. BURTON (J.), Pratique de la mesure et du controle dans l'industrie. Paris, Dunod, 1964.
7. KOVATS (A.), Pompes, ventilateurs, compresseurs. Paris, Dunod, 1962.
8. Techniques de l'ingénieur (Tome Mécanique et chaleur Article B4010, C120, R2220).
9. LAKACHE (N.), Compresseur bi-étagé. Projet de fin d'étude, ENP, 1979.

ANNEXE

EXEMPLE DE MANIPULATION POUR TRAVAUX PRATIQUES

V.1 BUT

Le nombre croissant d'outils qu'utilise l'air comprimé pour fonctionner (vérins, pulvérisation, chasse d'air de nettoyage, etc.), place les compresseurs d'air à une place prépondérante.

Le but de cette manipulation est de déterminer toutes les caractéristiques d'un compresseur à piston, à savoir: le débit, la puissance consommée, et les rendements pour différents régimes de fonctionnement.

V.2 DESCRIPTION DU BANC

Caractéristiques techniques du compresseur

Type : à piston refroidi à l'air

Nbre de cylindre : 1

Alésage : 72 mm

Course : 65 mm

Vitesse de rotation : 1000 rmp.

Débit d'air refoulé (max) : 180 l/mn

Pression maximum de service : 7 kg/cm²

- Refaire la même expérience pour des pressions de refoulement de 2, 3, 4, 5, 6 kg/cm².

- Relever les conditions atmosphériques :

P₀ : pression barométrique (ou P₁ pression d'entrée)

T₀ : température d'air sec (ou T, température d'entrée)

T_h : température d'air humide

Note : Le jeu de fonctionnement de la vanne de décharge rend très difficile le réglage de la pression; pour cela on se référera au manomètre différentiel comme indicateur car ce dernier est très sensible aux variations d'ouverture de la vanne.

V.5 TRAVAIL DEMANDE

1° - Tracer le cycle de compression réelle, discuter.

2° - Etablir l'expression du travail de compression pour une évolution théorique isothermique, adiabatique et polytropic.

3° - Calculer le débit effectif et le rendement volumétrique; tracer leurs courbes en fonction du rapport de compression (Rc). Sachant que :

- Le débit théorique est égale au volume brassé par le piston par unité de temps.

- Le débit effectif est donné par l'expression:

$$Q_{\text{eff}} = 0.1424 \alpha \pi \frac{d^2}{4} T_1 \sqrt{\frac{\Delta h}{P_1 T}} \quad (\text{m}^3/\text{mn})$$

où α : coefficient de débit du diaphragme ($\alpha = 0.885$)

d : diamètre du diaphragme (cm) (d = 9.38 mm)

Δh : hauteur manométrique (cm d'eau)

P_1 : pression atmosphérique (bar)

T_1 : température atmosphérique (K)

T : température absolue en amont du diaphragme (K)

4° - Calculer la puissance sur l'arbre et le rendement globale du compresseur par rapport à une évolution isothermique, adiabatique et polytropique, sachant que:

$\eta_{\text{mot}} = 0.76$ (rendement du moteur électrique)

$\eta_{\text{tra}} = 0.98$ (rendement de la transmission par courroie)

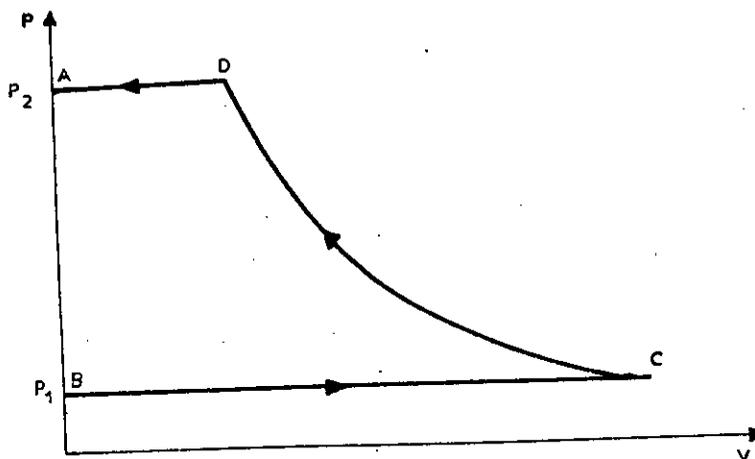
Tracer les courbes des rendements en fonction du rapport de compression sur un même graphe. En déduire le rapport de compression correspondant au rendement isothermique maximum.

5° - Conclusion.

V.3 RAPPELS THEORIQUES

Les compresseurs à piston réalisent la compression de l'air ou d'un gaz quelconque, par la réduction du volume qui lui est offert. Ceci est obtenu par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre.

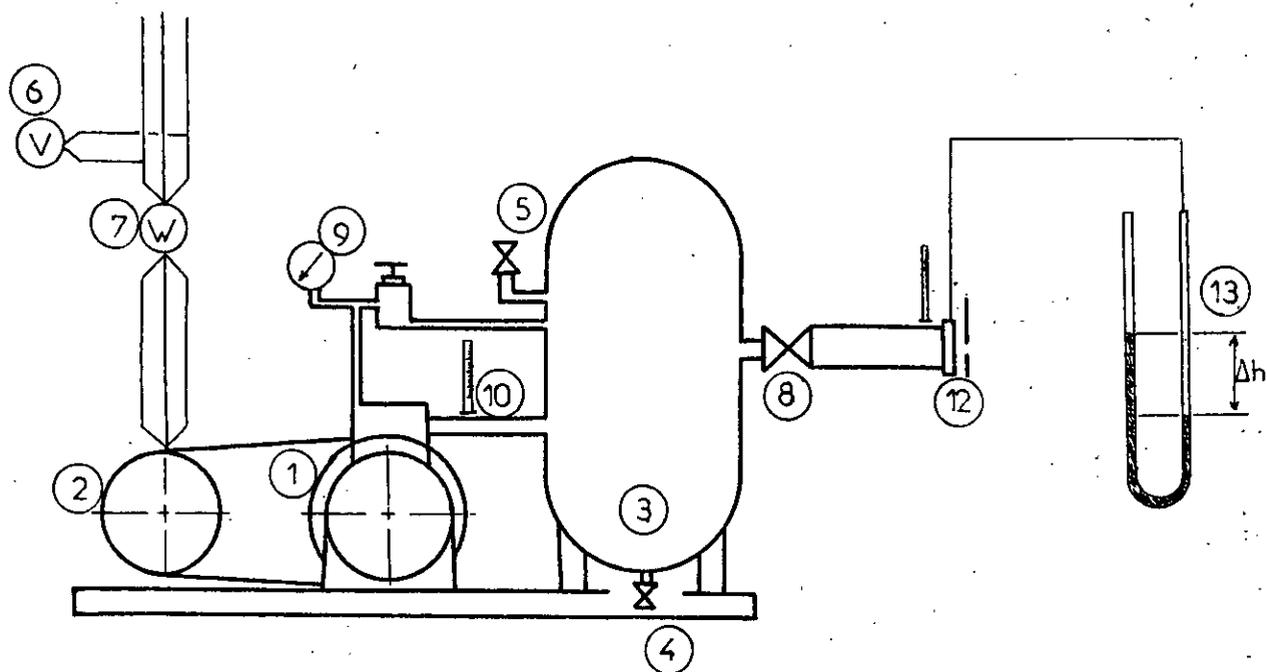
Le diagramme du cycle théorique de compression de l'air (ou d'un gaz) peut être décomposé en 3 parties (figure A.2).



Le piston étant à l'état initial en position au point mort coté clapets, on a successivement les phases suivantes :

Aspiration : droite BC. Le clapet d'aspiration s'ouvre sous l'action de la pression p_1 . Le clapet de refoulement se referme.

Compression : courbe CD. Le piston, parvenu au point mort coté bielle, inverse son sens de déplacement. L'air commence à être comprimé, provoquant la fermeture du clapet d'aspiration.



- | | |
|----|--|
| 1 | Compresseur |
| 2 | Moteur d'entraînement |
| 3 | Réservoir d'air |
| 4 | Vanne de purge |
| 5 | Soupape de sûreté |
| 6 | Voltmètre (CA) |
| 7 | Watt-mètre |
| 8 | Soupape de régulation |
| 9 | Manomètre pour mesure de la pression de refoulement |
| 10 | Thermomètre pour mesure de la température de refoulement |
| 11 | Thermomètre pour mesure de la température en amont du diaphragme |
| 12 | Diaphragme |
| 13 | Manomètre différentiel |

Schéma du banc d'essai

La masse de gaz aspiré pendant la 1^{er} phase est comprimée suivant la courbe CD, tout en restant constante car le clapet de refoulement ne s'ouvre qu'à la pression de réglage p_2 . L'évolution suivant CD peut être isothermique, adiabatique ou, comme cela se produit dans la pratique, polytropicque.

Refoulement : droite DA. La pression p_2 étant atteinte, le clapet de refoulement s'ouvre. L'air est évacué à cette pression p_2 par la tuyauterie de refoulement jusqu'à ce que le piston se retrouve en position initiale. Le cycle est fermé.

V.3 MISE EN MARCHÉ

- Vérifier le niveau d'huile.
- Fermer la vanne de purge.
- Ouvrir au maximum la vanne de décharge.
- Brancher l'alimentation par l'interrupteur SW-1.
- Mettre en marche le compresseur par l'interrupteur SW-2.

V.4 MANIPULATIONS

- Ajuster la vanne de décharge pour obtenir la pression de refoulement désirée, soit 1 kg/cm^2 .
- Laisser les paramètres se stabiliser pendant une durée de 15 mn au minimum.
- Relever les différents paramètres de l'installation, soient :

- P_2 : pression de refoulement
- T_2 : température de refoulement
- N_c : vitesse de rotation du compresseur
- P_{ete} : puissance absorbée par le moteur
- Δh : différence de pression au diaphragme
- t : Température en amont du diaphragme

