

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

lea

PROJET DE FIN D'ETUDES

Pour l'Obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat

SUJET

BASES DE CHOIX DES UNITES
DE COMPRESSION ET DE POMPAGE.
APPLICATION A LA SOUFFLERIE
A CHOC

Proposé par :

M. A. GAHMOUSSE

Etudié par :

Mme. A. KADI

Dirigé par :

M. A. GAHMOUSSE

PROMOTION : JUIN 1989

وزارة التعليم العالي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**BASES DE CHOIX DES UNITES
DE COMPRESSION ET DE POMPAGE.
APPLICATION A LA SOUFFLERIE
A CHOC**

Proposé par :

Mr. A. GAHNOUSSE

Etudié par :

Mme. A. KADI

Dirigé par :

Mr. A. GAHNOUSSE

PROMOTION :

JUIN 1989

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout le corps enseignant pour la formation reçue tout au long de ma scolarité et particulièrement à mon promoteur Monsieur Gahmousse, professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour ses conseils et son suivi.

Mes remerciements vont également à tout ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à ma formation d'ingénieur.

DEDICACES

A mes parents et beaux parents.
A mes soeurs, frere et belle soeur
A toute ma famille et mes amis
A Malek et à Asma

Je dédie ce mémoire de fin d'études.

Ministère de l'enseignement supérieur

Ecole nationale polytechnique

Departement: génie mécanique

Promoteur: Mr. A. Gahmousse

Elève ingénieur: Mme. Kadi Amel

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

فرع: الهندسة الميكانيكية

الوجه: الأستاذ قحوس

الطالب المهندس: قاضي أمال

* العنوان :

* قواعد اختيار المحطات للضغط والفضخ

* تطبقها في أنبوب الصدمات

* الملخص :

* هو موضوع العمل يكمن في بحث المستندات من أجل

* إعداد أو تكوين القواعد لاختيار الضواغط والمضخات .

* إن مبادئ الاستعمال وقطاعات العمل هو مجموعة من

* أجل مختلفا أنواع التلذات المتوفرة .

* تتبع هذه الدراسة باختيار محطات الضغط والفضخ

* لتطبيقها في أنبوب الصدمات .

* Sujet: Bases de choix de stations de

* compression et de pompage.

* Application au tube à choc.

* Resumé:

* L'objet de ce travail consiste en une recherche documentaire

* afin d'établir des bases de choix de compresseurs et de

* pompes à vide.

* Les principes de fonctionnement et les domaines de travail

* sont établis pour les différentes sortes de machines

* disponibles.

* Cette étude est suivie par le choix des stations de

* compression et de pompage pour le tube à choc.

* Subject: Bases of choice of compression

* and pumping stations.

* Application to the shock-tube.

* Abstract:

* The object of this work consists on a biography research

* in order to establish bases of choice for compressors and

* vacuum pumps.

* The principles of action and the domain of work are

* established for different kind of machineries.

* Then, the above mentioned study has been followed by the

* selection of compression and pumping stations for the

* shock-tunnel.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....

CHAPITRE 1- LES COMPRESSEURS.

1- GENERALITES.....	4
1-1-Les compresseurs volumétriques.....	4
1-2-Les turbocompresseurs.....	4
2- LE COMPRESSEUR A PISTON.....	5
2-1-Constitution et principe de fonctionnement.....	5
2-2-Le travail de compression.....	5
2-3-Influence des imperfections de la machine.....	7
2-4-Différents types de compresseurs.....	9
2-5-Systèmes de réglages.....	12
3- LES TURBOCOMPRESSEURS.....	13
3-1- PRINCIPES DES TURBOCOMPRESSEURS.....	13
3-1-1-Constitution.....	13
3-1-2-Etude thermodynamique.....	14
3-1-3-Triangle des vitesses.....	18
3-2- LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE.....	19
3-2-1-Constitution.Fonctionnement.....	19
3-2-2-Calculs.....	22
3-2-3-Pertes dans les compresseurs.....	25
3-3- LE COMPRESSEUR AXIAL.....	26
3-3-1-Constitution.Fonctionnement.....	27
3-3-2-Etude thermodynamique.....	27
3-4- FONCTIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS.....	29
3-4-1-Courbes caractéristiques.....	29
3-4-2-Adaptation des turbocompresseurs.....	30
3-4-3-Le pompage.....	31
3-5- COMPARAISON ENTRE LES MACHINES AXIALES ET CENTRIFUGES.....	32
4- LE COMPRESSEUR A VIS.....	33
4-1-Principe de fonctionnement.....	33
4-2-Différentes phases de la compression.....	33

5- DIFFERENCES FONDAMENTALES DE PRINCIPE
ENTRE LES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES
ET LES TURBOCOMPRESSEURS.....

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

6- LA REFRIGERATION DES COMPRESSEURS..... 35

CHAPITRE 2- LES POMPES A VIDE.

1- DEFINITIONS.....	37
1-1-Pompes à vide.....	37
1-2-Catégories de pompes.....	37
1-3-Domains de pression.....	37
2- POMPES VOLUMETRIQUES.....	37
2-1-Pompes volumétriques rotatives.....	37
2-2-Pompes rotatives à joint d'huile.....	39
2-3-Pompes multipalettes.....	39
2-4-Pompes Roots.....	40
2-5-Pompes à anneau liquide.....	42
2-6-Pompes mécaniques seches.....	43
3- POMPES A ENTRAINEMENT.....	43
3-1-Pompes turbomoléculaires.....	44
3-2-Pompes à jet de vapeur.....	45
3-3-Ejecteurs.....	46
4- POMPES A FIXATION.....	47
4-1-Pompes à sorption.....	47
4-2-Pompes à sublimation de titane.....	48
4-3-Pompes ioniques.....	48
4-4-Pompes cryogéniques.....	49
5-DOMAINES D'UTILISATION ET CHOIX D'UNE POMPE.....	49
5-1-Principales combinaisons des pompes primaires.....	51
5-2-Principales combinaisons des pompes secondaires.....	51
6- COUPLAGES DE POMPES.....	52
6-1-Couplages en série.....	52
6-2-Couplage en parallèle.....	53
6-3-Representations symboliques.....	53

CHAPITRE 3- LES PERTES DE CHARGES.

1- BUT DU CALCUL.....	55
2-FACTEURS REGISSANT LES PHENOMENES ACCOMPAGNANT L'ECOULEMENT.....	55
2-1-Caractéristiques de la conduite.....	55
2-2-Caractéristiques du fluide.....	55
2-3-Facteurs dépendants de la conduite et du fluide.....	56
3-NOTION DE PERTES DE CHARGES ET SON EXPRESSION....	56
4- CALCUL DES PERTES DE CHARGES.....	57
a-Pertes de charges linéaires.....	57
b-Pertes de charges singulières.....	58
5- CALCULS DES COEFFICIENTS.	
5-1-Le coefficient λ	59
5-2-Le coefficient ζ	59

Chapitre 4- CHOIX DES MACHINES

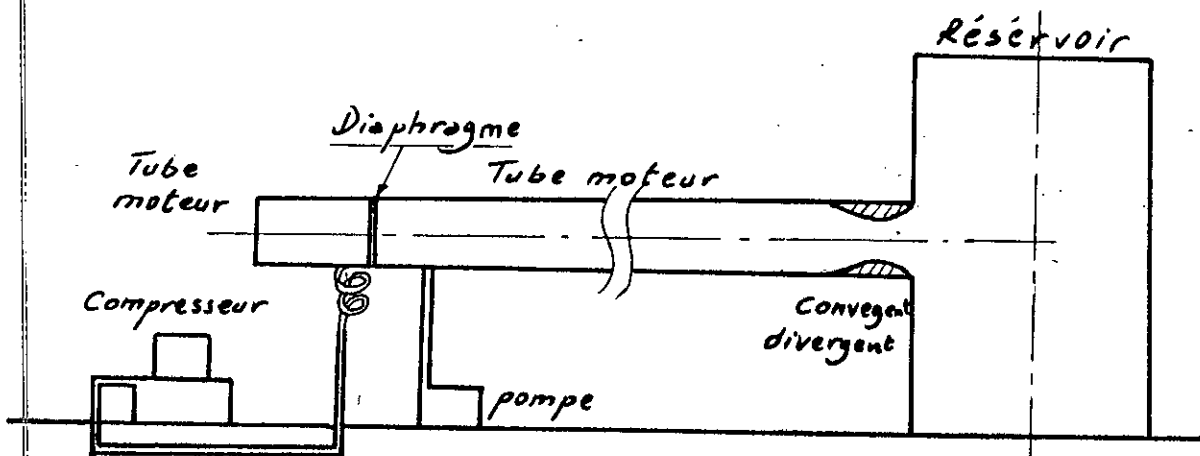
1- COMPILATION DES INFORMATIONS.....	63
2- TECHNIQUES POUR LE CHOIX DE LA MACHINE.....	64
3- CALCULS APPROXIMATIF DES PERTES DE CHARGES.....	68
LOGICIEL POUR LE CHOIX DE LA MACHINE ET EXEMPLES....	73
CONCLUSION.....	84
ANNEXE 1.....	85
ANNEXE 2.....	87
ANNEXE 3.....	90
ANNEXE 4.....	104
BIBLIOGRAPHIE.....	116

INTRODUCTION

La soufflerie à choc est une installation d'essai utilisée notamment en aéronautique pour étudier l'action d'un écoulement de gaz, sur un corps, à des nombres de Mach élevés, ceci afin de simuler, par exemple, les conditions que subit un avion à de très grandes vitesses.

Actuellement, de nombreuses études sont menées dans le but de réaliser une soufflerie à choc.

La périphérie de celle ci comprend les stations de pompage et de compression, un tube à choc suivi d'un convergent-divergent et d'un réservoir comme le montre le schéma ci-après.



Le nombre de Mach élevé est obtenu grâce à la très-grande différence de pression obtenue par une compression à l'amont et un pompage à l'aval de la membrane se trouvant dans le tube.

Notre projet est un travail d'engineering consistant à rassembler le maximum d'informations nécessaires sur les compresseurs et les pompes à vide afin d'avoir les outils nécessaires menant à un choix judicieux des machines selon la pression ou le débit volumique désirés.

Le travail se compose de quatre chapitres:

- Dans le premier, on a présenté les trois familles des compresseurs: à piston, les turbocompresseurs (compresseurs axial et centrifuge) et le compresseur à vis. Pour chaque type, on a une description de la machine avec son principe de fonctionnement.

En plus, pour les turbocompresseurs, une étude thermodynamique ainsi qu'une comparaison entre les compresseurs axiaux et centrifuges sont faites.

A la fin de ce chapitre, on a les différences fondamentales de principe entre les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs suivit d'un aperçu sur leurs réfrigération ainsi que l'effet de celle-ci sur le rendement de la machine.

- Le second chapitre concerne les pompes à vide. Elles sont en premier lieu définies puis les trois grandes familles sont présentées: les pompes volumétriques, à entraînement et à fixation. Pour chaque famille, on a plusieurs types de pompes dont le principe de fonctionnement est succinctement décrit.

Les différents domaines d'utilisation de ces pompes ainsi que leurs représentations symboliques terminent ce chapitre.

- Le troisième chapitre traite des pertes de charges. Après une étude générale, les pertes dans les différentes conduites de l'installation sont évaluées.

- Enfin, dans le dernier chapitre, on trouve la compilation d'informations importantes, les résultats numériques du calcul des pertes de charges, le choix des pompes, manomètres, ...selon les données de l'installation.

Un logiciel renfermant toutes les informations est conçu pour permettre un choix rapide de la machine adéquate pour des situations divers et variés.

Les annexes rassemblent quelques caractéristiques, sous forme de tableaux et de courbes, pour les compresseurs, pompes à vide et manomètres disponibles chez les spécialistes.

CHAPITRE 1

LES COMPRESSEURS

1- GENERALITES.

Le compresseur véhicule un fluide compressible et lui communique de l'énergie mécanique afin d'augmenter sa pression. On distingue deux types de compresseurs:

Les compresseurs volumétriques.

Les turbocompresseurs.

1-1- LES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES.

Le mouvement des pièces mécaniques isole momentanément une certaine masse de fluide et lui impose des variations de volume. Ce système mécanique fonctionne de façon périodique.

A l'heure actuelle, le type le plus utilisé est le système piston-cylindre avec commande du piston par bielle et manivelle.

Les variations de volume engendrées par un compresseur volumétrique se reproduisent identiquement d'un cycle à un autre mais la fréquence de fonctionnement peut varier à volonté, pour un même appareil, dans de très larges limites.

1-2- LES TURBOCOMPRESSEURS.

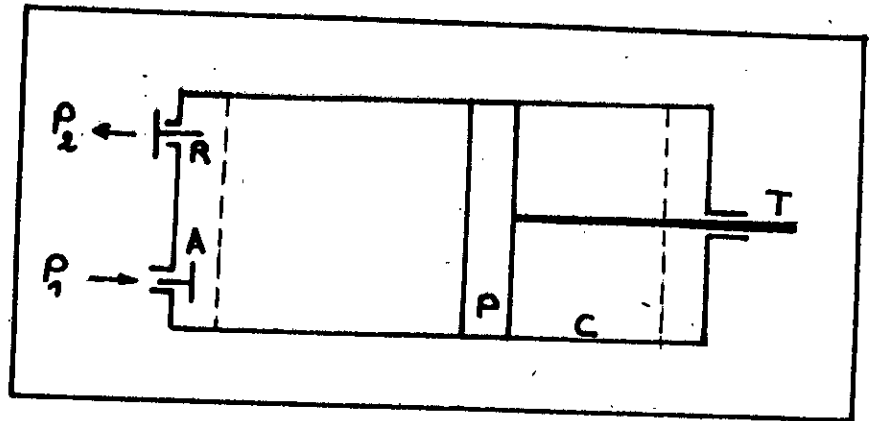
Une turbomachine est une machine dans laquelle un fluide échange de l'énergie avec une ou plusieurs roues, munies d'aubes, tournant autour d'un axe.

Un turbocompresseur est une turbomachine véhiculant un fluide compressible (l'air en général) dont les parties fixes et mobiles sont conçues de manière à imposer au fluide qui les traverse des variations de vitesse et des déviations d'où résultent des variations de pression; Ceci étant essentiellement lié à la vitesse de rotation de la machine.

2- LE COMPRESSEUR A PISTON.

2-1- CONSTITUTION ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.

Les principaux organes d'un compresseur à piston sont représentés sur la figure ci-après.



- P : piston.
- C : cylindre.
- T : tige.
- A : clapet d'admission.
- R : clapet de refoulement.

Fig. 1. Schéma d'un compresseur à piston.

Le piston P se déplace dans un cylindre C; Il est relié par la tige T à un mécanisme (par exemple, à bielle et manivelle) qui lui transmet le mouvement du moteur d'entraînement.

Le fond du cylindre comporte des clapets s'ouvrant en sens inverse l'un de l'autre et dont l'un, A, sert à l'aspiration du gaz à comprimer et l'autre, B, à son refoulement.

Le déplacement du piston a lieu entre deux positions extrêmes qui, sur la figure 1, sont représentées en pointillé: les points morts intérieur et extérieur. La distance entre ces deux points morts est la course du piston.

2-2- LE TRAVAIL DE COMPRESSION.

On suppose qu'au point mort intérieur, le piston se trouve en contact avec le fond du cylindre. Dans ces conditions, on trace le diagramme suivant.

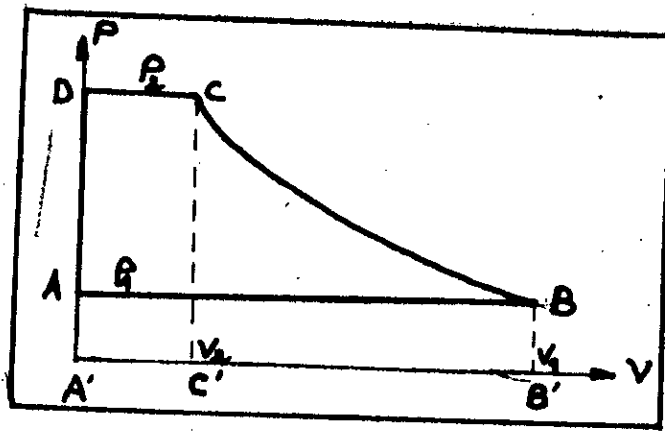


Fig. 2. Diagramme théorique d'un compresseur à piston.

Dès que le piston commence à se déplacer vers la droite, le clapet A s'ouvre sous l'action de la pression extérieure P_1 et le gaz pénètre dans le cylindre.

Cette aspiration de gaz a lieu pendant toute la durée de la course du piston; Lorsque celui-ci atteint son point mort extérieur, le cylindre se trouve rempli de gaz à la pression P_1 .

Dans le diagramme (Pv), où v désigne le volume, l'aspiration est donc représentée par la droite AB. La force agissant sur le piston est donnée par le produit $P_1 \cdot S$ où S est la surface du piston.

Le travail développé pendant l'aspiration est:

$$W_a = P_1 \cdot V_1$$

Où:

$$V_1 = S \cdot C$$

C étant la course du piston et V_1 le volume engendré par le piston au cours de son déplacement.

Le travail W_a est représenté, sur la figure 2, par l'aire $B'A'A'B'$.

Dès que le piston quitte le point mort extérieur et commence à se déplacer vers la gauche, la pression dans le cylindre devient supérieure à P_1 . Le clapet A se ferme alors que le clapet B est réglé de manière à ne s'ouvrir que lorsque la pression dans le cylindre atteint une certaine valeur P_2 .

Un déplacement élémentaire du piston, dC , entraîne une variation de volume (égal à $-dV = -S \cdot dC$) et absorbe un travail égal à $(-P \cdot dV)$.

Le travail de compression s'exprime par :

$$W_c = - \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV$$

La pression P étant atteinte, le clapet B s'ouvre et le gaz comprimé quitte le cylindre. Ce refoulement est représenté par la droite CD et le travail correspondant, par l'aire C'CDA'C'; L'expression de ce travail est :

$$W_r = P_2 \cdot V_2$$

A la fin du refoulement, le cycle recommence, le piston étant en contact avec le fond du cylindre.

Le travail total absorbé W est égal à la somme algébrique des trois travaux partiels W_a , W_c et W_r . Sur le diagramme de la figure 2, le travail W est représenté par l'aire ABCDA.

2-3- INFLUENCE DES IMPERFECTIONS DE LA MACHINE.

a-L'espace mort.

La figure 2 a été tracée en supposant qu'au point mort intérieur, le piston se trouve en contact avec le fond du cylindre, de sorte que la totalité du gaz comprimé s'échappe du cylindre par le clapet R.

En réalité, il est indispensable de prévoir entre le piston et le fond un certain jeu. Par conséquent, une certaine masse de gaz à la pression P y reste lorsque les deux clapets sont fermés et que le piston est au point mort intérieur.

b-Le rendement volumétrique.

L'existence de l'espace mort affecte la masse aspirée et refoulée par cycle. Soient:

$V_1 - V_3$ Le volume de gaz aspiré avec l'espace mort.

$V_1 - V_0$ Le volume de gaz aspiré sans l'espace mort.

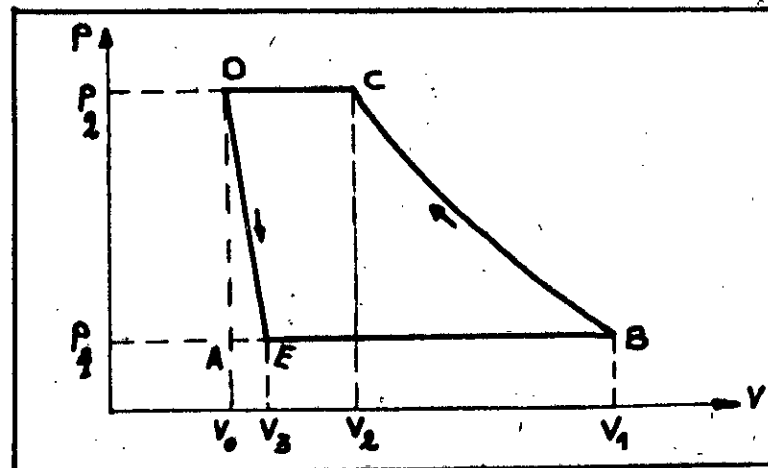


Fig. 3: Influence de l'espace mort sur le fonctionnement d'un compresseur à piston.

On définit, alors, le rendement volumétrique du compresseur par le rapport du volume de gaz aspiré avec l'espace mort sur le volume de gaz aspiré sans l'espace mort: [2]

$$\eta_v = (V_1 - V_3) / (V_1 - V_0)$$

c-Les clapets d'aspiration.

Les différences entre le diagramme théorique d'un compresseur à piston (Fig. 2) et le diagramme réel (Fig. 4) ne sont pas dues uniquement à l'espace mort; D'autres facteurs affectent le rendement volumétrique et le travail absorbé par kilogramme de fluide comprimé.

Le passage du fluide par les clapets d'aspiration est accompagné d'une perte de charge variant avec la vitesse du fluide dans les clapets, qui elle même varie inversement avec leurs sections de passage et de leurs durée d'ouverture.

Par suite de cette perte de charge, la pression du fluide pendant l'aspiration ne reste pas constante et égale à P_1 mais varie selon une courbe EB (voir Fig. 4).

Le point B correspond à la fin de l'aspiration mais, il apparait de la figure que la pression P_1 n'est rétablie que lorsque le piston a déjà parcouru une partie de la course de compression (le point G).

d-Les fuites.

Une autre cause d'abaissement du rendement volumétrique réside dans les fuites qui sont dues au manque d'étanchéité des clapets d'aspiration et de refoulement, des segments du piston,...

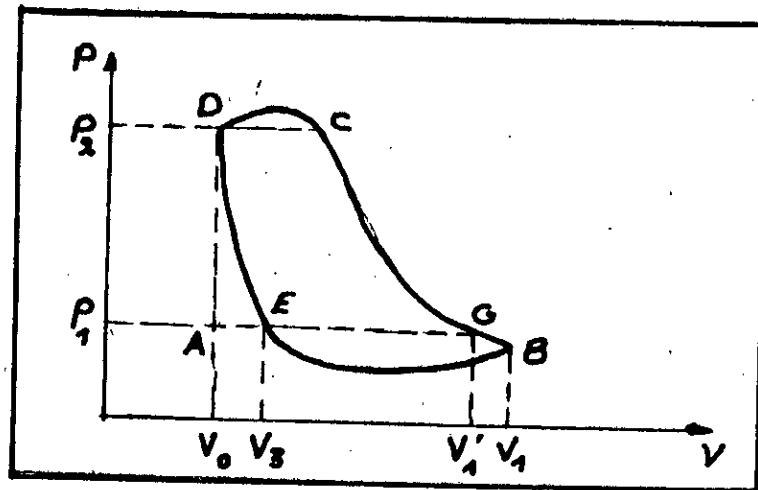


Fig. 4: Diagramme réel d'un compresseur à piston.

2-4- DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS.

Il existe plusieurs types de compresseurs à piston; En général, leur principe de fonctionnement est le même et ne diffère que par certaines considérations d'ordre technique.

a-Le compresseur à double effet.

Dans le cas du compresseur de la figure 1, une seule face du piston travaille. Un tel compresseur est à simple effet.

Dans un compresseur à double effet, les deux faces du compresseur sont actives, des clapets d'aspiration et de refoulement sont prévus aux deux extrémités du cylindre (Fig. 5). Ce dernier peut être disposé horizontalement ou verticalement.

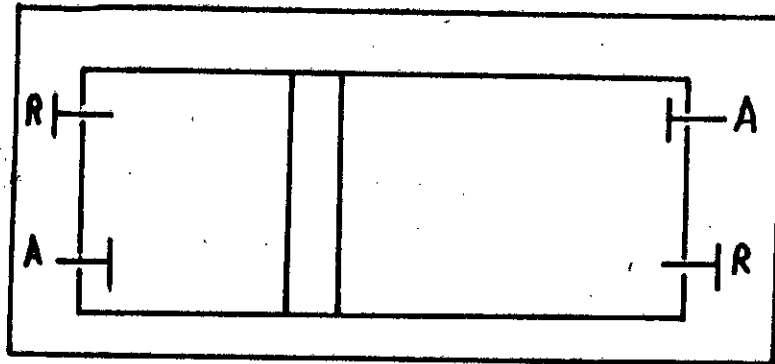


Fig. 5. Schéma d'un compresseur à piston à double effet.

Les différentes phases du cycle de compression ont donc lieu alternativement à gauche et à droite du piston, ce qui permet d'augmenter le débit aspiré pour les mêmes dimensions du cylindre.

REFROIDISSEMENT.

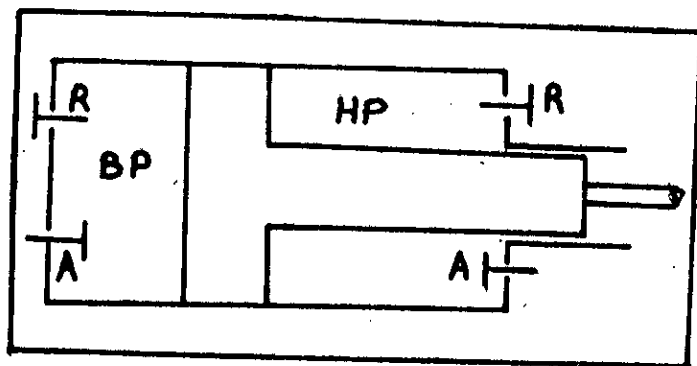
Un compresseur à un étage peut être muni d'un dispositif de refroidissement. Pour les compresseurs de faibles puissances, le refroidissement est souvent assuré avec de l'air atmosphérique, par convection naturelle ou forcée. On peut augmenter l'efficacité en munissant le cylindre d'ailettes.

Pour les compresseurs plus importants, le refroidissement peut être assuré par de l'eau qui circule dans une enveloppe entourant le cylindre. Mais pour l'améliorer, on a intérêt à remplacer un cylindre unique par plusieurs cylindres plus petits, fonctionnant en parallèle.

b-Compresseurs à plusieurs étages.

Il est possible de placer les deux chambres d'un compresseur monocylindre en série et de réaliser, ainsi, la compression en deux phases: basse et haute pression; notée BP et HP respectivement.

Toutefois, comme on a une réduction du volume spécifique du fluide après la première phase de compression, il est nécessaire de prévoir pour la seconde chambre de compression un volume inférieur à celui de la première. Pour cela, on muni le cylindre d'un piston différentiel (Fig. 6). Ainsi, la chambre HP est constituée par un espace annulaire.



BP: chambre basse pression
HP: chambre haute pression

A : clapet d'aspiration
R : clapet de refoulement

Fig. 6. Schéma d'un compresseur à piston différentiel..

D'autres solutions existent, comme celle qui consiste à donner une forme annulaire à la chambre de compression BP, la chambre HP ayant la forme cylindrique, comme le montre la figure suivante:

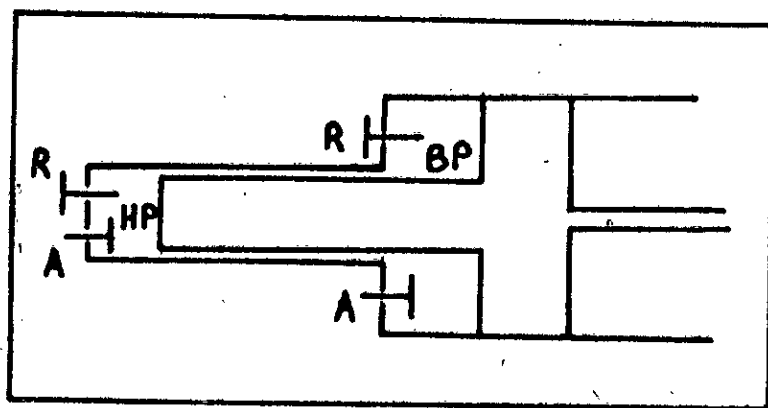


Fig. 7: Schéma d'un compresseur à piston étagé.

Il est aussi possible de réaliser un piston qui soit à la fois différentiel et étagé. On obtient soit un compresseur à deux étages avec un piston BP, à double effet, soit un compresseur à deux étages.

Lorsque le compresseur est constitué par plusieurs cylindres placés en, serie, ceux-ci peuvent avoir des dispositions variées:

-Horizontaux, souvent opposés deux à deux.

-Verticaux.

-En équerre.

-En V ou en W.

Le choix entre ces différentes dispositions dépend de l'importance qu'on accorde aux: prix, poids, encombrement,...

2-5-SYSTEMES DE REGLAGES.

Le dispositif de réglage d'un compresseur a pour but d'adapter le fonctionnement de celui-ci aux variations, quelquefois importantes, du débit demandé.

Cette adaptation doit être réalisée en conservant la pression de refoulement et en affectant le moins possible le rendement de la machine.

D'autre part, le débit d'un compresseur à piston dépend de la vitesse de rotation de la machine. En agissant sur ce facteur, on assure au compresseur une régulation progressive.

Mais ceci n'est possible que s'il est entraîné par un moteur électrique à courant continu, un moteur à explosion ou à combustion.

3-LES TURBOCOMPRESSEURS.

3-1-PRINCIPE DES TURBOCOMPRESSEURS.

On réalise dans la roue à aubes une élévation de la vitesse du fluide, puis un ralentissement progressif dans un conduit de forme appropriée. Ainsi, on obtient une augmentation de pression importante.

Deux types de turbocompresseurs sont largement utilisés: Le compresseur axial, comprenant jusqu'à une vingtaine d'étages, utilisé notamment dans l'aéronautique, et le compresseur centrifuge surtout employé dans l'industrie.

Malgré qu'ils aient fait leurs apparitions à la même époque, le compresseur axial fut un temps délaissé alors que beaucoup de domaines de l'industrie ont connu l'application du compresseur centrifuge qui utilise l'effet bien connu de la force centrifuge alors que le premier demande des notions d'aérodynamiques mal maîtrisées.

Entre l'entrée et la sortie d'un étage de compression, le rapport de pression peut atteindre 1,5 pour les compresseurs axiaux et 6 pour les compresseurs centrifuges. On associe plusieurs étages afin d'obtenir l'augmentation de pression désirée.

3-1-1-CONSTITUTION.

Les organes principaux retrouvés dans un étage de compression sont:

a-Grille d'entrée.

Elle guide l'écoulement dans la direction la plus favorable pour son admission dans la roue mobile. Son rôle est:

- Adapter la caractéristique du compresseur à un régime donné, à des variations de la caractéristique du circuit.
- Uniformiser azimuthalement l'écoulement amont.
- Limiter la vitesse du fluide à l'entrée.

b-Roue mobile.

C'est un dispositif constitué de pales, régulièrement réparties autour de son axe, qui vont transmettre au fluide l'énergie mécanique. Celle ci est transformée en énergie cinétique et en pression.

c-Diffuseur.

Il réduit la vitesse du fluide, à la sortie de la roue, en transformant la pression dynamique en pression statique.

L'ensemble de ses trois organes forme un étage de compression. Sur un même arbre, plusieurs étages peuvent être mis en série. Dans ce cas, on dispose entre deux étages d'un organe qui réoriente le fluide:

-Machine centrifuge: Le canal de retour.

-Machine axiale: Le redresseur.

Le diffuseur de l'étage final est suivi d'un dispositif de section divergente se raccordant au canal d'échappement:

-Machine centrifuge: La volute.

-Machine axiale: Le canal d'échappement.

3-1-2-ETUDE THERMODYNAMIQUE.

Pour un compresseur quelconque tel qu'il est schématisé ci dessous (Fig.8) on aboutit globalement aux équations suivantes: (On affecte l'indice 1 à l'entrée de l'air et l'indice 2 à sa sortie)

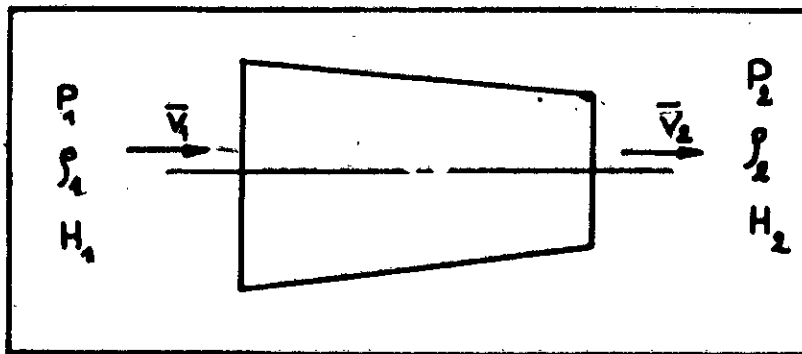


Fig. 8:Schéma d'un compresseur.

Soient:

H l'enthalpie statique.
Ht l'enthalpie totale.
P la pression statique.
Pt la pression totale.
Tt la température totale.
V la vitesse.
Q l'échange de chaleur.
Wc le travail du compresseur.

On écrit l'équation générale de l'énergie:

$$Q + Wc = (H_2 - H_1) + (V_2^2 - V_1^2) / 2 + g (z_2 - z_1)$$

Généralement, on a:

$Q = 0$ (on suppose le cas adiabatique, donc pas de pertes)

$z_2 - z_1 = 0$ (spécialement pour les gaz)

Donc:

$$Wc = (H_2 - H_1) + (V_2^2 - V_1^2) / 2 \quad (\text{J/kg})$$

Comme $Ht = H + V^2 / 2$; Finalement:

$$Wc = Ht_2 - Ht_1$$

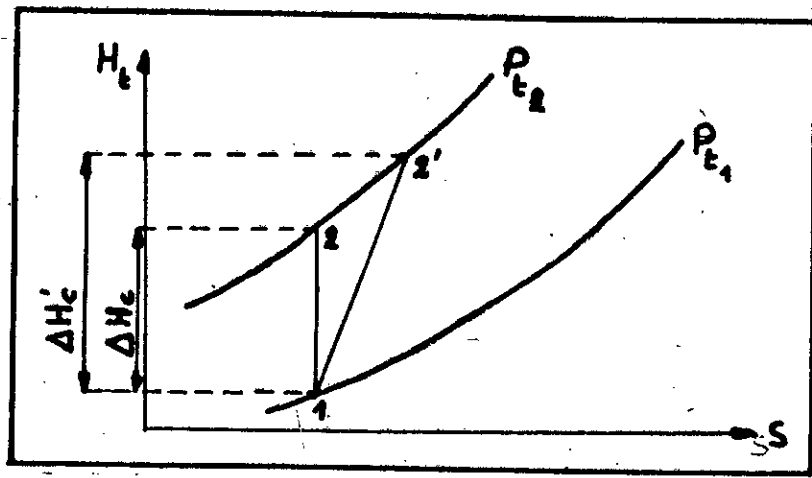
Si on suppose que la capacité calorifique cp reste constante et sachant que:

$$Ht = cp \cdot Tt$$

Alors:

$$Wc = cp (Tt_2 - Tt_1) \quad (1)$$

Ainsi, on peut représenter la transformation isentropique (idéale) sur un diagramme H-s, où s est l'entropie (Fig. 9).



1 - 2 : Transformation isentropique.

1 - 2' : Transformation polytropique.

Fig. 9: Transformations isentropique et polytropique.

Comme on considère le cas isentropique, $ds = 0$, on peut alors utiliser la loi de Poisson:

$$T \cdot P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \text{cte.}$$

Alors:

$$Tt_2 / Tt_1 = (Pt_2 / Pt_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Soit TO le rapport (ou taux) de compression:

$$TO = Pt_2 / Pt_1$$

$$Tt_2 - Tt_1 = Tt_1 (TO^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

La relation (1) devient:

$$Wc = cp \cdot Tt_1 (TO^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (2)$$

Après avoir déterminé la valeur du travail d'un compresseur idéal (2), on considère le cas réel. Soient:

η_c le rendement du compresseur.

Wc' le travail réel.

Ht' l'enthalpie totale réelle.

Tt' la température totale réelle.

L'expression du travail s'écrit:

$$Wc' = Ht'_2 - Ht'_1$$

$$Wc' = cp (Tt'_2 - Tt_1)$$

Le rendement de compression est donné par le rapport de l'augmentation isentropique d'enthalpie sur l'augmentation polytropique (réelle) d'enthalpie:

$$\eta_c = (Ht_2 - Ht_1) / (Ht'_2 - Ht_1)$$

Ou bien:

$$\eta_c = (Tt_2 - Tt_1) / (Tt'_2 - Tt_1) \quad (3)$$

On peut écrire alors:

$$\eta_c = Wc / Wc'$$

Donc:

$$Wc' = cp \cdot Tt_1 (T_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) / \eta_c \quad (4)$$

Ainsi, la relation (4) donne l'expression du travail réel.

De (3), on peut avoir la température réelle à la sortie du compresseur:

$$Tt'_2 = (Tt_2 - Tt_1) / \eta_c + Tt_1$$

La température et la pression statiques s'obtiennent par les relations:

$$Tt = T + V / (2 \cdot cp)$$

$$Pt = P + V \cdot \rho / 2$$

Où ρ est la masse volumique.

3-1-3-TRIANGLE DES VITESSES.

Il est commode de décomposer la vitesse V d'une particule de fluide en deux composantes:

- Une vitesse d'entraînement U .
- Une vitesse relative W .

Et on a, vectoriellement:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}.$$

Où $U = \omega \cdot r$; r étant le rayon et ω la vitesse de rotation de l'aube. W est la vitesse de déplacement de la particule par rapport à la roue elle même.

Ainsi, on définit deux angles:

- L'angle α compris entre V et U .
- L'angle β compris entre W et $-U$.

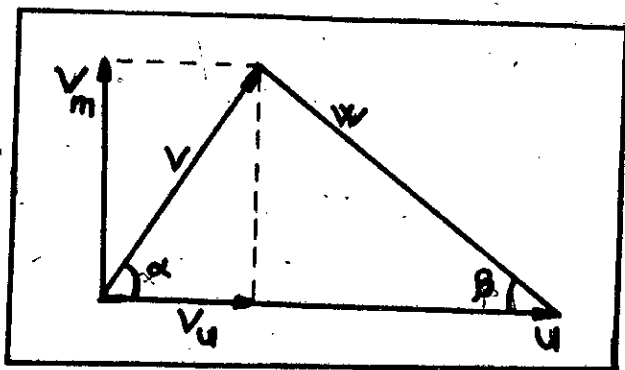


Fig.10. Triangle des vitesses.

La vitesse absolue V peut être aussi décomposée en:

- Une composante selon la vitesse d'entraînement notée V_u .
- Une vitesse méridienne V_m perpendiculaire à la vitesse d'entraînement.

On a vectoriellement:

$$\vec{V} = \vec{V}_u + \vec{V}_m$$

3-2- LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE.

Ce type de compresseur est très employé dans l'industrie et existe en beaucoup de dimensions.

3-2-1-CONSTITUTION ET FONCTIONNEMENT.

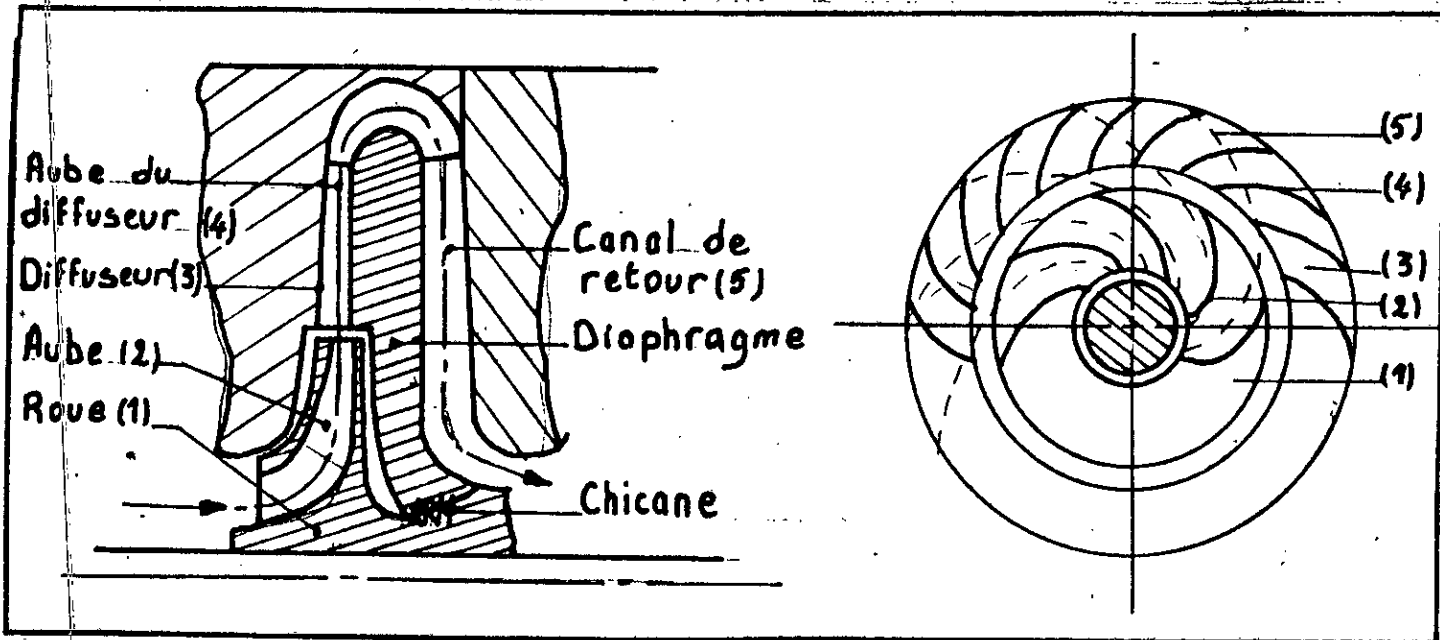


Fig.11. Coupes longitudinale et transversale.

La roue projette le gaz vers la périphérie, provoquant l'élévation de la vitesse et de la pression. Le gaz est véhiculé dans les aubes à une vitesse V_1 et sort de celles-ci à une vitesse V_2 .

Ensuite, il traverse une chambre circulaire, le diffuseur, quelquefois munis d'aubes et perd de la vitesse ($V_2 < V_3$). Cette perte d'énergie cinétique contribue à l'élévation de la pression ($P_3 > P_2$).

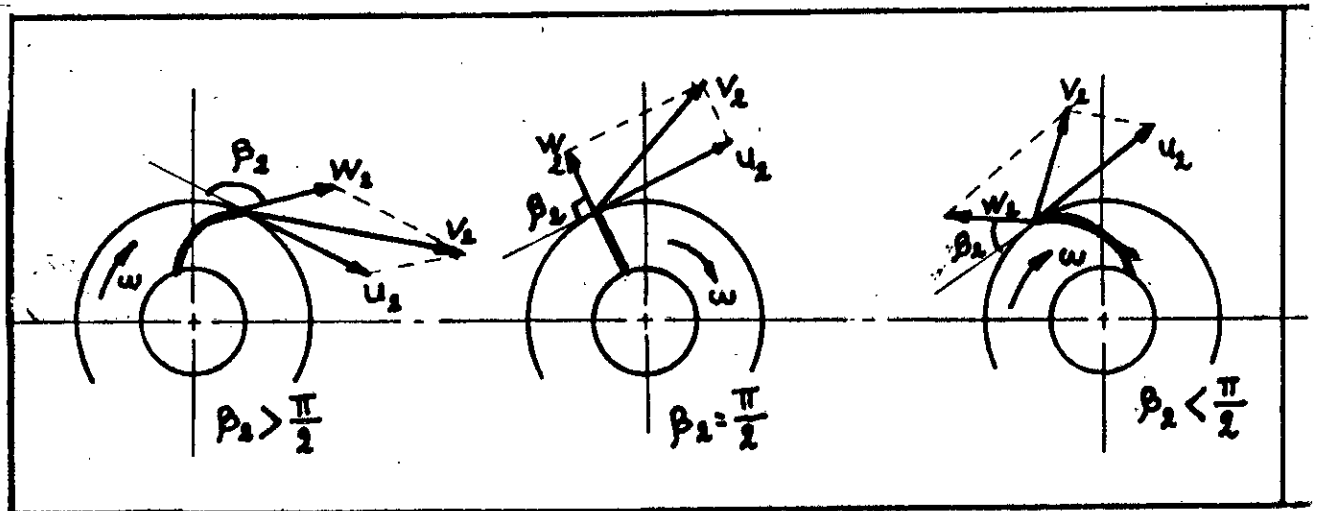
Successivement, le gaz est véhiculé à travers le canal de retour après être passé par un coude qui transforme son mouvement centrifuge en un mouvement centripète.

Les aubes fixes du canal de retour sont orientées de façon à éviter le choc à l'entrée de l'aubage mobile qui suit et la vitesse V est souvent radiale.

Pour contenir autant que possible les fuites de gaz entre les étages de compression, on place quelquefois des chicanes entre le diaphragme et la roue.

a-Influence de l'angle de l'aube de la roue.

Les aubes de la roue mobile ont pour objet de véhiculer le gaz. Elles peuvent être courbées vers l'avant, vers l'arrière ou radiales (Fig. 12). [8]



courbée vers l'avant

radiale

courbée vers l'arrière

Fig.12: Différentes courbures de l'aube d'une roue.

Théoriquement, en ce qui concerne la hauteur théorique, les meilleurs résultats sont obtenus avec des aubes incurvées vers l'avant, c'est à dire $\beta_2 > 90$. [8]

Pendant la pratique montre que dans ce cas, le rendement est faible à cause du choc du fluide contre l'aube. [10]

Par conséquent, les aubes incurvées vers l'arrière sont plus largement utilisées. En pratique, on choisit $\pi - \beta_2$ entre 145 et 165 et $\pi - \beta_1$ entre 130 et 165. [10]

On emploie aussi les aubes radiales, $\beta_2 = 90^\circ$, en raison de la construction simple et robuste.

b-Compresseur a admission axiale.

En général, le compresseur est construit de façon à ce que le gaz entre dans le rotor axialement et sans prérotation. Ainsi, les équations générales sont simplifiées vu que la composante V_{u1} est nulle.

Certains compresseurs à admission axiale comportent une avant-roue tournant à la même vitesse que le rotor et donnant ainsi une prérotation du gaz.

c-Compresseur a admission radiale.

Une déviation de 90° de l'écoulement se fait avant la veine d'aspiration. L'entrée du gaz dans la roue s'effectue suivant une vitesse absolue V_1 radiale: Dans ce cas, les aubes sont courbées vers l'arrière.

d-Compresseur a sortie radiale sans prerotation.

En général, lorsque le taux de compression désiré est élevé, le compresseur centrifuge moderne est de ce type. Ainsi, $\beta_1 = 90^\circ$ et $U_1 = V_{u1}$. Réellement, on a un léger glissement du fluide par rapport aux aubes. Par suite, $U_2 \neq V_{u2}$. On introduit alors un coefficient de glissement K : [10]

$$K = V_{u2} / U_2 \quad \text{coefficient de glissement.}$$

Tenant compte de K , on incline les aubes d'un angle de l'ordre de 10° à 14° :

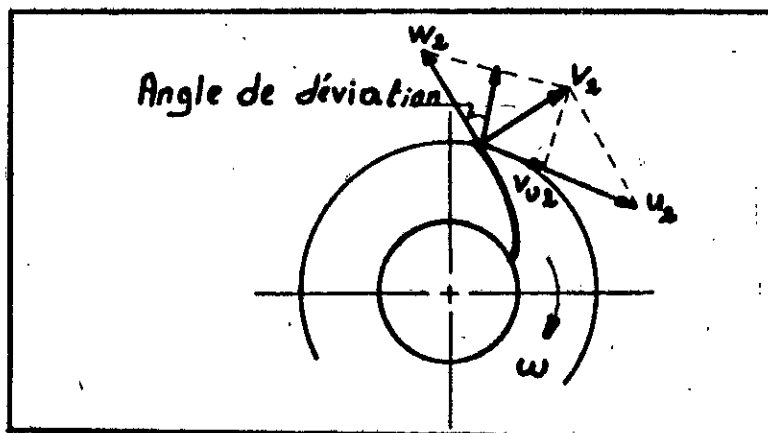


Fig.13. Influence du coefficient de glissement.

e-Influence de la vitesse de rotation.

Pour un fonctionnement donné, le nombre d'étages d'un compresseur et les dimensions de celui-ci varient selon la vitesse de rotation choisie. Soit l'exemple ci-dessous:

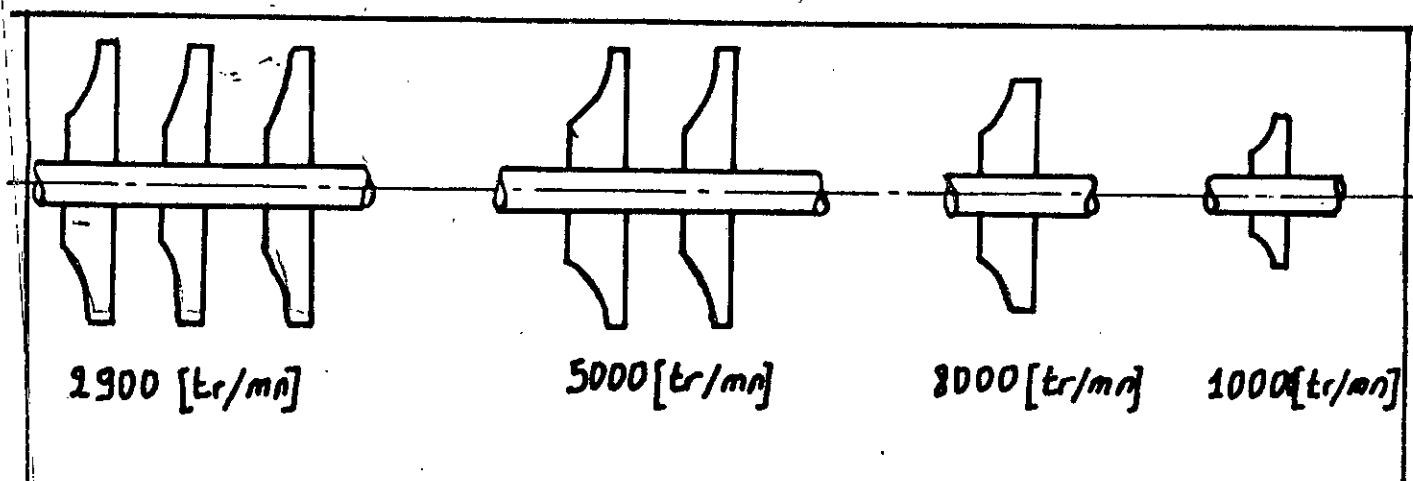


Fig.14. Influence de la vitesse de rotation.

Donc, si le taux de compression à réaliser est élevé, on a intérêt à diviser le compresseur en plusieurs parties ayant chacune une vitesse de rotation appropriée. Ceci parce que à mesure que la pression augmente, le débit volumique diminue, ce qui entraîne une réduction des dimensions du compresseur.

3-2-2-CALCULS.

a-Coefficient de pression.

Le coefficient de pression γ_p est un paramètre de performance intéressant pour comparer des compresseurs différents. Il est défini par le rapport de l'énergie nécessaire à élever la pression totale sur l'énergie à l'extrémité du rotor.

Soit: {10}

$$\gamma_p = \Delta H_c' / U_2^2$$

$$\gamma_p = c_p \cdot T_{t1} \left(T_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / U_2^2$$

D'où:

$$T_0 = \left[1 + \gamma_p \cdot U_2^2 / (c_p \cdot T_{t1}) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Sans prérotation, le coefficient de pression est égal à :

$$\gamma_p = K \cdot \zeta_c$$

Avec prérotation, le coefficient de pression est égal à :

$$\gamma_p = (U_2 \cdot v_{u2} - U_1 \cdot v_{u1}) \cdot \zeta_c / U_2$$

b-Débit masse du compresseur.

Le débit masse du compresseur idéal peut se calculer en appliquant l'équation de continuité à la section d'entrée ou de sortie. On a :

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot S_2 \cdot v_2$$

On considère la section de sortie S_2 égale à :

$$S_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2$$

Donc :

$$\dot{m} = (2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot v_{r2} \cdot \rho_2) / (r \cdot T_2)$$

Où :

b_2 : largeur de l'aube.

r : constante de l'air. Soit $r = 287$ (J / kg / K)

P_2 : pression statique de sortie.

T_2 : température statique de sortie.

c-Travail théorique du compresseur.

On considère une roue ayant des aubes inclinées (Fig. 15)

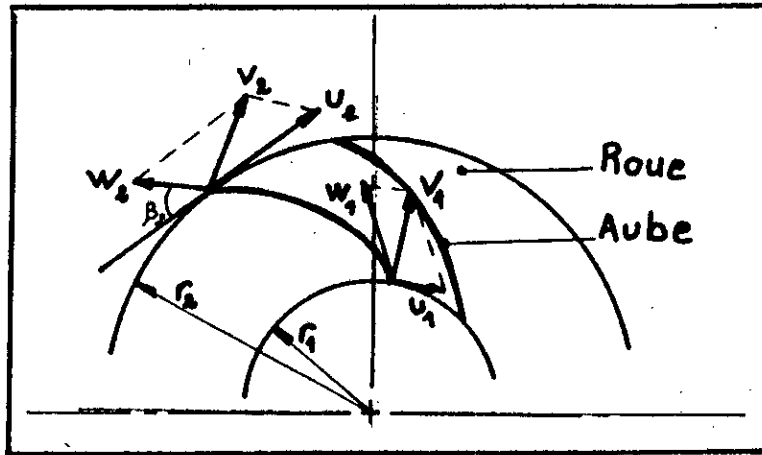


Fig.15. Roue à aubes inclinées.

Dans le canal mobile, on a l'équation fondamentale de l'écoulement du fluide:

$$Q + W = (H_2 - H_1) + (W_2^2 - W_1^2) / 2$$

Où:

Q chaleur échangée avec le milieu. $Q = 0$ (système adiabatique)

W travail. $W = 0$ (mouvement relatif)

$H_2 - H_1$ différence d'enthalpies statiques positive (apport de chaleur)

Donc:

$$H_2 - H_1 = (W_1^2 - W_2^2) / 2$$

Alors:

$$W_1 > W_2$$

La vitesse relative du fluide décroît alors que la vitesse absolue augmente. La variation de la vitesse périphérique ($U_2 > U_1$ puisque $r_2 > r_1$) contribue à l'augmentation de pression dans les canaux.

La transmission d'énergie totale est la somme des transmissions des énergies sous forme cinétique et potentielle.

Soit Hth la hauteur d'élévation théorique en metres de fluide:

$$H_{th} = ((V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)) / (2.g)$$

$$\text{Comme: } W = U + V - 2 \cdot U \cdot V \cdot \cos \alpha$$

Alors:

$$H_{th} = (U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1}) / g$$

D'où, l'expression du travail théorique:

$$W = H_{th} \cdot g$$

$$W = U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1}$$

Ceci est l'expression fondamentale des turbomachines: l'équation d'EULER.

Comme: $U = \omega \cdot r$, alors:

$$W = (r_2 \cdot V_{u2} - r_1 \cdot V_{u1}) \cdot \omega$$

3-2-3-PERTES DANS LE COMPRESSEUR.

a-Pertes par choc a l'entrée de l'aube mobile.

Le choc du fluide contre l'aube mobile n'est évité que si la tangente au bord d'entrée de l'aube est parallèle à la vitesse relative W .

Or, vu les imperfections de l'exécution de l'aube, cette condition n'est pas satisfaite. Il faut ajouter à cela que la vitesse absolue V_1 n'est pas toujours radiale: on a un mouvement tourbillonnaire du à l'oufe d'aspiration.

On suppose que le choc est dû uniquement au fait que l'inclinaison des aubes à leur bord d'entrée soit inférieure à celle définit théoriquement par le triangle des vitesses. La vitesse relative à l'entrée devient alors W_1' et $W_1' < W_1$. D'où, une perte d'énergie donnée par: {10}

$$J_1 = K_1 \cdot \Delta W / 2$$

Où, vectoriellement:

$$\Delta W = W_1 - W_1'$$

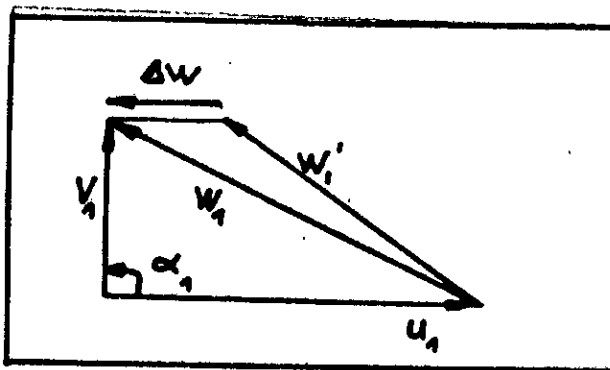


Fig.16. Influence des pertes par chocs.

Et K_1 étant un coefficient empirique, inférieur à l'unité.

b-Pertes dans l'aubage mobile.

Le fluide, qui traverse un canal formé par deux aubes voisines, est soumis à un frottement contre les parois. Ce frottement est d'autant plus élevé que le nombre d'aubes diminue.

D'autre part, plus le nombre d'aubes diminue, plus le fluide est mal guidé et peut même avoir une trajectoire déformée. L'ensemble de ces pertes peut être exprimé par: [10]

$$J_2 = K_2 \cdot W_1 / 2$$

Où K_2 est un coefficient empirique dépendant de la forme et des dimensions des aubes.

c-Pertes dans les organes fixes.

On a vu que l'angle réel β_1' était supérieur à β_1 . Par suite de cette déformation du triangle des vitesses, la vitesse absolue V_2 du fluide change aussi de direction et forme un angle α_2 avec U différent de α_1 . Comme α_2 est mal connu, on a un choc à l'entrée du diffuseur ce qui entraîne une perte d'énergie équivalente à celle obtenue dans la roue mobile.

3-3- LE COMPRESSEUR AXIAL.

Le compresseur axial est principalement employé en aéronautique à cause de son encombrement diamétral réduit. Son taux de compression n'étant pas élevé, on utilise plusieurs compresseurs placés en série. Dans l'industrie moderne des turbomachines, des compresseurs ayant jusqu'à vingt étages sont réalisés avec des taux de compression globaux atteignant 16 à 53 environ. [8]

3-3-1-CONSTITUTION.FONCTIONNEMENT.

La figure ci-dessous représente un compresseur axial à plusieurs étages.

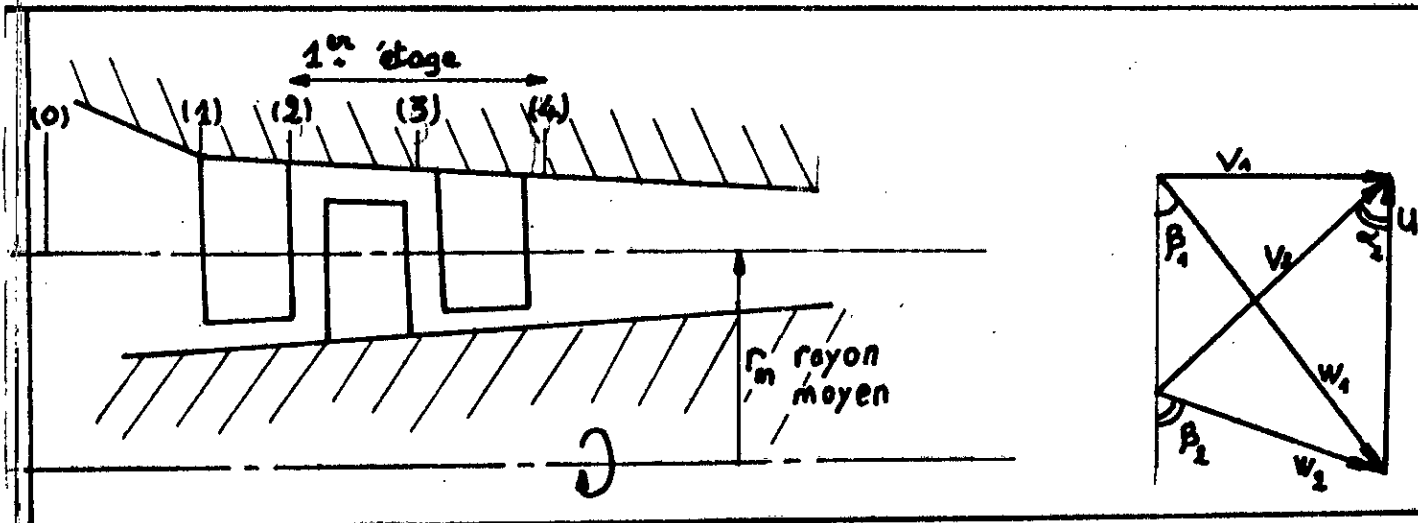


Fig.17.a:coupe d'un compresseur axial.

Fig.17.b:triangle de vitesse.

Le canal d'aspiration (0-1), la grille d'entrée (1-2), la roue (2-3) puis le diffuseur sont traversés successivement par le fluide.

Le canal d'aspiration étant convergent, on a une augmentation de vitesse et une diminution de pression: le fluide est accéléré et détendu. Sauf cas spécial, la vitesse est axiale.

La grille d'entrée est munie d'aubes fixes ayant un angle tel que l'écoulement du fluide atteigne les aubes du rotor dans une direction convenable, limitant ainsi les chocs.

Les canaux entre les aubes étant divergents, la vitesse relative diminue et la pression augmente.

3-3-2-ETUDE THERMODYNAMIQUE.

De la même manière que pour le compresseur centrifuge, on utilise les équations fondamentale de l'écoulement, d'un fluide.

Dans le stator, formé de canaux fixes, l'enthalpie totale et la pression totale restent constantes.

Le compresseur élémentaire d'un étage se compose du:

- Stator à aubes fixes.
- Rotor à aubes mobiles.

On affecte à l'entrée du stator l'indice 0, à sa sortie l'indice 1 et à la sortie du rotor l'indice 2.

On suppose l'écoulement adiabatique et on écrit l'équation de l'énergie:

$$W = (H_2 - H_0) + (V_2^2 - V_0^2) / 2 \quad (\text{J/kg})$$

Dans les compresseurs axiaux, on fait en sorte que: $V_2 = V_0$ et $\alpha_2 = \alpha_0$. Ainsi:

$$W = H_2 - H_0$$

a-Ecoulement dans les aubes fixes et mobiles.

Dans les aubes fixes, on a un ralentissement de la vitesse absolue et dans les aubes mobiles, celle de la vitesse relative. Ceci apparait sur la figure 10.a.

Les augmentations des enthalpies sont données par:

$$H_1 - H_0 = (V_0^2 - V_2^2) / 2 \quad (\text{J/kg})$$

$$H_2 - H_1 = (W_1^2 - W_2^2) / 2 \quad (\text{J/kg})$$

b-Ecoulement dans les grilles d'entrée et de sortie.

Dans le compresseur axial, les grilles d'entrée et de sortie ne sont pas identiques aux grilles des autres stators.

Les grilles d'entrées ont pour but d'amener l'écoulement du fluide sous un angle et une vitesse V_1 de façon à avoir partout le même triangle de vitesse, même calage,...

Les grilles de sortie sont des aubages fixes, redresseurs, servant à ramener la vitesse de sortie du dernier étage à la vitesse axiale V_a . Ceci produit une augmentation de la pression vu que la valeur de la vitesse diminue.

c-Ecoulement dans le diffuseur de sortie.

Comme pour le compresseur centrifuge, on s'arrange de façon à diminuer la vitesse de sortie afin d'augmenter la pression statique. Cet effet est obtenu grâce à la forme géométrique du diffuseur (Fig.18).

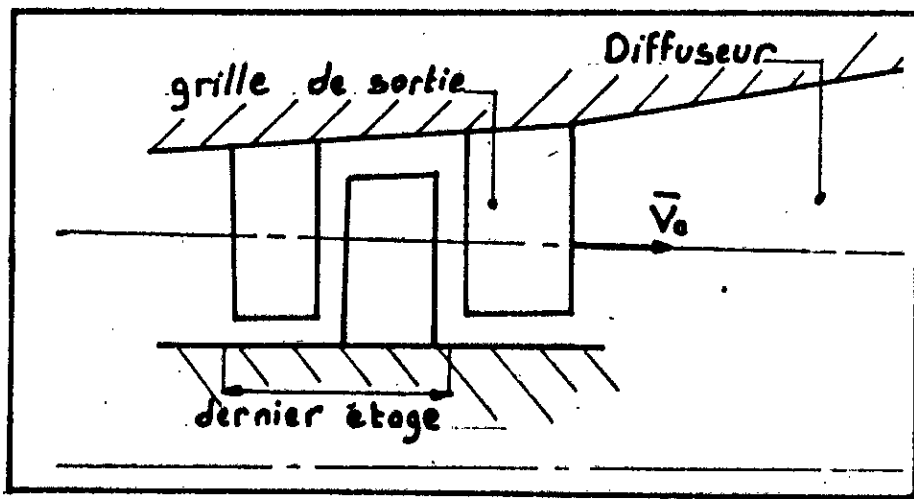


Fig 18. Ecoulement dans la diffuseur de sortie.

3-4-FONCTIONNEMENT DES TURBOCOMPRESSEURS.

Dans la pratique, il est nécessaire d'adapter le compresseur selon les besoins et l'installation disponible. D'autant plus que les conditions de travail sont souvent variables.

On est donc amené à utiliser des courbes qui facilitent la recherche du point d'adaptation.

3-4- 1-COURBES CARACTERISTIQUES.

Les constructeurs établissent des catalogues de courbes caractéristiques des compresseurs, ayant l'allure de celles qui sont représentées sur la figure suivante: {7}

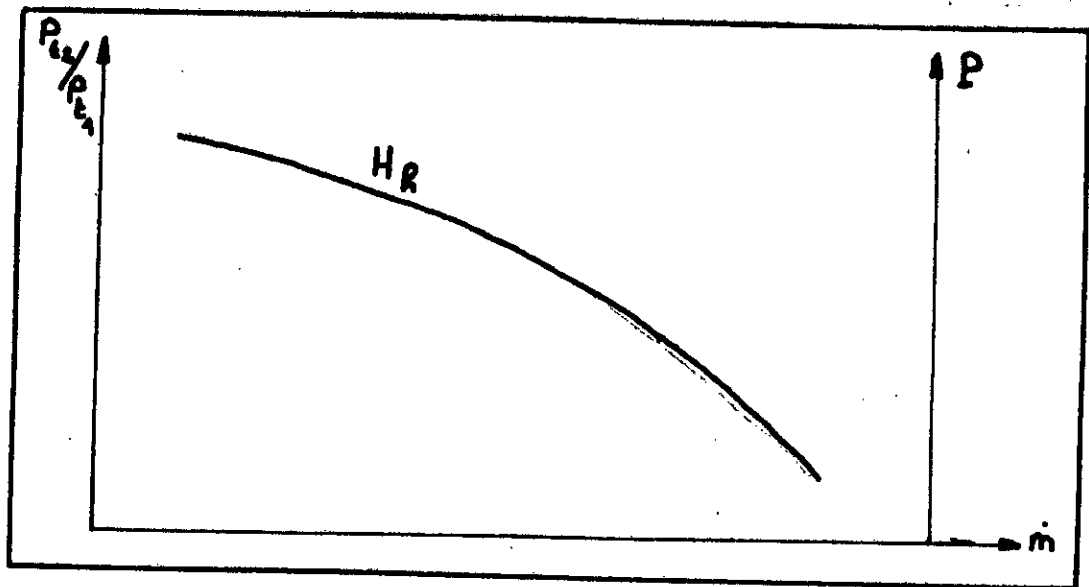


Fig.19. Courbes caractéristiques.

Ces courbes donnent la hauteur totale exprimée en (mm) d'eau ou sous forme d'un rapport de pression en fonction du débit massique \dot{m} ou du débit volumique Q_v . Sur l'échelle de droite figure la puissance nécessaire. [7]

3-4-2- ADAPTATION DES TURBOCOMPRESSEURS.

Les turbocompresseurs fonctionnant dans des plages étendues, il est alors nécessaire de les adapter aux conditions de travail qui sont, d'ailleurs, souvent variables étant donné que la pression et la température de l'air aspiré peuvent varier, ainsi que le débit massique qui dépend des conditions d'aspiration et de la vitesse de rotation du compresseur.

L'adaptation du compresseur à des conditions de fonctionnement variées doit être réalisée de façon à assurer à la machine une marche stable.

On considère la courbe suivante donnant la pression disponible en fonction du débit du compresseur et sur le même graphe, la courbe de pression en fonction du débit nécessaire du système récepteur [10]. Voir la figure 20.

$$P_{t2} / P_{t1} = f (\dot{m})$$

Du graphe, il apparaît que le point de fonctionnement stable du compresseur est le point O d'intersection des deux courbes.

A droite de O, la pression requise par le système est supérieure à celle que peut donner le compresseur. Il n'est donc pas possible de trouver un point de fonctionnement stable dans cette zone.

A gauche de 0, on peut avoir un bon fonctionnement, avec la même vitesse de rotation, à condition d'effectuer un laminage (c'est à dire, qu'on utilise des vannes à l'entrée ou à la sortie du compresseur). Ainsi, on obtient un nouveau point de fonctionnement 0'.

A gauche de M, on a une zone où le régime est instable: le phénomène de pompage y est observé.

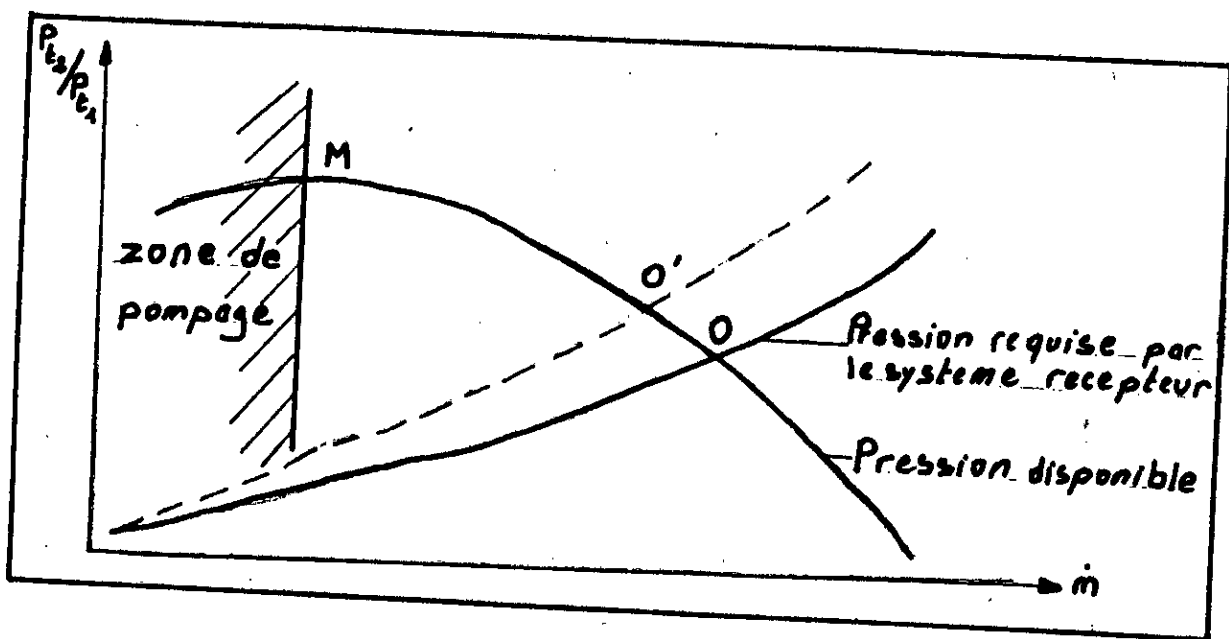


Fig. 20. Les différentes zones d'une courbe caractéristique.

3-4-3-LE POMPAGE.

Le pompage des compresseurs est un phénomène connu dès leurs origines. Il se manifeste lorsque le débit volumique descend en dessous d'une certaine limite pour une vitesse de rotation donnée. Alors, il se produit des variations périodiques importantes de la pression et du débit, ceci à une fréquence plus ou moins grande.

Du graphe (Fig. 21) donnant les courbes d'isorendements (pour un gaz précis et des conditions amont données), on remarque qu'on ne peut pas aller jusqu'au débit nul [7].

Le fonctionnement devient instable: des fluctuations de pression très importantes remontent dans la roue et même jusqu'à l'entrée du compresseur, créant ainsi des chocs très importants.

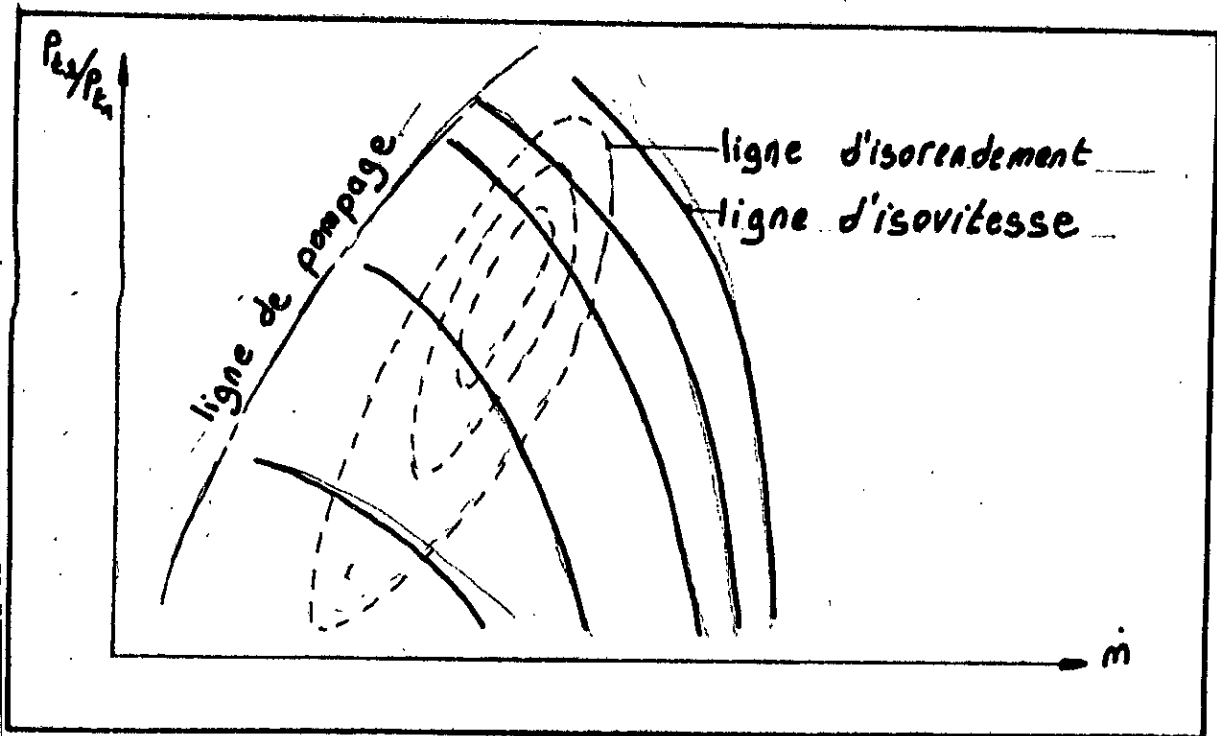


Fig. 21: Caractéristique pression-débit et courbes d'isorendement.

Les caractéristiques pression-débit du compresseur et du circuit récepteur sur lequel il débite, permettent de prévoir le pompage et donc le domaine où le fonctionnement est instable. Souvent, il existe sur les installations industrielles des dispositifs automatiques anti-pompage.

3-5- COMPARAISON ENTRE LES MACHINES AXIALES ET CENTRIFUGES.

Les machines centrifuges, dont l'encombrement diametral limite l'emploi notamment en aéronautique, ont des débits relativement faibles et de forts taux de compression alors que les machines axiales véhiculent des débits élevés à faibles taux de compression.

Par exemple, à encombrement diametral égal on a: {7}

- Le débit d'un compresseur axial peut atteindre six fois celui d'un compresseur centrifuge.
- Le taux de compression d'un seul étage d'un compresseur centrifuge convient à un compresseur axial ayant six étages.

4- COMPRESSEUR A VIS.

4-1-PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.

Le compresseur à vis est un compresseur à deux rotors de dentures hélicoïdales (Fig.22). Le mouvement de rotation du gaz se trouve alors combiné avec un mouvement de translation dans le sens axial.

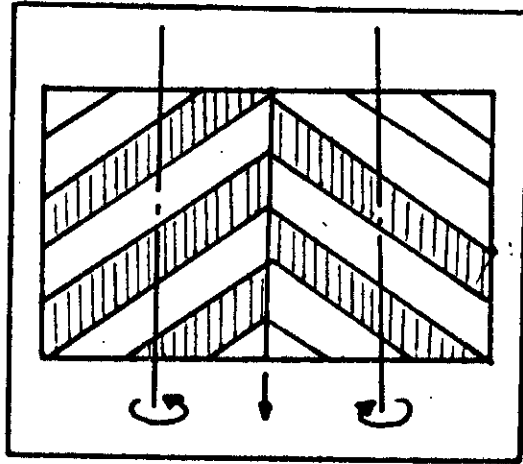


Fig.22 Schéma d'un compresseur à vis.

Cette translation conduit à décaler les orifices d'aspiration et de refoulement dans le sens de l'axe de la machine et, en même temps, elle permet d'offrir au gaz un volume décroissant d'une manière continue.

Il en résulte que lorsque le gaz atteint l'orifice de sortie, il a déjà subi la réduction de volume qui correspond à l'accroissement de pression désirée. Ce gaz est exempt d'huile, la lubrification étant limitée aux paliers de l'appareil et aux engrenages extérieurs.

4-2- DIFFERENTES PHASES DE LA COMPRESSION.

-Aspiration: le gaz à comprimer remplit l'espace total compris entre deux dentures qui se présentent devant la lumière d'aspiration.

-Fermeture de la chambre de compression: elle se fait par l'engrenement des dentures hélicoïdales.

-Compression: le volume de la chambre de compression diminue, au cours de la rotation, entraînant l'augmentation de la pression.

-Refoulement: le volume de la chambre de compression se réduit pratiquement à une valeur nulle, ainsi l'air est refoulé.

5-DIFFERENCES FONDAMENTALES DE PRINCIPE ENTRE LES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES ET LES TURBOCOMPRESSEURS

Dans les compresseurs volumétriques, des masses successives et séparées de fluide qui sont admises dans le mécanisme à fonctionnement périodique, contraintes à une évolution thermodynamique puis, finalement, refoulées.

Alors que dans les turbocompresseurs, un flux permanent de fluide pénètre dans la machine pour y subir des évolutions thermodynamiques, en traversant les organes de la machine, avant d'être expulsé de manière continue.

Dans ces derniers, la température maximale est limitée à cause de ce contact permanent alors que dans les compresseurs volumétriques, la température du fluide peut atteindre des valeurs élevées, du moment qu'il a un caractère assez fugitif.

Compte tenu de l'encombrement croissant entraîné par l'augmentation du débit, les compresseurs volumétriques ont de faibles puissances; En plus, les frottements intenses dues aux systèmes d'étanchéité empêchent ces machines à avoir un bon rendement mécanique.

Inversement, les turbocompresseurs ont un pouvoir débitant bien supérieur à celui des meilleures machines volumétriques et donc de plus grandes puissances massiques.

Cependant, les compresseurs volumétriques ont un rapport de volume élevé (allant de 10 à 15 environ) et qui peut être obtenu en une seule phase. Alors qu'un rapport de compression comparable n'est réalisable dans un turbocompresseur que moyennant l'utilisation de plusieurs étages d'un compresseur axial notamment.

6- LA REFRIGERATION DES COMPRESSEURS.

A rendement constant, si le taux de compression augmente, on remarque que l'écoulement polytropique s'éloigne de plus en plus de l'écoulement isentropique. Par échauffement, la compression est de plus en plus coûteuse. Au delà d'un taux de compression de 4, on a un gain de 30% avec réfrigération [7].

En général, on utilise deux types de réfrigération:

-La réfrigération externe où des réfrigérants sont mis en série entre les différents corps du compresseur.

-La réfrigération interne où les surfaces fixes du compresseur sont aménagées de façon à pouvoir être parcourues par un fluide extérieur réfrigérant.

la deuxième solution complique la construction du compresseur, particulièrement lorsqu'il est du type axial ou centrifuge, et l'efficacité d'une telle réfrigération est assez limitée. Alors que la construction du compresseur en plusieurs corps est souvent nécessaire afin d'augmenter son taux de compression.

CHAPITRE 2

LES POMPES A VIDE.

1-DEFINITIONS.

1-1-POMPES à VIDE.

Une pompe à vide est une machine capable d'abaisser la pression dans un réservoir à une valeur inférieure à la pression atmosphérique; Elle aspire un certain flux, le comprime et le refoule à une pression supérieure à celle de l'aspiration.

En général, les machines couvrent une gamme telle que: [7]

* Débit volumique: 0,5 à 10^6 (dm^3/s)

* Pression: 10^5 à 10^{-6} (Pa)

1-2-CATEGORIES DE POMPES.

On distingue deux classes principales:

a) Pompe primaire: C'est une pompe capable de refouler à la pression atmosphérique.

b) Pompe secondaire: Sa pression de refoulement est inférieure à la pression atmosphérique. Elle est mise en route prévue par une pompe primaire.

1-3-DOMAINES DE PRESSION.

* 10^{+2} à 10^{+2} (Pa) Vide grossier.

* 10^{+2} à 10^{-1} (Pa) Vide moyen.

* 10^{-1} à 10^{-3} (Pa) Vide poussé.

* inférieur à 10^{-5} (Pa) Ultravide.

2-POMPES VOLUMETRIQUES.

2-1-POMPES VOLUMETRIQUES ROTATIVES.

Aujourd'hui, on rencontre le plus souvent les pompes rotatives. La figure 22 représente le principe du mécanisme dans le cas général.

Dans un stator cylindrique S_c , on fait tourner un rotor excentré R_e qui possède deux palettes pouvant coulisser dans un logement. L'aspiration se fait en A et le refoulement en R à travers une soupape S.

La rotation du rotor se fait dans le sens indiqué par la flèche (1); Le volume en relation avec l'aspiration croît, se trouve enfermé entre les deux palettes puis décroît lorsqu'il est en rapport avec le refoulement.

Les fuites F entre les compartiments d'aspiration et de refoulement limitent les différences de pression.

- A aspiration.
- R refoulement.
- P palettes.
- R_e rotor excentré.
- S_c stator.
- S soupape.
- F fuites.

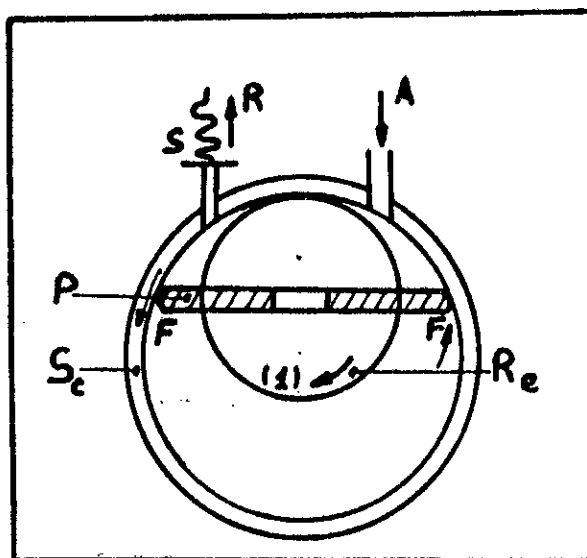


Fig.22. Mécanisme d'une pompe à vide rotative à deux palettes.

Dans certaines conditions de pompage, on peut atteindre la pression de la vapeur saturée de l'eau; Ainsi, la vapeur étant transformée en eau, rien ne sera extrait de la pompe.

Pour éviter ce phénomène, les pompes sont équipées d'un dispositif dit "lest d'air": à un moment choisi du cycle, de l'air est introduit dans la chambre de compression; Cette quantité est commandée par un robinet doseur.

Avantages techniques: {7}

- Excellent vide limite.
- Maintenance aisée.
- Silencieuse et compacte.
- Faible échauffement.
- Bon débit en basse pression.
- Fonctionnement en régime permanent, à toutes les pressions.

2-2-POMPE ROTATIVE A JOINT D'HUILE.

Un flux d'huile constamment renouvelé est introduit dans la chambre de compression. Par viscosité, elle recouvre d'une mince épaisseur toutes les surfaces internes de la pompe.

Ainsi, on obture les faibles jeux mécaniques ménagés entre les parties fixes et mobiles et qui font communiquer les espaces basse et haute pression. Les performances sont alors améliorées puisque les fuites sont nettement diminuées.

Dans l'industrie, ces pompes sont munies d'un dispositif lest d'air et sont à deux étages, en série.

Domaine d'utilisation: {7}

- * Pression pour un étage: 10^5 à $5 \cdot 10^{-1}$ (Pa)
- * Pression pour deux étages: 10^5 à $5 \cdot 10^{-2}$ (Pa)
- * Débit volumique: 0,5 à 70 (dm^3/s)

2-3-POMPES MULTIPALETTES.

Elle comporte un rotor excentré comme les pompes à palettes et sont équipées de 3, 6, 8 ou 12 palettes coulissantes. On distingue deux catégories de pompes multipalettes:

a) Pompes à huile perdue: l'huile est injectée par une pompe doseuse avec juste la quantité nécessaire pour la lubrification.

Domaine d'utilisation: {7}

- * Pression: 10^5 à $5 \cdot 10^3$ (Pa)
- * Débit volumique: 2,5 à 2500 (dm^3/s)

b) Pompes à huile recyclée: l'huile est injectée par depression à partir d'un réservoir attenant.

Domaine d'utilisation: {7}

* Pression: 10^5 à $2 \cdot 10^3$ (Pa)

* Débit volumique: 2,5 à 170 (dm³/s)

2-4- POMPES ROOTS.

2-4-1- GENERALITES.

La pompe Roots est une pompe mécanique, simple et robuste, insensible à la vapeur d'eau et aux gaz corrosifs, tolère même les poussières véhiculés par le flux gazeux et est capable de transférer des flux élevés de gaz notamment dans la zone des pressions comprise entre 10 et 10^{-3} (mbar).

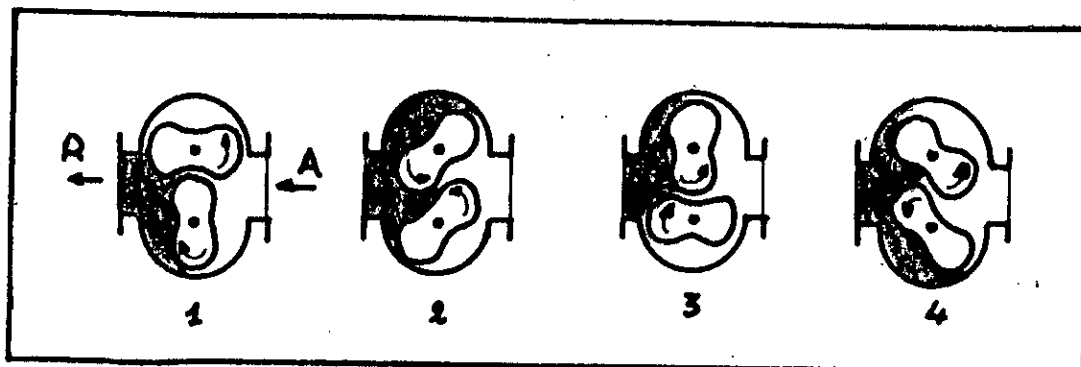
La chambre de compression est isolée des carters contenant l'huile de lubrification des paliers; Ainsi, on évite toute pollution des gaz pompés.

Les machines Roots travaillent en association avec une pompe primaire qui permet de refouler les flux de gaz à la pression atmosphérique. Ainsi, la caractéristique débit-pression se trouve liée aux performances de la pompe primaire associée.

La puissance consommée par la pompe Roots est proportionnelle au débit engendré et à la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement.

2-4-2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.

Deux rotors de profils identiques et conjugués, couplés par deux engrenages, tournent en sens inverse l'un de l'autre dans un carter sans que les rotors ne se touchent ou touchent le carter.



A Aspiration
R Refoulement

Fig.23 .Principe de la pompe Roots.

Dans la rotation, chaque rotor crée entre lui et le stator un espace variable, croissant du côté de l'aspiration et décroissant du côté du refoulement, produisant ainsi l'effet de pompage. Le gaz véhiculé est transmis de la chambre d'aspiration à celle de refoulement.

La pompe Roots travaille selon un mode de compression isochore. La mise en série de deux Roots avec un réfrigérant intermédiaire permet d'obtenir un vide à 80 % [7].

Leurs débit d'aspiration et leur pression finale dépendent directement des caractéristiques de la pompe primaire utilisée.

Caractéristiques: [15]

Les pompes sont caractérisés par:

- Insensibilité aux retombées de poussières.
- Pas de vibrations du fait de l'équilibrage dynamique des rotors.
- Pas de problème de mise en marche grâce à la vanne de surpression incorporée qui permet de mettre en marche la pompe à la pression atmosphérique.
- Bon rendement volumétrique.

Le pompage se fait verticalement, du haut vers le bas, comme l'indique la figure suivante:

- 1 vanne de surpression
- 2 côté aspiration
- 3 corps de la pompe
- 4 piston
- 5 côté refoulement

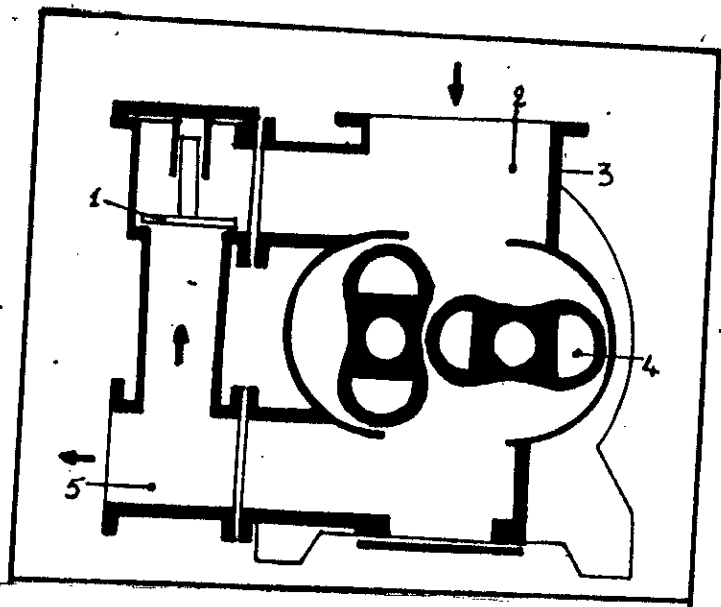


Fig.24 Schéma d'un dépresseur Roots avec vanne de surpression.

Vanne de surpression: {15}

Elle est reliée aux côtés aspiration et refoulement de la pompe par des canalisations. Un côté de vanne, commandé par différence de pression, s'ouvre en cas de dépassement de la différence de pression admissible de chaque pompe et laisse refluer du côté échappement vers le côté aspiration une quantité plus ou moins importante du gaz pompé. Ce dispositif évite les surcharges du moteur et de la pompe.

Domaine d'utilisation: {15}

* Pression en pompe secondaire: 10^4 à 10^2 (Pa)

* Débit volumique: 10^2 à $3 \cdot 10^4$ (dm³/s)

2-5-POMPE A ANNEAU LIQUIDE.

On considère la figure suivante:

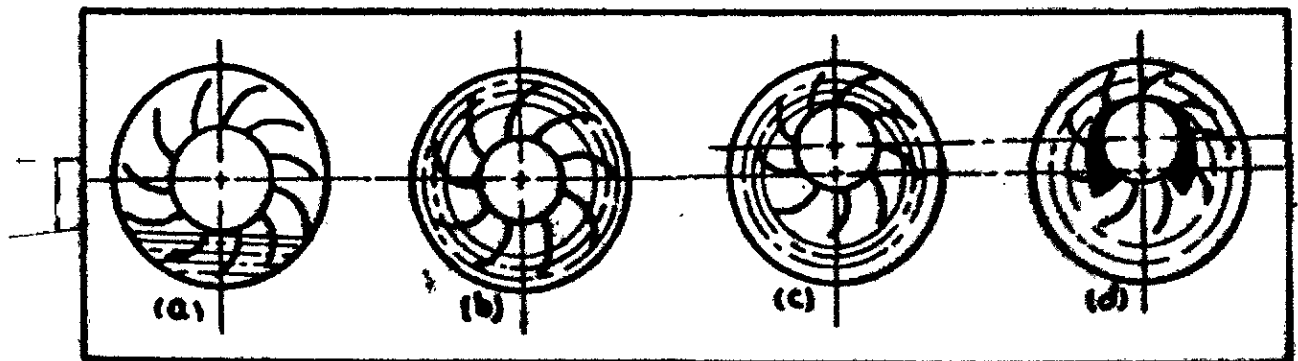


Fig.25. Principe d'une pompe à anneau liquide.

Une roue équipée d'aubes contient un liquide (a). Lors de sa mise en rotation, la force centrifuge crée un anneau liquide concentrique à la roue (b).

En excentrant la roue par rapport au corps, on a une variation de volume de chaque alvéole au cours du cycle (c).

Lorsque le volume des alvéoles croît, il crée une zone de depression et lorsqu'il décroît, une zone de compression.

En équipant les faces latérales du corps par deux orifices en forme de croissant, il est possible d'aspirer un fluide gazeux grâce à la zone de dépression, puis de le refouler à la fin de la zone de compression.

Domaine d'utilisation: {7}

- * Pression: 10^5 à $25 \cdot 10^2$ (Pa)
- * Débit volumique: 3 à 3000 (dm^3/s)

2-6- POMPES MECANQUES SECHES.

Certaines applications du vide requièrent des atmosphères totalement exemptes d'hydrocarbures. On ne peut plus utiliser des huiles dans ces cas là.

a) Pompe à membrane: Elle a un faible débit et est utilisée principalement pour le démarrage des pompes à fixation.

Domaine d'utilisation: {7}

- * Pression avec deux étages en séries: 10^4 à 10^2 (Pa)
- * Débit volumique: 0,3 à 5 (dm^3/s)

b) Pompe Nométex: Son application se limite notamment à l'industrie nucléaire.

3-POMPES A ENTRAINEMENT.

Dans l'industrie, trois types sont utilisés:

- Pompes turbomoléculaires.
- Pompes à jet de vapeur.
- Les éjecteurs.

3-1- POMPE TURBOMOLECULAIRE.

Elle est comparable à une turbomachine axiale: une série d'aubes mobiles sont insérées dans une série de rotors à aubes fixes; Par contre, les aubes sont différemment profilés.

La pompe turbomoléculaire est une pompe secondaire et doit donc être incluse dans une chaîne comportant une pompe primaire.

Elle a une mise en œuvre très simple, sans vannes, se place directement sur l'enceinte et se met en route en même temps que la pompe primaire.

Avec ce type de pompe, on peut atteindre un vide limite de 10^{-10} , sans qu'il soit nécessaire d'utiliser un piège [7].

Leurs débits varient de 80 à 880 (l/s) et leur refroidissement peut être par air ou eau [7]. Elles ont un faible poids et un encombrement réduit.

La qualité et les performances de la pompe primaire, associée à la pompe turbomoléculaire qui est une pompe secondaire, influent énormément sur cette dernière.

La caractéristique débit-pression suit la loi générale suivante: [7]

$$Q_v = Q_{v_0} \frac{\tau_0 - \tau}{\tau_0 - 1}$$

Où:

Q_{v_0} débit volumique pour un taux de compression unité.

τ_0 taux de compression pour un débit nul.

Domaine d'utilisation:

* Pression: 10^{-1} à 10^{-10} (Pa)

* Débit volumique: 10^2 à $3 \cdot 10^3$ (dm³/s)

3-2-POMPE A JET DE VAPEUR.

Ce sont essentiellement des pompes secondaires, appelées aussi pompes à diffusion. Un modèle courant est schématisé sur la figure 26.

Dans un réservoir Re dans lequel on a fait un vide préalable, on chauffe à environ 200 (C) une huile H de masse molaire élevée. La vapeur d'huile monte dans les collecteurs Co et est renvoyée dans le réservoir par les tuyères T qui lui donnent une vitesse supersonique.

Le jet de vapeur atteint la paroi P refroidie par circulation d'eau Ce. Elle s'y condense, coule sur la paroi et revient au réservoir. L'huile travaille donc en cycle fermé.

Pendant son trajet dans le réservoir, les molécules du jet de vapeur entrent en collision avec celles du gaz pompé. La quantité de mouvement de la molécule d'huile est beaucoup plus grande que celle du gaz à pomper: celle-ci est donc renvoyée dans la direction du jet à vapeur.

La combinaison de ces trois jets produit l'effet de pompage désiré.

Le gaz à pomper est extrait de la partie inférieure du réservoir par une canalisation Ca en communication avec l'aspiration de la pompe primaire.

- A Aspiration
- R' Refoulement
- Ca Canalisation
- Co Collecteur
- Ce Circulation d'eau
- T Tuyère
- H Huile
- F Flux de vapeur motrice
- Re Reservoir
- P Paroi

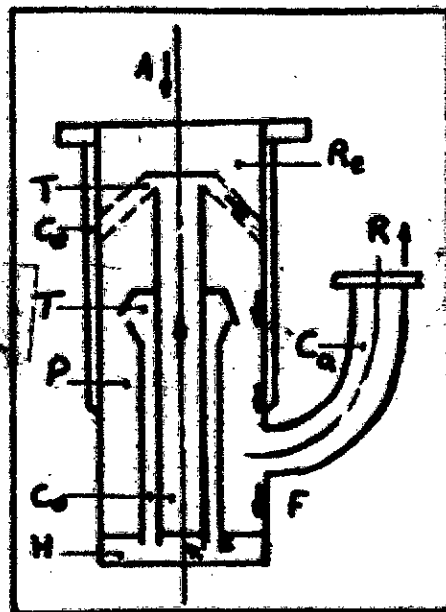


Fig.26: Pompe à jet de vapeur.

Les pompes à diffusion ont été conçues pour obtenir un vide propre à de très basses pressions selon les besoins spécifiques au laboratoire. D'autre part, elles ont une très haute vitesse de pompage et de forts débits massiques.

Ces pompes sont particulièrement destinées aux laboratoires vu leurs conception et leurs mise en route rapide et aisée. Elles sont soit à refroidissement à eau ou à air. Ces pompes sont à commande manuelle ou pneumatique.

Domaine d'utilisation: {14}

* Pression: 10^{-1} à 10^{-10} (Pa)

* Débit volumique: 10^2 à 10^4 (dm³/s)

3-3-EJECTEURS.

Un éjecteur est une pompe dans laquelle le gaz est entraîné, par frottement visqueux, par un jet de fluide animé par une grande vitesse.

La vitesse initiale du fluide moteur est donnée par sa détente dans une tuyère divergente T. Le jet traverse la chambre C reliée à l'admission où s'opère le mélange fluide moteur-gaz.

Ce mélange, ainsi formé, est introduit dans un convergent-divergent B dans lequel il est ralenti, transformant son énergie cinétique en pression.

La masse de gaz entraînée se trouve elle même comprimée à une pression plus élevée que celle qui regne dans la chambre d'admission.

L'éjecteur peut travailler en pompe primaire en refoulant à pression atmosphérique mais il est surtout utilisé en pompe secondaire. Il peut être à jet d'eau, de vapeur d'eau, d'air ou de vapeur d'huile.

- A Admission
- R Refoulement
- C Chambre de mélange
- B Convergent-divergent
- T Tuyère divergente

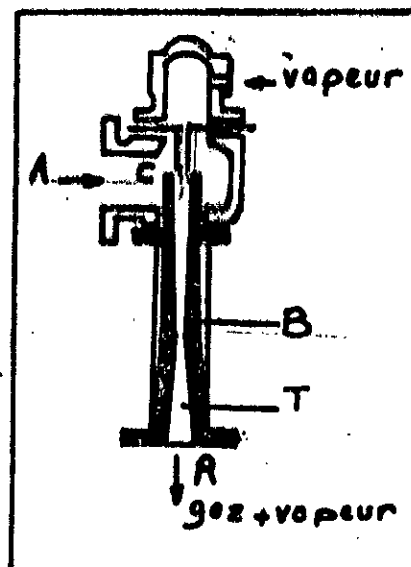


Fig.27: Ejecteur.

Domaine d'utilisation: [7]

- * Pression: 10^5 à 1 (Pa)
- * Débit volumique: 10^2 à $25 \cdot 10^4$ (dm³/s)

4- POMPES A FIXATION.

Contrairement aux pompes volumétriques ou à entraînement qui extraient les gaz du réservoir à vider pour les transférer à une pression supérieure, les pompes à fixation piègent les gaz en les fixant sur une surface piègente.

Quatres types sont couramment utilisés:

4-1- POMPES A SORPTION.

Ce sont des pompes primaires constituées d'un réservoir contenant un matériau solide de grande surface spécifique. Lorsque celui-ci est refroidi à la température de l'azote liquide, il absorbe des quantités importantes de gaz. Une régénération partielle est obtenue par echauffement de la plaque mais le débit volumique de la pompe est faible.

4-2- POMPES A SUBLIMATION DE TITANE.

Ce sont des pompes secondaire travaillant en général au-dessous de 10^{-4} (Pa) . Ils n'intéressent que les gaz chimiquement actifs car le procédé est fondamentalement par chimisorption: On dispose sur une surface un film de titane, les molécules du gaz à pomper tombent sur ce film et réagissent avec lui, donnant un produit stable.

4-3- POMPES IONIQUES.

C'est une pompe secondaire combinant trois phénomènes: l'ionisation des molécules gazeuses, la pulvérisation cathodique et une réaction chimique avec le titane. La figure suivante schématise une pompe ioniques:

- A Anode
- A_p Aimant permanent
- B Champ magnétique
- C Cathode en titane

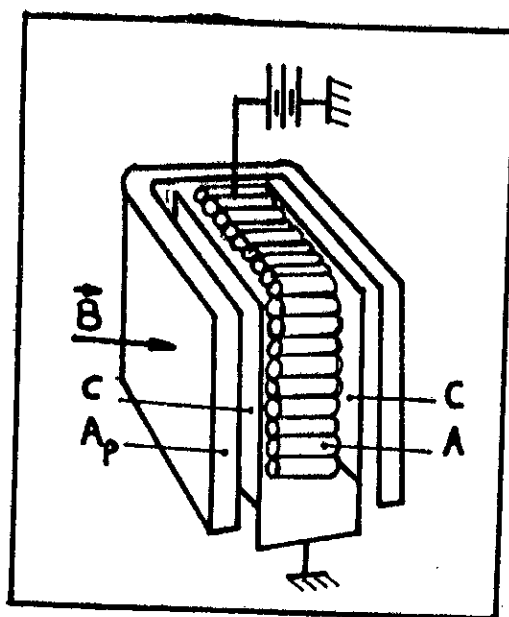


Fig.28 Pompe ionique.

La pompe est constituée d'une anode formée d'une série de petits cylindres creux en acier inoxydable, d'une cathode constituée de deux plaques planes en titane, le tout dans une enceinte étanche placée dans un champ magnétique B, parallèle à la direction de l'axe des cylindres.

Une décharge spontanée d'électrons se produit entre la cathode et l'anode. Au cours de leurs trajectoire, les électrons vont avoir de nombreuses collisions avec les molécules du gaz à pomper qui s'ionisent. Les ions positifs attirés par la cathode, la bombardent.

Sous l'effet de ce bombardement, les atomes de titane sont arrachés à la cathode et viennent se disposer sur l'anode créant ainsi un film de titane qui pompe comme dans le cas d'une pompe à sublimation.

4-4-POMPES CRYOGENIQUE.

Le pompage cryogénique est notamment utilisé dans l'industrie du froid.

5-DOMAINES D'UTILISATION ET CHOIX D'UNE POMPE A VIDE.

Deux facteurs sont dominants et conditionnent le choix d'un système de pompage: la pression d'utilisation et le débit volumique recherchés.

On remarque qu'on parle de systèmes de pompage et non de pompe unique; Ceci, parcequ'il est fréquent qu'une pompe seule ne reponde pas au problème posé.

Quelques combinaisons possibles de systèmes de pompage figurent ci-après, sans que le nombre de machines ne soit précisé.

Il est à noter que pour faire fonctionner les pompes secondaires, il est indispensable de compléter l'installation par un système de pompage primaire.

D'autres critères, spécifiques à chaque catégorie de pompe, rentrent en jeu. Par exemple:

a) Machines à joint d'huile: En général, elles ne sont pas recommandées lorsqu'il s'agit de pomper des fluides agressifs qui peuvent réagir avec l'huile de la pompe. Mais malgré ceci, les constructeurs proposent une série d'accessoires qui protègent la pompe.

b) Les pompes Roots: Vu qu'elles ne contiennent pas de liquide, elles résistent mieux aux agents corrosifs mais ne supportent pas les inclusions grossières.

c) Les pompes à anneau liquide: Elles supportent bien les produits agressifs au point qu'on utilise souvent les réactions possibles du fluide pompé avec le liquide de l'anneau. Elles servent aussi au refroidissement des gaz pompés qui sont intimement liés au liquide.

d) Ejecteurs à vapeur: De tous les éjecteurs, ils sont les plus utilisés. Ces machines étant bien robustes, elles supportent les gaz corrosifs, chargés de corps étrangés et même explosifs.

5-1-PRINCIPALES COMBINAISONS DES POMPES PRIMAIRES.

$Q (m^3/s)$				
30000		! Roots + pompe ! à anneau	! éjecteur + pompe ! à anneau liquide	! éjecteur à ! vapeur
3000	! Roots + pompe ! à palettes	! Roots + pompe ! à anneau ! liquide	! Roots + pompe à ! anneau liquide	! * pompe Roots ! * éjecteur à ! vapeur
500	! Roots + pompe ! à palettes	! Roots + pompe ! à palettes	! Roots + pompe à ! palettes	! * pompe Roots ! * éjecteur à ! vapeur
70		! pompe à ! palette	! pompe à ! palette	! * pompe à palette ! * pompe à anneau ! liquide.
3			! * pompe à anneau ! liquide + ! éjecteur à vapeur	! *multipalette à ! huile perdue ! pompe à ! membrane
	10^{-4}	10	10^2	$4 \cdot 10^3$
				10^5 P (Pa)

Tableau 2.1: Principales combinaisons des pompes primaires.

5-2- PRINCIPALES COMBINAISONS DES POMPES SECONDAIRES.

$Q_v (m^3/s)$			
10000	! pompe ! cryogénique	! pompe ! cryogénique	! pompe à jet de vapeur
3000	! * p. turbomoléculaire ! * p. à jet de vapeur ! * p. à sublimation	! * pompe à jet de ! vapeur.	! * pompe à jet de vapeur
200	! * pompe ionique ! * p. turbomoléculaire	! * pompe turbo- ! moléculaire	! * pompe turbomoléculaire
3	! * p. à jet de vapeur		
	10^{-7}	10^{-5}	10^{-1} P (Pa)

Tableau 2.2: Principales combinaisons des pompes secondaires

6-COUPLAGES DE POMPES.

Comme il n'existe aucune pompe capable de couvrir tous les domaines du vide, il est nécessaire de faire des combinaisons en associant les pompes en série, en parallèle, une mise en service simultanée ou successive. Le tableau ci-après montre quelques dispositifs usuels :

Pression désirée [R]	Dispositifs possibles				
$< 10^{-6}$	\$?	\$? +	\$ =		# p. à palette à 1 étage
$10^{-4} - 10^{-5}$	\$ *	\$?	\$? +	\$ =	# p. à palette à 2 étages
10^{-3}	\$ *	# & *	# ?	\$ =	& depresseur Roots
10^{-2}	\$ ^	\$ ^ *	\$ ^ &	? \$? p. turbomoléculaire
10^{-1}	\$ #	\$ ^			^ éjecteur
1	\$	# ^	# &	# & &	* p. à diffusion
10	#	\$	# &		+ p. ionique
10^2	#	# &	& &		= p. cryogénique

Tableau 2.3: Couplages de pompes.

6-1-COUPLAGAGE EN SERIE.

Ce cas est classique. Une pompe à diffusion ou turbomoléculaire relayée par une pompe à palettes transférant du gaz et le refoulant à pression atmosphérique.

Lors du couplage, il faut assurer un certain rapport des débit nominaux des deux pompes. Par exemple:: [7]

- * Pompe à palettes et depresseur Roots: un rapport de 1 à 80.
- * Pompe à anneau liquide et depresseur Roots: un rapport de 1 à 5.
- * Pompe à palette et pompe turbomoléculaire: un rapport de 1 à 20.

6-2-COUPLAGÉ EN PARALLELE ET MISE EN SERVICE SUCCESSIVE.

C'est le cas des pompes à fixation. A l'aide d'une pompe primaire, on descend la pression dans l'enceinte jusqu'à atteindre la pression de démarrage de ces pompes, puis la pompe à fixation est mise en parallèle avec la primaire. Lorsque le régime est établi, cette dernière est isolée.

6-3-REPRESENTATION SYMBOLIQUE.

Le tableau (2.4) donne la représentation symbolique de quelques pompes à vide:

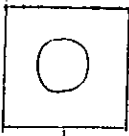
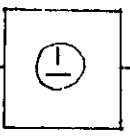
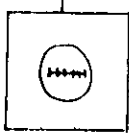
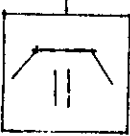
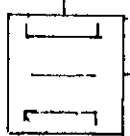
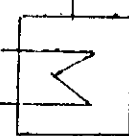
					
!pompe à !palette	!depresseur !Roots	!pompe turbo !moléculaire	!pompe à jet !de vapeur	!pompe !ionique !à !pulvéri- !sation	!pompe !cryogé- !nique
!1cercle = !p. à 1 !étage					
!2cercle = !p. à 2 !étages					

Tableau 2.4 Représentation symbolique de quelques pompes à vide.

CHAPITRE 3

PERTES DE CHARGES

1-BUT DU CALCUL.

Il s'agit de dimensionner des tuyaux transporteurs de fluide.
Pour cela:

- On détermine judicieusement leurs sections de passage.
- On choisit le matériaux approprié et on détermine son épaisseur.
- On réalise une installation économique en réduisant le coût de l'exploitation.

2- FACTEURS REGISSANT LES PHENOMENES ACCOMPAGNANT L'ECOULEMENT.

2-1- CARACTERISTIQUES DE LA CONDUITE.

- Forme de la section de passage: circulaire en général.
- Dimensions: diamètres extérieur et intérieur et longueur.
- Materiel de construction et ses caractéristiques physico-chimique.
- Etat de la surface intérieur: rugosité (variable avec le temps).
- Positions de la conduite: pente, verticale, horizontale.
- Obstacles gênant l'écoulement: étranglement et élargissement brusques, robinets, vannes,...

2-2-CARACTERISTIQUES DU FLUIDE.

- Sa masse spécifique ρ .
- Sa viscosité cinématique ν .
- Sa température et sa pression initiales.
- Son équation d'état: coefficient de dilatation, constante des gaz parfaits...
- Sa composition physico-chimique et son évolution.
- Autres constantes du fluide: chaleur spécifique, conductibilité,...

2-3- FACTEURS DEPENDANTS DE LA CONDUITE ET DU FLUIDE.

-Le coefficient λ de perte de charge, surtout fonction du nombre de Reynolds.

-Le débit poids et la vitesse d'écoulement.

3- NOTION DE PERTES DE CHARGE ET SON EXPRESSION.

Le fluide n'étant pas parfait, les forces de viscosités interviennent pour diminuer la charge totale d'une quantité Δh (ou bien la pression d'une quantité $\Delta P = \gamma \cdot \Delta h$, où γ est le poids spécifique).

La chute de hauteur Δh ou de la pression ΔP est la perte de charge.

Soient:

L.....longueur de la conduite.....(m)

D.....diametre de la conduite.....(m)

V.....Vitesse moyenne de translation du fluide..(m/s)

γpoids spécifique du fluide.....(kg/m)

g.....accélération de la pesanteur.....(m/s²)

λcoefficient sans dimension

La perte de charge s'exprime par:

$$\Delta P = \gamma \cdot V^2 \cdot L \cdot \lambda / (2 \cdot g \cdot D) \quad (\text{kg/m}^2)$$

ou bien:

$$h = V^2 \cdot L \cdot \lambda / (2 \cdot g \cdot D) \quad (\text{m})$$

P / L est la perte de charge unitaire.

Le débit est:

$$Q = S \cdot V = \pi \cdot D^2 \cdot V / 4 \quad (\text{m}^3 / \text{s})$$

Donc:

$$V = 4 \cdot Q / (\pi \cdot D^2) \quad (\text{m/s})$$

Alors:

$$\Delta P = 0,0826 \cdot L \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot Q^2 / D^5$$

4- CALCUL DES PERTES DE CHARGES.

Soient les indices suivants:

- a amont de la canalisation.
- e évacuation ou utilisation.
- x section intermédiaire.

On a:

$$P_a + h_a \cdot \gamma + \gamma \cdot V_a^2 / 2 = P_e + h_e \cdot \gamma + \gamma \cdot V_e^2 / 2$$

$$P_a + h_a \cdot \gamma + \gamma \cdot V_a^2 / 2 = P_x + h_x \cdot \gamma + \gamma \cdot V_x^2 / 2 + \Delta P$$

En général, $V_a = 0$ [6] ; Donc:

$$P_a - P_e + (h_a - h_e) \cdot \gamma = \Delta P + \gamma \cdot V_e^2 / (2 \cdot g) \quad (a)$$

Où ΔP est la somme des pertes de charges linéaires et singulières:

a- Les pertes de charges linéaires:

Elles sont dues aux frottements et donc à la viscosité. Pour un tronçon linéaire, homogène, de longueur L_x , l'expression de la perte de charge est: [6]

$$\gamma \cdot V_x^2 \cdot L_x \cdot \lambda_x / (2 \cdot g \cdot D_x)$$

b- Les pertes de charges singulieres:

Ou (accidentelles) dues aux étranglements ou élargissement de la section, aux coudes, aux branchements, aux organes de conditionnements et de réglages (filtres, vannes,...),...

Ces pertes sont exprimées à l'aide de coefficients caractéristiques, sous la forme: [6]

$$\sum_n \xi \cdot Vn^2 / (2.g)$$

Finalement:

$$\Delta P = \sum_a^e \xi \cdot \lambda_x \cdot Vx^2 \cdot Lx \cdot \gamma / (2.g \cdot Dx) + \sum_n \xi \cdot Vn^2 \cdot \gamma / (2.g)$$

Pour une canalisation donnée, les vitesses sont à déterminer, les autres paramètres étant supposés connus. On a:

$$Q = Vx \cdot Sx = Ve \cdot Se = Va \cdot Sa$$

La vitesse est alors donnée par:

$$V = Q / S \quad (b)$$

Soit S_0 la section de la tuyère équivalente par laquelle s'écoulerait la même quantité de fluide Q pour une même différence de pression ($P_a - P_e$) et de hauteur ($h_a - h_e$).

De l'expression (a), on a:

$$P_a - P_e + (h_a - h_e) \cdot \gamma = \gamma \cdot Q^2 / (2.g \cdot S_0)$$

Ainsi:

$$Q = S_0 \cdot \sqrt{2.g (h_a - h_e + (P_a - P_e) / \gamma)} \quad (c)$$

En remplaçant (c) dans l'expression de la vitesse (b).

5- CALCUL DES COEFFICIENTS.

5-1- LE COEFFICIENT λ .

Pour les pertes de charges lineaires:

$$\Delta P = \lambda \cdot \gamma \cdot V^2 \cdot L / (2 \cdot g \cdot D)$$

Où λ dépend principalement du nombre de Reynolds (caractérisant le régime de l'écoulement et donner par l'expression: $Re = V \cdot D / \nu$) et du coefficient de rugosité qui caractérise l'état de la surface intérieur de la conduite.

5-2-CALCUL DU COEFFICIENT ζ .

On a :

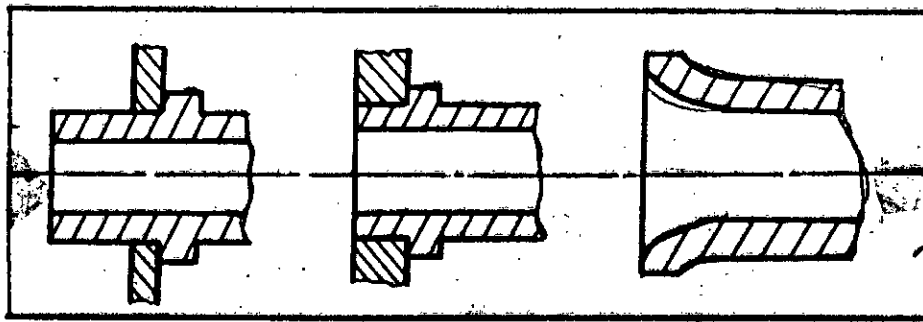
$$\Delta P = \zeta \cdot \gamma \cdot V^2 / (2 \cdot g)$$

Où

$$V = Q / S$$

a-Pertes de charges a l'entrée du tube.

La contraction de la veine fluide est assez grande, par conséquent la perte de charge peut être importante. Selon le mode de raccordement, on a les valeurs du coefficient ζ , d'après Weisbach [6] :



angle droit
 $\zeta = 0,56$

arêtes vive
 $\zeta = 0,5$

selon rugosité
 $= 0.06 \text{ à } 0.005$

Fig.29: Coefficients ζ selon le mode de raccordement.

b- Pertes de charges par étranglement ou diminution brusques de la section.

Lorsque les bords sont mal arrondis, la veine se détache de la paroi et se rétrécit, créant des pertes.

$$\Delta P = \zeta_2 \cdot \rho / (2 \cdot g) \cdot V_2^2$$

Où:

$$\zeta_2 = (1 / \alpha - 1)^2$$

Avec:

$$\alpha = 0,63 + 0,37 (S_0 / S_1)^2$$

α est appelé coefficient de contraction et est égal aussi au rapport S'_2 / S_2 .

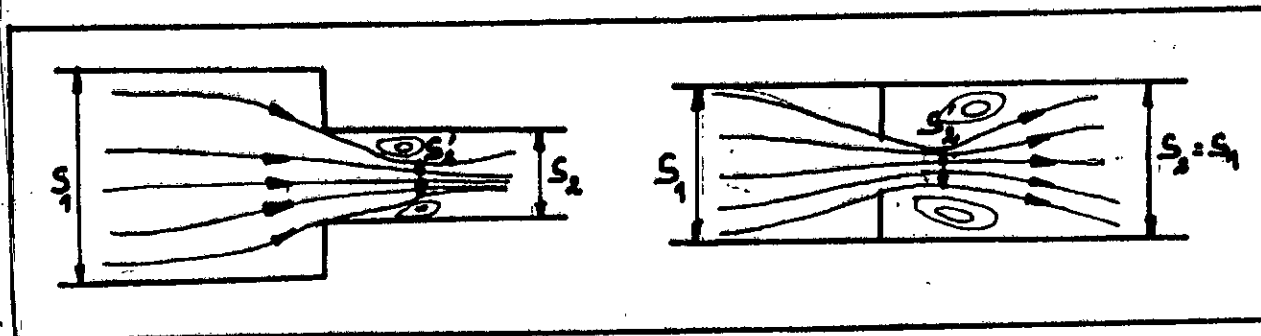


Fig.30: Retrécissement à bords aigus et étranglement local.

c- Pertes de charges par élargissement de la section.

-Elargissement progressif:

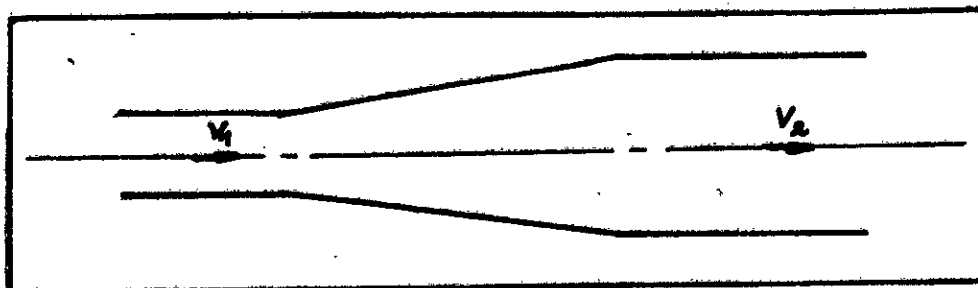


Fig. 31: Elargissement progressif.

L'effet d'un élargissement continu est une augmentation de la pression statique et une diminution de la vitesse. La perte de charge est due aux frottements et l'expression de P est:

$$\Delta P = \zeta \cdot \gamma \cdot (V_1^2 - V_2^2) / (2 \cdot g)$$

Où ζ vari de 0,1 à 0,3 [6]

-Elargissement brusque:

Il se produit une perte qui peut être calculée par l'application de la formule: 6

$$\Delta P = \zeta_1 \cdot \gamma \cdot V_1^2 / (2 \cdot g)$$

Où

$$\zeta_1 = (1 - \alpha)^2$$

α étant donné par des tableaux [6].

CHAPITRE 4

CHOIX DES MACHINES

1- COMPILATION DES INFORMATIONS.

Notre travail consiste à rassembler les informations sur les compresseurs et les pompes afin de concevoir les stations de compression et de pompage de la soufflerie à choc.

A partir des deux premiers chapitres, on voit que chaque type de machine a été conçu pour répondre à certaines exigences bien définies.

Ainsi, tel compresseur travaille dans des conditions où un autre type ne peut satisfaire les besoins exigés. Si le compresseur axial est capable de transférer de gros débits avec des taux de compressions assez bas, le compresseur centrifuge, avec un seul étage, possède un taux de compression élevé mais est limité en débit.

Ces facteurs, ajoutés à d'autres paramètres, ont fait que les machines axiales sont surtout rencontrées en aéronautique notamment à cause de leurs encombrement diamétral réduit alors que les centrifuges véhiculent les gaz les plus divers dans les industries agroalimentaires, pétrochimie, gaz naturel,...

Le compresseur à piston est surtout conçu pour les très grands taux de compression et possède un encombrement croissant avec l'augmentation des débits alors que celui à vis est utilisé pour de faibles taux.

De même pour les pompes à vide. Selon le vide limite recherché, une série de familles de pompes répond à nos exigences.

Un autre paramètre tout aussi important peut intervenir simultanément que la pression: le débit volumique. Dans ce cas, des courbes caractéristiques liant pression et débit sont données pour certains types de pompes.

Le facteur temps de pompage peut être considéré aussi. Certaines pompes sont plus rapides que d'autres, pour une même pression et un même débit volumique quoique que plus coûteuses bien entendu.

On voit donc, qu'en général, le secteur industriel a surtout besoin des pompes à vide rotatives. Ceci parcequ'elles rassemblent certaines propriétés intéressantes (pression limite de l'ordre du centième du Pascal, large gamme de débits volumiques, maintenance aisée,...) tout en étant relativement peu chères comparées aux autres types de pompes dont la pression limite peut atteindre un vide très poussé et qui, par conséquent, sont très demandés dans les laboratoires pour la recherche scientifique.

2- TECHNIQUES POUR LE CHOIX DE LA MACHINE.

2-1- CAS GENERAL.

Comme il a déjà été signalé, chaque machine, que ce soit un compresseur ou une pompe, donne le meilleur d'elle même dans une gamme de pression ou de débit volumique bien spécifiés. En plus, d'autres facteurs peuvent intervenir: l'encombrement, la maintenance, le coût, le temps...

De ce fait, il est tout d'abord nécessaire de savoir le domaine de travail de la machine: en laboratoire (où la précision est souvent demandée), dans les usines, en altitude (où l'encombrement diamétral doit être minimal)...

Par la suite un ou plusieurs paramètres sont fixés: Par exemple, si on est plus intéressé par le débit volumique, on calculera les autres en fonction de ce dernier..

En résumé, on a notamment:

<1>- Compresseur axial:

- Encombrement diamétral réduit.
- Taux de compression de l'ordre de 1,5 pour un étage.
- Débit volumique élevé.
- Plusieurs étages de compression peuvent être mis en série (vingt et plus pour certaines applications)
- Maintenance complexe à cause de la présence des aubes.

<2>- Compresseur centrifuge:

- Encombrement diametral assez important.
- Taux de compression de l'ordre de 6.
- Faible débit volumique.
- Maintenance complexe.

<3>- Compresseur à piston:

- Encombrement croissant avec l'augmentation du débit.
- Taux de compression élevé.
- Maintenance assez aisée.

<4>- Compresseur à vis:

- Faibles taux de compression.
- Faibles débits volumiques.

<5>- Pompe à palettes:

- Pression limite de l'ordre du dixième du Pascal.
- Silencieuse et faible échauffement.
- Large gamme de débits volumiques.
- Maintenance aisée.

<6>- Pompe Roots:

- Pression limite de l'ordre du centième du Pascal.
- Robuste, insensible aux vapeurs d'eau et gaz corrosifs.
- Débits volumiques importants.
- Doit être mise en série avec une pompe primaire (pompe à palettes, par exemple)

<7>- Pompe turbomoléculaire:

- Pression limite allant jusqu'à 10^{-10} (Pa).
- Débits volumiques assez élevés.
- Poids faible et encombrement réduit.
- Doit être mise en série avec une pompe primaire.

<8>- Pompe à diffusion:

- Pression limite allant jusqu'à 10^{-10} (Pa).
- Vide propre.
- Vitesse de pompage élevée.
- Débits volumiques élevés.
- Mise en route rapide.
- Doit être mise en série avec une pompe primaire.

2-2- CAS PARTICULIER.

Dans notre cas, on desire mettre en place des stations de compression et de pompage pour la soufflerie à choc. Pour la chambre de compression, la pression doit pouvoir atteindre 150 (bars) alors que dans l'enceinte à vide, on veut descendre jusqu'à 1 (Pa).

A partir de ces données et, avec ce qui a été dit ci-dessus, on peut déjà avoir une idée sur les machines qui nous conviennent: par exemple, un compresseur à piston haute pression et une pompe rotative à palettes.

Selon les dimensions de la chambre de compression et de l'enceinte à vide et ayant les temps de compression et de pompage, on peut alors calculer les débits volumiques.

Les résultats numériques sont donnés dans les tableaux (4.1) et (4.2) qui suivent. Pour le pompage, les calculs sont d'abord faits en considérant le volume du réservoir, puis sans ce dernier.

Les modèles des compresseurs et pompes sont choisis parmi ceux qui sont proposés dans les annexes.

On voit qu'on a le choix entre plusieurs machines. Mais, il est regrettable qu'on ait pas pu avoir les prix des compresseurs afin d'augmenter les possibilités. D'autant plus que le coût, à lui seul, peut être décisif dans notre choix.

CHOIX DES ACCESSOIRES.

De même, l'industrie propose une série d'accessoires nécessaires au bon fonctionnement des compresseurs et pompes. Parmi ces instruments, on peut distinguer les manomètres. Selon les domaines de travail en compression et en pompage, on choisit les appareils adéquats.

A partir des catalogues et, se basant sur les données ci-dessus, on a aboutit au choix des modèles donnés dans le tableau (4.3).

COMPRESSION

volume (m ³)	temps (mn)	débit (m ³ /h)	modèle de machine	caractéristiques
0,02356	3	0,452	pour 50 (bars):	
	10	0,167	Type 30 41	70(bars) / 10,5(m/h)
			Type 30 15 T2	70(bars) / 52 (m/h)
			pour 100 (bars):	
		Type 30 223	210(bars) / 8,8 (m/h)	

Tableau 4.1 : Choix du compresseur à piston.

POMPAGE

	volume (m ³)	temps	débit (m ³ /h)	modèle de machine	prix (FF)
avec reservoir	14,907	2 h	7,454	UND 008A 1 étage	11403
				DUD 008A 2 étages	
				2008 A 2 étages	
		3 h 30	4,26	1004 A 1 étage	7730
			2004 A 2 étages	9840	
			UND 008A 1 étage		
			DUD 008A 2 étages		
sans reservoir	0,181	2 h	0,09	pas de machines	
		6 mn	0,139	2002 B 2 étages	6400

Tableau 4.2 : Choix de la pompe rotative.

MANOMETRES BASSE PRESSION

domaine de travail	modèle	type d'affichage	prix (FF)
1200 à 0,001 (mbar)	à convection	analogique	de 4985 à 6128
		digital	de 7375 à 9427
1000 à 10 ⁻¹ (mbar)	convection et Penning	analogique	de 13358 à 14549
		digital	18921

Tableau 4.3 : Choix du manometre pour le circuit de pompage.

A partir de ces données et, en considérant le facteur prix, on peut, en première approximation, choisir les appareils qui nous conviennent en prenant en considération le domaine de travail ($1 \text{ à } 10^5 \text{ (Pa)}$) :

* Pompe à vide rotative: 1004 A à un étage coûtant 7730 (FF)

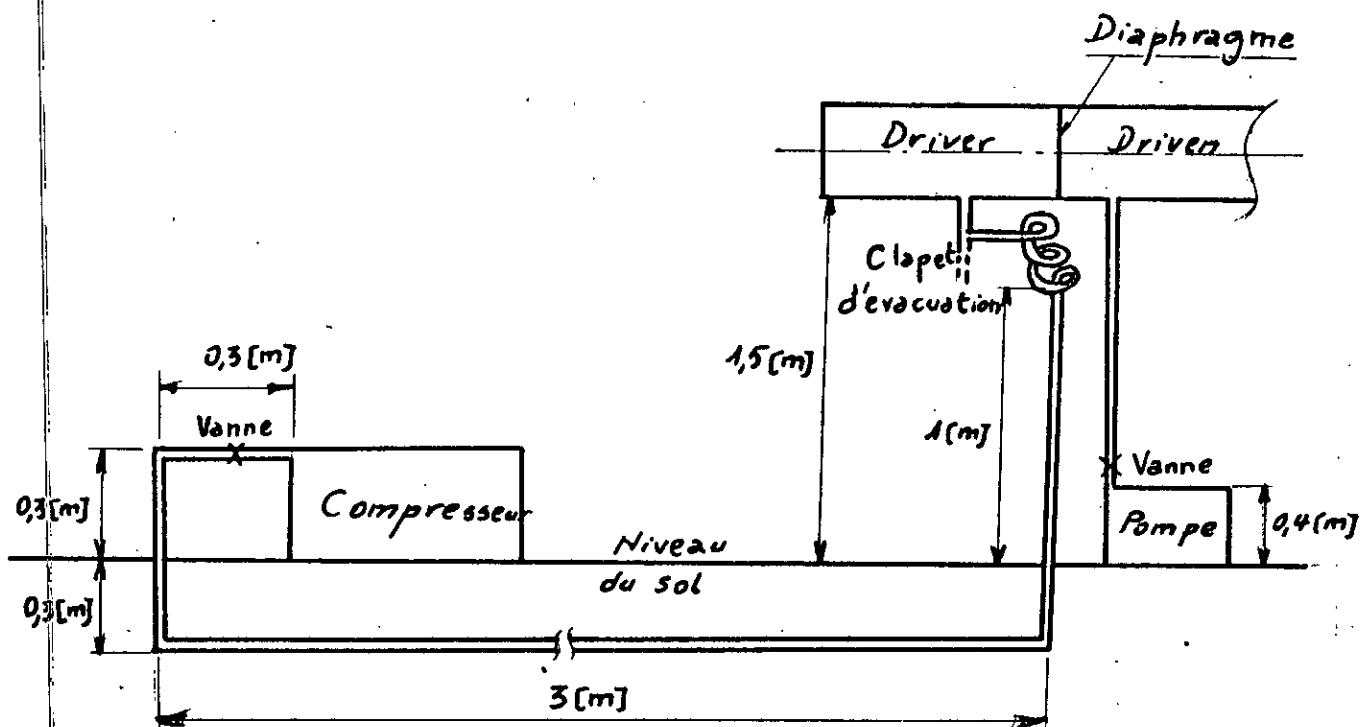
* Manometre BP: à convection à affichage analogique coûtant 4985 (FF)

3- CALCUL APPROXIMATIF DES PERTES DE CHARGES.

1- COTE COMPRESSEUR.

On est amené à tracer approximativement le schéma de l'installation et à évaluer les longueurs des conduites. Pour les calculs, on utilise des formules empiriques [6].

SCHEMA DE L'INSTALLATION



A partir du schéma approximatif de l'installation présenté, on voit qu'on dispose de:

4 coudes à 90°

1 vanne manuelle

1 tuyau flexible d'environ 0,5 (m)

1 canalisation d'environ 6 (m)

Pour l'air comprimé, on a: [6]

$$V = 20 \text{ (m/s)}$$

On prend, pour le calcul du diamètre intérieur de la canalisation, l'expression empirique suivante :

$$D = (353. Q / V)^{1/2} \quad (4.1)$$

avec:

Q débit volumique en (m³/h)

V vitesse de l'écoulement en (m/s)

Les valeurs du débit volumique Q sont données dans le tableau (4.1). On calcul le diamètre intérieur de la canalisation pour chaque débit pour ne retenir que le diamètre normalisé:

$$D = 15 \text{ (mm)} \quad [6]$$

Les pertes sont ensuite calculées grace à l'application des formules présentés dans le chapitre 3 et qui sont:

* Pertes linéaires:

$$P = \rho \cdot \xi \cdot V^2 \cdot L / (2 \cdot D)$$

Où: $\xi = 0,02$ (pour l'air) [6]

$$\rho = 1,19 \text{ (kg.m}^{-3}\text{.s}^2\text{)}$$

$$L = 6 \text{ (m)}$$

$$V = 20 \text{ (m/s)}$$

Donc :

$$P = 190,4 \text{ (Pa).}$$

Le pourcentage en pertes est calculé de la manière suivante:

$$\begin{aligned} \% \text{ pertes pour } 50 \text{ (bars)} &= 190,4 \cdot 100 / (50 \cdot 10^5 + 190,4) \\ &= 0,00381 \end{aligned}$$

Les pertes singulières sont calculées de la même manière puis les pourcentages en pertes sont donnés dans le tableau (4.4).

2- COTE POMPE.

Comme il a été signalé ci-dessus, on calcul approximativement les valeurs numériques des paramètres.

On a:

longueur de la conduite $L = 1,1 \text{ (m)}$

vitesse du gaz pompé $v = 4 \text{ (m/s)}$ [6]

débit volumique $Q = 7,454 \text{ (m}^3\text{/h)}$

En appliquant la formule (4.1) pour le calcul du diamètre, on trouve le diamètre normalisé:

$$D = 30 \text{ (mm)}$$

Les pertes linéaires sont de 35 (Pa). D'où:

$$\% \text{ pertes} = 0,035$$

Le pourcentage est calculé par rapport à la pression atmosphérique: 10^5 (Pa).

Les résultats sont résumés dans le tableau (4.5).

Conclusions:

A partir de ces résultats numériques, il apparait clairement que les pertes dans les canalisations sont négligeables car elles sont au maximum de l'ordre du centième et ceci est notamment dû au fait que les canalisations soient de faibles longueurs.

Matériau utilisé:

Selon ces résultats, on peut choisir le matériau de la canalisation qui supporte ces pressions: [6]

canalisation du gaz comprimé (jusqu'à 100 bars) : caoutchouc à 1 ou 2 tresses renforcées par des hélices métalliques.

canalisation du gaz pompé (jusqu'à 0.1 (Pa)) : cuivre.

POURCENTAGES DES PERTES DE CHARGES							
pressions	linéaires	vannes	coudes		total		
			tuyaux lisse	tuyaux rugeux	lisse	rugeux	
50 (bars)	0,00381	0,0052	0,0055	0,0062	0,0317	0,031	
100 (bars)	0,002	0,0026	0,0028	0,003	0,0058	0,0058	

Tableau 4.4 : Pourcentages des pertes de charges dans les conduites de compression.

temps (mn)	débit (m ³ /h)	diametre (mm)	perdes linéaires (Pa)
3	0,452	2,83	190,4
10	0,143	1,58	

D' = 15

D' : Diametre normalisé conseillé [6]

tableau 4.5 : Diamètre de la conduite de pompage et perte de charge.

LOGICIEL

POUR LE CHOIX DE LA MACHINE ET

EXEMPLES

Le programme suivant rassemble les caractéristiques principales des différentes machines vues dans les chapitres précédents.

Les compresseurs et les pompes à vide sont classés selon leurs domaines de travail.

Le choix peut se faire de deux façons:

<1> Le paramètre de choix est le débit volumique.

On donne sa valeur afin d'obtenir les caractéristiques techniques de la machine qui correspond au débit désiré. Ainsi, on obtient le type de la machine, la pression, le débit nominal, la puissance, la vitesse de rotation du moteur, le prix,...

<2> Le paramètre de choix est la pression limite (maximale ou minimale).

De la même manière, les caractéristiques sont obtenues. Ainsi, on a le débit volumique nominal qui correspond à la pression limite donnée.

Puis, on a des exemples de choix de différentes machines dans plusieurs domaines d'applications d'abord en considérant, comme paramètre de choix principal, le débit volumique puis la pression limite.


```

50 CLS
60 DIM m$(30),d(30),p(30),po(30),c(30)
70 DIM mod1$(30),ref$(30),eta(30),deb(30),pre(30),poi(30),vit(30),pui(30),pri(30)
80 DIM m2$(30),d2(30),p2(30),po2(30),c2(30)
90 DIM mod2$(30),ref2$(30),eta2(30),deb2(30),pre2(30),poi2(30),vit2(30),pui2(30),pri2(30)
100 FOR i=1 TO 17
110 READ m$(i),d(i),p(i),po(i),c(i)
120 NEXT i
130 FOR i=1 TO 11
140 READ MOD1$(i),ref$(i),eta(i),deb(i),pre(i),poi(i),vit(i),pui(i),pri(i)
150 NEXT i
160 FOR i=1 TO 7
170 READ m2$(i),d2(i),p2(i),po2(i),c2(i)
180 NEXT i
190 FOR i=1 TO 4
200 READ MOD2$(i),ref2$(i),eta2(i),deb2(i),pre2(i),poi2(i),vit2(i),pui2(i),pri2(i)
210 NEXT i
220 CLS
230 PRINT"*****"
240 PRINT"          CHOIX DE LA MACHINE
250 PRINT"*****"
260 PRINT:PRINT
270 INPUT"    Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P) "; a$
280 IF( a$ ="P" OR a$="p") GOTO 1310
290 PRINT:PRINT
300 PRINT"    Le compresseur va t-il etre notamment utilise dans:
310 PRINT" - l'aeronautique (1)
320 PRINT" - dans l'industrie necessitant le transport de gros debits (2)
330 PRINT" - ou de faibles debits (3)
340 INPUT" - ou alors dans de grandes stations de compression (4)"; b
350 IF b=1 GOTO 890
360 IF b=2 GOTO 1080
370 IF b=3 GOTO 1210
380 CLS
390 PRINT "*****"
400 PRINT "          LE COMPRESSEUR A PISTON
410 PRINT "*****"
420 PRINT
430 PRINT "    Le compresseur le mieux adapte est un compresseur a pistons."
440 PRINT "    Il est caracterise par:
450 PRINT "      * un rapport de volume eleve."
460 PRINT "      * une maintenance aisee."
470 PRINT "      * un encombrement diametral croissant avec l'augmentation du debi
480 PRINT "      * de faibles puissances"
490 PRINT
500 PRINT "    On dispose de compresseurs travaillant de 10 a 350 (bars) et comprim
ant des debits de 8,8 a 2000 (l/mn)"
510 PRINT:PRINT:PRINT
520 INPUT"    Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la press
ion (P)";x$
530 IF( x$ = "p" OR x$ = "P" ) GOTO 700
540 PRINT
550 INPUT "Quel est le debit desire en (l/mn)";d
560 FOR i=1 TO 16
570 IF ( d <= d(i+1) AND d >= d(i) ) GOTO 590
580 NEXT i
590 CLS
600 PRINT:PRINT "    Le debit desire est ";d " (l/mn)"
610 PRINT:PRINT
620 PRINT "    Le compresseur cherche possede les caracteristiques techniques sui
vantes:"

```

```

630 PRINT " * modele du compresseur: ";m$(i+1)
640 PRINT " * debit reel en (l/mn): ";d(i+1)
650 PRINT " * pression maximale en (bars): ";p(i+1)
660 PRINT " * poids du compresseuren (kg): ";po(i+1)
670 PRINT " * nombre de cylindres: ";c(i+1)
680 GOTO 850
690 '*****
700 PRINT:INPUT " Quel est la pression desiree en (bars)";p
710 FOR i=1 TO 6
720 IF ( p <= p2(i+1) AND p >= p2(i) ) GOTO 740
730 NEXT i
740 CLS
750 PRINT:PRINT
760 PRINT " la pression desiree est ";p " (bars)"
770 PRINT:PRINT
780 PRINT " Le compresseur cherche possede les caracteristiques techniques sui
vantes:"
790 PRINT
800 PRINT " * modele du compresseur: ";m2$(i+1)
810 PRINT " * debit reel en (l/mn): ";d2(i+1)
820 PRINT " * pression maximale en (bars): ";p2(i+1)
830 PRINT " * poids du compresseur en (kg): ";po2(i+1)
840 PRINT " * nombre de cylindres: ";c2(i+1)
850 PRINT:PRINT:PRINT
860 INPUT " Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)";c#
870 IF c#="non" GOTO 2240
880 GOTO 220
890 CLS
900 PRINT "*****
910 PRINT " LE COMPRESSEUR AXIAL
920 PRINT "*****
930 PRINT:PRINT
940 PRINT " Le compresseur le mieux adapter est un compresseur axial. Il est c
aracterise par:
950 PRINT
960 PRINT" * Encombrement diametral reduit.
970 PRINT
980 PRINT" * Debit volumique eleve.
990 PRINT
1000 PRINT" * Un taux de compression par etage d'environ 1,5.
1010 PRINT
1020 PRINT" * Un taux de compression total pouvant atteindre 50 pour certaines a
pplications
1030 PRINT" * Nombre d'etages eleve (20 et plus pour certaines applications).
1040 PRINT
1050 PRINT" * Maintenance necessitant l'appel a des specialistes.
1060 PRINT
1070 GOTO 850
1080 CLS
1090 PRINT "*****
1100 PRINT " LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE
1110 PRINT "*****
1120 PRINT
1130 PRINT " Le compresseur le mieux adapter est un compresseur centrifuge. Il e
st caracterise par:
1140 PRINT
1150 PRINT " * Un taux de compression eleve par etage d'environ 6.
1160 PRINT
1170 PRINT " * Un faible debit volumique.
1180 PRINT
1190 PRINT " * Une maintenance necessitant l'appel a des specialistes.
1200 GOTO 850
1210 CLS
1220 PRINT "*****
1230 PRINT " LE COMPRESSEUR A VIS

```

```

1240 PRINT "*****"
1250 PRINT
1260 PRINT " Le compresseur qu'on conseille est un compresseur a vis.
1270 PRINT "Il est notamment utilise pour certaines applications industrielles
1280 PRINT "ne necessitant pas le transport de gros debit ni des taux de com-
1290 PRINT "pression eleves.
1300 GOTO 850
1310 CLS
1320 PRINT "*****"
1330 PRINT "          CHOIX DE LA POMPE A VIDE
1340 PRINT "*****"
1350 PRINT
1360 PRINT" Les pompes disponibles sont des pompes rotatives a palettes
1370 PRINT" travaillant de la pression atmospherique jusqu'a 0,01 (Pa)
1380 PRINT" avec un debit allant de 2 a 200 metres cubes par heure."
1390 PRINT:PRINT
1400 INPUT " Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la pressi
on (P)";y$
1410 IF ( y$ = "P" OR y$ = "p" ) GOTO 1600
1420 PRINT:INPUT " quel est le debit desire en metres cubes par heure ";dp
1430 FOR i=1 TO 10
1440 IF ( dp <= deb(i+1) AND dp >= deb(i) ) GOTO 1460
1450 NEXT i
1460 CLS
1470 PRINT:PRINT" Le debit desire est egal a";dp "metres cubes par heure"
1480 PRINT " La pompe a vide pouvant aspire ce debit possede les caracteristique
s suivantes:"
1490 PRINT
1500 PRINT " * Modele de la pompe:                ";mod1$(i+1)
1510 PRINT " * Le refroidissement se fait par:        ";ref$(i+1)
1520 PRINT " * Le nombre d'etage est:                      ";eta(i+1)
1530 PRINT " * Le debit reel est:                          ";deb(i+1)
1540 PRINT " * Pression limite en (Pa):                    ";pre(i+1)
1550 PRINT " * Poids de la machine en (kg):                ";poi(i+1)
1560 PRINT " * Vitesse nominale en (tr/mn):                ";vit(i+1)
1570 PRINT " * La puissance est en (W):                    ";pui(i+1)
1580 PRINT " * Le prix en (FF):                            ";pri(i+1)
1590 GOTO 850
1600 PRINT:PRINT:INPUT " quel est la pression minimale desiree en (Pa)";p
1610 FOR i = 1 TO 3
1620 IF ( p <= pre2(i+1) AND p >= pre2 (i) ) GOTO 1640
1630 NEXT i
1640 CLS
1650 PRINT " La pression minimale desiree est "; p" (Pa)"
1660 PRINT : PRINT
1670 PRINT " La pompe a vide pouvant aspire jusqu'a la pression donne possede le
s caracteristiques suivantes:"
1680 PRINT
1690 PRINT " * Modele de la pompe:                ";mod12$(i)
1700 PRINT " * Le refroidissement se fait par:        ";ref2$(i)
1710 PRINT " * Le nombre d'etage est:                      ";eta2(i)
1720 PRINT " * Le debit reel est:                          ";deb2(i)
1730 PRINT " * Pression limite en (Pa):                    ";pre2(i)
1740 PRINT " * Poids de la machine en (kg):                ";poi2(i)
1750 PRINT " * Vitesse nominale en (tr/mn):                ";vit2(i)
1760 PRINT " * La puissance est en (W):                    ";pui2(i)
1770 PRINT " * Le prix en (FF):                            ";pri2(i)
1780 GOTO 850
1790 PRINT "*****"
1800 PRINT "          ENTREE DES DONNEES
1810 PRINT "*****"
1820 DATA Type 30 223,8.8,210,105,3
1830 DATA Type 30 41,10.5,70,115,3
1840 DATA Type 30 H10 T2,25,350,260,3

```

1850 DATA Type 30 10 T2,26,245,260,3
1860 DATA Type 30 H5,35.5,350,300,3
1870 DATA Type 30 15 T4,36.5,245,300,3
1880 DATA Type 30 15 T2,52,70,275,3
1890 DATA Type 30 15 T2,64,35,275,3
1900 DATA KGK T165-1,90,10,50,1
1910 DATA KGK R 190-1,120,20,14,1
1920 DATA KGK R 300,200,20,30,2
1930 DATA KGK R 280-2,210,20,42,2
1940 DATA KGK R 275-2,310,20,35,2
1950 DATA KGK R 605-2,485,20,78,2
1960 DATA KGK R900-2,630,20,90,2
1970 DATA KGK 1500-3,1000,20,140,3
1980 DATA KGK TRP S2 x 1500-3,2000,10,700,6
1990 *****
2000 DATA 2002BB,air,2,2,0.3,9.5,3000,100,6400
2010 DATA 1400A,air,1,4,5,22,1500,375,7730
2020 DATA 2004A,air,2,4.5,0.01,18,1500,375,9670
2030 DATA 2008A,air,2,10,0.01,19,1500,375,11230
2040 DATA 1012A,air,1,14,5,17,1500,375,9560
2050 DATA 2012A,air,2,15,0.01,20,1500,375,12285
2060 DATA 2020A,air,2,22,0.01,26.7,1500,550,16720
2070 DATA 2033,air,2,35,0.01,61,1500,1100,20230
2080 DATA 2063,air,2,65,0.01,100,1500,2200,31605
2090 DATA 2100A,air,2,120,0.01,235,500,3000,66610
2100 DATA 1200A,eau,1,200,2,100,1500,2200,74135
2110 *****
2120 DATA KGK T165-1,90,10,50,1
2130 DATA KGK R 190-1,120,20,14,1
2140 DATA Type 30 15 T2,64,35,275,3
2150 DATA Type 30 41,10.5,70,115,3
2160 DATA Type 30 223,8.8,210,105,3
2170 DATA Type 30 10 T2,26,245,260,3
2180 DATA Type 30 H10 T2,25,350,260,3
2190 *****
2200 DATA 2004A,air,2,4.5,0.01,18,1500,375,9670
2210 DATA 2002BB,air,2,2,0.3,9.5,3000,100,6400
2220 DATA 1200A,eau,1,200,2,100,1500,2200,74135
2230 DATA 1012A,air,1,14,5,17,1500,375,9560
2240 END

** PROGRAMME POUR CHOISIR UN COMPRESSEUR ET UNE POMPE A VIDE **

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....c

Le compresseur va t-il etre notamment utilise dans:

- l'aeronautique (1) ?
- dans l'industrie necessitant le transport de gros debits (2)?
- ou de faibles debits (3)?
- ou alors dans de grandes stations de compression (4)..... 1

LE COMPRESSEUR AXIAL

Le compresseur le mieux adapter est un compresseur axial. Il est caracterise par:

- * Encombrement diametral reduit.
- * Debit volumique eleve.
- * Un taux de compression par etage d'environ 1,5.
- * Un taux de compression total pouvant atteindre 50 pour certaines applications
- * Nombre d'etages eleve (20 et plus pour certaines applications).
- * Maintenance necessitant l'appel a des specialistes.

Vouslez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....c

Le compresseur va t-il etre notamment utilise dans:

- l'aeronautique (1) ?
- dans l'industrie necessitant le transport de gros debits (2)?
- ou de faibles debits (3)?
- ou alors dans de grandes stations de compression (4)..... 2

LE COMPRESSEUR CENTRIFUGE

Le compresseur le mieux adapté est un compresseur centrifuge. Il est caractérisé par :

- * Un taux de compression élevé par étage d'environ 6.
- * Un faible débit volumique.
- * Une maintenance nécessitant l'appel à des spécialistes.

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....c

Le compresseur va-t-il être notamment utilisé dans :

- l'aéronautique (1) ?
- dans l'industrie nécessitant le transport de gros débits (2)?
- ou de faibles débits (3)?
- ou alors dans de grandes stations de compression (4)..... 3

LE COMPRESSEUR A VIS

Le compresseur qu'on conseille est un compresseur à vis.
Il est notamment utilisé pour certaines applications industrielles ne nécessitant pas le transport de gros débit ni des taux de compression élevés.

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....c

Le compresseur va-t-il être notamment utilisé dans :

- l'aéronautique (1) ?
- dans l'industrie nécessitant le transport de gros débits (2)?
- ou de faibles débits (3)?
- ou alors dans de grandes stations de compression (4)..... 4

LE COMPRESSEUR A PISTON

Le compresseur le mieux adapté est un compresseur à pistons.

Il est caractérisé par :

- * un rapport de volume élevé.
- * une maintenance aisée.
- * un encombrement diamétral croissant avec l'augmentation du débit.
- * de faibles puissances

On dispose de compresseurs travaillant de 10 à 350 (bars) et comprimant des débits de 8,8 à 2000 (l/mn)

Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la pression (P)?..

Quel est le debit desire en (l/mn) ? 45

Le debit desire est..... 45 (l/mn)

Le compresseur cherche possede les caracteristiques techniques suivantes:

- * modele du compresseur: Type 30 15 T2
- * debit reel en (l/mn): 52
- * pression maximale en (bars): 70
- * poids du compresseur en (kg): 275
- * nombre de cylindres: 3

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

 CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....c

Le compresseur va t-il etre notamment utilise dans:

- l'aeronautique (1) ?
- dans l'industrie necessitant le transport de gros debits (2)?
- ou de faibles debits (3)?
- ou alors dans de grandes stations de compression (4)..... 4

 LE COMPRESSEUR A PISTON

Le compresseur le mieux adapte est un compresseur a pistons.

Il est caracterise par:

- * un rapport de volume eleve.
- * une maintenance aisee.
- * un encombrement diametral croissant avec l'augmentation du debit
- * de faibles puissances

On dispose de compresseurs travaillant de 10 a 350 (bars) et comprimant des debits de 8,8 a 2000 (l/mn)

Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la pression (P)?..

Quel est la pression desiree en (bars) ?.... 124

la pression desiree est 124 (bars)

Le compresseur cherche possede les caracteristiques techniques suivantes:

- * modele du compresseur: Type 30 223
- * debit reel en (l/mn): 8.8
- * pression maximale en (bars): 210
- * poids du compresseur en (kg): 105
- * nombre de cylindres: 3

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....p

CHOIX DE LA POMPE A VIDE

Les pompes disponibles sont des pompes rotatives a palettes
travaillant de la pression atmospherique jusqu'a 0,01 (Pa)
avec un debit allant de 2 a 200 metres cubes par heure.

Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la pression (P)?d
quel est le debit desire en metres cubes par heure? 76

Le debit desire est egal a 76 metres cubes par heure
La pompe a vide pouvant aspire ce debit possede les caracteristiques suivantes:

- * Modele de la pompe: 2100A
- * Le refroidissement se fait par: air
- * Le nombre d'etage est: 2
- * Le debit reel est: 120
- * Pression limite en (Pa): 0.01
- * Poids de la machine en (kg): 235
- * Vitesse nominale en (tr/mn): 500
- * La puissance est en (W): 3000
- * Le prix en (FF): 66610

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?oui

CHOIX DE LA MACHINE

Desirez-vous choisir un compresseur (C) ou une pompe (P)?.....p

CHOIX DE LA POMPE A VIDE

Les pompes disponibles sont des pompes rotatives a palettes
travaillant de la pression atmospherique jusqu'a 0,01 (Pa)
avec un debit allant de 2 a 200 metres cubes par heure.

Le choix doit t-il se faire par rapport au debit (D) ou a la pression (P)?p

quel est la pression minimale desiree en (Pa)? 1
La pression minimale desiree est 1 (Pa)

La pompe a vide pouvant aspire jusqu'a la pression donnee possede les caracteris
tiques suivantes:

* Modele de la pompe:	2002BB
* Le refroidissement se fait par:	air
* Le nombre d'etage est:	2
* Le debit reel est:	2
* Pression limite en (Pa):	0.3
* Poids de la machine en (kg):	9.5
* Vitesse nominale en (tr/mn):	3000
* La puissance est en (W):	100
* Le prix en (FF):	6400

Voulez-vous reprendre le choix de la machine (oui/non)?non

CONCLUSION.

L'étude qu'on vient de faire a permis d'établir l'ébauche d'un programme permettant de choisir rapidement une machine de compression ou de pompage qui correspond à des besoins particuliers assez diversifiés

Les données de ce programme sont encore très limitées et on conseille de les compléter au fur et à mesure de la disponibilité de nouvelles informations techniques concernant les compresseurs et surtout les pompes à vide (un peu rare).

En ce qui concerne les périphériques de la soufflerie à choc considérée, un choix de l'unité de compression et de l'unité de pompage a été fait et cela en tenant compte des caractéristiques principales et primordiales telles que la pression limite (maximum et minimum), les temps de compression et de pompage, le prix (lorsqu'il est disponible).

Il est clair qu'une telle étude peut toujours être améliorée avec une plus grande prospection du milieu industriel fabricant.

ANNEXE 1

Cette unité [17] propose une quarantaine de types de compresseurs d'air à piston avec des débits de 50 à 3000 (l/mn), convenant aux domaines de l'industrie et de la recherche. Les caractéristiques techniques sont données dans les tableaux ci-dessous.

Ces compresseurs fonctionnent au 380 (V) et disposent d'un moteur Diésel.

1- COMPRESSEURS FIXES MAX. 10 BAR.

Modèle	Débit réel (l/mn)	Cylindre	Poids (kg)
T165-1	90	1	50
TR190-1	120	1	40
TR300-2/50	200	2	60
TR300-2/120	200	2	85
TR475-2	310	2	115
TRP475-2	310	2	55
TR900-2	630	2	225
TR2x900-2	1260	4	400
TRP900-2	630	2	175
TR1500-3	1000	3	330
TRP1500-3	1000	3	240
TRPS1500-3	1000	3	380
TRPS2x1500-3	2000	6	700

2- COMPRESSEURS FIXES MAX. 20 BAR.

Modèle	Débit réel (l/mn)	Cylindre	Poids (kg)
R190-1	120	1	14
R280-2	210	2	42
R300-2	200	2	30
R475-2	310	2	35
R605-2	485	2	78
R900-2	630	2	90
R1500-3	1000	3	140
TRP475-2	310	2	55
TRP900-2	630	2	175

ANNEXE 2

1- PRINCIPE.

Tous les compresseurs "type 30" [16], moyenne pression, sont bi-étagés. L'air atmosphérique est d'abord comprimé à une pression intermédiaire dans un ou deux cylindres. Il est ensuite refroidi dans un réfrigérant intermédiaire et comprimé à la pression finale dans un cylindre de diamètre inférieur.

Le compresseur bi-étagé offre de nombreux avantages: [16]

- Pour un même volume engendré, le débit réel est de 30 % supérieur à celui d'un compresseur mono-étagé.
- Pour un même débit réel, la consommation d'électricité est réduite d'environ 25 %.
- Le refroidissement est plus efficace. Il en résulte une meilleure tenue des organes mécaniques et surtout des clapets.
- Le taux de compression est moindre: 11 pour un compresseur mono-étagé à 10 (bar) contre 3,8 seulement pour un compresseur bi-étagé refoulant à 14 (bar).
- La température de refoulement est d'environ 50 (C) inférieure à celle d'un compresseur mono-étagé.

2- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES.

2-1- COMPRESSEURS TRES HAUTE PRESSION.

Modèle	Vitesse (tr/mn)	Pression maxi. (bar)	Débit réel (m ³ /h)	Puissance absorbée (ch)	Poids (kg)
15 T2	900	35	64	15	275
	750	70	52	16,5	
41	500	70	10,5	4,2	115
223	850	210	8,8	5	105
10 T2	1000	245	26	14,5	260
15 T4	1000	245	36,5	17,5	300
H 10 T2	1000	350	25	15	260
H 15 T4	1000	350	35,6	18,5	300

2-2- COMPRESSEURS BI-ETAGES MOYENNE PRESSION.

Modèle	Vitesse (tr/mn)	Pression maxi. (bar)	Débit réel (m ³ /h)	Puissance absorbée (ch)	Poids (kg)
234	1000	8	14	2,4	46
	1000	14	13,4	2,7	
242	1000	8	26	4,5	77
	1000	14	25,4	5,1	
253	660	8	33,7	6,3	113
	660	14	33	7	
57 T	1150	8	58	10	140
7 T	1150	8	63,5	10,2	170
	1100	14	62,5	12,6	
71 T	1150	8	86	14,5	163
71 T2	1150	14	80	17	160
10 T	1150	14	88	16,5	210
15 T	1150	8	133	19,3	250
	1150	14	130	22,6	
20 T	1200	8	148	23,7	350
20 T2	1200	14	134	25,2	359
25 T	1200	8	178	27,8	350

ANNEXE 3

1- LES POMPES A PALETTES.

L'industrie [14] propose cinq séries de pompes à vide à palettes: A , C , CP, CPH et H . Ces séries couvrent un vaste champ d'application et permettent de répondre aux différents besoins spécifiques.

Dans notre cas, on est intéressé par la serie A: elle est recommandée pour des applications classiques, aussi bien pour l'industrie que pour la recherche et le développement . Leur conception compacte et intégrée assure un travaille propre et sur.

Douze modèles sont disponibles de 2 à 200 (m³/h) en pompes mono-étagées ou bi-étagées présentés dans le tableau A3.1.

Influence de l'huile sur le vide limite des pompes:

Toutes les huiles ne donnent pas le même résultat avec la même pompe; Le paramètre le plus affecté est la pression limite qui dépend de la pression de vapeur saturante de l'huile et aussi de sa viscosité et de son aptitude à dissoudre les gaz.

En particulier, les huiles synthétiques conduisent à une augmentation sensible de la pression limite des pompes à deux étages. Elles ont un pouvoir lubrifiant moins bon que les huiles minérales.

1-1- POMPES A PALETTES SERIE "STANDARD" 1004A ET 1012A.

Ces pompes sont mono-étagées , refroidies à l'air . Leurs caractéristiques sont données par le tableau A3.2. La courbe débit-pression pour une pompe fonctionnant avec un moteur 50 (Hz) est donnée par la figure 32.

1-2- POMPES A PALETTES SERIE "STANDARD" 2002BB:

Ces pompes sont bi-étagées, refroidies à l'air. Leurs caractéristiques sont données par le tableau A3.3.

! Débit !	2	4,5	10	15	22	35	65	120	200
! (m ³ /h) !	!	!	!	!	!	!	!	!	!
! 1 étage !	!	1004A	!	1012A	!	!	!	!	1200A
! 2 étage !	2002B	2004A	2008A	2012A	2020A	2033	2063	2100A	!

Tableau A3.1: Pompes à palettes de la série A.

! Caractéristique	! Unité	! 1004A	! 1012A
! Nombre d'étages		1	1
! Refroidissement		air	air
! Débit nominal	m ³ /s	4,5	15
! Pression limite	mbar	< 0,05	< 0,05
! Taux de vapeur d'eau admissible à 30 (C)	g/h	80	200
! Charge d'huile	l	1,1	1,16
! Puissance du moteur	W	375	375
! Vitesse de rotation nominale	tr/mn	1500	1500
! Poids: monophasée 220 (V)	kg	22	25
! triphasée 220/380 (V)	kg	15	17

Tableau A3.2: Pompes à palettes serie 1004A et 1012A.

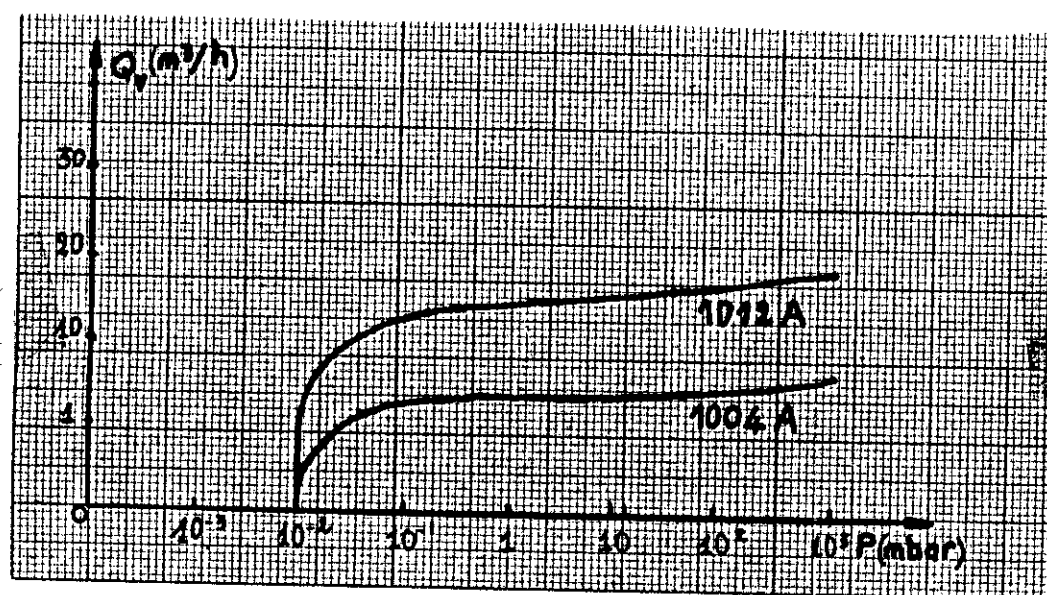


Fig.32: Courbes débit-pression pour les modèles 1004A et 1012A

Caractéristiques	Unités	2002BB
Nombre d'étages		2
Refroidissement		air
Débit nominal	m ³ /h	2
Pression limite	mbar	0,003
Taux de vapeur d'eau admissible à 30 (C)	g/h	36
Charge d'huile	l	0,35
Puissance du moteur	W	100
Vitesse de rotation nominale	tr/mn	3000
Alimentation électrique 50 (Hz)	V	220
Poids	kg	9,5

Tableau A3.3: Pompes à palettes série 2002BB.

Caractéristiques	Unité	2004A	2008A	2012A	2020A
Nombre d'étages		2	2	2	2
Refroidissement		air	air	air	air
Débit nominal	m ³ /h	4,5	10	15	22,4
Pression limite	mbar	< 10	<10	<10	<10
Taux de vapeur d'eau admissible	g/h	50	100	150	220
Charge d'huile	l	0,75	1	0,81	0,8
Puissance du moteur	W	375	375	375	550
Vitesse de rotation nominale	tr/mn	1500	1500	1500	1500
Poids: monophasé	kg	24,5	25,5	26,5	28,3
triphasé	kg	18	19	20	26,7

Tableau A3.4: Pompes à palettes série 2004A, 2008A, 2012A et 2020A.

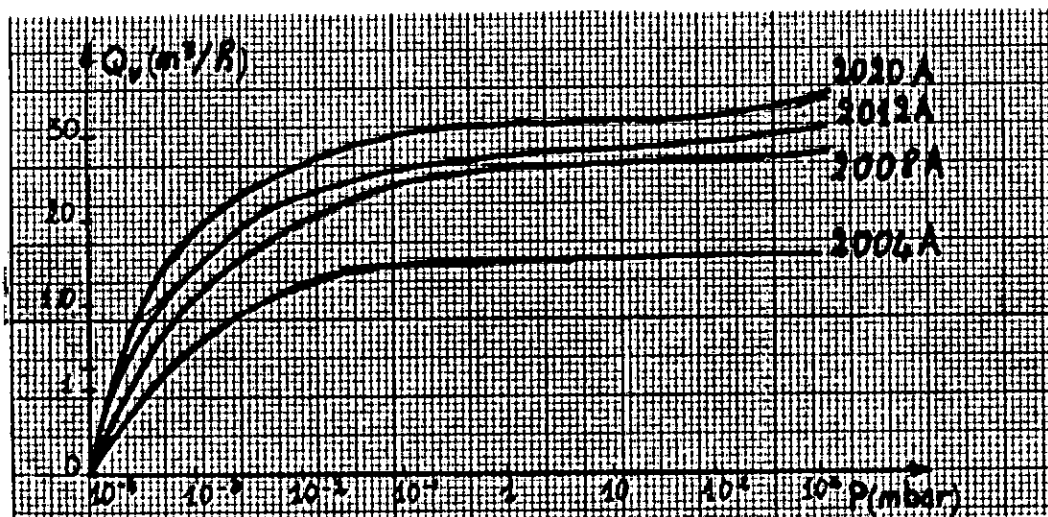


Fig.33: Courbes débit pression des pompes 2020A, 2012A, 2008A et 2004A

1-3- POMPES A PALETTES SERIE "STANDARD" 2004A, 2008A,
2012A, 2020A.

Ce sont des pompes bi-étagées, refroidies à l'air. Leurs caractéristiques sont données dans le tableau A3.4. La figure 33 représente la courbe débit-pression de ces pompes là.

1-4- POMPES A PALETTES SERIE "STANDARD" 2033 ET 2063.

Ces pompes sont bi-étagées, refroidies à l'air et ayant un système de lubrification forcé. Leur fonctionnement est permanent à toutes les pressions, de la pression atmosphérique au vide limite.

Leurs caractéristiques sont données dans le tableau A3.5. La figure 34 donne la courbe débit-pression de ces deux pompes.

1-5-POMPES A PALETTES SERIE "STANDARD" 2100A ET 1200A

Ces pompes possèdent un dispositif "lest d'air". La lubrification est forcée par une pompe. Leurs caractéristiques sont données par le tableau A3.6. La figure 35 donne les caractéristiques des deux types de pompes.

Accessoires des pompes à palettes:

Les pompes à palettes de la série A ont surtout besoin de séparateurs de brouillard d'huile.

Toute pompe à vide émet un brouillard d'huile au refoulement lorsqu'elle travaille. Ce phénomène entraîne une pollution atmosphérique. Pour remédier à ce fait, on dispose de séparateurs de brouillard d'huile qui retiennent les particules très fines, de diamètres inférieurs au micron.

En plus de la non-pollution, ces dispositifs ont pour conséquences:

- La réduction de la consommation d'huile en permettant son recyclage au refoulement.
- L'accroissement de la longévité de la pompe, car elle fonctionne avec la quantité et la qualité d'huile nécessaire.
- La récupération possible des gaz pompés et non pollués par l'huile.

Caractéristiques	Unités	2033	2063
Nombre d'étages refroidissement		2 air	2 air
Débit nominal	m ³ /h	35	65
Pression limite	mbar	< 10	< 10
Taux de vapeur d'eau admissible à 30 (C)	g/h	700	1200
Charge d'huile	l	3,6	7
Puissance du moteur	W	1100	2200
Vitesse de rotation nominale	tr/mn	1500	1500
Poids	kg	61	100
Alimentation électrique (triphase)	V	220/380	220/380

Tableau A3.5: Pompes à palettes série 2033 et 2063.

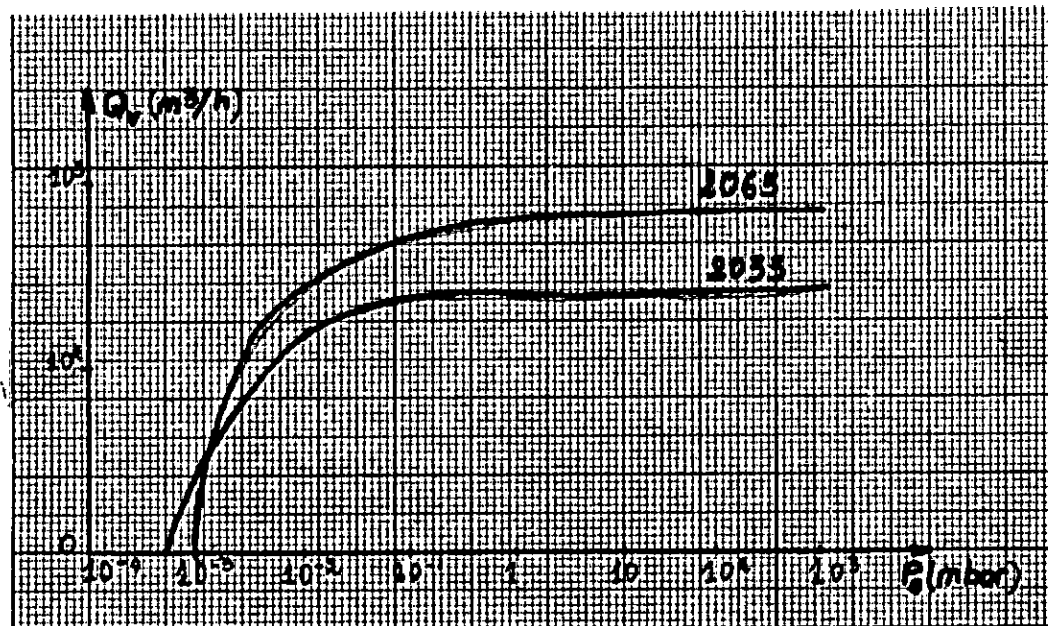


Fig. 354: Pompes à palettes de type 2033 et 2063.

Caractéristiques	Unités	2100A	1200A
Nombre d'étages		2	1
Refroidissement		air	eau
Débit nominal	m ³ /h	120	200
Pression limite	mbar	< 10	0,02
Taux de vapeur d'eau admissible à 30 (C)	g/h	3500	4000
Charge d'huile	l	7,5	7
Puissance du moteur	W	3000	5500
Vitesse de rotation nominale	tr/mn	500	500
Alimentation électrique (triphase)	V	220/380	220/380
Poids	kg	235	245

Tableau A3.61 Pompes à palettes série 2100A et 1200A.

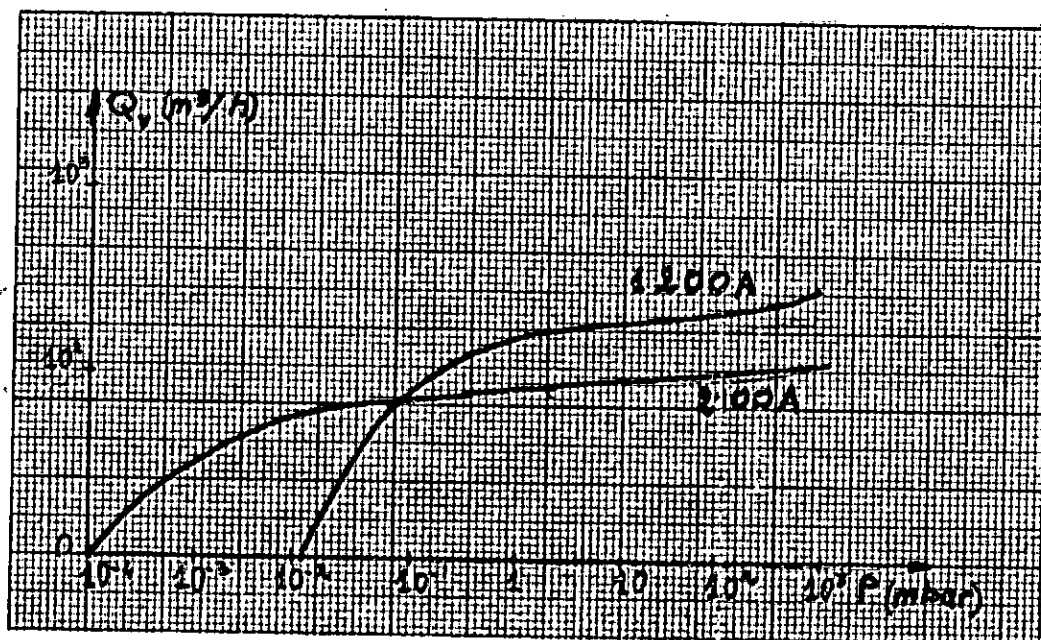


Fig. 36: Pompes à palettes de type 2100A et 1200A.

2- LES POMPES ROOTS ET GROUPES DE POMPAGES ROOTS.

L'industrie propose deux séries de pompes Roots RSV et RHV. C'est la deuxième série qui répond à nos besoins. En effet, elle est recommandée pour les simulation pour travaux de recherches en laboratoire.

Pompes Roots série RHV:

Ces pompes possèdent des moteurs interchangeables, un refroidissement par eau et une différence de pression maximale élevée.

Leurs caractéristiques sont données dans le tableau A3.7.

L'alimentation électrique, pour un moteur triphasé, est de 220/380 (V) pour 50 (Hz) et de 220/440 (V) pour 60 (Hz).

3- LES POMPES A DIFFUSION.

3-1- POMPES CRYSTAL DE TYPE "STANDARD" 62, 102, 162 ET 202.

Les dimensions de ces pompes sont préconisées par la norme ISO. Elles sont refroidies par eau et peuvent être utilisées en régime permanent ou transitoire.

Les caractéristiques sont données dans le tableau A3.8.

Les courbes débit-pression de ces types de pompes sont données par la figure 36.

Caractéristiques	Unités	1000	2000	4000	7500	10000	20000
Débit nominale	m ³ /h	1000	2000	4000	7500	10000	20000
Charge d'huile:	l						
à axe vertical		1,3	3,1	4,5	11,12	10,8	18,5
à axe horizontal		1,1	2,1	8,5	5,4	7,6	15
Puissance du moteur	kW	4	5,5	7,5	7,5	11	18,5
Vitesse de rotation:	tr/mn						
50 (Hz)		3000	3000	3000	3000	1500	1500
60 (Hz)		3600	3600	3600	3600	1800	1800

Tableau A3.7: Pompes Roots série RHV.

Caractéristiques	Unités	62	102	162	202
Vitesse de pompage	l/s	200	300	700	1250
Vide limite	mbar	5.10	5.10	5.10	5.10
Pression d'amorçage	mbar	0,65	0,5	0,5	0,5
Pompe primaire recommandée		2004A	2012A	2020A	2033
Flux maximale	mbarl/s	0,5	0,55	1,3	1,7
Puissance de chauffage	W	450	500	1200	1800
Charge de fluide	cm	60	100	200	400
Charge d'eau de refroidissement	l/mn	1	1	1,5	2
Poids	kg	7	9	15	24
Alimentation électrique 50/60 (Hz)	V	115/220	115/220	115/220	115/220

Tableau A3.8: Pompes crystal de type 62, 102, 162 et 202.

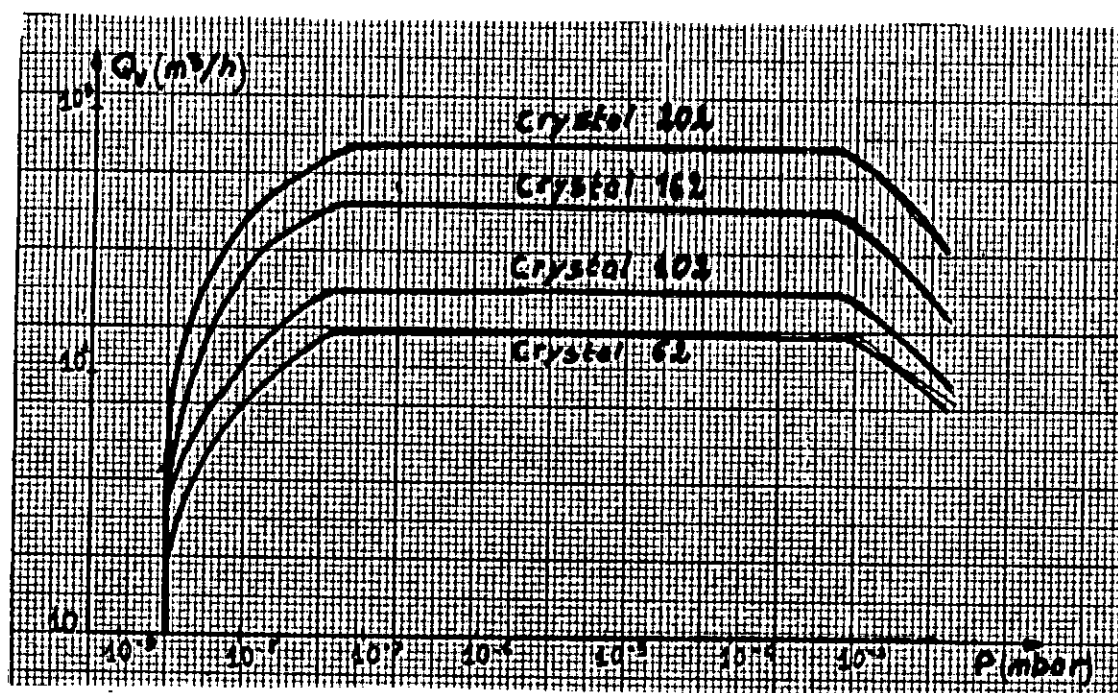


Fig.36: Courbes débit-pression des pompes Crystal de type 62, 102, 162 et 202

3-2- POMPES DE TYPES "COLONNE" 9062C ET 9102C.

Leurs caractéristiques sont données dans le tableau A3.9.

! Caractéristiques	! Unité !	! 9062C !	! 9102C !
!Vitesse de pompage	! l/s	! 200	! 300
!Pompe primaire recommandée		! 2004A	! 2012A
!Charge d'huile	! cm	! 60	! 100
!Puissance électrique: 220 (V)	! W	! 450	! 500
!Poids: commande manuelle	! kg	! 12	! 15
! commande pneumatique	! kg	! 14	! 17

Tableau A3.9: Pompes colonnes 9062C et 9102C

4- LES POMPES TURBOMOLECULAIRES.

Selon qu'on désire un débit de 80, 100, 140, 400 ou 880 (l/s), on dispose respectivement des pompes turbomoléculaires séries "standard" 5080, 5100, 5150, 5400 ou 5900.

Les courbes des figures 37, 38, 39, 40 et 41 représentent les caractéristiques de ces pompes là.

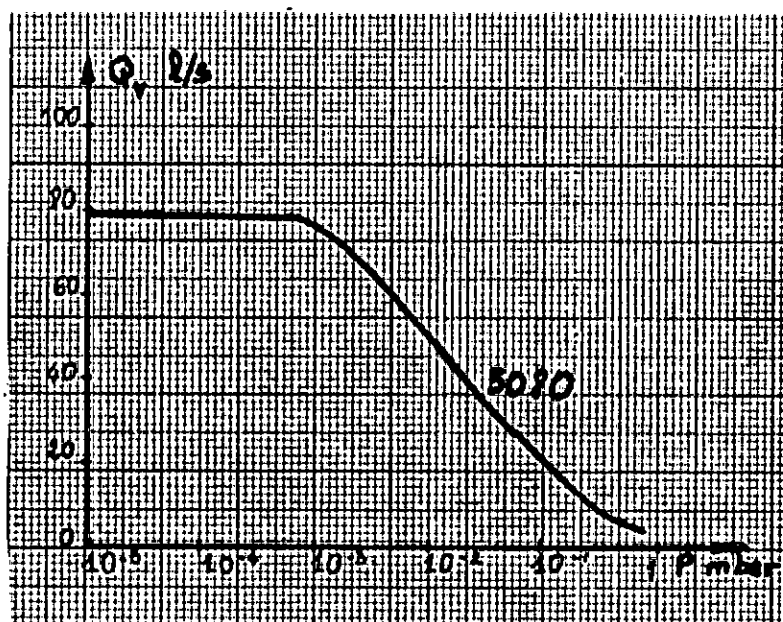


Fig.37: Courbe débit pression (azote) de la pompe de type 5080

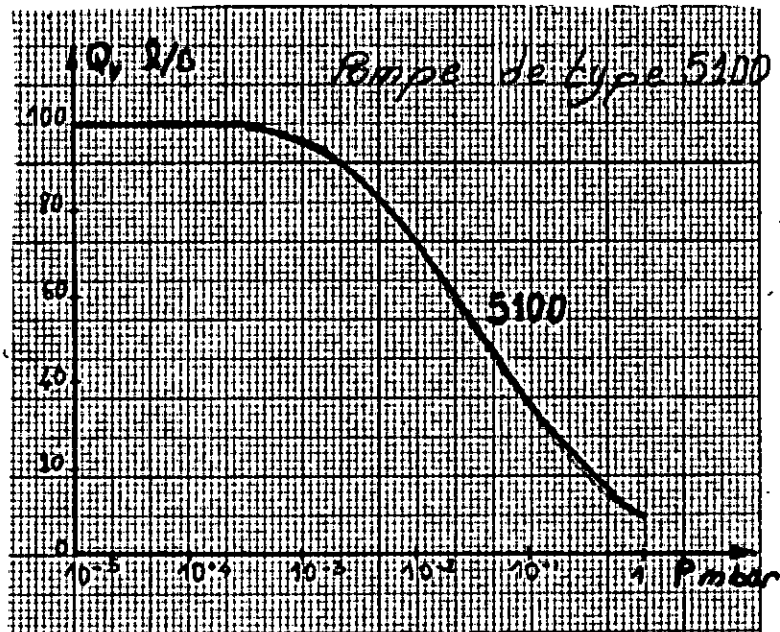


Fig.38: Courbe de débit-pression de la pompe de type 5100

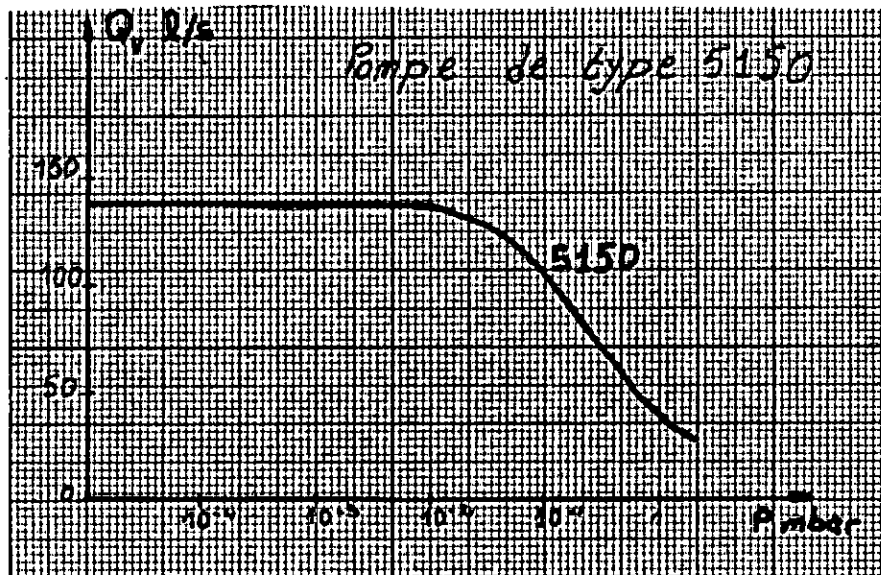


Fig.39: Courbe débit-pression de la pompe de type 5150.

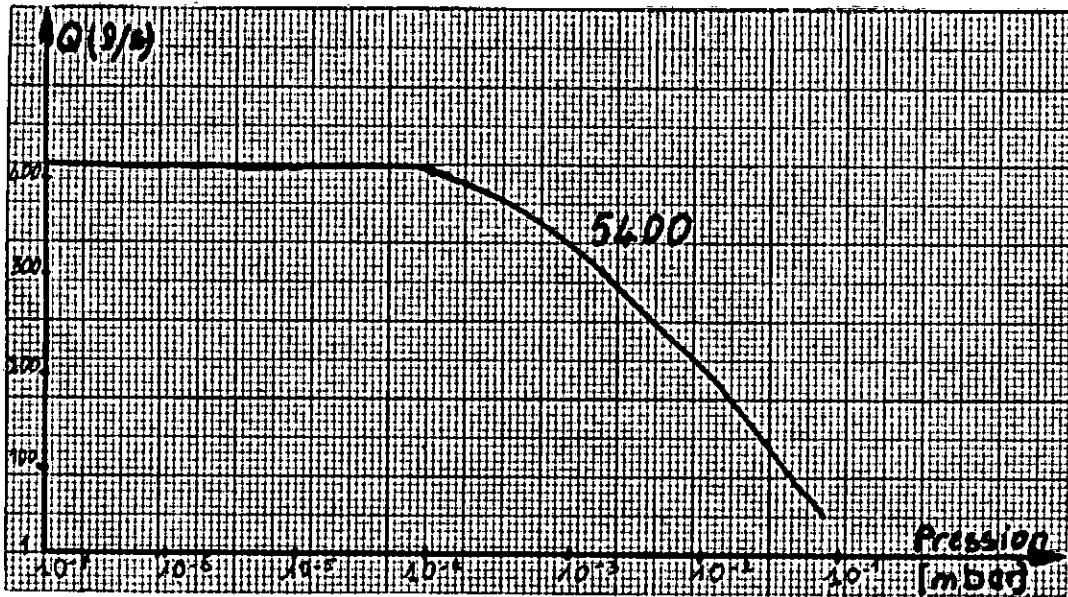


Fig.40: Courbe débit-pression de la pompe de type 5400

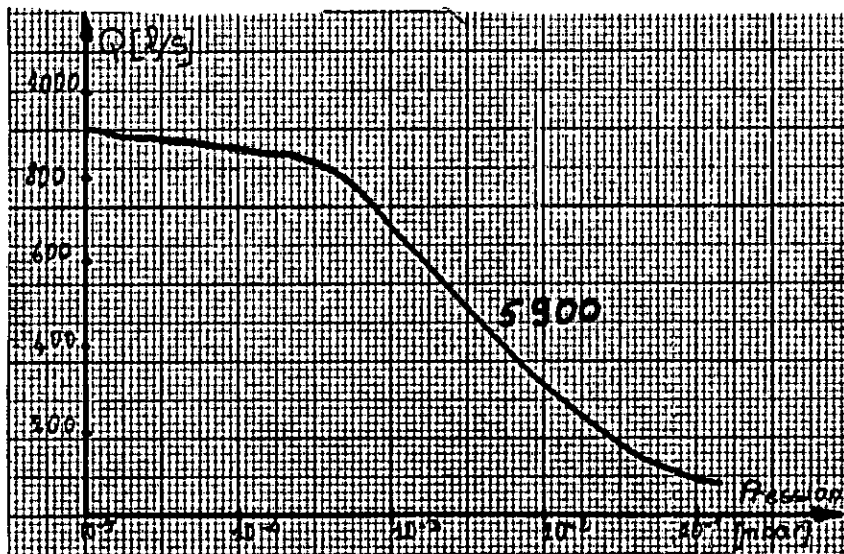


Fig.41: Courbe de débit-pression de la pompe de type 5900

5- POMPE MOLECULAIRE.

Ces pompes à vide sont des pompes sèches ultra-modernes. Elles possèdent une gamme de pression qui s'étend de 10^{-1} à 10^{-7} (mbar) et un débit de 10^{-3} .

Dans certaines applications, elles peuvent être remplacées par une pompe turbomoléculaire, à diffusion ou une pompe Roots. Les pompes moléculaires sont légères, ont un taux de compression élevé et une pression de refoulement allant jusqu'à 40 (mbar).

La courbe de la figure 42 indique le champ d'application de ce type de pompes.

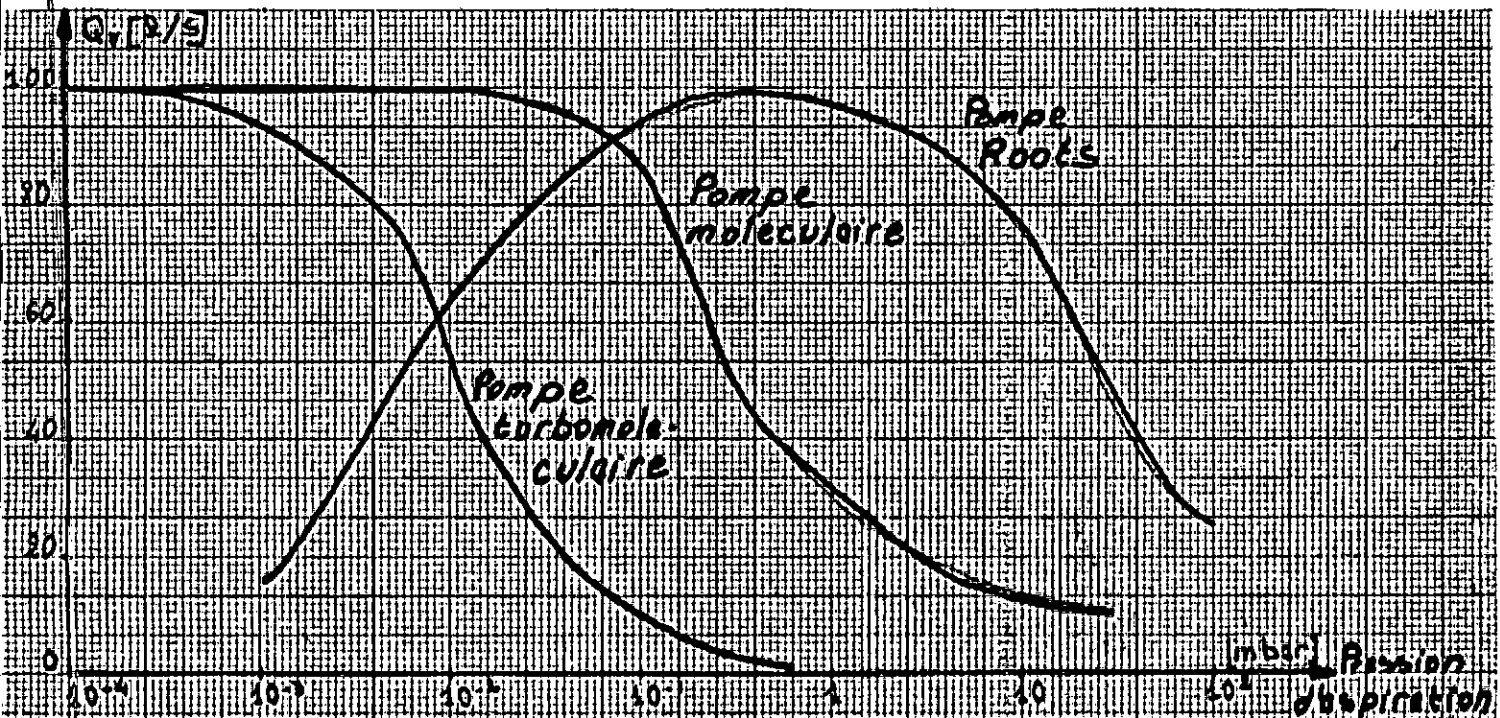


Fig. 42: Tableau comparatif des courbes débit-pression de différentes pompes.

6- APPAREILS DE MESURE.

L'industrie propose une gamme d'appareils de mesure ou de contrôle de la pression de 10^{-12} à 1200 (mbar).

Le choix de l'appareil est basé sur la gamme de pression à mesurée, la catégorie de gaz utilisé, de la rapidité de l'appareil et de sa durée de vie. Le tableau suivant présente une sélection des manomètres.

Torr	Bourdon	Thermo- couple	Convection	Pirani	Convection- Pinning	Bayard- Alpert	mbar
1000							1200
750	***		***		***		1000
100	***		***		***		
	***		***	***	***		100
10	***	***	***	***	***		
	***	***	***	***	***		10
1	***	***	***	***	***		
		***	***	***	***		1
10 ⁻¹		***	***	***	***		
		***	***	***	***		10 ⁻¹
10 ⁻²		***	***	***	***		
		***	***	***	***		10 ⁻²
10 ⁻³		***	***	***	***		
		***	***	***	***		10 ⁻³
10 ⁻⁴				***	***	***	
				***	***	***	10 ⁻⁴
10 ⁻⁵					***	***	
					***	***	10 ⁻⁵
10 ⁻⁶					***	***	
					***	***	10 ⁻⁶
10 ⁻⁷					***	***	
					***	***	10 ⁻⁷
10 ⁻⁸						***	
						***	10 ⁻⁸
10 ⁻⁹						***	
						***	10 ⁻⁹
10 ⁻¹⁰						***	
						***	10 ⁻¹⁰
10 ⁻¹¹							
							10 ⁻¹¹
10 ⁻¹²							
							10 ⁻¹²

Tableau de sélection des manomètres.

ANNEXE 4

1- POMPES ROTATIVES A PALETTES.

1-1- APPLICATION:

Les pompes à palettes de série UNO, DUO et BA 15 ont un taux de compression très élevé qui leur permet de pomper, contre la pression atmosphérique, les gaz aspirés.

Cette propriété leur confère des applications aussi bien comme pompes seules que comme pompes primaires dans un système à vide.

On les utilise universellement pour tous travaux sous vide en laboratoire et dans l'industrie, du vide grossier au vide fin.

1-2- REFROIDISSEMENT:

- refroidi par air jusqu'au débit de 120 (m³/h)
- refroidi par eau à partir du débit de 250 (m³/h)

1-3- LES POMPES UNO ET DUO:

Les pompes UNO sont à un étage et les pompes DUO à deux étages avec système de lest d'air et refroidissement par air. Même dans le domaine de pression élevée, elles peuvent travailler en continu.

1-4- LES POMPES BA:

Les pompes BA sont refroidies à l'eau et sont spécialement adaptées pour les grandes installations.

1-5- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES:

Les caractéristiques techniques sont données dans le tableau A4.1.

Caractéristiques		Unités	UNO 1,5 A	UNO 004 A
Débit volumique nominale	1	m ³ /h	1,8	4,6
Débit volumique	2	m ³ /h	1,5	4
Echauffement maximal admissible	3	C	85	85
Vitesse nominale de la pompe	4	tr/mn	2760	1360
Puissance nominale du moteur:	5	kW		
courant triphasé	6			0,37
courant triphasé-sonde thermique	7			0,55
courant alternatif	8		0,11	0,55
Poids avec moteur:	9	kg		
courant triphasé	10			21
courant triphasé-sonde thermique	11			21
courant alternatif	12		8	27

	UNO 008 A	UNO 012 A	UNO 030 A	UNO 060 A	UNO 120 A	BA 251	BA 501
1	8,8	14	33,4	66,8	128	270	545
2	8	12	30	60	120	250	500
3	85	33	90	90	90	80	80
4	1360	1360	1390	1400	965	490	345
6	0,37	0,37	1,1	2,2	4	11	15
7	0,55	0,55	1,1	2,2	4		
8	0,55	0,55					
10	22	23	60	71	193	570	1100
11	22	23	60	71	193		
12	28	29					

	DUO 1,5 A	DUO 004 A	DUO 008 A	DUO 012 A	DUO 030 A	DUO 060 A	DUO 120 A
1	1,8	4,6	8,8	14	33,4	66,8	128
2	1,5	4	8	12	30	60	120
3	85	85	85	85	85	85	90
4	2760	1360	1360	1360	1390	1400	965
6		0,37	0,37	0,37	1,1	2,2	4
7		0,55	0,55	0,55	1,1	2,2	4
8	0,11	0,55	0,55	0,55			
10		22	23	25	70	90	215
11		22	23	25	70	90	215
12	9	28	29	31			

Tableau A4.1: Caractéristiques techniques des pompes UNO, DUO et BA.

Les courbes 43, 44, 45 et 46 complètent les caractéristiques techniques données par le tableau A4.1:

A UNO 1,5 A
B UNO 004 A
C UNO 008 A
D UNO 112 A
E UNO 030 A
F UNO 060 A
G UNO 120 A

H BA 251
I BA 520

A' DUO 1,5 A
B' DUO 004 A
C' DUO 008 A
D' DUO 012 A
E' DUO 030 A
F' DUO 060 A
G' DUO 120 A

avec lest d'air - - - - -

sans lest d'air _____

Volume du récipient: 100 (l)

fluide pompé: air sec

* Pour une pompe à un étage:

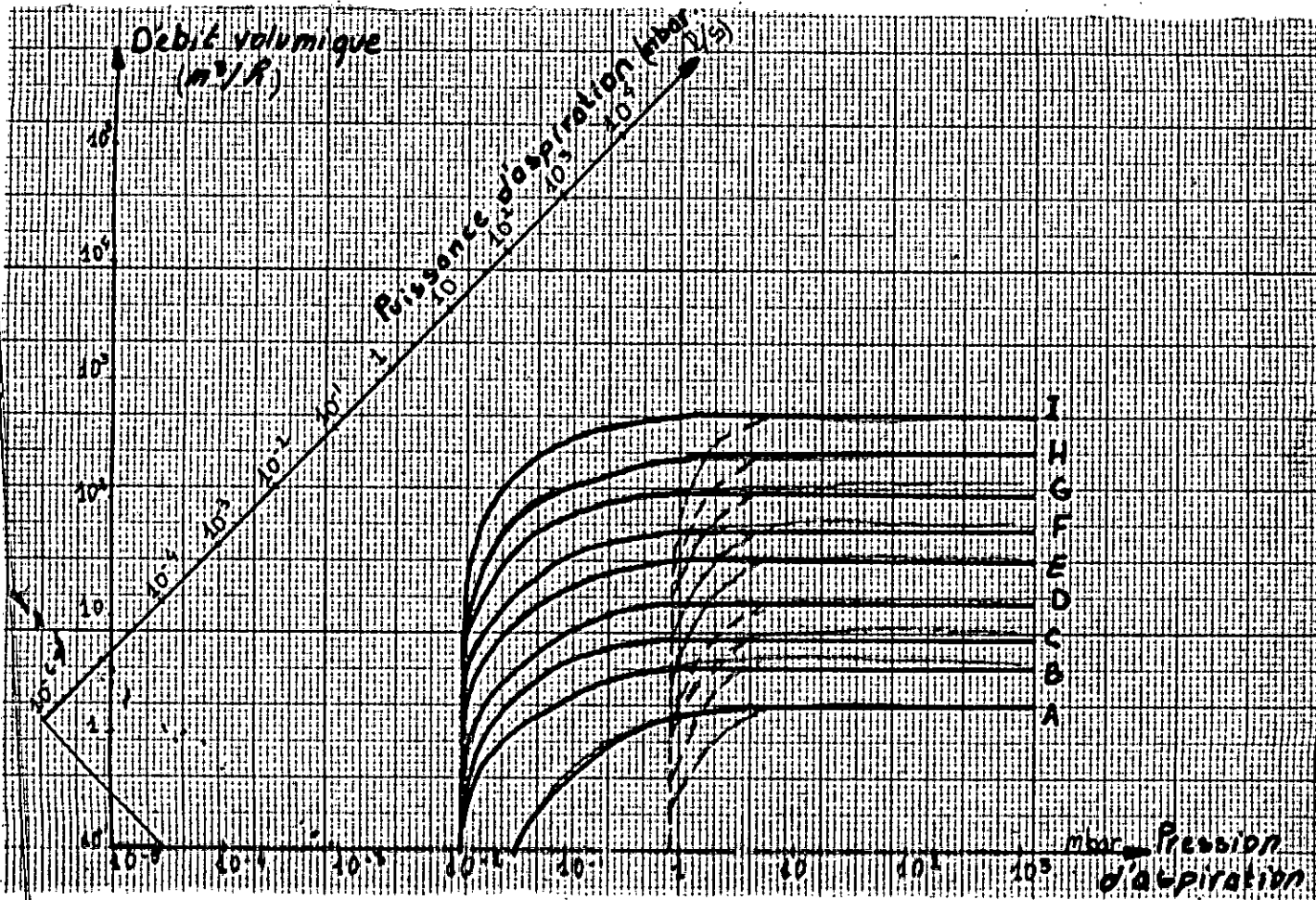


Fig. 43. Diagramme pression-débit volumique-puissance d'aspiration.

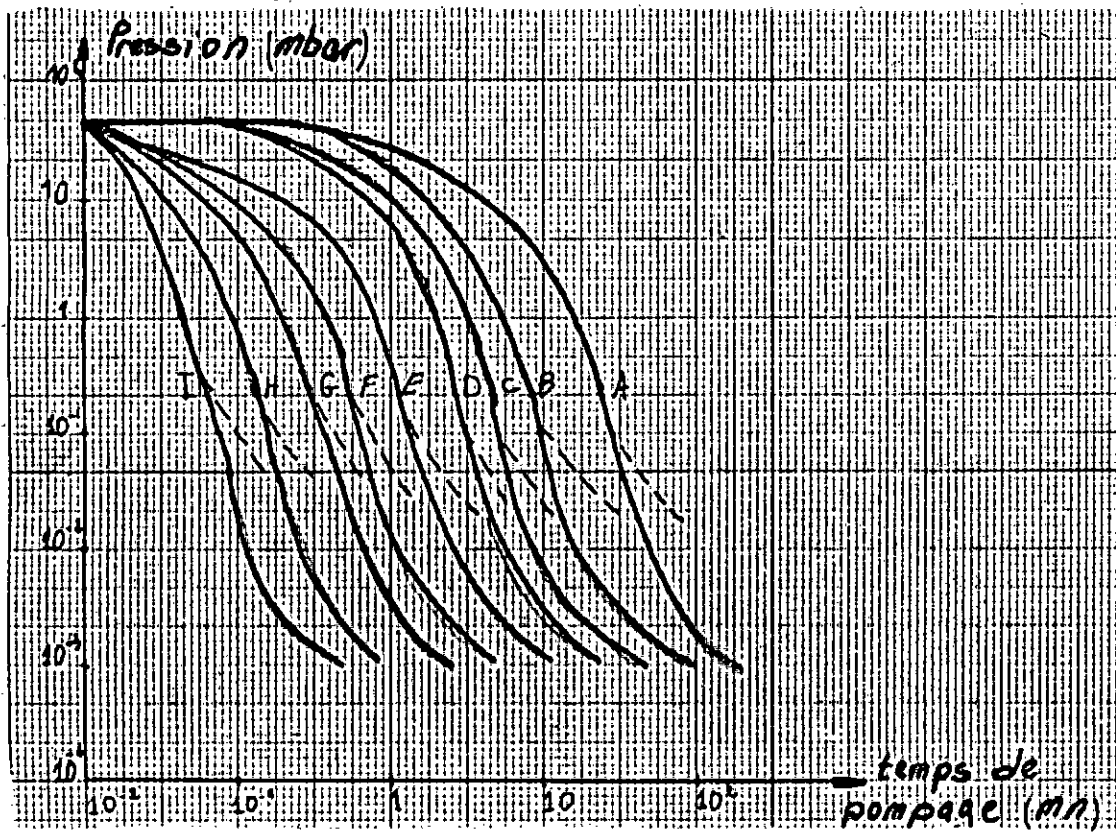


Fig. 44. Diagramme temps-pression.

* Pour une pompe à deux étages:

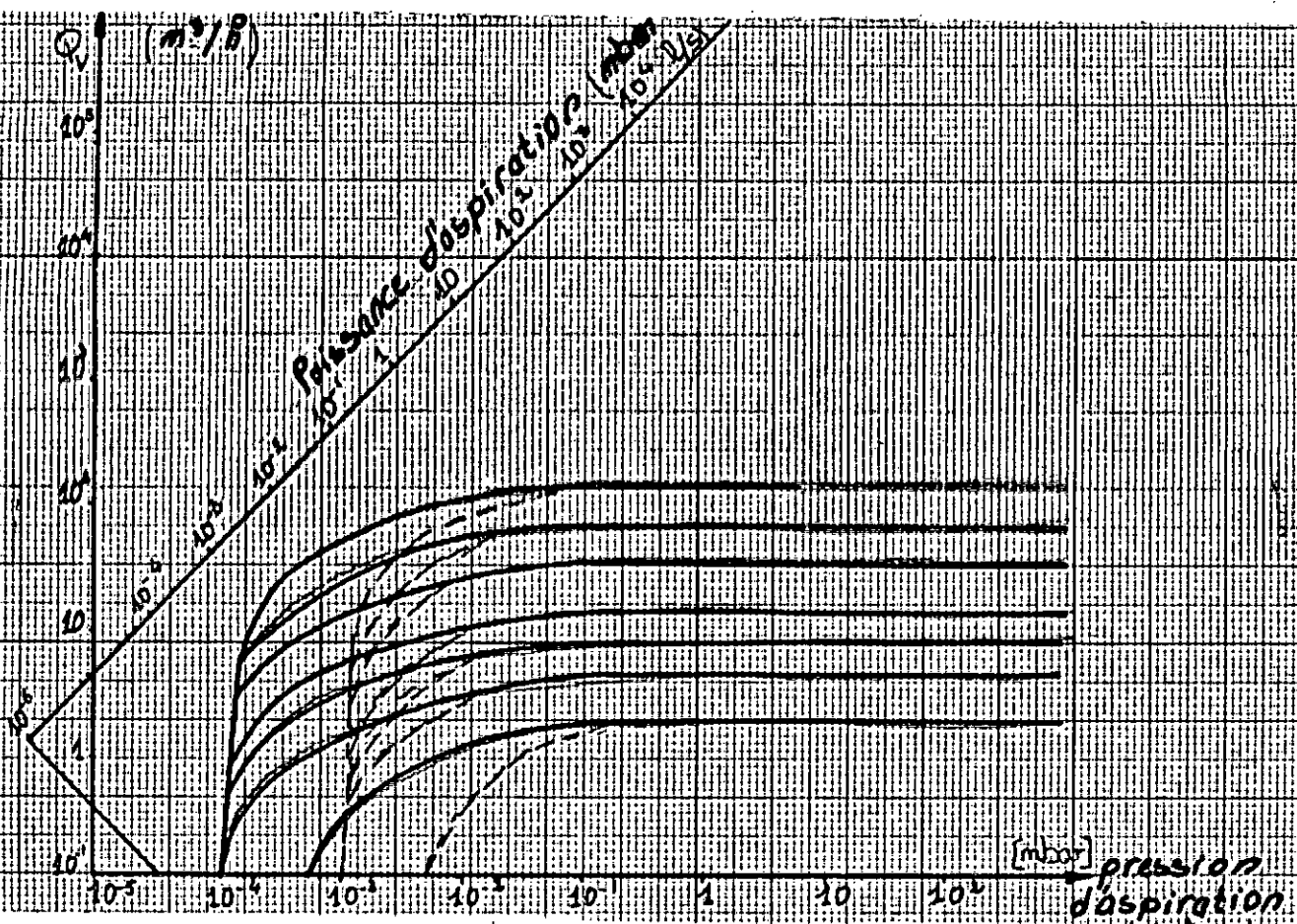


Fig. 45. Diagramme pression-débit volumique-puissance d'aspiration.

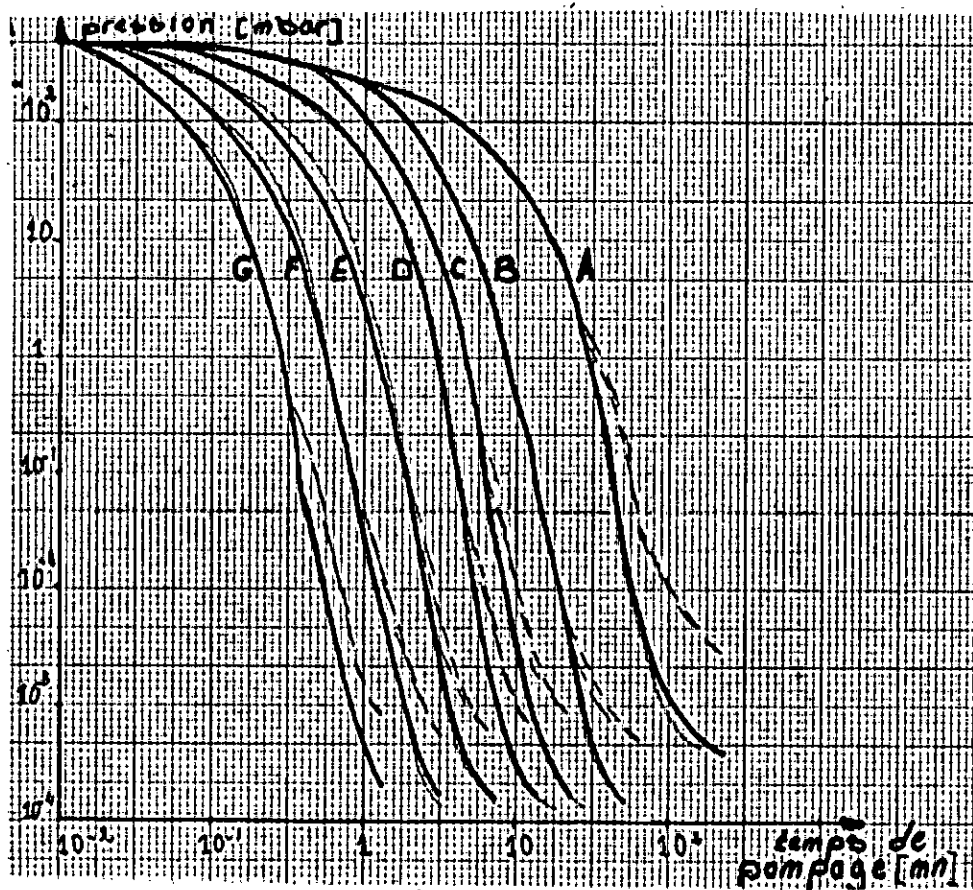


Fig. 46. Diagramme temps-pression.

2- POMPES ET GROUPES DE POMPAGES AVEC DEPRESSEURS ROOTS.

2-1- DEPRESSEURS ROOTS WKP.

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES:

!	! Caracteristiques	! Unité !	! WKP 250 !	! WKP 500 !	! WKP 1000 !
!1 !	Capacité d'aspiration nominale	! m /h !	274	490	1070
!2 !	Pression de mise en marche	! mbar !	1000	1000	1000
!3 !	Vitesse nominale	! tr/mn !	2810	2800	2840
!4 !	Puissance du moteur	! kW !	0,75	1,5	3
!5 !	Remplissage d'huile	! l !	1,2	1,2	3
!6 !	Poids avec moteur	! kg !	80	100	190

!	!WKP 2000!	! WKP 4000 !	! WKP 8000 !	! WKP 12000!	! WKP 18000!	! WKP 25000!	! WKP 50000!
!1 !	2150	4050	8000	11800	17850	25000	50000
!2 !	1000	1000	1000	1000	1000	étudié selon les cas	
!3 !	2860	2900	1455	975	1475	2060	18000
!4 !	5,5	11	22	30	45	étudié selon les cas	
!5 !	5	21	68	68	68	68	100
!6 !	470	610	1500	3050	3150	2800	6500

Tableau A4.2: Caractéristiques techniques des pompes WKP.

2-2- DEPRESSEURS ROOTS W GK.

Ils sont caractérisés par:

- Une chambre de pompage sèche.
- Pas de vanne de surpression.
- Pas de pollution par l'huile de refroidissement.
- Comprime à la pression atmosphérique.

Caractéristiques techniques:

!	!	Caractéristiques	!	Unité	!	WGK 125	!	WGK 250	!	WGK 500	!	WGK 1000
!	1	Débit volumique à 1000 mbar	!	m / h	!	135	!	220	!	520	!	1070
!	2	Pression finale	!	mbar	!	200	!	200	!	175	!	160
!	3	Puissance maximale	!	kW	!	4	!	5,5	!	15	!	30
!	4	Eau de refroidissement	!	l/h	!	500	!	800	!	1600	!	3000
!	5	Vitesse nominale	!	tr/mn	!	2870	!	2860	!	2910	!	1460
!	6	Remplissage d'huile	!	l	!	1,5	!	1,5	!	3	!	5
!	7	Poids sans moteur	!	kg	!	76	!	99	!	116	!	480

!	!	WGK 1500	!	WGK 2000	!	WGK 3000	!	WGK 4000	!	WGK 8000	!	WGK 126C	!	WGK 251C
!	1	1500	!	2120	!	3100	!	4600	!	8000	!	150	!	260
!	2	100	!	130	!	130	!	130	!	130	!	200	!	200
!	3	44	!	60	!	90	!	132	!	200	!	7,5	!	11
!	4	4000	!	6000	!	9000	!	14000	!	19000	!	500	!	800
!	5	1460	!	2945	!	988	!	1485	!	1485	!	2880	!	2920
!	6	5	!	5	!	21	!	21	!	21	!	6	!	6
!	7	520	!	500	!	1100	!	1100	!	1500	!	250	!	250

Tableau A4.31 Caractéristiques techniques des pompes WGK.

Les courbes de la figure 47 donnent les variations de la pression par rapport au débit volumique pour chaque type de pompe de la série WGK.

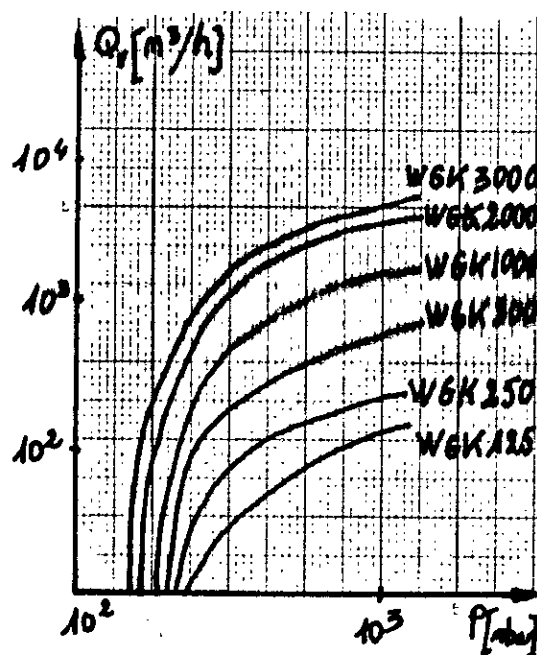


Fig.47 : Courbes pression-débit volumique.

2-3- GROUPE DE POMPAGE AVEC DEPRESSEURS ROOTS.

Ils sont caractérisés par:

- Un débit volumique élevé dans le domaine du vide grossier et du vide fin
- Adaptés à tous les procédés
- Domaine de travail de la pression atmosphérique à 10^{-3} (mbar).

Les tableaux A4.4 donnent une sélection des groupes de pompage avec dépresseurs Roots:

1er chiffre: Débit volumique maximale en (m^3/h).

2ème chiffre: Pression de travail en (mbar) pour un débit volumique maximal.

Symbole * : Groupe de pompage en série.

3- POMPES TURBO-MOLECULAIRES.

3-1- APPLICATIONS:

La pompe turbo-moléculaire est la seule pompe entièrement mécanique qui permette d'atteindre des pressions inférieures à 10^{-10} sans utiliser des pièges.

Elle est utilisée pour produire du vide élevé et de l'ultra-vide exempt d'hydrocarbures.

3-2- CARACTERISTIQUES:

Elle est caractérisée par:

- Un faible poids et des dimensions réduites.
- Un débit volumique élevé.
- Machine silencieuse exempt de vibrations.
- Un entraînement électronique.
- Vide exempt d'hydrocarbures.

Les caractéristiques techniques sont données dans le tableau A4.5

Pompe primaire	Dépresseur Roots	WKP 250	WKP 500	WKP 1000	WKP 2000	WKP 4000	WKP 8000	WKP 12000	WKP 18000	WKP 25000
P	UND 030 A	220	380							
D		0,1 *	0,1							
M										
E	UND 060 A	240	410	800						
S		0,1	0,1 *	0,1						
A	UND 120 A	250	440	900	1600					
P		0,1	0,1	0,1 *	0,1					
A	BA 251		470	950	1800	3000				
L			0,1	0,1	0,1 *	0,1				
E										
T	BA 501			1000		3000	6000			
T				0,5		0,1 *	0,1 *			
E										
S	2 fois BA 501				2000	3700	7000	9500	14000	
					0,1	0,1	0,1	0,1 *	0,1 *	
	WKP 2000 ou 2 fois BA 501									21000 0,1
D	WGK 125		330							
E	WGK 125		10							
P										
R	WGK 250			650						
E	WGK 125			5						
S										
S	WGK 500				1500					
E	WGK 250				6					
U										
R	WGK 1500					3200				
	WGK 500					6				
R										
D	WGK 3000						6500			
D	WGK 1000						5			
T										
S	WGK 4000							9500	14000	
	WGK 1500							6	5	

Tableau A4.4 : Sélection de groupe de pompage
avec dépresseurs Roots.

Caractéristiques		Unités	TPH 110	TPU 110	TPH 270
1	Débit volumique pour: azote	l/s	110	110	270
2	hélium	l/s	120	120	330
3	hydrogène	l/s	110	110	280
4	Taux de compression: azote		3.10	3.10	3.10
5	hélium		7.10	7.10	5.10
6	hydrogène		500	500	2,5.10
7	Vitesse	tr/mn	43000	43000	60000
8	Temps de démarrage	mn	1	1	3
9	Eau de refroidissement	l/h	15	15	15
10	Puissance absorbée par chauffage	W		60	
11	Poids	kg	6	8	19

	TPU 270	TPH 510	TPU 510	TPH 2000	TPU 2000
1	270	500	500	1900	1900
2	330	570	570	2800	2800
3	280	500	500	2500	2500
4	3.10	3.10	3.10	1.10	1.10
5	5.10	2.10	2.10	3,3.10	3,3.10
6	2,5.10	1.10	1.10	1,3.10	1,3.10
7	60000	60000	60000	36000	36000
8	3	6	6	15	15
9	15	15	15	40	40
10	180		250		400
11	20	28	30	75	80

Tableau A4.5 : Caractéristiques techniques des pompes turbo-moléculaires.

BIBLIOGRAPHIE

LIVRES:

- [1]- "Pompes, ventilateurs, compresseurs."
KOVATS Dunod 1962 2eme edition
- [2]- "Les compresseurs."
CHAMBADAL Dunod 1964
- [3]- "Énergétique et turbomachine."
BIDARD Eyrolles 1979
- [4]- "Turbomachines-Théorie générale."
KRISINISKI
- [5]- "Turbomachines."
BALJE John Wiley & Sons 1981
- [6]- "Calculs des tuyaux."
ONIGA Matémime 1949
- [7]- "Technique de l'ingénieur."
- [8]- "Cours de turbomachines"
KHEMIS ENP 1989
- [9]- "Cours de formation."
(SONATI CH). NUOVOPIGMONE
- [10]- "Cours de turbomachines"
polycope 1978

PROJETS:

- [1]- "Etude d'une station de compression."
HOCINE 1981
- [12]- "Le compresseur axial."
AMZAL 1981
- [13]- "Définition et calcul d'un tube à choc"
ALLAOUI

REVUES TECHNIQUES:

- [14]- "Technique du vide."
ALCATEL France 1989
- [15]- "Composants pour la technique du vide."
BALZERS Liechtenstein 1979 et 1988
- [16]- "Centrales d'air comprimé."
INGERSOLL-RAND France 1980
- [17]- "Les compresseurs à piston."
KGK Danemark 1980 et 1985
- [18]- "Centrifugal compressors"
Atlas Copco

