

50376
1988
17



50376
1988
17

N° d'ordre:1425

THESE DE DOCTORAT DE 3° CYCLE

en mécanique des fluides

présentée à l'

UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE

par M. Thierry DESTOOP

TITRE:

**CONTRIBUTION A LA CONCEPTION
ASSISTEE PAR ORDINATEUR DE
COMPRESSEURS A PISTONS ALTERNATIFS**

Soutenu le 24 mars 1988

devant la commission d'examen

membres du jury:

Président-rapporteur: M. BARRAND, Professeur à l'ENSAM, Lille

Membres : M. BAUER, Docteur, HOERBIGER, Vienne, Autriche
M. CARTINI, Directeur technique, CREPELLE, Lille
M. DESMET, Maître de conférence à l'ENSAM, Lille
M. BUISINE, Maître de conférence, USTL
M. MICHEAU, Professeur, USTL

A Carole, Fanny, Rémi.

AVANT - PROPOS

Je ne saurais présenter ce travail sans exprimer à Monsieur le Professeur MICHEAU ma profonde gratitude pour la possibilité qu'il m'a donnée d'entreprendre cette étude et pour l'appui que j'ai toujours trouvé auprès de lui.

Je remercie vivement Monsieur le Professeur BARRAND qui me fait l'honneur de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma très vive gratitude à Monsieur DESMET qui a bien voulu juger ce travail.

Je suis très sensible à l'honneur que me fait le Docteur BAUER, Directeur de la recherche à la Société Hoerbiger à Vienne, d'avoir bien voulu s'intéresser à cette étude et d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Il m'est particulièrement agréable de remercier Monsieur BUISINE. Ses précieux conseils, sa disponibilité et nos fructueuses discussions ont toujours été pour moi une source permanente d'encouragement.

Je remercie également Monsieur CARTINI, Directeur Technique de la Société CREPILLE, d'avoir poursuivi l'action de recherche amorcée par Monsieur CAILLIERET.

Il me reste à remercier tous les membres du personnel de la Société CREPILLE ainsi que ceux du Laboratoire de Conception de Systèmes Mécaniques de l'EUDIL.

SOMMAIRE

PREAMBULE

INTRODUCTION

PREMIERE PARTIE

I) ETAT DE LA TECHNIQUE DES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES.

1) LES COMPRESSEURS ALTERNATIFS.

- 1.1) Compresseur à pistons alternatifs.
- 1.2) Compresseur à barillet.
- 1.3) Compresseur à membranes.

2) LES COMPRESSEURS ROTATIFS.

- 2.1) Compresseur à palettes.
- 2.2) Compresseur à lobes.
- 2.3) Compresseur mono-vis.
- 2.4) Compresseur double-vis.

II) ANALYSE FONCTIONNELLE.

1) FONCTIONS LIEES A LA PHYSIQUE DE LA COMPRESSION.

- 1.1) Fonction compression.
 - 1.1.1) Evolution isotherme.
 - 1.1.2) Evolution adiabatique.
 - 1.1.3) Evolution polytropique.
 - 1.1.4) Comparaison des différentes évolutions.
- 1.2) Fonction aspiration-refoulement.
 - 1.2.1) Passage du gaz à travers un clapet.
 - 1.2.2) Passage du gaz à travers un orifice.
- 1.3) Fonction étanchéité.
 - 1.3.1) Utilisation de segments.
 - 1.3.2) Déformation élastique de la cellule de compression.
 - 1.3.3) Etanchéité par injection de liquide.
 - 1.3.4) Etanchéité sans contact des pièces en mouvement.
- 1.4) Fonction refroidissement.
 - 1.4.1) Réchauffage du gaz à l'aspiration.
 - 1.4.2) Refroidissement de la cellule de compression.
 - 1.4.3) Refroidissement inter-étages.
- 1.5) Rendements.
 - 1.5.1) Efficacité volumétrique.
 - 1.5.2) Rendement indiqué.
 - 1.5.3) Rendement global isentropique.
 - 1.5.4) Comparaison des différents rendements suivant la technologie.

2) FONCTIONS LIEES A LA TECHNOLOGIE DE MISE EN OEUVRE POUR L'EXPLOITATION DE LA CELLULE DE COMPRESSION.

- 2.1) Fonction régulation.
- 2.2) Fonction entraînement.
 - 2.2.1) Entraînement par poulies courroies.
 - 2.2.2) Entraînement par engrenage.
 - 2.2.3) Entraînement par accouplement direct du moteur.

3) FONCTIONS LIEES A L'EXPLOITATION.

- 3.1) Fonction bruit.
- 3.2) Fonction contamination.
- 3.3) Fonction flexibilité.
- 3.4) Fonction maintenance.

III) CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER.

1) ARGUMENTATION POUR LES CRITERES CHOISIS.

- 1.1) Analyse du marché Européen des compresseurs volumétriques.
- 1.2) Etude de marché spécifique à CREPELLE et politique de développement.

2) GRILLES DE COTATION.

- 2.1) Critère: performances.
- 2.2) Critère: Coût.
- 2.3) Critère: Délai.
- 2.4) Critère: Qualité.

3) CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER.

DEUXIEME PARTIE

I) PROBLEME POSE, APPROCHE GLOBALE.

II) BIBLIOGRAPHIE.

III) MODELE GLOBAL.

1) EQUATION D'ETAT DU GAZ.

2) CONDITION D'ALIMENTATION.

3) MODELISATION DE LA THERMODYNAMIQUE DANS LA CELLULE DE COMPRESSION.

- 3.1) Conservation de l'énergie.
- 3.2) Conservation de la masse.
- 3.3) Ecriture des différents termes.

4) COMPORTEMENT DES CLAPETS.

- 4.1) Débit masse à travers les clapets
- 4.2) Mouvements des clapets

5) COMPORTEMENT DE LA SEGMENTATION.

- 5.1) Débit de fuite à travers la segmentation
- 5.2) Puissance perdue par frottement.

6) CALCUL DES PULSATIONS DE PRESSION DANS LES CONDUITES.

- 6.1) Cas des compresseurs de type I.
 - 6.1.1) Hypothèses.
 - 6.1.2) Equation du mouvement pour le "bouchon".
- 6.2) En instationnaire: schéma aux différences finies.
 - 6.2.1) Hypothèses.
 - 6.2.2) Equations locales.
 - 6.2.3) Schéma de Mac Cormack. (pas d'espace uniforme)
 - 6.2.4) Conditions aux limites.
 - 6.2.4.1) Coté extrémité.
 - 6.2.4.2) Coté clapet.
 - 6.2.5) Calcul du pas de temps.

7) MODELE GLOBAL COMPLET.

8) METHODE DE RESOLUTION.

9) ORGANIGRAMME DE CALCUL.

IV) MESURES EFFECTUEES.

1) MOYENS DE MESURES EXPERIMENTAUX.

- 1.1) Mesure du débit au refoulement du compresseur.
- 1.2) Mesure de la puissance absorbée.
- 1.3) Mesure de la levée des clapets.
 - 1.3.1) Capteur capacitif.
 - 1.3.2) Capteur optique.
 - 1.3.3) Mesure des courants de Foucault.
- 1.4) Mesure de la pression en fonction du temps.
- 1.5) Mesure de la position du point mort haut.

2) MACHINES TESTEES.

- 2.1) Machines correspondants au type I.
 - 2.1.1) Mesures sur un compresseur bi-étagé: (2HX2T-31-18)
 - 2.1.1.1) Description du compresseur.
 - 2.1.1.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.
 - 2.1.2) Mesures sur un compresseur bi-étagé: (2HN2T-37-22)
 - 2.1.2.1) Description du compresseur.
 - 2.1.2.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.
 - 2.1.3) Mesures sur un compresseur mono-étagé: (1HN4T-37)
 - 2.1.3.1) Description du compresseur.
 - 2.1.3.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.
 - 2.1.4) Discussion sur les résultats.
- 2.2) Mesures sur un moto-compresseur de type II: (C194).
 - 2.2.1) Description du moto-compresseur.
 - 2.2.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.
 - 2.2.3) Discussion sur les résultats.

CONCLUSION.

ANNEXES.

1) COMPRESSEUR A PISTON ALTERNATIF.

- 1.1) Principe de fonctionnement.
- 1.2) Historique.
- 1.3) Différentes structures rencontrées.
- 1.4) Fabrication.

- 2) COMPRESSEUR A PISTONS EN BARILLET.
 - 2.1) Principe de fonctionnement.
 - 2.2) Historique et domaine d'application.
- 3) COMPRESSEUR A MEMBRANES.
 - 3.1) Principe de fonctionnement.
 - 3.2) Historique.
 - 3.3) Utilisation de cette technologie.
- 4) COMPRESSEUR A PALETTES.
 - 4.1) Principe de fonctionnement.
 - 4.2) Historique.
 - 4.3) Différentes structures rencontrées.
 - 4.4) Conception et fabrication.
 - 4.5) Utilisation de cette technologie.
- 5) COMPRESSEUR A LOBES.
 - 5.1) Principe de fonctionnement.
 - 5.2) Historique.
 - 5.3) Technologie du compresseur à lobes.
- 6) COMPRESSEUR MONOVIS ZIMMERM.
 - 6.1) Principe de fonctionnement.
- 7) COMPRESSEUR DOUBLE VIS SRM.
 - 7.1) Principe de fonctionnement.
 - 7.2) Historique et domaine d'application.
 - 7.3) Calcul du volume engendré.
 - 7.4) Conception et fabrication.

BIBLIOGRAPHIE

PREAMBULE

Le travail que nous allons présenter, s'inscrit dans le cadre d'un contrat CIFRE (Convention Industrielle de Formation par la REcherche). L'objectif de ces contrats est de favoriser les contacts entre l'université et l'industrie et , par conséquent, de favoriser le transfert de technologie. Ce contrat a donc permis de réunir le Laboratoire de Conception de Systèmes Mécaniques de l'EUDIL (Ecole Universitaire D'Ingénieurs de Lille) et la société CREPELLE et Cie.

L'objectif fixé au départ de cette collaboration, par l'Université et Crepelle, était la définition d'une famille de compresseurs secs (sec signifiant, pour les compressoristes, une compression excluant l'injection de liquide dans la cellule de compression à des fins de lubrification, d'étanchéité ou de refroidissement). La démarche fixée pour atteindre cet objectif était la réalisation d'une "étude système" suivie d'une analyse fine de la solution "optimale" en vue de la mise en place d'une chaîne de fabrication assistée par ordinateur.

La première phase: "étude système" consistait à proposer une méthodologie permettant le recensement des différentes solutions possibles et leur évaluation comparative. Cette évaluation prenant en compte l'ensemble du processus de création, des choix technologiques élémentaires à la mise sur le marché du produit, en incluant les problèmes de fabrication, de maintenance, etc...

Dans la deuxième phase: "analyse de la solution choisie en vue de la mise en place d'un outil de CFAO adapté", l'objectif fixé était la réalisation d'un modèle de simulation du fonctionnement conduisant au dimensionnement, tel que ses résultats soient injectables dans un programme de CAO ou mieux de CFAO. Le but poursuivi était de pouvoir mettre sur le marché une gamme continue de machines en évitant la constitution de stocks de pièces usinées importants, tout en restant compétitif sur le plan coûts et délais.

En parallèle à notre "étude système", une étude de marché était réalisée par un cabinet spécialisé. A l'issue de ces deux études, l'objectif fixé au départ du contrat CIFRE a été modifié: la définition d'une famille de compresseurs "sec", avec une politique de produit était réservée aux grands compresseuristes mondiaux (Atlas-Copco, Ingersoll-Rand...), Crepelle devait plutôt se diriger vers une politique de machines à la commande et de services.

Il nous restait à faire le choix définitif de la meilleure technologie à développer, en tenant compte de ces nouveaux critères. Le programme fixé pour la deuxième partie restait valable.

INTRODUCTION

La première partie de notre travail est consacrée au choix d'une technologie. Pour réaliser ce choix d'une façon objective, nous faisons un tour d'horizon de l'état de la technique afin de recenser les différentes fonctions que doit réaliser un compresseur. Ensuite, on se propose de faire une analyse fonctionnelle des compresseurs, celle-ci devant permettre l'écriture de grilles de cotation, technologie par technologie, correspondant à différents critères d'usage. Le choix final peut alors se faire en fonction du poids que l'on donne à ces différents critères.

Trois types de fonctions sont étudiées:

- Les fonctions liées à la physique de la compression: aspiration, compression, refoulement, étanchéité, lubrification, refroidissement, rendements...
- Les fonctions liées à la technologie mise en oeuvre pour l'exploitation de la cellule de compression: régulation, entraînement...
- Les fonctions liées à l'exploitation: vibrations, bruit, nuisances, esthétique, longévité, maintenance...

Dans chacune de ces fonctions, nous essayons de préciser les limites d'utilisation qui sont dictées par les codes de construction internationaux, par les spécifications de la clientèle, par le savoir faire propre à CREPELLE, ou, tout simplement, par le bon sens.

Après l'état de la technique et l'analyse fonctionnelle, nous établissons quatre grilles de cotation pour chaque technologie, correspondant aux critères d'usage d'un bien d'équipement industriel:

* Performances: débit, pression, encombrement, adaptabilité aux modifications de process, tolérance à l'environnement, qualité du gaz qui sort de la machine...

* Coût: d'investissement, de mise en place sur le site, d'énergie, d'entretien...

* Délai: de fabrication, de livraison, de mise en oeuvre, de réparation...

* Qualité: tenue des performances dans le temps, nuisances, bruits, vibrations, fidélité des caractéristiques dans le temps (tolérances de construction, tolérances de débit-puissance)...

Le choix de la meilleure technologie à développer peut alors être déduit à partir: de la demande du marché, de l'analyse faite par le cabinet spécialisé et de la politique de développement de Crepelle.

Il existe deux grandes familles de compresseurs: les volumétriques et les turbocompresseurs. Dans les premiers, de loin les plus répandus, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans les turbocompresseurs, ou compresseurs dynamiques, le fluide est continuellement en mouvement et l'énergie qui lui est transmise par la roue se répartit en énergie cinétique et en énergie de pression. Cet échange d'énergie est dû à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

En fait, nous avons éliminé d'emblée de notre domaine d'investigation les compresseurs dynamiques. Le marché national de ces machines est faible (de l'ordre de 5 à 10 machines de puissances absorbées supérieures à 500 kW par an), c'est un marché principalement tourné vers l'exportation, mais la "façade" de CREPELLE est trop petite pour attaquer un tel marché. La culture technique de l'entreprise est inexistante dans ce domaine. CREPELLE construit des machines

volumétriques depuis 150 ans. Toutes ces raisons ont incité CREPELLE à faire le choix du compresseur volumétrique.

Finalement, seuls sont étudiés les compresseurs volumétriques et, à l'issue d'une réflexion critique, notre choix s'est porté sur le compresseur à piston alternatif. La deuxième partie est, par conséquent, consacrée à l'analyse fine du compresseur à piston alternatif. Celle-ci peut se décomposer en deux parties:

- Analyse des performances de la partie mécanique.
- Analyse des performances thermodynamiques de la cellule de compression.

En ce qui concerne l'analyse des performances de la partie mécanique, il s'agit principalement de calculs conduisant au dimensionnement des différents éléments composant le compresseur (vilebrequin, volant d'inertie, paliers, bielles, tiges de pistons...). Nous ne développons pas ici ce travail.

Nous nous attachons principalement à l'analyse des performances thermodynamiques de la cellule de compression. Pour cela, un modèle global est écrit prenant en compte: l'évolution de la pression et de la température du gaz dans la cellule de compression, les échanges thermiques, la dynamique des clapets, les pulsations de gaz dans les tuyauteries...

Des mesures expérimentales ont été réalisées sur différentes machines, afin de valider le modèle de calcul.

En conclusion, nous disposons d'un logiciel de simulation qui nous permet, à partir d'une géométrie donnée et de conditions thermodynamiques données, de connaître les performances d'une machine. Avec un processus d'optimisation, utilisant une base de donnée

géométrique figée, il est possible de proposer à un client le meilleur choix.

Ce modèle mathématique va apporter à CREPELLE:

- Une aide précieuse à la conception de nouvelles cellules de compression (analyse de l'influence de nouvelles technologies sur ordinateur plutôt que par des campagnes de mesures expérimentales longues et onéreuses, simulation sur ordinateur des performances...)
- Une aide précieuse au niveau des devis de machines à la commande (rapidité dans la composition de la machine qui répondra de façon optimale aux besoins des clients...)
- Une qualité, une rigueur et une précision dans la fourniture des documents techniques aux clients, gages du sérieux et de la compétence de Crepelle.
- Un savoir faire formalisé et "mis en boîte", qui évitera les problèmes liés au départ de ceux qui savent.

Tous ces arguments ont un poids considérable pour les technico-commerciaux de Crepelle qui doivent vendre nos fabrications et se battre avec une concurrence de plus en plus difficile.

Nous terminons par une réflexion sur les moyens matériels et logiciels à mettre en oeuvre pour permettre à CREPELLE d'accéder au monde de la CAO, où le "C" de CAO deviendrait: conception (et non plus: composition). La base de donnée géométrique serait alors paramétrée, CREPELLE pourrait réaliser en continu des compresseurs et serait ainsi libéré des contraintes liées à la gestion du stock et aux prévisions commerciales.

- I - ETAT DE LA TECHNIQUE DES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES.

Nous présentons (fig.1), sous une forme arborescente, les différentes technologies de compresseurs volumétriques que nous allons passer en revue. Nous donnons pour chaque type, les gammes de débits et de pressions généralement rencontrées sur le marché international en 1987. Notons qu'il ne s'agit pas de valeurs limites.

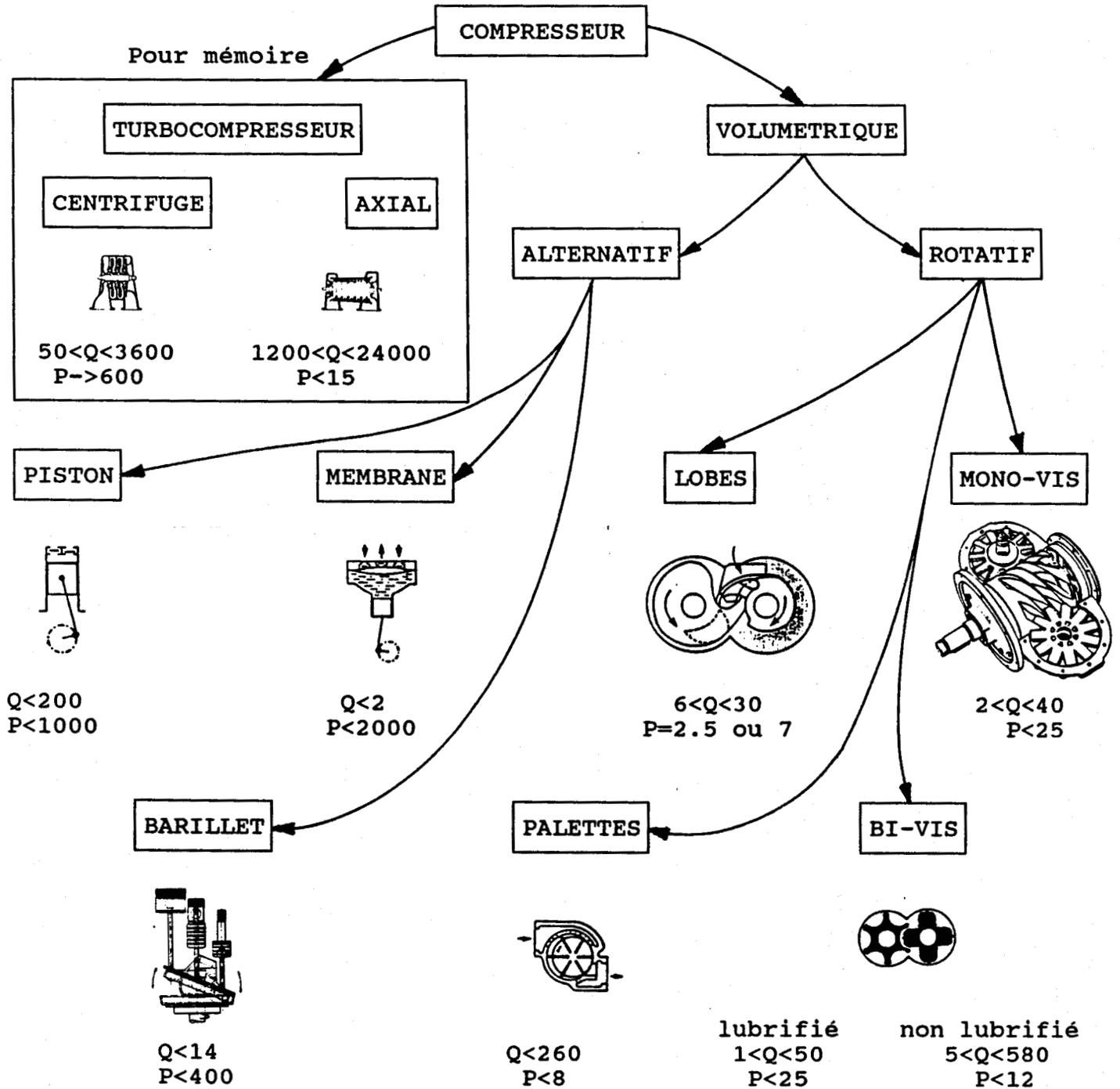


fig.1

P = pression de refoulement généralement rencontrée (bar absolu)
 Q = débit volume généralement rencontré (m³/min)

Nous ne présentons ici qu'un descriptif condensé des différentes technologies. Pour le lecteur qui souhaite approfondir ce sujet, il trouvera en annexe un descriptif plus détaillé.

1) LES COMPRESSEURS ALTERNATIFS.

1.1) Compresseur à pistons alternatifs.

La variation de volume et la compression du gaz sont obtenues par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre, celui-ci étant créé par un système bielle-manivelle (fig.2).

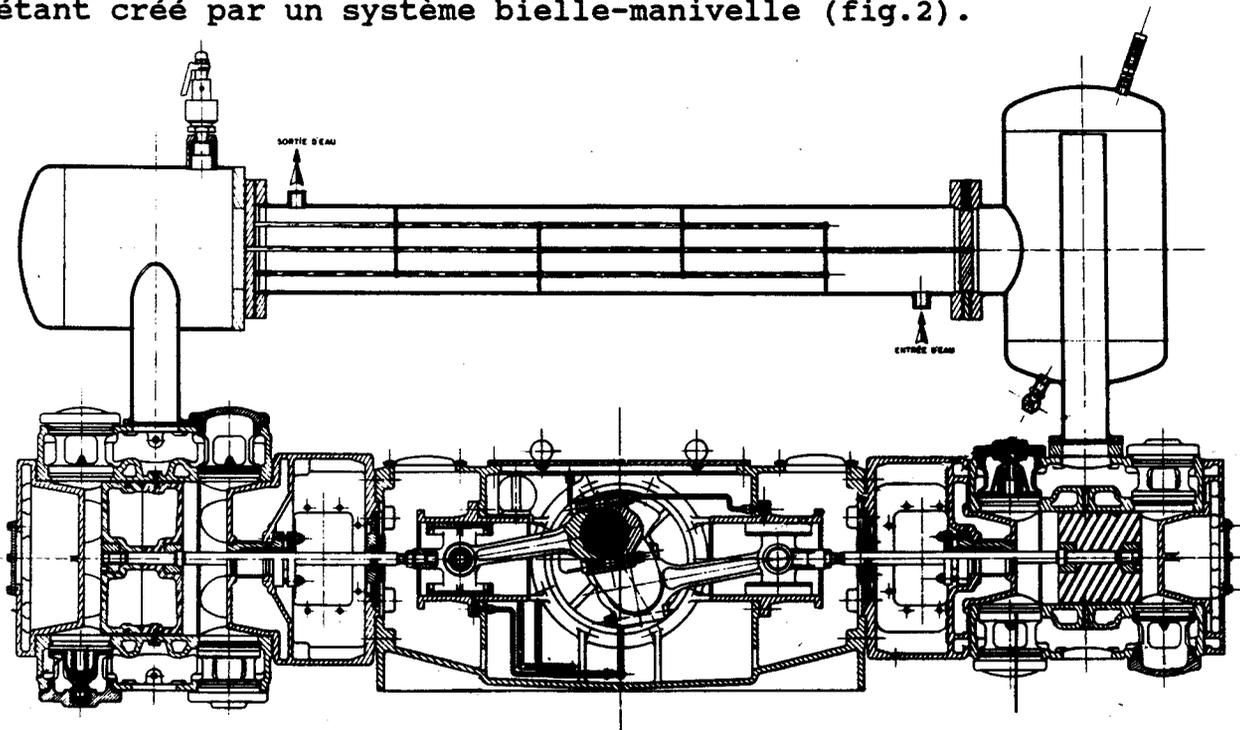


fig.2 COMPRESSEUR A PISTONS DOUBLE EFFET, BI-ETAGE.

En partant du volume maximum, le cycle comprend successivement: La compression en vase clos et le refoulement à travers les clapets de refoulement pendant la course aller, la détente en vase clos et l'aspiration à travers les clapets d'aspiration pendant la course retour.

Le domaine d'application de ce type de compresseur est très large. Il couvre une plage de pression allant jusque 1000 bars et une plage de débit allant jusque 200 m³/min. Pratiquement, tous les gaz peuvent être comprimés (en compression lubrifiée ou non). On trouve les compresseurs à pistons dans toutes les industries: chimie, pétrole, alimentaire, électronique, verrerie, fonderie...

1.2) Compresseur à barillet.

La disposition en barillet des divers cylindres d'un compresseur à haute-pression à 4 étages et la commande des pistons par un système cinématique de faible encombrement permettent de réaliser une machine très compacte, particulièrement intéressante sur les navires et les sous-marins (fig.3).

La transformation du mouvement est assurée par un plateau pivotant appelé "transformateur de mouvement". Ce transformateur, sous l'action de la soie oblique du vilebrequin, louvoie sur une sphère de grande surface appelée "rotule de fond", fixe par rapport au carter du mécanisme. Un engrenage dit "de retenue de couple" assure le maintien du transformateur en empêchant sa rotation par rapport à l'axe du compresseur; il est constitué de deux couronnes dentées coniques, l'une mobile solidaire du transformateur, l'autre fixe solidaire de la rotule de fond.

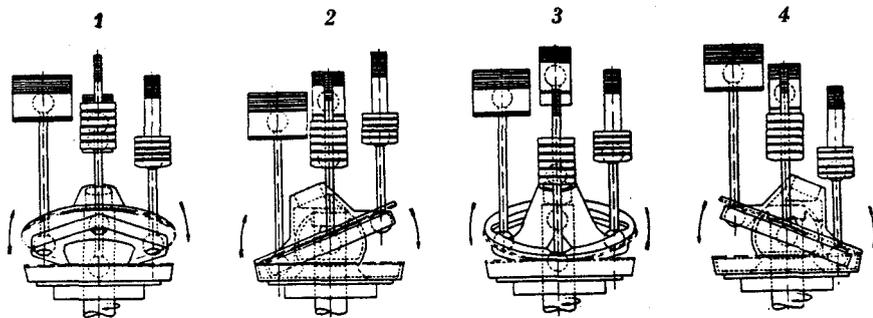
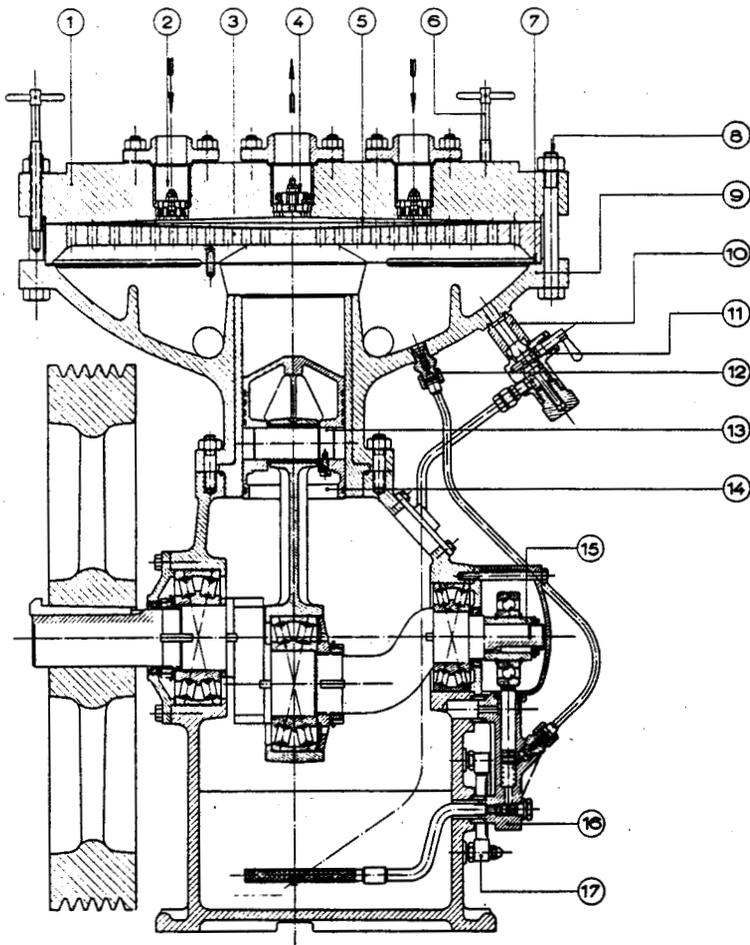


fig 3.

Les compresseurs GIRODIN, spécialement destinés à la Marine Nationale, fournissent de l'air à une pression allant de 250 à 400 bars, après une compression en 4 étages, et avec un débit allant de 0.1 m³/min à 14 m³/min.

1.3) Compresseur à membranes.

Le cylindre est constitué par deux plateaux circulaires, creusés chacun d'un évidement conique sur leur face d'appui, serrés par des boulons et entre lesquels est pincée, sur sa périphérie, une membrane métallique flexible. Cette membrane vient alternativement s'appliquer sur les deux surfaces des deux plateaux et joue ainsi le rôle du piston d'un compresseur classique (fig.4).



Coupe longitudinale d'un compresseur à membrane

fig.4

1 : plateau à gaz; 2 : soupape d'aspiration; 3 : plateau à trous; 4 : soupape de refoulement;
 5 : membrane; 6 : vis de soulèvement; 7 : joint; 8 : boulons de plateaux; 9 : corps; 10 et
 11 : limiteur de pression d'huile; 12 : clapet de retenue; 13 : axe de piston; 14 : piston;
 15 et 16 : compensateur de fuites d'huile; 17 : niveau d'huile.

Ces compresseurs sont employés, notamment dans l'industrie chimique, pour la compression de gaz dangereux, corrosifs ou précieux [1] dont il faut éviter la déperdition. Certaines variantes de construction emploient une transmission hydraulique utilisant de l'eau, au lieu de l'huile, pour la compression de l'oxygène ou du protoxyde d'azote, afin d'éviter un contact accidentel entre le gaz et l'huile, dans l'éventualité de la rupture des membranes.

Dans le domaine de l'air comprimé, les compresseurs à membranes trouvent un emploi quand on désire de l'air rigoureusement exempt d'huile sous moyenne et haute pression. C'est le cas par exemple:

- d'air de 7 à 15 bars, pour des applications aussi diverses que la nébulisation en établissement thermal, le traitement médical par aérosols, la peinture des filaments de tubes cathodiques...

- d'air emmagasiné dans des bouteilles à des pressions de 70 à 250 bars, pour des besoins tels que ceux des chambres de recompression hyperbares pour plongeurs ou des freins d'atterrissage d'avions.

2) COMPRESSEURS ROTATIFS.

2.1) Compresseur à palettes.

Dans un cylindre et autour d'un axe excentré tourne un rotor, tangent au cylindre et pourvu de palettes radiales qui coulissent librement dans leur logement et sont constamment appliquées sur la paroi par la force centrifuge (fig.5).

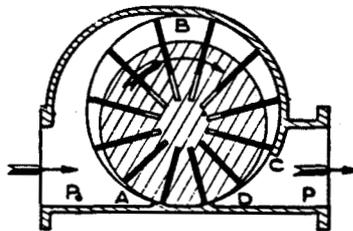


fig.5

Le volume compris entre deux palettes consécutives et variables:

- Il croît, depuis une valeur pratiquement nulle au voisinage de la génératrice de contact du rotor et du cylindre, pendant un demi tour et se remplit d'air, la communication avec la conduite d'aspiration étant assurée depuis A jusqu'à B par des lumières prévues dans la paroi du cylindre.

- Il atteint son maximum à 180° de la génératrice de contact et décroît ensuite pendant un demi tour, provoquant successivement la compression de B en C quand la paroi du cylindre ne comporte aucune ouverture, et le refoulement de C en D quand la communication avec la tubulure de sortie est assurée par des lumières.

Les compresseurs à palettes trouvent leurs applications dans le domaine de l'air comprimé: généralement, en mono-étagé, pour une pression de refoulement inférieure à 3 bars (lubrifiés ou non) et pour de faibles puissances (< 75 kW).

Dans le domaine des gaz autre que l'air, on les trouve, toujours en mono-étagé, mais pour des puissances allant jusque 1000 kW. Ils ont, par exemple, un emploi privilégié pour la récupération de gaz de torche où les problèmes de propreté du gaz sont importants.

2.2) Compresseur à lobes.

Compresseurs à dents ou à pistons rotatifs pour les uns, à lobes pour les autres, ils utilisent un principe identique. Dans un même stator se trouvent 2 rotors non lubrifiés, en acier inoxydable moulé (fig.6). Ces deux rotors synchronisés en rotation tournent en sens inverses et comportent chacun une ou deux "dent" qui vont permettre en un tour d'effectuer un ou deux cycles aspiration, compression puis refoulement. Ceci en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration (A) et de refoulement (B) pratiqués sur les côtés du carter.

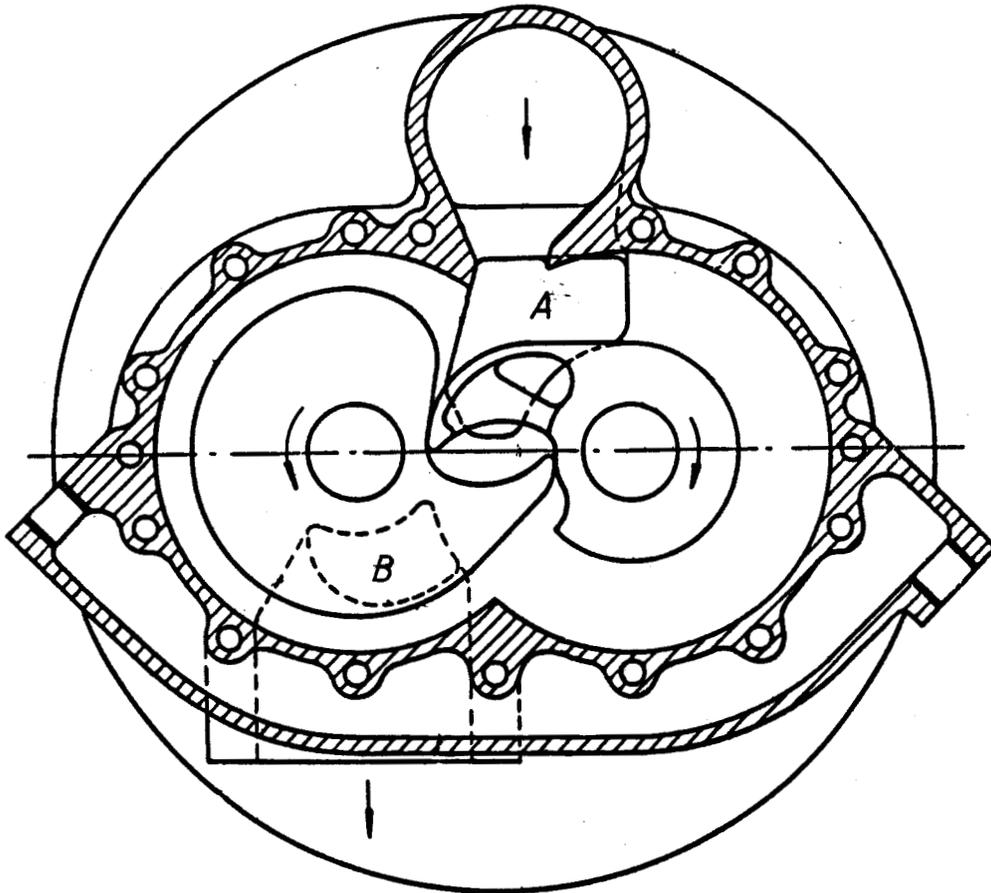


fig.6

La compression est mono ou bi-étagée. Cette technologie est limitée, actuellement, au marché de l'air comprimé exempt d'huile, pour des pressions de refoulement de 3 ou 7 bars et des débits allant de 6 à 30 m³/min.

2.3) Compresseur mono-vis.

Ce compresseur comprend, à l'intérieur d'un corps en fonte en deux parties (fig.7):

- 1 vis globique {1} à 6 filets entraînée directement par un moteur.
- 2 roues dentées ou pignons {2} et {3}, de 11 dents chacun qui sont entraînés par la vis globique.

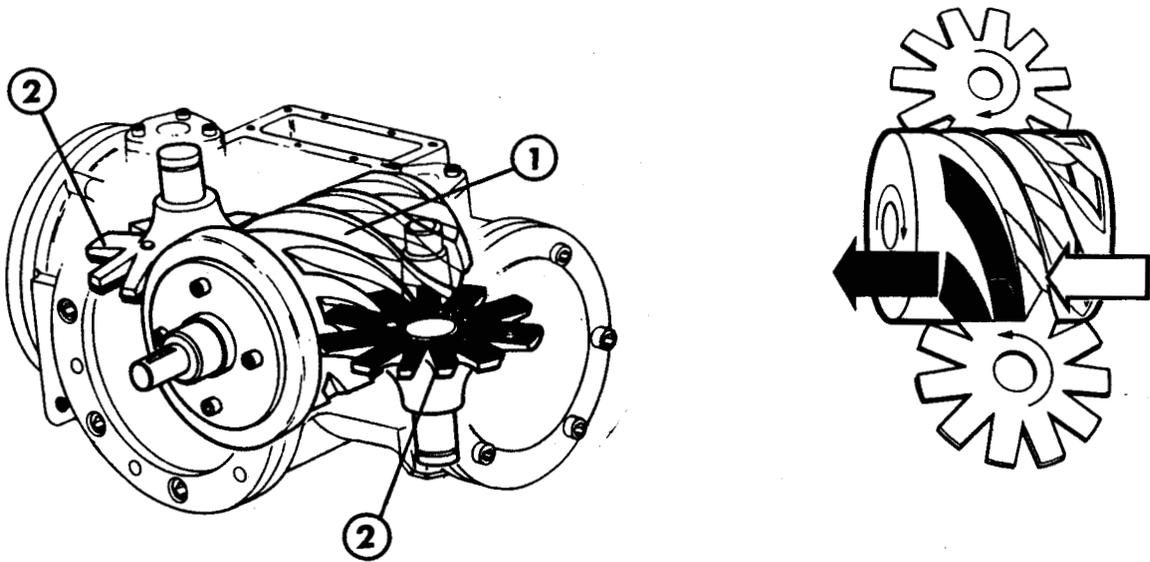


fig.7

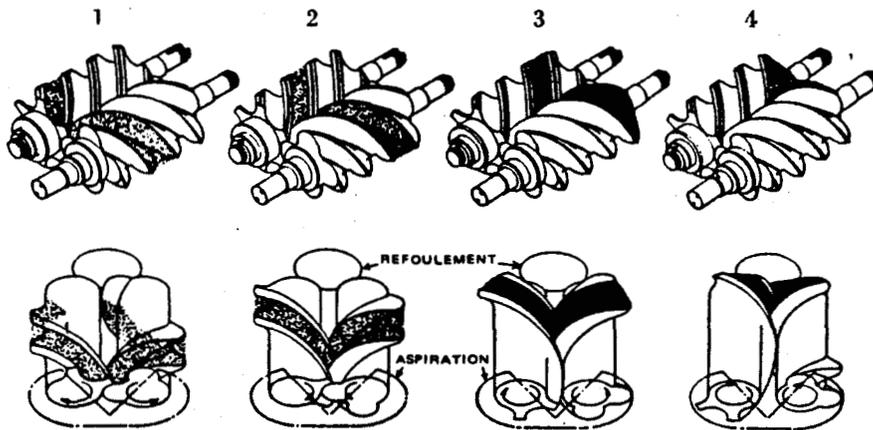
La vis entraîne les deux pignons placés symétriquement de part et d'autre de la vis, ce qui fait que chaque creux de filet de la vis est donc utilisé deux fois par tour. Le gaz aspiré remplit les filets de la vis où il se trouve mélangé à de l'huile. Ce mélange gaz + huile est alors emprisonné dans le volume ménagé dans le creux des filets de la vis et la périphérie du carter.

La compression se fait progressivement par réduction de volume au fur et à mesure de la rotation des pignons.

Cette augmentation de pression a lieu jusqu'au moment où un creux de la vis démasque une lumière placée dans chaque demi carter et par laquelle le gaz chargé d'huile s'échappe, après avoir été comprimé.

2.4) Compresseur double-vis.

Choisissons le moment où une alvéole du rotor femelle et le creux entre deux lobes du rotor mâle sont en communication avec la lumière d'admission (fig.8). La rotation fait découvrir un volume délimité par l'enveloppe des rotors, les parois de l'alvéole et les lobes correspondants. Ce volume se remplit de gaz par succion.



Fonctionnement d'un hélico-compresseur

1 : fin d'aspiration; 2 : compression; 3 : début de refoulement; 4 : refoulement en cours.

fig.8

L'alvéole et les lobes en tournant dépassent la zone de la lumière d'admission. Le volume emprisonné définit la cylindrée par lobe et par tour du rotor mâle. Les rotors continuant à tourner, la section de fermeture créée par la forme conjuguée se déplace longitudinalement vers le refoulement, ainsi le volume emprisonné diminue et la pression du gaz augmente. Lorsque la pression du gaz atteint la valeur prédéterminée, le volume restant est en face de la lumière d'échappement. Le gaz ainsi libéré s'échappe dans le réseau d'utilisation. Les rotors continuant à tourner font disparaître complètement le creux formé par l'alvéole et les lobes. La totalité du gaz est refoulé dans le réseau. Cette dernière phase est comparable à celle du compresseur à pistons puisque le gaz à la pression du réseau d'utilisation est repoussé par le jeu de l'engrènement des rotors. Si la machine est bien adaptée, la pression du gaz emprisonné est sensiblement égale à la pression du réseau au moment précis où le volume s'ouvre vers l'échappement.

| |
|-------------------------------|
| - II - ANALYSE FONCTIONNELLE. |
|-------------------------------|

L'état de la technique nous a permis de faire un tour d'horizon des différentes technologies de compresseurs volumétriques, construits et développés dans le monde en 1987.

Nous remarquons que, quelle que soit la technologie, différentes fonctions doivent être réalisées pour permettre la compression d'un gaz.

Nous allons, dans ce chapitre, analyser ces différentes fonctions:

- Fonctions liées à la physique de la compression.
- Fonctions liées à la technologie mise en oeuvre pour l'exploitation de la cellule de compression.
- Fonctions liées à l'exploitation.

Cette analyse va nous permettre d'établir, dans un troisième chapitre, consacré au choix de la technologie à développer dans le futur chez CREPELLE, des grilles de cotation technologie par technologie en fonction des critères de choix (ou "valeurs d'usage").

1) FONCTIONS LIEES A LA PHYSIQUE DE LA COMPRESSION.

Nous distinguons les fonctions suivantes:

- **Compression:** Nous faisons une analyse comparative des différentes lois d'évolution de la pression en fonction de la variation de volume: isotherme, polytropicque, adiabatique.

- **Aspiration et refoulement:** deux solutions se présentent:

* avec clapets: c'est le cas de l'ensemble des compresseurs alternatifs et de quelques compresseurs rotatifs. Ces éléments permettent d'obtenir un taux de compression variable.

* sans clapets: c'est le cas de la plupart des compresseurs rotatifs. Le taux de compression est alors fixe.

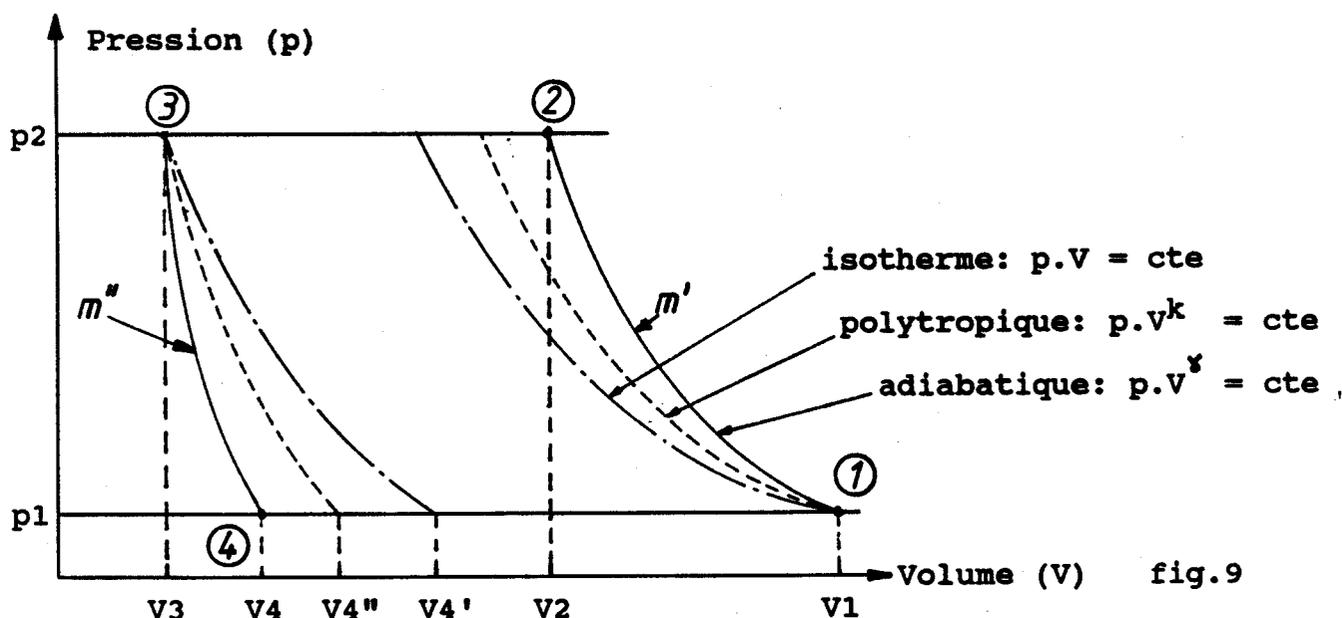
- **Étanchéité:** Elle nécessite souvent le contact par frottement entre les parties en mouvement. Afin de limiter celui-ci, un film fluide peut être créé. Une autre solution consiste à utiliser des matériaux ayant de faibles coefficients de frottement comme le PTFE. Enfin il est possible de résoudre la fonction étanchéité en évitant tout contact entre les pièces en mouvement, en augmentant fortement les vitesses relatives et en donnant un profil à ces pièces le plus approprié.

- **Refroidissement:** D'après le premier principe de la thermodynamique, la compression d'un gaz ne peut se faire qu'avec échauffement de celui-ci. Nous analysons les moyens utilisés pour extraire et récupérer cette énergie pour, par exemple, le chauffage de bâtiment.

Nous terminons ce chapitre par une analyse de l'efficacité volumétrique et du rendement énergétique des différentes technologies.

1.1) Fonction compression.

La loi qui définit la variation de pression d'un gaz en fonction de son volume, au cours d'une compression ou d'une détente, dépend principalement de la nature physico-chimique du gaz et des conditions d'échange de chaleur avec l'extérieur, au cours de l'évolution considérée. Pour analyser l'influence de ces paramètres sur les performances de la machine, nous comparons le travail indiqué pour les différents types d'évolutions caractéristiques (fig.9).



En tenant compte des actions du fluide à l'amont et à l'aval de la machine, le théorème de l'énergie cinétique s'écrit:

$$W_i + W_f = W_t + \Delta W_c + \Delta W_z$$

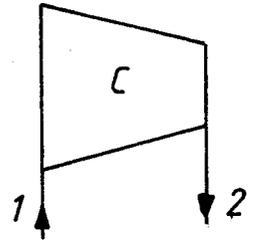
où: W_i = travail indiqué

W_f = travail perdu par frottement fluide

W_t = travail de transvasement

ΔW_c = variation d'énergie cinétique de 1 à 2

ΔW_z = variation d'énergie potentielle de situation de 1 à 2



En négligeant les pertes par frottement fluide (W_f), la variation d'énergie cinétique (ΔW_c) et la variation d'énergie potentielle (ΔW_z), le travail indiqué (W_i) est alors égal au travail de transvasement (W_t).

Le travail indiqué par cycle, quelque soit le type d'évolution, est égale à:

$$W_{i_{\text{cycle}}} = \int_1^2 -p \cdot dV + p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 + \int_3^4 -p \cdot dV + p_1 \cdot V_4 - p_2 \cdot V_3$$

en remarquant que:

$$p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1 = \int_1^2 d(p \cdot V)$$

et que:

$$\int_1^2 d(p \cdot V) = \int_1^2 p \cdot dV + \int_1^2 V \cdot dp$$

alors:

$$W_{i_{\text{cycle}}} = \int_1^2 V_{12} \cdot dp - \int_4^3 V_{34} \cdot dp \quad \text{où: } V_{12} = m' \cdot v \quad \text{et } V_{34} = m'' \cdot v$$

$$W_{i_{\text{cycle}}} = (m' - m'') \cdot \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp$$

Nous faisons une comparaison du travail indiqué massique (par unité de masse de gaz transvasée par cycle: $(m' - m'')$) pour les différentes lois d'évolution caractéristiques.

1.1.1) Evolution isotherme.

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

Dans ces conditions, la quantité de chaleur à évacuer, ou à fournir, correspond au travail de compression. Le travail indiqué massique ($W_{i\theta}$) est égal à:

$$W_{i\theta} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = p_1 \cdot v_1 \cdot \text{LOG} \left[\frac{p_2}{p_1} \right]$$

1.1.2) Evolution adiabatique.

L'évolution est dite adiabatique, si la compression ou la détente d'un gaz s'effectuent sans échange de chaleur avec l'extérieur. S'il s'agit d'une compression, le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures; s'il s'agit d'une détente, il se refroidit en cédant la chaleur équivalente au travail dépensé contre les forces extérieures. Dans les deux cas, en négligeant les frottements et en supposant le gaz parfait, l'évolution est régie par la loi de LAPLACE. Le travail indiqué massique (W_i) est égal à:

$$W_i = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \frac{\gamma \cdot p_1 \cdot v_1}{\gamma - 1} \cdot \left[\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

1.1.3) Evolution polytropicque.

Dans la pratique industrielle, les compressions ou les détentes sont intermédiaires entre l'isotherme et l'adiabatique. La loi d'évolution est alors appelée polytropicque. Il faut remarquer que les évolutions isothermes et adiabatiques sont des cas particuliers et non des cas limites. Le travail indiqué massique (W_{ik}) est égal à:

$$W_{i_k} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp = \frac{k \cdot p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad 1 < k < \gamma$$

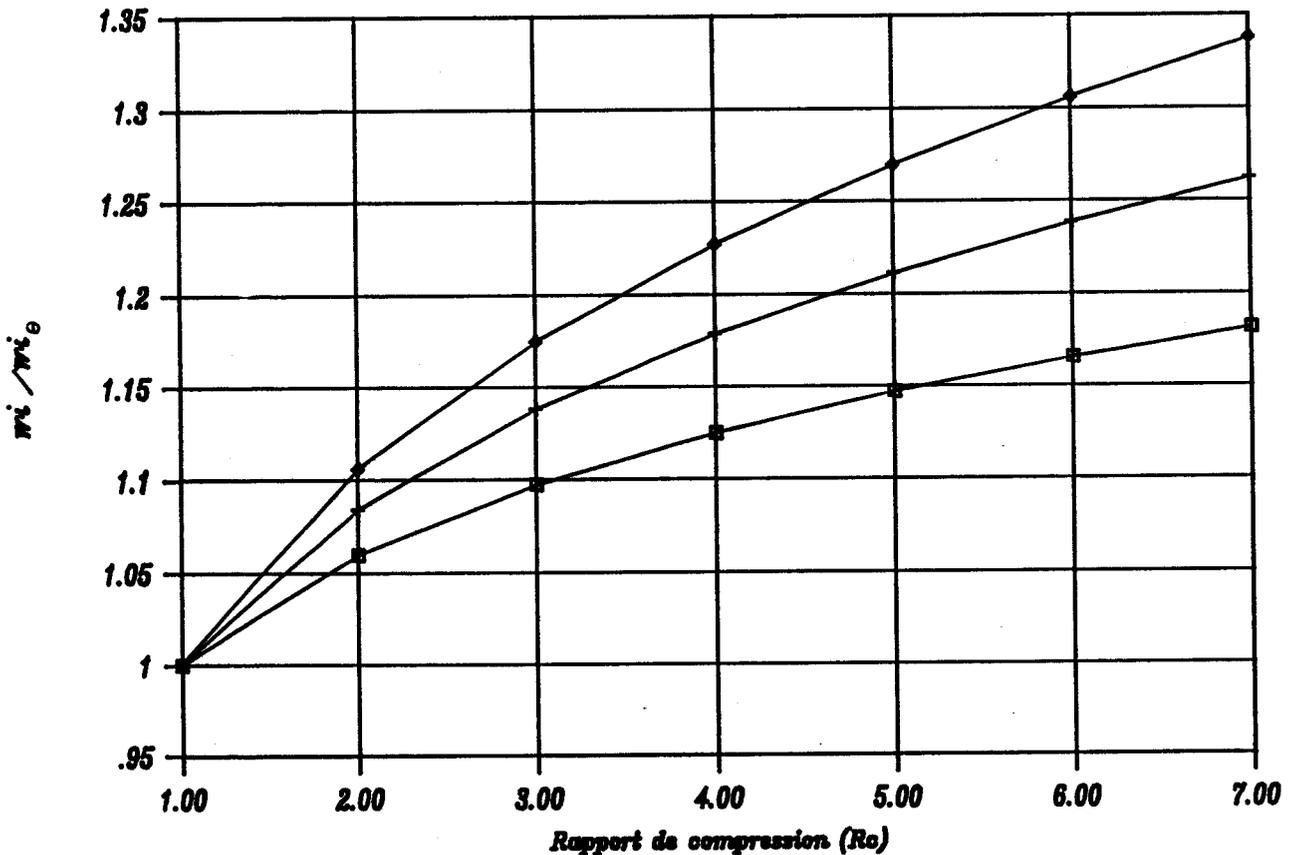
1.1.4) Comparaison des différentes évolutions.

Comparons le rapport entre le travail indiqué massique adiabatique (W_i) et le travail indiqué massique isotherme (W_{i_\ominus}) (fig.10).

Le rapport W_i/W_{i_\ominus} est égal à (où R_c est égale à p_2/p_1):

$$\frac{W_i}{W_{i_\ominus}} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{R_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\text{LOG}(R_c)}$$

Comparaison sur le travail indique



□ $\gamma=1.2$ + $\gamma=1.3$ ◇ $\gamma=1.4$

fig.10

Nous remarquons:

- Dans le cas de rapport de compression élevé, il est préférable d'avoir un coefficient polytropique voisin de 1. C'est le cas des compresseurs à vis lubrifiés à l'huile, pour lesquels l'injection d'huile permet de réduire artificiellement le coefficient polytropique.
- Dans le cas de compression non refroidie, il est préférable d'adopter un faible rapport de compression ou d'étager les rapports de compression en faisant un compromis technico-économique.

1.2) Fonction aspiration-refoulement.

Le remplissage de la cellule de compression et le refoulement du gaz à la fin de la compression peuvent se réaliser de deux façons différentes:

- Passage du gaz à travers un clapet automatique.
- Passage du gaz à travers un orifice.

1.2.1) Passage du gaz à travers un clapet.

On distingue deux grandes familles de clapet automatique: les clapets à disques annulaires et les clapets à lamelles.

Les clapets à disques annulaires (fig.11) se composent principalement:

- d'un siège {1} comportant un nombre variable de canaux circulaires concentriques dont la section transversale peut être assimilée à celle d'un convergent.
- d'un clapet {3} maintenu sur le siège par des ressorts {7} lorsque la soupape est au repos.
- d'un butoir {2} comportant, comme le siège, des canaux circulaires concentriques, mais décalés par rapport à ceux du siège.

Notons que la plupart des clapets à disques annulaires comportent en plus, une ou plusieurs plaques amortisseuses (6) maintenues à une levée intermédiaire par une série de ressorts (8) ayant pour fonction d'absorber une partie de l'énergie cinétique du clapet lors de la levée et de réduire sa vitesse avant le choc final sur le butoir.

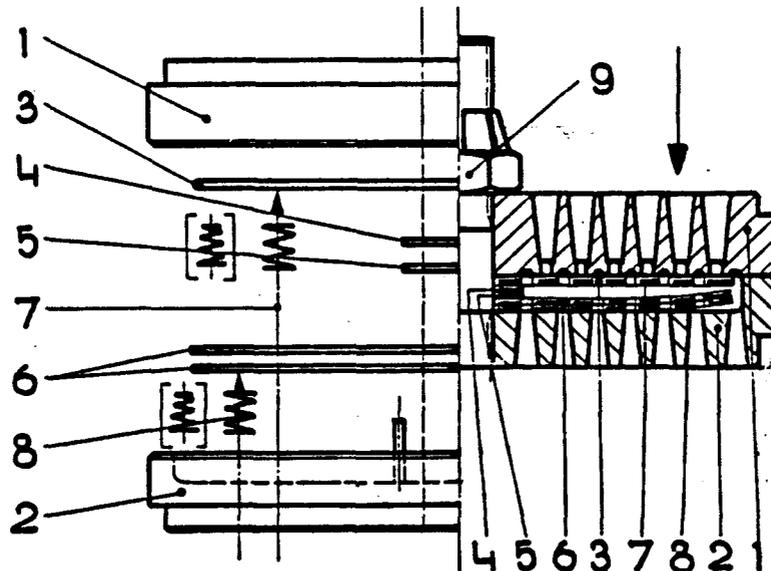


fig.11

Les clapets à lamelles (fig.12), tels ceux que nous avons développé [2], sont composés d'un empilage de coupelles (2) et de lamelles (3) fixés sur un support (1) par trois boulons (5). Chaque coupelle est percée de six canaux et coiffée par une lamelle (3) en forme de marguerite à six pétales. Ceux-ci sont reliés à une zone encastrée par l'intermédiaire de suspension élastique de faible raideur. Au passage du gaz, les pétales se soulèvent et laissent le passage en n'opposant que de faibles pertes de charge.

L'origine du développement de ce type de clapet remonte à 1979. Cette année là, le département compresseur de CREPELLE fusionne avec le département compresseur de FIVES CAIL BABCOCK. Ces deux sociétés installaient sur leurs compresseurs à pistons: des clapets à disques de dimension moyenne, de fabrication étrangère, pour CREPELLE et des clapets à lamelles de grande dimension, construit sous licence soviétique, pour FCB. Après quelques années, seule la gamme CREPELLE était conservée, avec le souhait d'adapter les clapets à lamelles sur cette gamme. Ce clapet, remis en cause et adapté à la dimension de la gamme CREPELLE, est ainsi le fruit d'une première collaboration entre CREPELLE et l'université de Lille et a fait l'objet de nombreux rapports [3] et d'un mémoire de DEA [4].

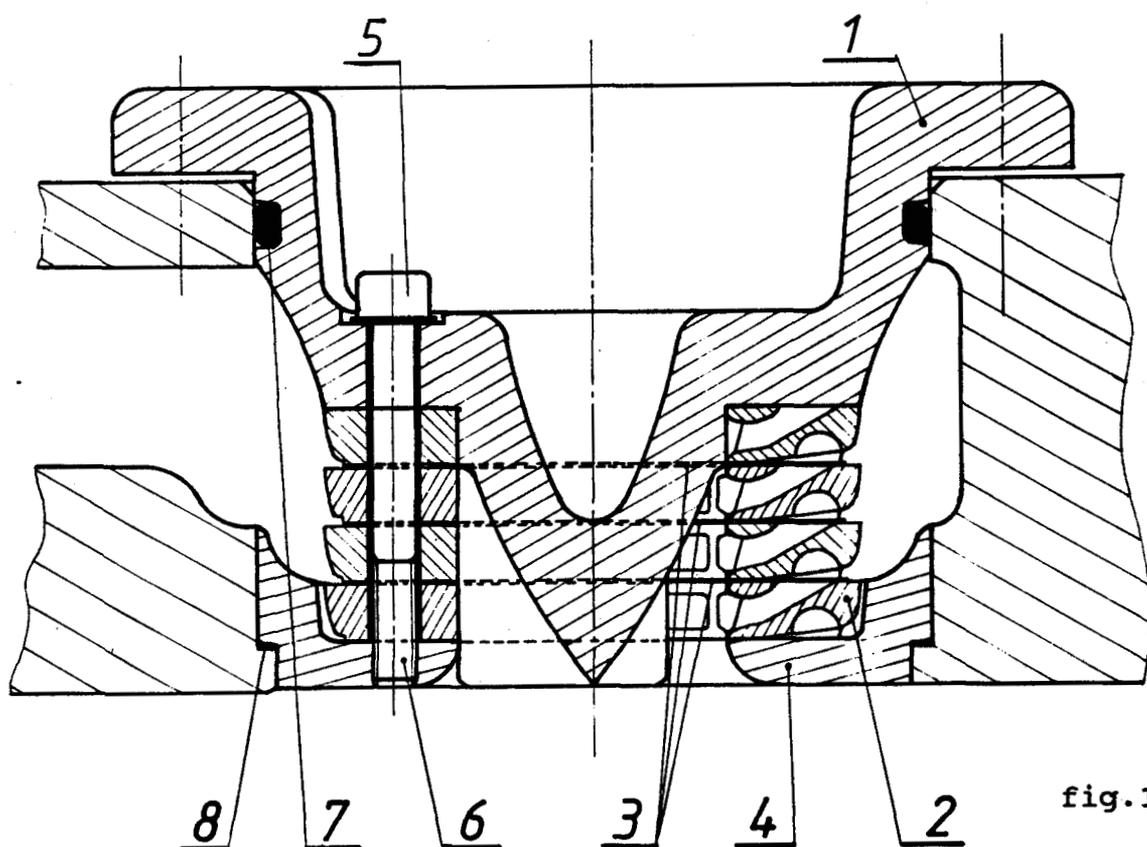


fig.12

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

- La fonction "laisser passer", réalisée par la levée du disque ou de la lamelle, qui est autorisée par la liaison déformable.
- La fonction "anti-retour", réalisée au moyen du disque ou de la lamelle, qui vient s'appliquer sous l'effet de la contre-pression sur un siège, et qui obture la veine. La liaison déformable assure un positionnement correct du disque ou de la lamelle sur son siège.

La machine correspondant à ce type de fonctionnement est dite à taux de compression variable. Cette solution est utilisée sur l'ensemble des compresseurs alternatifs à piston, à barillet, à membranes et plus rarement sur les compresseurs à palettes. Elle permet d'obtenir une plage de fonctionnement très large, la machine est très tolérante en regard de son utilisation, on obtient une auto-adaptation aux conditions de fonctionnement du réseau situé en amont ou en aval.

Le principe de cet appareil est donc simple, mais comme il fonctionne en régime pulsé, dans des conditions physiques souvent dures, et que de plus on exige des performances élevées (pertes, retards, fiabilité très grande), il est nécessaire au constructeur de bien maîtriser le comportement mécanique du système, le mouvement du disque ou de la lamelle pendant les phases transitoires et les phases permanentes, l'écoulement du fluide et les sollicitations dans la liaison [4 et 5].

Dans le cas général du compresseur alternatif, on peut écrire, en première approximation, que la différence de pression (Δp) nécessaire à l'ouverture des clapets est égale à :

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \frac{q^2}{2}$$

ξ = coeff. de perte de charge
 ρ = masse volumique du gaz
 q = vitesse du gaz à travers le clapet

La surpression au refoulement a pour conséquence un travail supplémentaire et une élévation de température du gaz refoulé. La dépression à l'aspiration a pour conséquence une diminution du débit, un travail supplémentaire et une élévation de la température au refoulement.

La longévité moyenne est de l'ordre de 10000 heures pour les clapets à disques et de 20000 heures pour les clapets à lamelles (pour un fonctionnement de 15 cycles par seconde et une dimension identique: disque de 100 mm de diamètre). La vitesse de rotation est limitée, dans le cas des clapets à disques (les plus utilisés): à 800 tr/mn pour des clapets de 174 mm de diamètre et à 1300 tr/mn pour des clapets de 105 mm de diamètre, dans le cas des clapets à lamelles, la limite se situe au delà de 6000 Tr/mn.

1.2.2) Passage du gaz à travers un orifice.

Le gaz est refoulé à travers un orifice qui est dévoilé après que le compresseur ait atteint sa pression de refoulement. La machine correspondant à ce type de refoulement est dite à taux de compression fixe. C'est le cas général des compresseurs rotatifs. L'absence de pièces mécaniques en mouvement assure une grande longévité. Analysons

l'influence de cette solution sur le rendement théorique.

Si l'on appelle (V_2) le volume balayé jusqu'au moment où il y a changement: compression refoulement, et (V_1) le volume au début de la compression. On peut noter que le rapport volumétrique (R_v), égal à: (V_1/V_2), est un rapport fixe pour une construction donnée (fig.13).

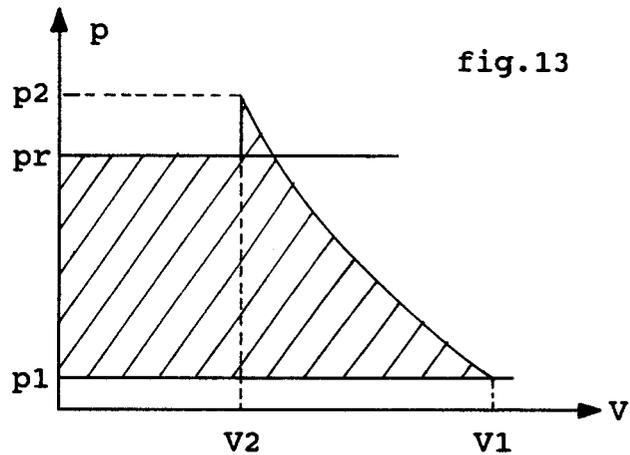


fig.13

Si l'on appelle (p_1) la pression dans (V_1), et (p_2) la pression dans (V_2), le rapport de compression est égale alors à:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k = R_v^k$$

k = coefficient polytropique

On peut donc écrire que pour un refroidissement donné et une valeur fixée de la pression d'aspiration p_1 , la pression p_2 est donnée par construction.

Si l'on appelle (p_r) la pression de refoulement en aval du compresseur, le travail indiqué (W_i) est donné par:

$$W_i = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV + p_r \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$$

$$W_i = \frac{p_1 \cdot V_1}{k-1} \cdot \left[R_v^{(k-1)} - 1 \right] + p_r \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1$$

en remplaçant: $\frac{p_2}{p_1} = R_v^k$ et $\frac{p_r}{p_1} = R_c$

alors, le travail indiqué est égal à:

$$W_i = \frac{p_1 \cdot V_1}{k-1} \cdot \left[R_v^{k-1} + \frac{R_c}{R_v} \cdot (k-1) - k \right]$$

et pour $p_2 = p_r \rightarrow$

$$W_i^* = \frac{p_1 \cdot V_1}{k-1} \cdot k \cdot \left[R_c^{((k-1)/k)} - 1 \right]$$

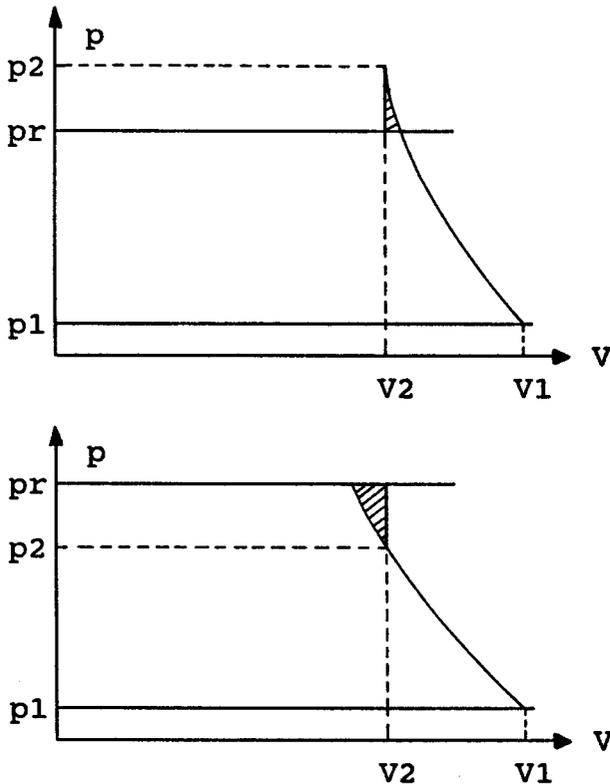
Appelons $n_{th} = W_i^*/W_i$, le rendement théorique pour une compression.

$$n_{th} = \frac{k \cdot (R_c^{((k-1)/k)} - 1)}{R_v^{(k-1)} - k + (k-1) \cdot R_c/R_v}$$

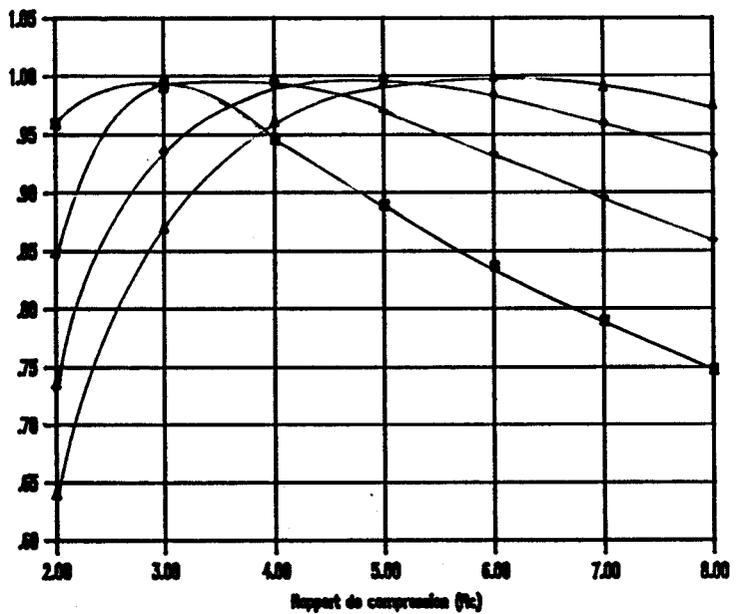
Cette fonction montre un maximum pour:

$$\frac{d n_{th}}{d R_c} = 0$$

Il apparait que la valeur maxi de n_{th} est égale à 1 pour R_c égale à R_v^k et n_{th} est inférieur à 1 pour les autres valeurs de R_c (fig.14).



$n_{th} = f(R_c, R_v, k=1.4)$



□ $R_v = 2$ + $R_v = 2,5$ ◊ $R_v = 3$
 25 ▲ $R_v = 3,5$

fig.14

1.3) Fonction étanchéité.

1.3.1) Utilisation de segments.

C'est le cas des compresseurs à pistons alternatifs et, sous une autre forme, des compresseurs à palettes.

Segmentation des compresseurs à pistons.

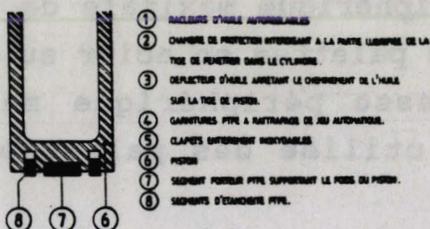
L'étanchéité de la cellule de compression est réalisée, au niveau cylindre/piston par des segments, et au niveau tige de piston/cylindre par des garnitures. Suivant le type de compression, lubrifiée ou non, on distingue deux technologies de segmentation:

- Compression lubrifiée: la lubrification se fait goutte à goutte, distribuée par un système mécanique à came. Dans ce cas, les segments utilisés sont en fonte, et ont une durée de vie de l'ordre de 25000 heures.

- Compression non lubrifiée: jusque dans les années 1965, les compresseurs à pistons non lubrifiés étaient équipés de segments au carbone qui avaient une durée de vie de 3000 heures environ. Il s'est développé depuis, des segments en PTFE chargé (Poly Tetra Fluor Ethylène, plus connu sous la marque commerciale Téflon de Dupont de Nemours) qui ont une durée de vie supérieure à 20000 heures [6].

La pression spécifique à ne pas dépasser est de 0.35 bar. Or, mis à part les compresseurs verticaux, les compresseurs en V, en L ou à plat imposent à leur segmentation de supporter tout ou une partie du poids du piston. Pour éviter une usure irrégulière des segments d'étanchéité qui auraient à supporter cette charge ponctuelle, la plupart des constructeurs ont recours à une double segmentation (fig.15).

SCHEMA DE PRINCIPE D'UNE SEGMENTATION



COUPE D'UN ENSEMBLE DE COMPRESSION NON LUBRIFIE

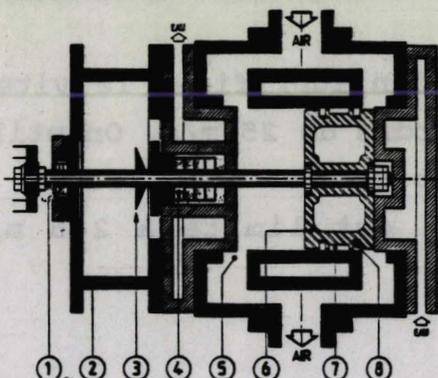


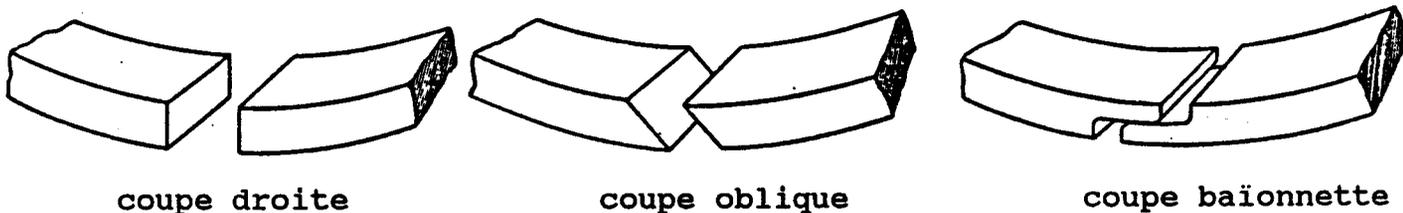
fig.15

Des segments élastiques, libres dans leurs gorges, assurent uniquement la fonction d'étanchéité et répartissent leur usure uniformément.

Des segments plus larges, appelés porteurs, servent de guide et supportent le piston. L'usure du segment porteur, plus importante sur la face inférieure, ne portera donc pas de préjudice à l'étanchéité, et évitera toute ovalisation des segments d'étanchéité et du cylindre.

La vitesse moyenne maxi du piston, généralement rencontrée chez les constructeurs, est de 5 m/s.

A partir de 220 °C on commence à constater le fluage des PTFE. Les téflons ont des coefficients de dilatation importants nécessitant des jeux à froid. Trois solutions différentes de coupes de segments d'étanchéité existent (fig.16).



La solution assurant la meilleure étanchéité est, bien sûr, la coupe "baïonnette", mais pour des raisons de coût et de fabrication, on se contente bien souvent de coupe oblique.

Pour une exploitation idéale, il est préférable que ces compresseurs fonctionnent à la température la plus régulière possible.

Cas des compresseurs à palettes.

L'étanchéité des cellules de compression est réalisée par des palettes coulissantes. On distingue:

- Compression lubrifiée: la vitesse périphérique maximale de glissement est de l'ordre de 25 m/s. On utilise des palettes en acier au carbone.
- Compression non lubrifiée: la vitesse périphérique maximale de glissement est limité à 2,5 m/s. On utilise des palettes en PTFE, Torlon,...

Dans les deux cas (segments ou palettes), le gaz cheminant à l'intérieur du compresseur est chaud et saturé d'humidité. Il a donc un fort pouvoir d'oxydation des organes métalliques. Les particules d'oxyde, véhiculées par le gaz à travers tout le compresseur, constituent un abrasif pour les segments ou palettes et les cellules de compression et empêchent la bonne étanchéité des clapets. Il est donc important que tous ces organes recevant ce gaz, soient traités contre l'oxydation. Cette précaution est un gage de la durée de vie de l'ensemble de compression, et de la conservation de son rendement initial.

L'état de surface de la cellule de compression présente une très grande importance dans le cas d'une compression non lubrifiée, la rugosité choisie pour la paroi du cylindre est de 0.6 à 1 μm pour l'acier et de 1.2 à 1.8 μm pour la fonte. Il se forme ainsi sur la surface du cylindre un mince film de PTFE, qui permet un frottement PTFE/PTFE.

1.3.2) Déformation élastique de la cellule de compression.

Un moyen simple et efficace pour assurer la fonction étanchéité est de concevoir la cellule de compression avec une paroi souple qui, en se déformant sous l'action d'un système extérieur, voit son volume diminuer ou augmenter, donc d'accroître ou baisser la pression. C'est le cas des compresseurs à membranes.

Le flux de gaz à travers une surface est de l'ordre, dans le cas de l'hélium, de $8 \cdot 10^{-7}$ Pa.m³/s.

1.3.3) Étanchéité par injection de liquide.

C'est le cas des compresseurs monovis et double vis. L'étanchéité est réalisée grâce à une lubrification entre les surfaces en contact. Pour cela, on injecte du liquide dans la cellule de compression. Ce liquide peut être de l'eau, de l'huile, ou la phase liquide du gaz comprimé dans le cas de compresseur à utilisation frigorifique. Cette injection de liquide remplit également la fonction refroidissement.

Cette lubrification permet, dans le cas du compresseur double vis, d'entraîner directement le rotor femelle par le rotor mâle sans utiliser d'engrenage de synchronisation et de diminuer les vitesses périphériques pour une efficacité volumétrique identique. Celles-ci sont de l'ordre de 20 à 40 m/s. Les jeux entre lobes et alvéoles, rotors et carter, rotors et fond du carter côté refoulement, sont de l'ordre de 0.05 mm. Par contre, le jeu entre les rotors et la face d'aspiration du carter peut être de plusieurs dixièmes de mm, car il affecte peu l'efficacité volumétrique.

Dans le cas des compresseurs monovis, la lubrification permet de limiter les vitesses périphériques entre 25 et 50 m/s. Une telle vitesse permet au compresseur d'être entraîné directement soit par un moteur Diesel à 3000 tr/mn ou par un moteur électrique asynchrone à 2 pôles, donnant une vitesse de 3000 tr/mn pour une fréquence du réseau de 50 Hz.

Nous notons au passage, que ce compresseur présente l'inconvénient de ne pas accepter de tourner dans le sens inverse. En effet, nous rappelons que, sur les deux pignons en acier, est simplement posé, un pignon en résine phénolique, maintenu radialement par deux ergots.

Le rapport volumétrique, défini comme le volume offert par le filet entre le moment où la compression commence et le moment où la lumière de refoulement est découverte, est légèrement influencé par l'injection d'huile (1 à 2% du volume engendré, soit une dérive du rapport volumétrique de 3 à 6% pour un rapport volumétrique théorique de 4).

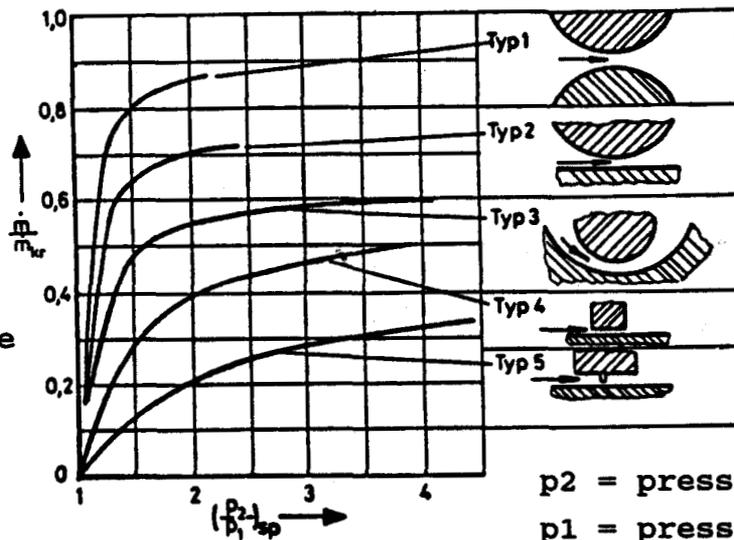
Les jeux doivent prendre en compte: la dilatation différentielle des matériaux, la concentricité entre la vis et son axe dans le cas d'assemblage (certains constructeurs réalisent la vis en un seul élément) et la concentricité des paliers. Dans ces conditions la tolérance dimensionnelle de l'entraxe est de l'ordre de ± 0.025 mm. Le jeu radial de la vis est compris entre +0.05 et +0.15 mm pour éviter le grippage avec le carter.

1.3.4) Etanchéité sans contact des pièces en mouvement.

On parle alors de compresseur "sec" (ou compression exempte d'huile). Cette solution est utilisée sur les compresseurs à lobes et à

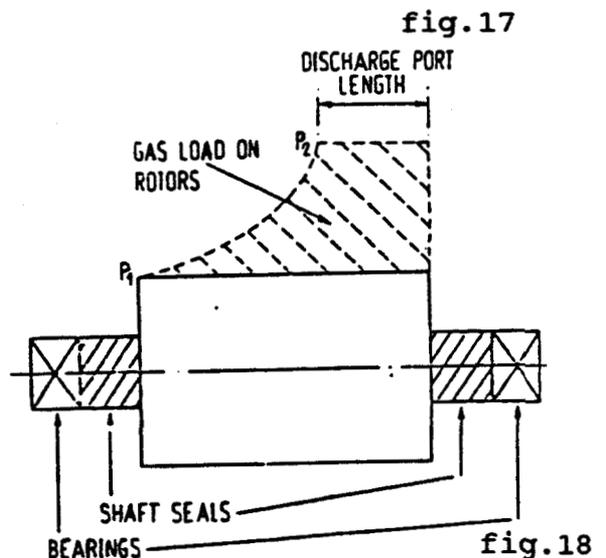
double vis. Les deux rotors sont synchronisés par un engrenage extérieur pour éviter tout contact entre les parties en mouvement. Il reste donc un jeu de fonctionnement provoquant des fuites et affectant le rendement volumétrique. Pour limiter ces fuites, la vitesse périphérique du rotor mâle est portée entre 80 et 120 m/s. Une telle vitesse linéaire correspond à une vitesse de rotation de 12000 à 18000 tr/mn pour un diamètre de 125 mm, ce qui correspond à une limite inférieure du diamètre car, en dessous de cette valeur, la vitesse de rotation, qui augmente dans un rapport inverse, devient difficile à maîtriser. La forme des pièces en mouvement, au niveau de la ligne d'étanchéité a une importance non négligeable (fig.17). Dans le cas du compresseur double vis, le rotor femelle possédant 5 ou 6 alvéoles pour 4 lobes du rotor mâle, sa vitesse de rotation est moindre, ainsi que sa vitesse périphérique, puisque les diamètres sont identiques.

\dot{m} = débit réel
 \dot{m}_{kr} = débit théorique



p_2 = pression en aval
 p_1 = pression en amont

La synchronisation des deux rotors nécessite des jeux de l'ordre de 0.01 mm, en tenant compte que les rotors, coté aspiration, sont à 20°C pendant que le coté refoulement est porté à 200°C. Cette construction reste très onéreuse. De plus, dans le but d'éviter l'introduction de l'huile dans la cellule de compression, il est nécessaire d'intercaler entre les extrémités des filets de vis et les



paliers, des bagues d'étanchéité. La flèche des rotors est augmentée, ce qui impose des rapports de compression peu élevés (inférieur à 3) pour éviter que les rotors ne se touchent, et assurer une durée de vie des roulements suffisante (fig.18).

1.4) Fonction refroidissement.

Trois points sont étudiés dans cette fonction:

- Le réchauffage du gaz à l'aspiration.
- Refroidissement de la cellule de compression.
- Refroidissement inter-étages.

1.4.1) Réchauffage du gaz à l'aspiration.

Avant d'entrer dans la cellule de compression, le gaz doit traverser une conduite d'admission et, dans le cas des compresseurs alternatifs, un clapet qui sont généralement à une température supérieure à la température d'aspiration. Il en résulte un échauffement du gaz par convection et une diminution de la masse volumique, donc de la masse aspirée par cycle. La diminution relative du débit sera de l'ordre du rapport de l'élévation de température sur la température d'aspiration (par exemple: un compresseur aspirant un gaz à 20 °C, si ce gaz entre dans la cellule de compression à 30 °C, la chute de débit masse sera de 3.4%).

1.4.2 Refroidissement de la cellule de compression.

Nous avons vu dans la fonction compression, que l'évolution isotherme était la plus intéressante sur le plan énergétique. Deux méthodes sont utilisées pour atteindre une telle évolution.

Refroidissement externe.

Le gaz comprimé dans la cellule de compression échange de la chaleur avec la paroi par convection. Cet échange de chaleur n'est pas constant sur un cycle, il varie principalement en fonction: de la vitesse du gaz, de la surface d'échange, de la température du gaz, de la température de paroi et de la nature physico-chimique du gaz. Dans la

réalité, la surface d'échange étant faible, l'écart de température entre le gaz et la paroi restant inférieur à 70°C (la température de paroi est maintenue constante grâce à une circulation de liquide de refroidissement à travers un double chemisage dans le cylindre), l'influence de l'échange de chaleur reste faible et l'évolution reste très proche de l'adiabatique.

La forte chaleur spécifique de l'eau, son bon coefficient de convection au voisinage d'une paroi, rendent son emploi très avantageux pour le refroidissement des compresseurs, mais elle entraîne certaines servitudes (raccordement à une source d'alimentation et à une évacuation en circuit ouvert, ou à un système de réfrigération en circuit fermé et précaution contre le gel, l'entartrage et les risques d'interruption de l'alimentation).

En outre, si l'eau de ville est utilisée, son coût représente un poste important du prix de revient du gaz comprimé. En conséquence, si le refroidissement par eau est resté classique pour les fortes puissances (supérieures à 50 kW), il est de plus en plus préféré un refroidissement par air ne nécessitant pas une logistique importante.

Refroidissement interne.

Un autre avantage de l'injection de liquide dans la cellule de compression est de désurchauffer le gaz pendant la compression et ainsi de se rapprocher de l'évolution isotherme de façon artificielle. Par contre, comme nous le verrons dans la fonction contamination, il y a nécessité de séparer l'huile du gaz à la sortie du compresseur.

La compression en un étage de 1 à 13 bars est rendue possible et il n'est pas nécessaire d'installer de réfrigérant intermédiaire. Pour un compresseur ayant un taux de compression de 8, on injecte entre 8 à 14 litres d'huile par m³ de gaz aspiré. Notons au passage, que la puissance absorbée à l'arbre du compresseur augmente de 7.5% quand on augmente l'injection de 8 à 14 litres d'huile, le débit restant sensiblement identique. Dans le cas de l'air, la température du mélange air-huile à la sortie de la cellule de compression est alors de 80°C (au lieu de 300°C dans le cas d'une compression "sèche"). Il ne faut pas descendre en dessous de cette valeur, si l'on ne veut pas amorcer le processus de

condensation et également ne pas avoir une température plus importante pour ne pas risquer l'inflammation du mélange air-huile.

1.4.3) Refroidissement inter-étages.

Il est généralement nécessaire de fractionner la compression, avec un refroidissement du gaz entre chaque étage, afin de limiter les températures des composants et d'obtenir un meilleur rendement énergétique. Le nombre d'étages dépend du taux global de compression, de la puissance et du genre de construction.

1.5) Rendements.

Dans ce chapitre nous rappelons les définitions des différents rendements ou efficacités utilisés par les compressoristes pour comparer les performances des différentes technologies.

1.5.1 Efficacité volumétrique.

L'efficacité volumétrique (Evol), par définition, est le rapport entre le débit masse de gaz réellement refoulé (q_{mr}) et le débit masse théorique (q_{mth}) correspondant au produit du volume engendré, auquel on retire le volume détendu dans l'espace mort, par la masse volumique à l'aspiration.

Cas des compresseurs alternatifs.

En fin de course de compression et de refoulement, la totalité du gaz comprimé n'a pas été évacuée à travers les clapets de refoulement, comme le suppose le diagramme théorique ($a''b''P_2P_1$) (fig.19).

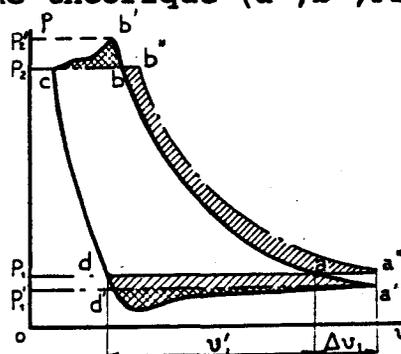


fig.19

Il reste un volume résiduel, appelé volume mort ($V\epsilon$) (ou espace mort), qui comprend:

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

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

L'influence de l'espace mort est d'autant plus importante que le taux de compression est élevé, car son volume détendu représente une part d'autant plus grande du volume déplacé par le piston. A la limite, la courbe de détente de l'espace mort se confond avec la courbe de compression, le débit est alors nul. A un cylindre donné, ayant un espace mort bien défini, correspond donc un taux maximal de compression, qu'il est impossible de dépasser. Pratiquement la valeur relative de l'espace mort est de (exprimé en % du volume engendré):

- 2 à 3% pour les cylindres dont les clapets sont disposés dans les fonds.

- 7 à 20% pour les cylindres dont les clapets sont disposés sur les cotés (disposition appelée en "chapelle").

Les imperfections des compresseurs à pistons (l'échauffement du gaz à l'aspiration, fuites, les retards à l'ouverture et à la fermeture des clapets, les pulsations de pression dans les conduites de raccordement en amont et en aval...) ont pour conséquences une diminution (ou, dans certain cas, une augmentation) du débit. L'efficacité volumétrique (Evol) s'écrit:

$$\text{Evol} = \frac{q_{mr}}{q_{mth}}$$

$$q_{mth} = q_{veng} \cdot n_v \cdot \rho_{asp}$$

$$n_v = 1 - \epsilon \cdot (R_c^{1/\gamma} - 1)$$

où: q_{veng} = débit volume engendré

n_v = rendement volumétrique

ρ_{asp} = masse volumique à l'aspiration
 Rc = rapport de compression

L'efficacité volumétrique généralement rencontrée est de l'ordre de 87% à 95%

Cas des compresseurs rotatifs.

L'efficacité volumétrique est principalement affectée par les fuites qui peuvent se produire pendant la compression entre les zones haute pression et les zones basse pression. Le débit masse de gaz qui fuit de cette façon peut s'écrire:

$$q_{mf} = \sum_i q_{mf_i} = \sum_i S_{f_i} \xi_i \sqrt{\rho \cdot \Delta p}$$

S_{f_i} = section de fuite
 ξ_i = coefficient de perte
 ρ = masse volumique du gaz
 Δp = différence de pression

Afin de déterminer les sections de fuites, il est important d'identifier les chemins de fuites joignant le refoulement avec la zone d'aspiration. Prenons l'exemple du compresseur monovis [7], les chemins de fuites, "refoulement->aspiration", associés à une compression d'un filet sont montrés figure 20.

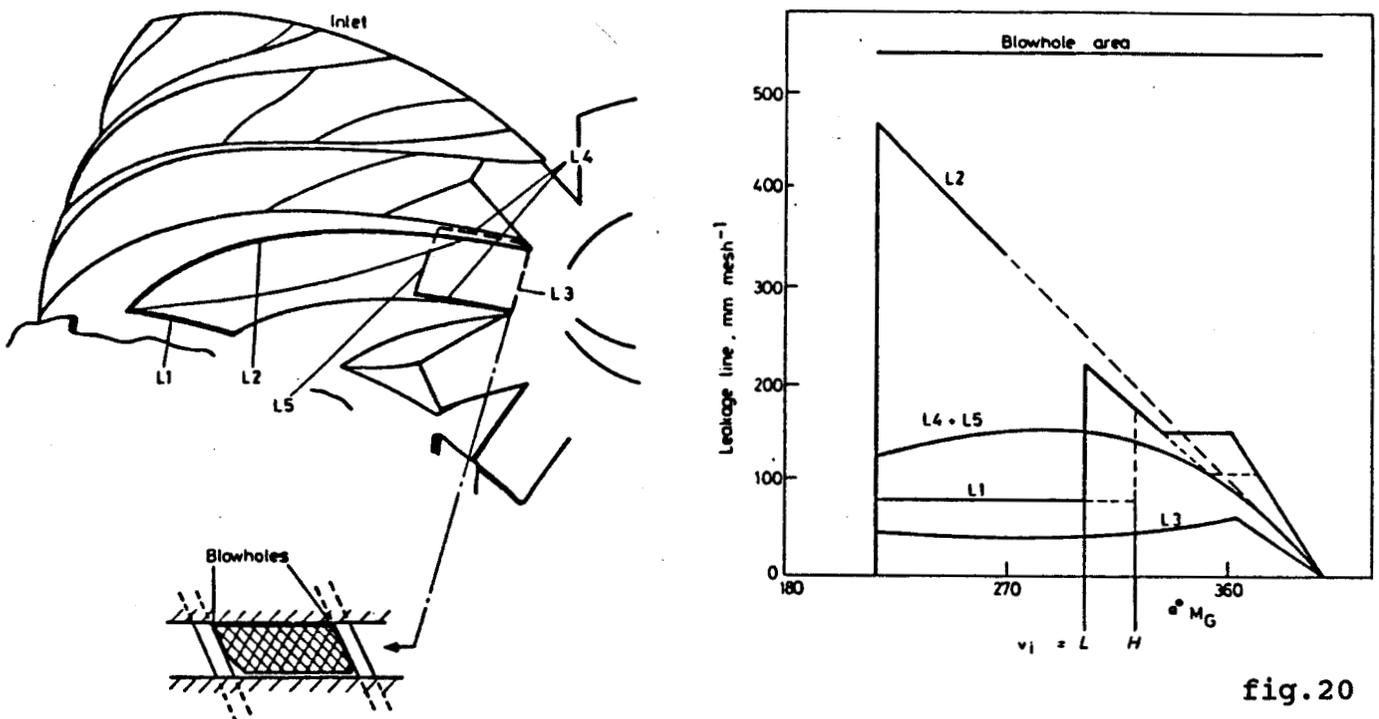


fig.20

- L1, L2 sont les longueurs de jeux entre le rotor et le cylindre autour de la limite d'une dent.

- L3 est la longueur du jeu entre une dent et le cylindre.

- L4, L5 sont les longueurs des jeux entre une dent et le rotor.

Le débit de fuite total peut s'écrire (en négligeant les fuites vers l'extérieur):

$$q_{mf} = \sum_i q_{mf_i} = \sqrt{\rho \cdot \Delta p'} \cdot (Sf_1 \cdot \xi_1 + Sf_2 \cdot \xi_2 + Sf_3 \cdot \xi_3)$$

Les surfaces Sf_i sont toutes proportionnelles au diamètre du rotor (D) et au longueur des jeux (L), ainsi:

$$q_{mf} \approx D \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p'} \cdot (d_1 \cdot \xi'_1 + d_2 \cdot \xi'_2 + d_3 \cdot \xi'_3)$$

si l'on admet que (L) est du même ordre que (D):

$$q_{mf} = C1 \cdot D^2 \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p'}$$

Si pour l'étanchéité, on injecte de l'huile, l'effet sera de réduire les fuites, en d'autres mots, de modifier les coefficients. La linéarité reste valable parce que les effets thermiques peuvent être négligés. En résumé, on peut écrire:

$$q_{mr} = q_{mth} - q_{mf}$$

$$Evol = \frac{q_{mr}}{q_{mth}} = 1 - \frac{q_{mf}}{q_{mth}}$$

$$Evol = 1 - \frac{C1 \cdot D^2 \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p'}}{C2 \cdot \rho \cdot D^3} = 1 - \frac{C \cdot \sqrt{\Delta p'}}{D}$$

A partir de différentes mesures, on peut déterminer la constante C et tracer des courbes de Evol en fonction du diamètre du rotor (fig.21).

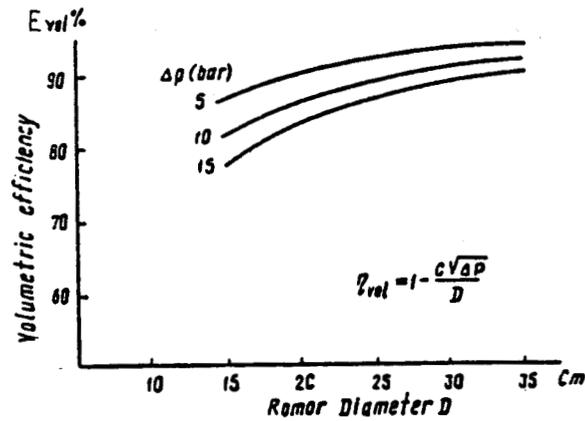


fig.21

L'efficacité volumétrique généralement rencontrée est de l'ordre de 88% à 94% pour les compresseurs lubrifiés et de 75% à 90% pour les compresseurs "secs".

1.5.2) Rendement indiqué.

Le rendement indiqué (nis), rapporté à la compression isentropique est le rapport entre le travail des forces de pression, par unité de masse de gaz déplacé, qui serait mis en oeuvre dans le compresseur idéal, avec espace mort, fonctionnant isentropiquement (Wis) et le travail des forces de pression, par unité de masse de gaz déplacé, mis en oeuvre dans le compresseur réel (Wir).

$$\text{nis} = \frac{\text{Wis}}{\text{Wir}}$$

Quelle que soit la technologie, nous avons vu (§1.1.2) que (Wis) s'écrit:

$$\text{Wis} = \frac{\gamma \cdot p_1 \cdot v_1}{\gamma - 1} \cdot (Rc^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

1.5.3) Rendement global isentropique.

Le rendement global isentropique (ngis), rapporté à la compression isentropique, est le rapport entre le travail des forces de pression, par unité de masse de gaz déplacé, qui serait mis en oeuvre dans le compresseur idéal, fonctionnant isentropiquement et le travail

réellement fourni à l'arbre du compresseur réel par unité de masse de gaz déplacé. Il peut être écrit également comme le produit du rendement indiqué isentropique (η_{is}) par le rendement mécanique ($\eta_{méc}$) de la machine:

$$\eta_{gis} = \eta_{is} \cdot \eta_{méc}$$

1.5.4 Comparaison des différents rendements suivant la technologie.

Nous présentons une comparaison des différents rendements (efficacité volumétrique, rendement global isentropique) entre un compresseur alternatif à pistons bi-étagé "sec" (fig.22) et un compresseur rotatif double-vis lubrifié et mono-étagé (fig.23), comprimant tous les deux de l'air de 1 à 8 bars et consommant tous les deux une puissance nominale à l'arbre de 90 kW à 8 bars.

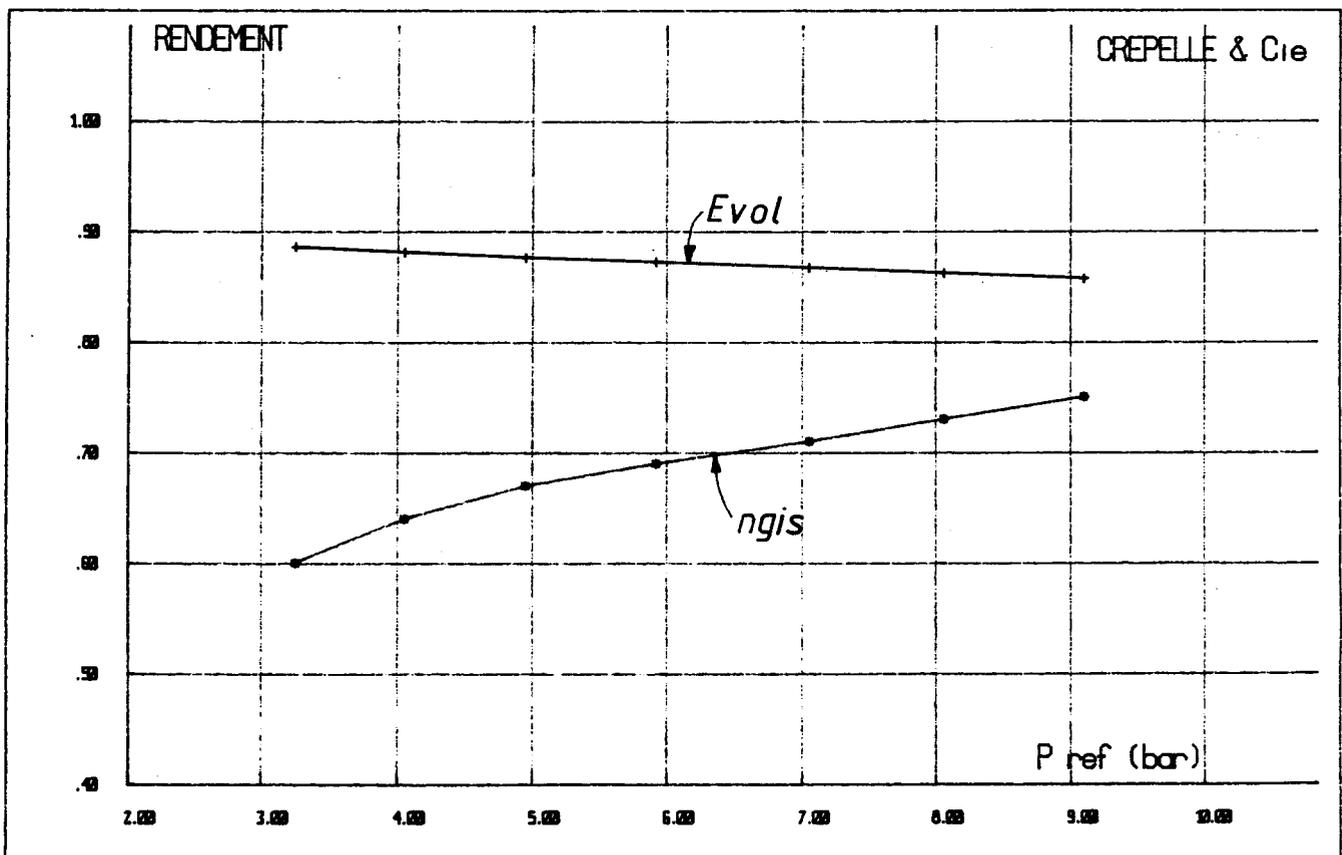


fig.22

COMPRESSEUR A PISTON ALTERNATIF, BI-ETAGE, "SEC"
Puissance absorbée à l'arbre = 90 kW à 8 bars

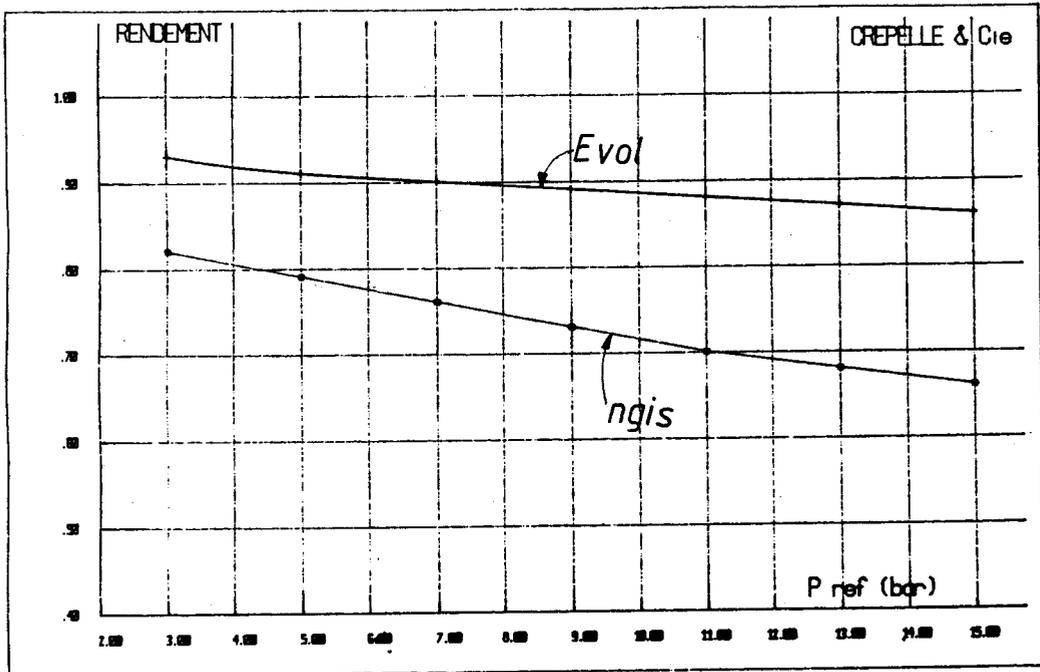


fig.23

COMPRESSEUR DOUBLE VIS, LUBRIFIE, MONO ETAGE
 Puissance absorbée à l'arbre = 90 kW à 8 bars

2) FONCTIONS LIEES A LA TECHNOLOGIE MISE EN OEUVRE POUR L'EXPLOITATION DE LA CELLULE DE COMPRESSION.

Nous distinguons:

- Fonction régulation: De la même façon, nous faisons une analyse critique sur les moyens existants permettant la régulation du débit.
- Fonction entraînement: Quel est le meilleur choix d'entraînement d'un compresseur volumétrique?

2.1) Fonction régulation.

Par variation ou adaptation de la vitesse de rotation.

Un premier procédé de variation du débit, pour l'ajuster à la demande, consiste à faire varier le nombre de tours par minute du compresseur. Il est d'un emploi courant pour les groupes mobiles, dans lesquels le compresseur est entraîné par un moteur diesel, dont la vitesse peut facilement être réglée entre 60 et 100% de la vitesse nominale. Notons que cette méthode concerne l'ensemble des compresseurs volumétriques.

En ce qui concerne la variation de vitesse des moteurs électriques, l'électronique de puissance permet la réalisation de convertisseur alternatif/alternatif, dont la puissance atteint aujourd'hui quelques dizaines de MW et la fréquence quelques centaines de Hertz. L'association à des moteurs synchrones permet d'ailleurs une très grande simplification de ces onduleurs, par l'utilisation de la commutation naturelle [8].

De tels ensembles, convertisseur-moteur, permettent donc de réaliser des entraînements électriques directs. Ceci suppose, bien entendu, que le moteur est mécaniquement susceptible de supporter ces vitesses. Toutefois, ces équipements sont encore onéreux, on ne peut espérer voir leur développement de façon importante avant plusieurs années. Dans le cas des moteurs asynchrones, on situe actuellement la limite maximum admissible sur le plan économique, à 75 kW.

Une autre solution, moins onéreuse, pour adapter la vitesse au besoin est l'entraînement par poulies-courroies. Cette solution se développe de plus en plus sur les compresseurs rotatifs de puissance absorbée inférieure à 75 kW.

Par alternance de marche en charge et à vide.

La marche à vide du compresseur (pas de débit), continuant à tourner à sa vitesse nominale, peut-être obtenue: dans le cas des compresseurs alternatifs, par blocage des clapets d'aspiration en position ouverte. Il n'y a pas de compression du gaz dans la cellule de compression et les clapets de refoulement restent fermés, et dans le cas des compresseurs rotatifs, par fermeture de l'orifice d'aspiration. La puissance absorbée sur l'arbre est alors de l'ordre de 15% de la puissance absorbée nominale en charge.

Par arrêt et mise en route du moteur d'entraînement.

Si la marche à vide du compresseur n'absorbe qu'une faible puissance mécanique, l'utilisateur voit sa consommation électrique passer entre 30 et 40% de la consommation électrique nominale. Ceci à cause du mauvais rendement des moteurs électriques asynchrones à faible charge. Il préfère alors réaliser une régulation par arrêt et mise en marche du moteur. Cela implique la nécessité d'un réservoir tampon de grande capacité.

Pratiquement, il faut éviter de dépasser, en moyenne, 6 démarrages par heure, afin de limiter la fréquence des appels de courant et d'éviter une fatigue excessive de l'appareillage et de la transmission.

En conséquence, la solution généralement utilisée est une combinaison de cette solution et de l'alternance de marche en charge et à vide.

Par vannage à l'aspiration:

Cette solution est généralement rencontrée sur les compresseurs rotatifs où, pour des raisons de coût, il est préféré une solution simple comme le vannage à l'aspiration à l'aide d'une vanne papillon.

Cette méthode permet une régulation progressive entre 0 et 100% du débit nominal. Mais pour les mêmes raisons que précédemment (mauvais rendement des moteurs électriques à faible charge), on ne l'utilise qu'entre 70 et 100% du débit nominal. De plus, si le vannage est important, on a un risque supplémentaire d'échauffement.

Par espaces morts additionnels.

Cette méthode concerne uniquement les compresseurs alternatifs.

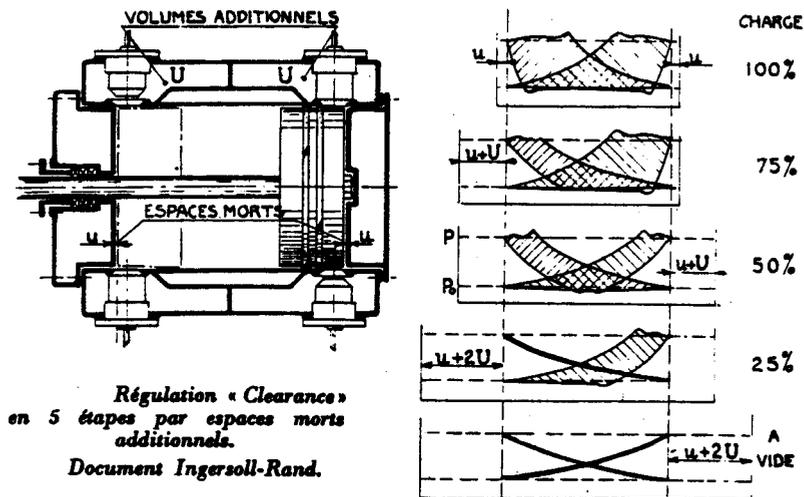
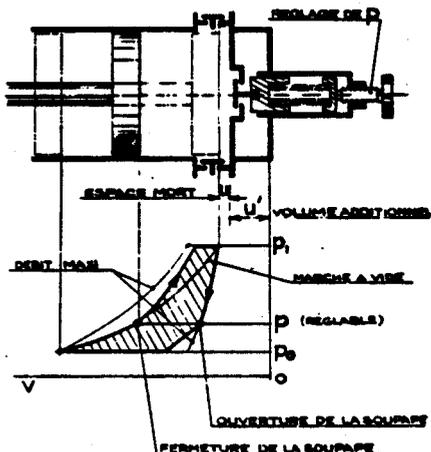


fig.24

Le schéma de la figure 24 nous explique le fonctionnement de cette régulation. Le régulateur, commandé par la pression du réservoir, qui s'élève quand la demande du réseau en aval diminue, commande successivement l'ouverture de volumes additionnels, réduisant le débit à la moitié de sa valeur nominale, puis à zéro, alternativement dans les deux cellules de compression.

Augmentation de l'espace mort pendant une fraction variable de la course du piston.

Cette méthode concerne uniquement les compresseurs alternatifs.



Régulation progressive par variation de l'espace mort, pendant une fraction commandée de la course, à chaque cycle.
Document Harbig.

fig.25

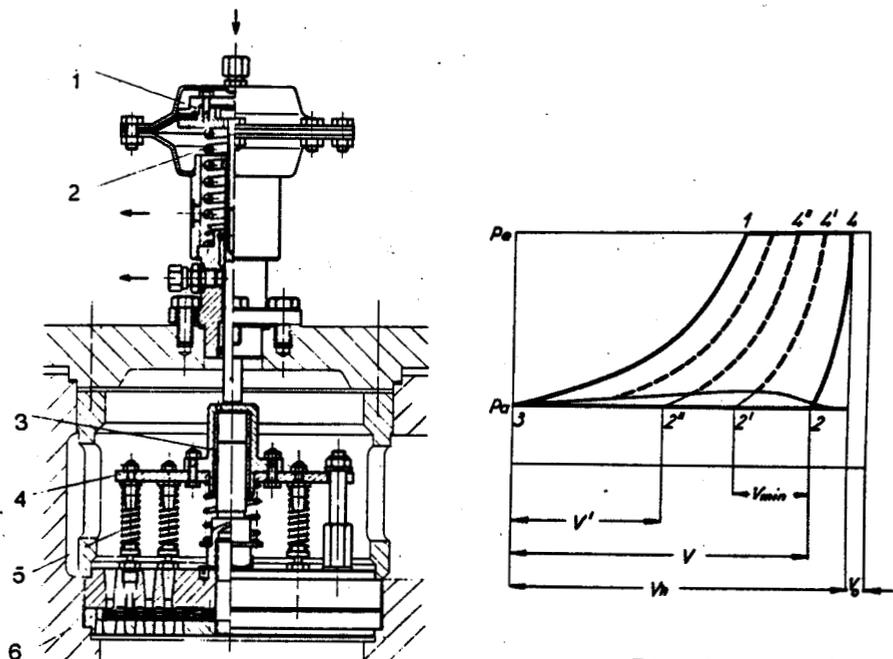
Un espace mort additionnel (fig.25) peut être mis en communication avec le cylindre par une soupape; cette soupape bute contre le piston soumis, sur une face, à la pression du gaz de l'espace additionnel, sur l'autre à la poussée d'un ressort dont la tension constitue l'élément de réglage.

Quand, pendant la compression, la pression dans le cylindre atteint une valeur capable d'équilibrer la poussée du ressort de réglage, la soupape se ferme et l'influence de l'espace additionnel disparaît et la courbe de compression devient brusquement plus raide. Inversement, quand pendant la détente, la pression tombe au dessous de la valeur d'équilibre, la soupape s'ouvre et l'espace additionnel entre en jeu.

Suivant la tension du ressort de réglage, la pression d'équilibre, qui correspond à la brisure des courbes de compression et de détente, varie et avec elle le débit effectif et la surface du diagramme. Le débit varie ainsi depuis un maximum qui correspond à une soupape toujours fermée, jusqu'à zéro si la soupape est toujours ouverte.

Retard réglable de la fermeture du clapet d'aspiration à chaque course

Cette méthode concerne uniquement les compresseurs alternatifs.



Régulation progressive par système dynamique.

A gauche : coupe de la régulation; 1 : servo-cylindre à membrane; 2 : ressort de position; 3 : guidage du déclencheur; 4 : plaque d'appui; 5 : ressorts de soulèvement; 6 : clapet.

A droite : diagramme pv pour différents réglages.

fig.26

Ce procédé (fig.26) consiste à régler le débit en provoquant, à chaque course, un retard réglable de la fermeture du clapet d'aspiration. Il permet une réduction progressive du débit entre 100 et 40% de sa valeur nominale.

Le retard de la fermeture de chaque clapet d'aspiration, pendant la course de refoulement est provoqué par action pneumatique sur un déclencheur qui exerce sur le clapet une poussée réglable tendant à le bloquer en position d'ouverture. Plus la pression d'air de régulation admise dans un servo-cylindre à membrane lié au déclencheur est élevée, plus la fermeture du clapet est retardée et plus importante est la réduction de débit.

2.2) Fonction entraînement.

Trois dispositions sont prises par les constructeurs pour transmettre la puissance nécessaire au compresseur et adapter la vitesse de rotation du moteur, au besoin en débit nominal du client:

- Entraînement par poulies courroies,
- Entraînement par engrenage,
- Entraînement par accouplement direct du moteur.

2.2.1) Entraînement par poulies courroies.

Cette méthode permet d'adapter la vitesse de rotation par le jeu du diamètre des poulies. Dans le cas des compresseurs alternatifs, on utilise la poulie du côté vilebrequin comme volant d'inertie, pour atténuer l'irrégularité cyclique (I_c). En effet, les moteurs électriques s'accomodent mal de ce phénomène. La valeur limite couramment admise de I_c est 150, I_c étant défini par [9]:

$$I_c = \frac{W_{moy}}{(W_{maxi} - W_{mini})}$$

W_{maxi} = vitesse de rotation maxi
 W_{mini} = vitesse de rotation mini
 W_{moy} = vitesse de rotation moyenne

Le rendement d'une telle transmission est de 0.95 dans le cas de courroies trapézoïdales et de 0.97 dans le cas de courroie plate.

Les courroies présentent l'inconvénient de patiner et de se détendre ou de gonfler suivant l'humidité ambiante. Le poids des poulies et la tension des courroies impliquent une charge radiale importante, qu'il est nécessaire de reprendre par des paliers dimensionnés en conséquence.

2.2.2) Entraînement par engrenage.

Le rendement d'un multiplicateur à engrenage est voisin de 0.98 à 0.99 (pour des rapports de multiplication inférieurs à 3). L'entraînement par engrenage demande un graissage des pignons et des paliers nécessitant une pompe à huile auxiliaire et un circuit de refroidissement pour cette huile. L'alignement des arbres d'entrée et de sortie demandent une précision importante pour assurer une grande durée de vie de ce matériel. Ce type d'entraînement est encombrant, lourd, bruyant et onéreux, mais il est nécessaire pour la plupart des compresseurs rotatifs où il est important de tourner à des vitesses élevées (de l'ordre de 6000 à 30000 tr/mn) pour maintenir une efficacité volumétrique suffisante.

2.2.3) Entraînement par accouplement direct du moteur.

Ce type d'entraînement est à préférer quand on peut s'accomoder de la gamme de vitesses offerte par les constructeurs de moteurs électriques (500, 750, 1000, 1500, 3000 tr/mn). La vitesse de rotation est imposée par la fréquence du réseau d'alimentation (50 ou 60 hz) et par le nombre de pôles du moteur (au minimum égale à 2). Dans ces conditions la vitesse de rotation ne peut dépasser 3000 ou 3600 tr/mn. Une telle vitesse n'est pas suffisante pour les compresseurs rotatifs "secs".

3) FONCTIONS LIEES A L'EXPLOITATION.

Dans ce chapitre, nous analysons les fonctions suivantes:

- Fonction bruit: Les risques physiologiques encourus par des personnes exposées aux niveaux élevés de bruit, et la législation (fort justement mise en place pour réduire ces dangers) ont provoqué l'apparition sur le marché d'une nouvelle génération de compresseurs.

- Fonction contamination: Dans les fonctions liées à la compression, nous avons donné les nombreux avantages d'une compression lubrifiée par injection d'huile. Celle-ci entraîne la nécessité d'un traitement du gaz comprimé ainsi qu'une contamination inévitable de ce gaz.

- Fonction flexibilité: Les ateliers flexibles sont à l'ordre du jour. Est-ce que le compresseur doit suivre cette évolution et quelles sont les mesures à prendre pour y arriver?

- Fonction maintenance: La pénétration de la micro-informatique industrielle dans le monde mécanique bouleverse les habitudes. La maintenance est un domaine qui peut espérer un gain en simplicité et en efficacité grâce à celle-ci.

3.1) Fonction bruit.

Les risques provoqués par le bruit sont multiples, ils débouchent sur l'hypertension artérielle et certain troubles gastriques, mais les plus évidents, et surtout les plus fréquents, sont d'ordre acoustique. L'acuité auditive, peut-être endommagée temporairement, par exemple: à la suite d'une exposition prolongée (une journée de travail), à un haut niveau sonore de l'ordre de 90dBA, la récupération des capacités auditives se fait de manière progressive. L'ouïe peut alors être endommagée de façon irréversible par un niveau sonore de 130 à 140 dBA. Mais beaucoup plus sournoise est l'exposition durant plusieurs dizaines d'heures par semaine, à des niveaux de bruit qui, même considérés comme peu dangereux, supportés en permanence finissent par entraîner des lésions progressives, voire définitives. Pour certains individus, ce seuil peut se situer à partir de 80 dBA. La réglementation française, à l'heure actuelle, fixe le niveau à 85 dBA comme cote d'alerte. Une directive de la CEE impose déjà l'indication du niveau de bruit sur la machine, et l'agrément par des services spécialisés, pour les compresseurs mobiles utilisés en travaux publics.

Les compressoristes se sont depuis longtemps penchés sur ce problème, et les compresseurs sous caisson insonorisé sont le résultat des études effectuées. En effet, cette solution est certainement la plus facile pour résoudre les problèmes d'ordre acoustique.

Pour ce qui concerne les compresseurs alternatifs, les applications inférieures à 20 kw sous caisson insonorisé sont maintenant bien répandues (travaux publics...). Pour les puissances supérieures, ils semblent être beaucoup plus réfractaires à l'insonorisation. En effet, ces compresseurs n'ayant pas été conçus pour fonctionner en milieu clos, posent des problèmes liés en particulier à la température. Une ventilation insuffisante ou contrariée, du fait de la présence de points chauds, occasionne alors des dégâts sur les joints, sans compter les détériorations mécaniques internes. Les vibrations, quant à elles, entraînent la fragilité du caisson [10]. Toutefois, on commence à trouver sur le marché, des compresseurs à pistons alternatifs sous caisson insonorisé.

En conclusion, nous remarquons que les compresseurs de conception plus récente (les rotatifs en général) prennent en compte la fonction bruit, en adoptant un caisson d'insonorisation limitant le bruit à une valeur de 75 dBA. Pour les compresseurs à pistons, un caisson d'insonorisation oblige à repenser la conception et la mise en groupe (compacité accrue, études du refroidissement, limitation des vibrations...).

On peut noter également l'avantage d'un caisson bien dessiné qui améliore considérablement l'esthétisme et l'intégration dans les lieux de travail, ce qui facilite l'entretien et la maintenance.

La limitation des vibrations permet également de supprimer les fondations et d'aborder le concept de compresseur "flexible". La machine devient alors facilement transportable et son intégration est rendue possible dans les ateliers flexibles.

3.2) Fonction contamination.

Quelle que soit le type de compresseur envisagé, il y a lieu de filtrer soigneusement le gaz avant son introduction dans la machine. Le type de filtre doit être choisi en fonction de la nature et de la quantité des impuretés qui doivent être retenues. On distingue les filtres à cartouche en feutre, papier imprégné, mousse de matière plastique avec bande à déroulement continu ou à bain d'huile. La finesse de filtration de ces filtres est de l'ordre de 5µm. Les filtres peuvent

être complétés par un séparateur s'il y a risque d'entraînement de liquide et par un silencieux afin d'éviter la transmission d'ondes sonores vers l'extérieur.

La perte de charge de l'ensemble doit être aussi faible que possible (inférieur à 1000 Pascal), afin d'éviter une diminution du rendement du compresseur et une augmentation de sa température de refoulement, par suite d'un taux de compression plus élevé.

L'air atmosphérique contient des poussières en suspension, en proportion très variable suivant les lieux et les saisons. Il est fréquent qu'en ville l'air contienne 5 à 20 mg de poussière par m³, cette proportion peut atteindre 100mg/m³ dans les cimenteries. Pour un compresseur débitant 12 m³/min, il passe par semaine 485 g de poussières qui peuvent être plus ou moins abrasives et constituer avec l'huile une véritable pâte à roder. On comprend immédiatement l'intérêt d'une filtration sérieuse.

La contamination par lubrifiant présente de sérieuses difficultés pour l'utilisation de l'air comprimé dans l'industrie. Celles-ci comprennent l'encrassement des contrôles pneumatiques et des appareils de communication, le blocage des circuits d'air consécutif à une trop grande perte de charge impliquant des hausses de consommation d'énergie et de coût, les avaries et entretien des outils et machines à air comprimé, la contamination dangereuse de l'air respirable, la dégradation des produits entraînant un gaspillage de matière, de travail et d'énergie.

Ces remarques peuvent également être justifiées dans le cas d'application de compression de gaz tels que l'hydrogène, l'azote, le gaz carbonique, le fréon et bien d'autres. Ces problèmes de contamination peuvent être éliminés ou réduits par sélection et utilisation de filtres et de systèmes de purification appropriés. L'utilisation de filtres spécifiques se traduit par une diminution des coûts et une augmentation de la capacité de production permettant la rentabilité et l'efficacité des entreprises industrielles.

Les nombreux avantages de la lubrification ne doivent pas nous faire oublier que celle-ci provoque non seulement une contamination du

gaz, mais également un traitement du gaz refoulé: passage dans un réservoir séparateur à 3 effets: effet de choc, effet cyclonique, effet de coalescence (figure 27).

- Effet de choc: le mélange gaz-huile est projeté sur une paroi perpendiculaire au jet. Les plus lourdes particules d'huiles sont alors séparées.

- Effet cyclonique: l'effet de centrifugation provoqué par le cyclone propulse les particules d'huile sur la paroi extérieure, cette huile descend alors dans le fond du réservoir.

- Effet de coalescence: pour parfaire le filtrage, le gaz travers un filtre coalescent. La qualité du gaz à la sortie est alors de 5 ppm (partie par million) soit 6.5 mg d'huile pour 100 m³ de gaz aspiré.

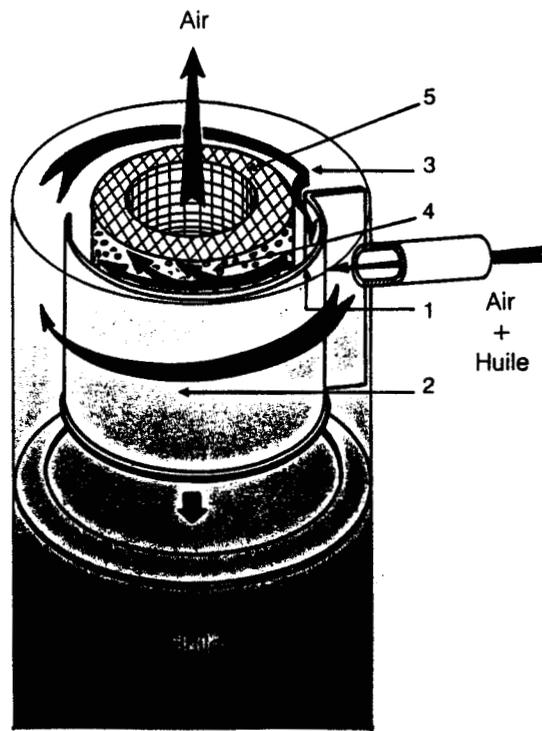


fig.27

Le coût de ces éléments et de leur entretien est à prendre en considération. De plus pour chaque bar de pression supplémentaire perdu entre la sortie du bloc et l'utilisateur (réservoir séparateur, tuyauterie, filtre, soupape anti-retour, réfrigérant, séparateur de condensats...) il faut environ 6% de puissance d'entraînement de plus.

3.3) Fonction flexibilité.

Dans un avenir proche, on entendra parler de plus en plus d'ateliers flexibles. Ceux-ci s'inscrivent dans une politique de restructuration de l'industrie, non seulement en France, mais aussi dans l'ensemble des pays industrialisés. Il est donc nécessaire que les compresseurs suivent la même évolution.

Il paraît en effet plus judicieux, de disposer la source d'énergie le plus près possible de son utilisation, plutôt que de disposer le compresseur dans un coin d'un atelier et d'installer un réseau de distribution dans cet atelier.

Le concept d'atelier flexible implique également que le compresseur puisse fonctionner à une pression et un débit capable de s'adapter à chaque configuration, pour une consommation énergétique optimale dans tous les cas. Il est donc nécessaire que le compresseur présente une plage de fonctionnement la plus large possible.

La conception d'un nouveau compresseur doit tenir compte de cette idée de flexibilité: transport et branchement rapide, plage de fonctionnement la plus large possible, modification des caractéristiques de débit et de pression rendue possible par une conception appropriée.

3.4) Fonction maintenance.

Elle représente un enjeu de taille: 40% des temps d'arrêt de machines sont dus à une mauvaise maintenance, 5% seulement sont de vraies pannes. Elle coûte cher aux entreprises: en sidérurgie, 20 à 40% des effectifs sont affectés à la maintenance. Résultat: dans une tonne d'acier français, on compte 300 à 400 F pour la maintenance et moitié moins au Japon grâce à une politique de "total productive maintenance" dérivée de TQC (total quality control). Aujourd'hui, le recours à l'ordinateur s'impose: on parle de GMAO (gestion de maintenance assistée par ordinateur).

Une étude du BIPE [11] (bureau d'information et de prévisions économiques) indique que, fin 1986, le parc français comprenait 70 systèmes de GMAO recensés dans 53 entreprises. Le marché français des

systemes de GMAO, évalué sur la période 1987-1992, représente 6300 installations, soit 3.3 milliards de francs. Les applications sur micro-ordinateurs seront très largement majoritaires en volume: 82% contre 18% pour celles à base de mini ou de grands systemes.

Actuellement, la GMAO se développe principalement chez les utilisateurs en leur donnant la possibilité de mieux gérer leurs stocks de pièces de rechanges, d'optimiser la planification des tâches de maintenance systématique et même, dans certain cas, de réaliser de la maintenance préventive. Le danger d'un tel développement est de mettre les constructeurs à l'écart: les utilisateurs achètent des machines et après la période de garantie, réalisent eux-mêmes la maintenance. Dans ces conditions, il est très difficile, pour le constructeur, de connaître les origines des pannes (les informations en retour sont souvent incomplètes ou déformées et difficilement utilisables) et de pouvoir remédier aux causes de ces pannes au niveau de la conception et de la fabrication dans un délai minimum.

Une solution en cours de développement chez CREPELLE consiste à installer sur chaque machine un automate qui, par l'intermédiaire de capteurs et d'actionneurs, gère le processus et recueille toutes les informations concernant les performances et le fonctionnement de la machine dans le temps. Puis, par l'intermédiaire du réseau commuté, l'automate dialogue avec le centre de télé-surveillance de CREPELLE qui est chargé de recueillir toutes les informations provenant des différents sites. Ces informations peuvent ensuite être traitées par un système expert.

Les systèmes experts trouvent leur origine dans le traitement de données traditionnelles. Ils résultent des tentatives faites en permanence pour améliorer et étendre l'automatisation de certains aspects du traitement de l'information par l'homme. Pour cela, il est nécessaire de représenter dans un système informatique la nature des données et des processus mis en oeuvre [12].

Un tel système expert va donc aider le constructeur à définir les éventuelles modifications à prévoir au niveau de la conception ou de la fabrication. Cette démarche s'inscrit dans une politique de qualité.

On peut également utiliser les résultats provenant du système expert, moyennant la vente d'un contrat de maintenance, pour organiser des tournées de maintenance préventive et/ou de réparation pour un coût optimisé, mais également, de faire une prévision des besoins en pièces de rechange en fonction de l'utilisation dans le temps des compresseurs. Ce dernier point permet une rotation des stocks maximum et l'assurance de disposer des pièces de rechange dans un délai minimum. Cette deuxième démarche s'inscrit dans une politique de **service**.

Il est évident que la micro-informatique industrielle va permettre de faciliter et de rendre plus efficace la maintenance. Il est donc important de tenir compte de cette évolution dans la conception du compresseur (intégration des capteurs et actionneurs sur la machine...).

- III - CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER.

La société CREPELLE est une PME de 200 personnes qui conçoit et construit des biens d'équipement (compresseurs volumétriques). En conséquence, elle doit être à l'écoute permanente de la demande de ses clients. Ces derniers achètent un compresseur volumétrique en fonction: des performances, d'un coût, d'un délai et d'une qualité donnée.

Après avoir développé ces quatre critères de choix, nous établissons des grilles de cotation où nous mettons en abscisse les technologies de compresseurs volumétriques, que nous avons analysées et en ordonnée, les différents critères de choix développés. Nous donnons les notes (entre 0 et 5) en fonction de:

- notre analyse fonctionnelle.
- De la demande du marché Européen en 1987.
- De l'étude de marché spécifique à CREPELLE, réalisée par le cabinet spécialisé.
- De la politique de développement de CREPELLE, pour les années à venir.

Ces trois derniers arguments sont détaillés au début de ce chapitre. Après avoir rempli ces grilles, il nous restera à faire le cumul des notes pour chaque technologie. La meilleure solution à développer dans le futur chez CREPELLE sera celle qui a le plus de points.

1) ARGUMENTATION POUR LES CRITERES CHOISIS.

1.1) Analyse du marché Européen des compresseurs volumétriques.

Pour cette analyse, nous nous appuyons sur les chiffres donnés dans le rapport du cabinet Frost et Sullivan [13]. Il s'agit d'une étude prospective sur 5 ans, réalisée en 1982. Ce cabinet a chiffré la part de marché que représente chaque technologie pour 8 pays Européens (Allemagne, Angleterre, France, Italie, Belgique, Hollande, Suisse et

Suède). L'évolution sur ces 5 années entre les technologies n'étant pas significative (on note toutefois une progression plus rapide des machines rotatives par rapport aux machines alternatives de l'ordre de 2%), on présente seulement une "photographie" de ce marché en 1987. Nous en extrayons 2 types d'histogrammes pour chacun des 8 pays étudiés .

Le premier (page 55) nous montre la répartition du marché alternatif et rotatif, en termes de production, d'importation, d'exportation et de besoin. On remarque que le besoin en compresseur rotatif et alternatif est du même ordre (légèrement supérieur en rotatif).

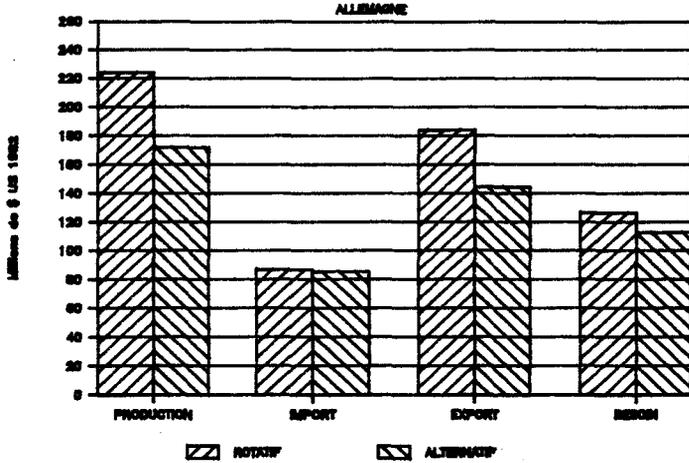
Le deuxième (page 56) nous montre la part de marché, en termes de production et de besoin, pour chaque technologie (palettes, anneau liquide, vis, roots, à piston alternatif: simple effet, double effet, "sec", labyrinthe et membranes). On remarque une très nette domination du compresseur à vis, suivi de près par le cumul des compresseurs à piston alternatif "sec" et à double effet.

1.2) Etude de marché spécifique à CREPELLE et politique de développement

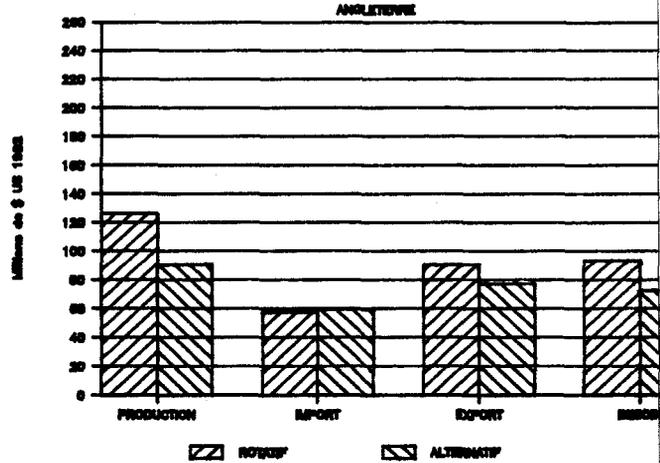
Nous rappelons que, en parallèle à notre analyse sur l'état de la technique, était réalisée une étude de marché, spécifique à CREPELLE, dont les conclusions étaient:

- CREPELLE doit se diriger vers une politique de construction de "machine à la commande", plutôt que vers une politique de "produit", celle-ci étant réservée aux grands compressoristes mondiaux.
- CREPELLE doit se diriger vers une politique de "services": amélioration de la qualité, de la rapidité et de l'efficacité de ses services.
- CREPELLE doit améliorer le "look" de ses machines, afin de les rendre plus compétitives (plus grande intégration, capotage d'insonorisation)
- CREPELLE doit renforcer son bureau d'études, afin de répondre à la demande de ses clients en matière de documents techniques, avec une qualité, une rigueur et une rapidité de plus en plus importantes.

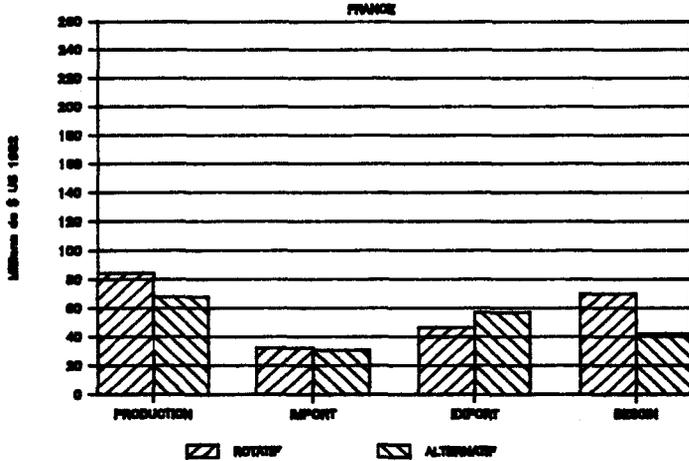
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



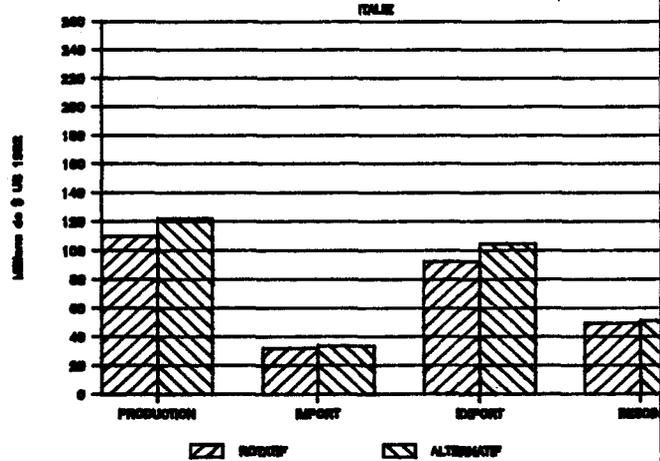
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



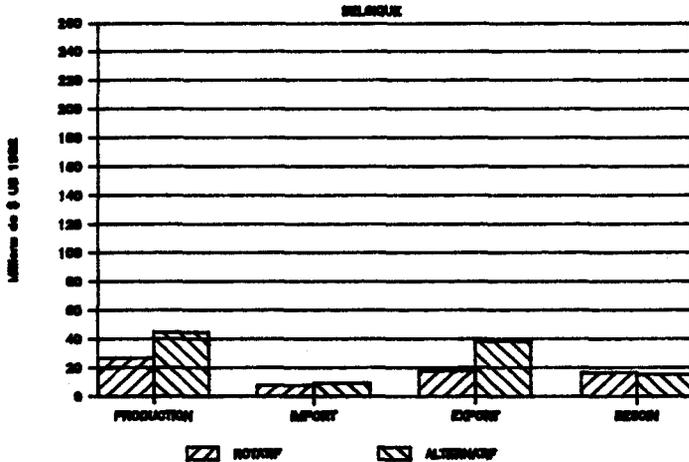
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



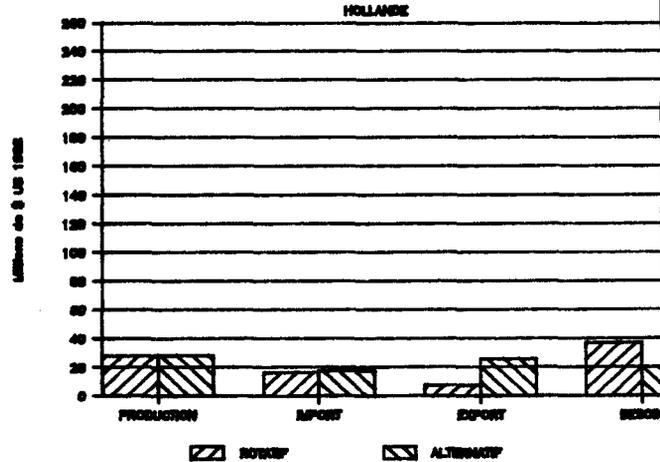
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



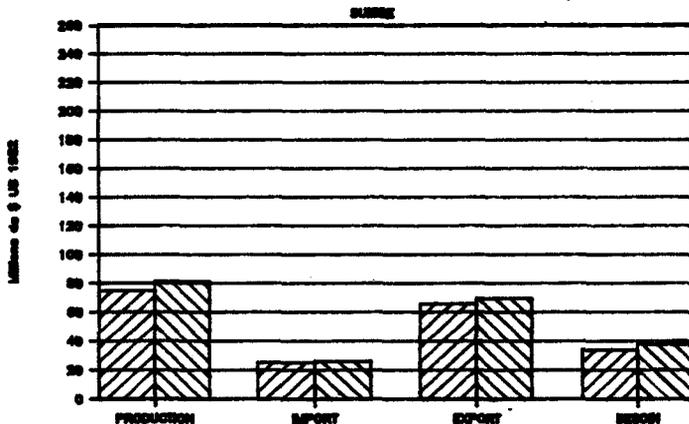
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



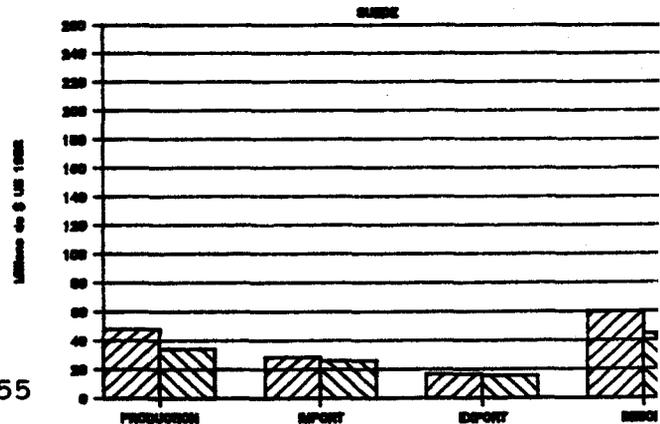
MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987

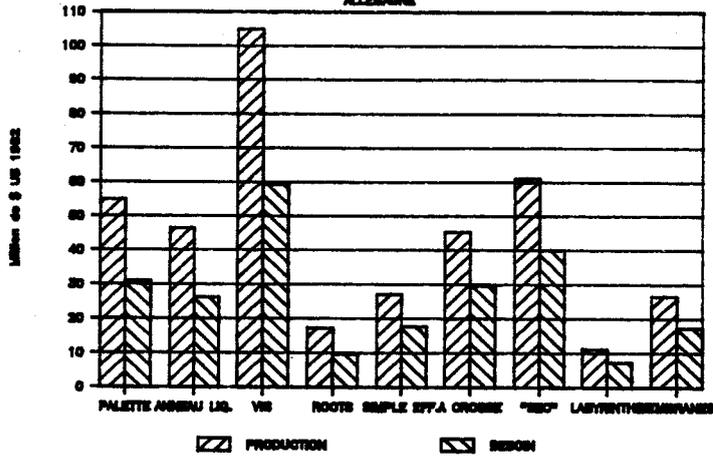


MARCHE DU COMPRESSEUR VOLUMETRIQUE 1987



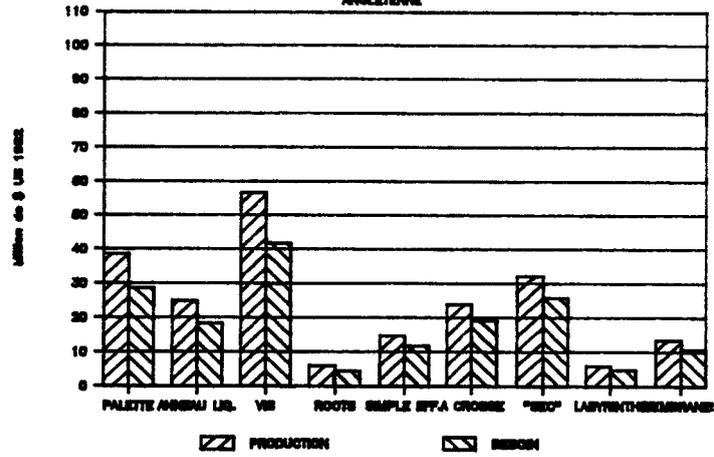
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

ALLEMAGNE



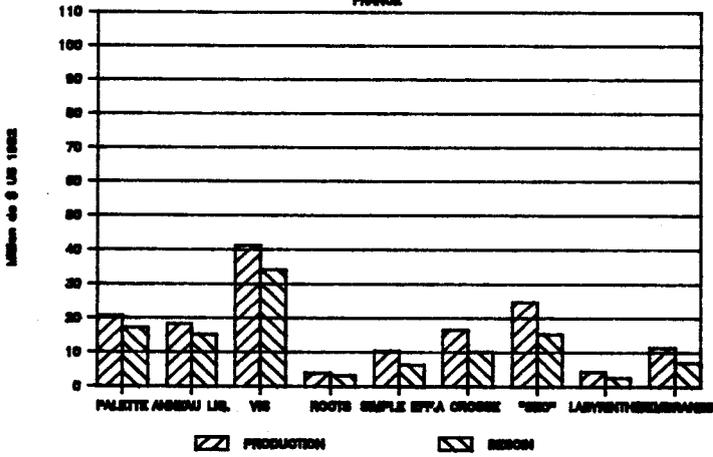
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

ANGLETERRE



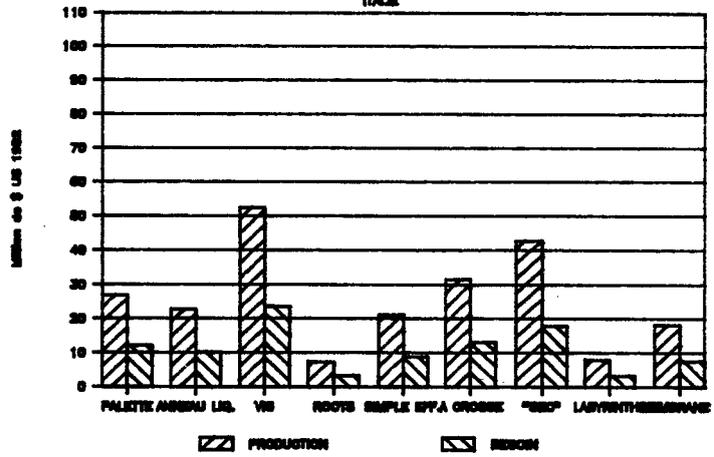
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

FRANCE



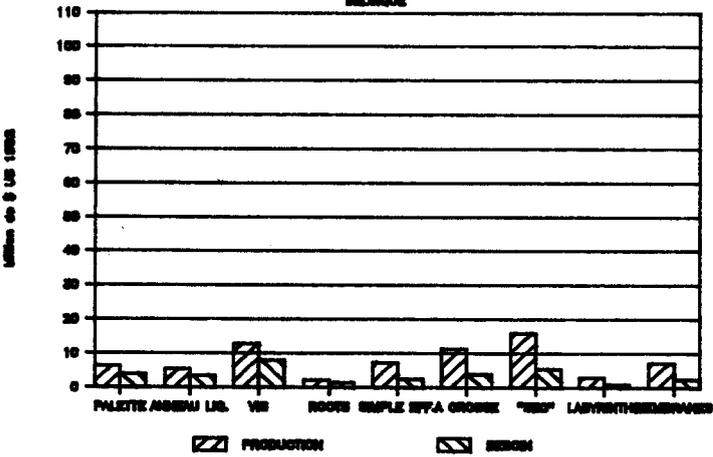
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

ITALIE



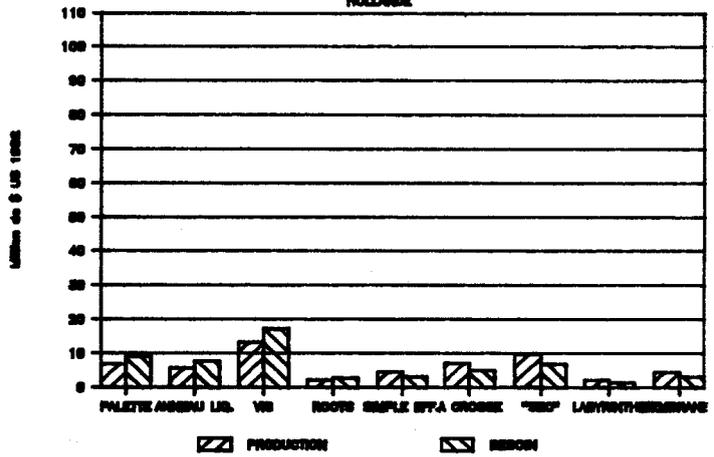
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

BELGIQUE



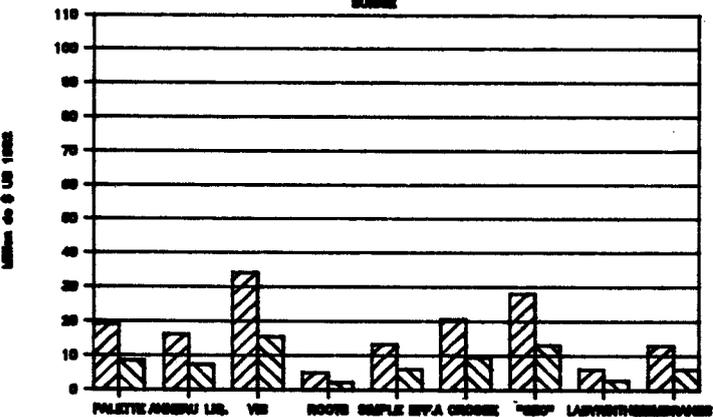
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

HOLLANDE



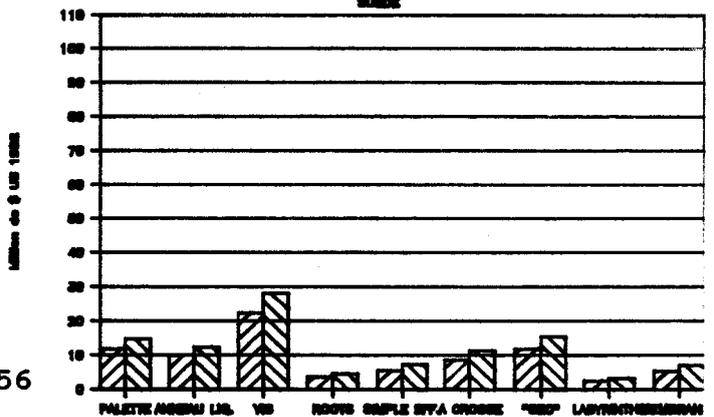
PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

BRASILE



PART DE MARCHÉ PAR TECHNOLOGIE

ESPAÑE



2) GRILLES DE COTATION.

2.1) Critère: performances.

- **Gamme de débit souhaitée:** Face au développement important des turbo-compresseurs, nous pensons que la gamme de débit doit correspondre à la limite inférieure de ceux-ci, soit environ 50 m³/min. A noter l'intérêt de mélanger plusieurs technologies pour une même application, par exemple: premier étage en centrifuge et étages supérieurs en piston alternatif. Nous donnons la note la plus importante aux technologies pouvant répondre à cette attente.

- **Gamme de pression souhaitée:** Pour répondre à un maximum de besoins, nous situons la limite supérieure à 300 bars. De la même façon, nous donnons la note la plus importante aux technologies pouvant répondre à cette attente.

- **Encombrement minimum:** Nous donnons les notes en fonction du rapport volume occupé sur puissance absorbée à l'arbre (à débit et pression identiques). L'encombrement minimum est toujours souhaité.

- **Adaptabilité aux modifications de process:** Les besoins en débit ne sont pas toujours bien maîtrisés lors de l'achat d'un compresseur. Il est donc préférable de pouvoir modifier à moindre frais et rapidement les caractéristiques de la machine. Nous donnons la note la plus importante aux technologies pouvant répondre à cette attente.

- **Taux de compression variable:** Certaines applications (dépotage...) nécessite que la même machine puisse fonctionner à des pressions d'aspiration et/ou de refoulement variables. Les machines utilisant des clapets ont la meilleure note.

- **Tolérance à l'environnement:** Toutes les technologies n'ont pas la même tolérance vis à vis des conditions atmosphériques (température, poussières...). Nous donnons la note la plus importante aux technologies les plus tolérantes.

CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER

- **Qualité du gaz qui sort de la machine:** Ce critère a une importance non négligeable dans certaines applications (médicales, électroniques, agro-alimentaires...). Pour répondre à un maximum de demande, nous donnons la note la plus importante aux technologies pouvant répondre à cette attente.

| | PISTONS | BARILLET | MEMBRANES | PALETTES | LOBES | MONO-VIS | DOUBLE-VIS "lubrifié" | DOUBLE-VIS "sèche" |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|-----------|--------------------------|-----------------------|
| Gamme de débit souhaitée | 5 | 0 | 0 | 5 | 0 | 3 | 5 | 5 |
| Gamme de pression souhaitée | 5 | 5 | 5 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| Encombrement minimum | 0 | 4 | 0 | 4 | 3 | 5 | 4 | 4 |
| Adaptabilité aux modifications de process | 5 | 0 | 5 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 |
| Taux de compression variable | 5 | 5 | 5 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tolérance à l'environnement | 5 | 4 | 5 | 0 | 0 | 3 | 3 | 0 |
| Qualité du gaz qui sort | 3 | 0 | 5 | 3 | 5 | 0 | 0 | 5 |
| TOTAUX: | 28 | 18 | 25 | 14 | 8 | 14 | 14 | 16 |

2.2) Critère: Coût.

- **Investissement:** Ce coût est toujours un premier barrage lors d'une négociation. Nous donnons la note la plus importante aux technologies répondant le mieux à cette attente.

- **Mise en place sur le site:** Certaines technologies demandent une logistique importante pour la mise en place sur le site (fondation, bâtiment...). Nous donnons la note la plus importante aux technologies qui nécessitent les moindres frais.

- **Energie:** Dans le cas de fonctionnement important (de l'ordre de 5000 heures par an) le coût de l'énergie représente, pour un pays Européen, 85 à 90% du coût total d'exploitation (énergie + entretien). Notons que le poids de ce critère devient négligeable dans certaines applications

(compresseur sur plate forme off-shore...). Toutefois le marché visé par CREPELLE étant principalement tourné sur l'Europe, nous donnons la meilleure note aux technologies ayant le meilleur rendement global isentropique.

- **Entretien:** Ce coût est principalement fonction du nombre de pièces mis en jeu et de la tolérance à l'environnement.

| | PISTONS | BARILLET | MEMBRANES | PALETTES | LOBES | MONO-VIS | DOUBLE-VIS "Lubrifié" | DOUBLE-VIS "sèche" |
|---------------------------|-----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|
| Investissement | 4 | 0 | 0 | 3 | 2 | 5 | 5 | 2 |
| Mise en place sur le site | 2 | 3 | 2 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Energie | 5 | 4 | 4 | 3 | 1 | 4 | 4 | 2 |
| Entretien | 2 | 2 | 0 | 3 | 5 | 4 | 4 | 4 |
| TOTAUX: | 13 | 9 | 6 | 14 | 11 | 18 | 18 | 13 |

2.3) Critère: délai.

- **Fabrication:** Ce délai est fonction de la complexité des opérations d'usinage, des tolérances dimensionnelles requises et de l'adaptabilité à la fabrication assistée par ordinateur.

- **Livraison:** Ce délai est principalement lié à la politique de gestion du stock. Celle-ci dépend de la standardisation, du nombre de composant par machine et également de la conception, dans le cas où l'on est tributaire d'une bibliothèque existante de pièces de fonderie.

- **Mise en oeuvre:** Ce délai est en rapport direct avec le coût de mise en place sur le site. Nous donnons les mêmes notes que pour ce critère.

- **Réparation:** Les machines ayant la cinématique la plus simple (alternatif de façon générale), peuvent être réparées sur le site rapidement. Pour les rotatifs, il est généralement préféré un échange complet du compresseur, ce qui provoque un coût et un délai de réparation important.

CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER

| | PISTONS | BARILLET | MEMBRANES | PALETTES | LOBES | MONO-VIS | DOUBLE-VIS "lubrifié" | DOUBLE-VIS "sèche" |
|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|
| Fabrication | 5 | 3 | 5 | 3 | 3 | 2 | 2 | 1 |
| Livraison | 1 | 1 | 1 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Mise en oeuvre | 2 | 3 | 2 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Réparation | 5 | 3 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAUX: | 13 | 10 | 13 | 13 | 12 | 11 | 11 | 10 |

2.4) Critère: qualité.

- **Répétabilité des performances dans le temps:** Il s'agit de l'influence de l'usure des pièces en mouvement et de l'encrassement des circuits internes (dépot de calamine...) sur l'efficacité volumétrique et le rendement énergétique.

- **Bruits:** Ce critère est principalement fonction des vitesses de rotation mises en jeu. Cette vitesse de rotation est fonction du type d'étanchéité utilisé (segmentation, injection de liquide, sans pièces en contact...). Nous donnons les notes, machines non capotées.

- **Vibrations:** Les machines alternatives ont la plus mauvaise note.

- **Tolérances de construction:** Ce critère est principalement lié aux tolérances dimensionnelles mises en jeu et, par conséquent, aux types d'étanchéité.

| | PISTONS | BARILLET | MEMBRANES | PALETTES | LOBES | MONO-VIS | DOUBLE-VIS "lubrifié" | DOUBLE-VIS "sèche" |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|
| Répétabilité des performances dans le temps | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 1 | 3 | 5 |
| Bruits | 5 | 2 | 5 | 3 | 0 | 4 | 4 | 0 |
| Vibrations | 0 | 0 | 0 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Tolérance de construction | 5 | 5 | 5 | 2 | 0 | 3 | 2 | 0 |
| TOTAUX: | 14 | 11 | 14 | 14 | 10 | 13 | 14 | 10 |

3) CHOIX DE LA TECHNOLOGIE A DEVELOPPER.

Nous collectons les totaux pour chaque technologie:

| | PISTONS | BARILLET | MEMBRANES | PALETTES | LOBES | MONO-VIS | DOUBLE-VIS "lubrifié" | DOUBLE-VIS "sèche" |
|-----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------------------------|-----------------------|
| Critère: Performances | 28 | 18 | 27 | 14 | 8 | 14 | 14 | 16 |
| Critère: Coût | 13 | 10 | 13 | 13 | 12 | 11 | 11 | 10 |
| Critère: Délai | 13 | 9 | 6 | 14 | 11 | 18 | 18 | 13 |
| Critère: Qualité | 14 | 11 | 14 | 14 | 10 | 13 | 14 | 10 |
| TOTAUX: | 68 | 48 | 60 | 55 | 41 | 56 | 57 | 49 |

Le résultat de cette analyse fait apparaître qu'il y a plus d'intérêt à développer, dans le futur chez CREPELLE, le compresseur à pistons alternatif.

Il vient ensuite le compresseur à membranes, mais celui-ci est déjà le monopole de quelques sociétés dans le monde et le marché se contente de la technologie existante. En conséquence, nous ne pensons pas que cette technologie soit intéressante à développer.

Ensuite, viennent dans l'ordre: le compresseur double vis lubrifié, le compresseur monovis et le compresseur à palettes. Le développement de ces technologies est très important en Allemagne, en Angleterre et en Suède depuis plus de 20 ans, il nous paraît difficile de rattraper un tel retard à moindre frais.

Enfin, il reste les compresseurs rotatifs "secs" double vis et à lobes qui entrent plutôt dans une politique de "produit", et le compresseur à barillet, monopole des techniques Girodin qui n'intéresse qu'une très petite part de marché.

En conclusion, nous portons notre choix sur le compresseur à piston alternatif.

DEUXIEME PARTIE

Après avoir fait le choix de développer la technologie des compresseurs alternatifs à pistons, on se propose d'en faire une analyse fine avec la perspective de déboucher sur la CAO. Comme nous l'avons indiqué dans notre introduction, nous ne présentons que l'étude des performances thermodynamiques de la cellule de compression.

Nous commençons par poser le problème afin d'en faire une approche globale. Nous donnons quelques grandeurs caractéristiques permettant de cataloguer les différentes structures étudiées lors de l'état de la technique. Deux groupes vont être ainsi classés, correspondant chacun à un niveau de modélisation différent.

Ensuite, nous réalisons une bibliographie des modélisations existantes. Il faut noter que l'université de Purdue (USA) organise tous les 2 ans depuis 1972, des conférences internationales concernant la modélisation des compresseurs volumétriques, réunissant industriels et chercheurs. Un autre point de rencontre des "compressoristes" est le congrès international du froid, qui a lieu tous les 4 ans, dans lequel la commission "B2" traite des compresseurs volumétriques.

Puis nous écrivons un modèle global de simulation des performances thermodynamiques d'une cellule de compression. Des mesures expérimentales sont ensuite réalisées sur différentes machines. Enfin, le modèle global est validé et discuté par comparaison avec ces mesures expérimentales.

- I - PROBLEME POSE, APPROCHE GLOBALE.

Nous présentons figure 28, le parcours du fluide dans un étage de compression. Dans le cas de machines multi-étagées, le parcours dans les autres étages est identique.

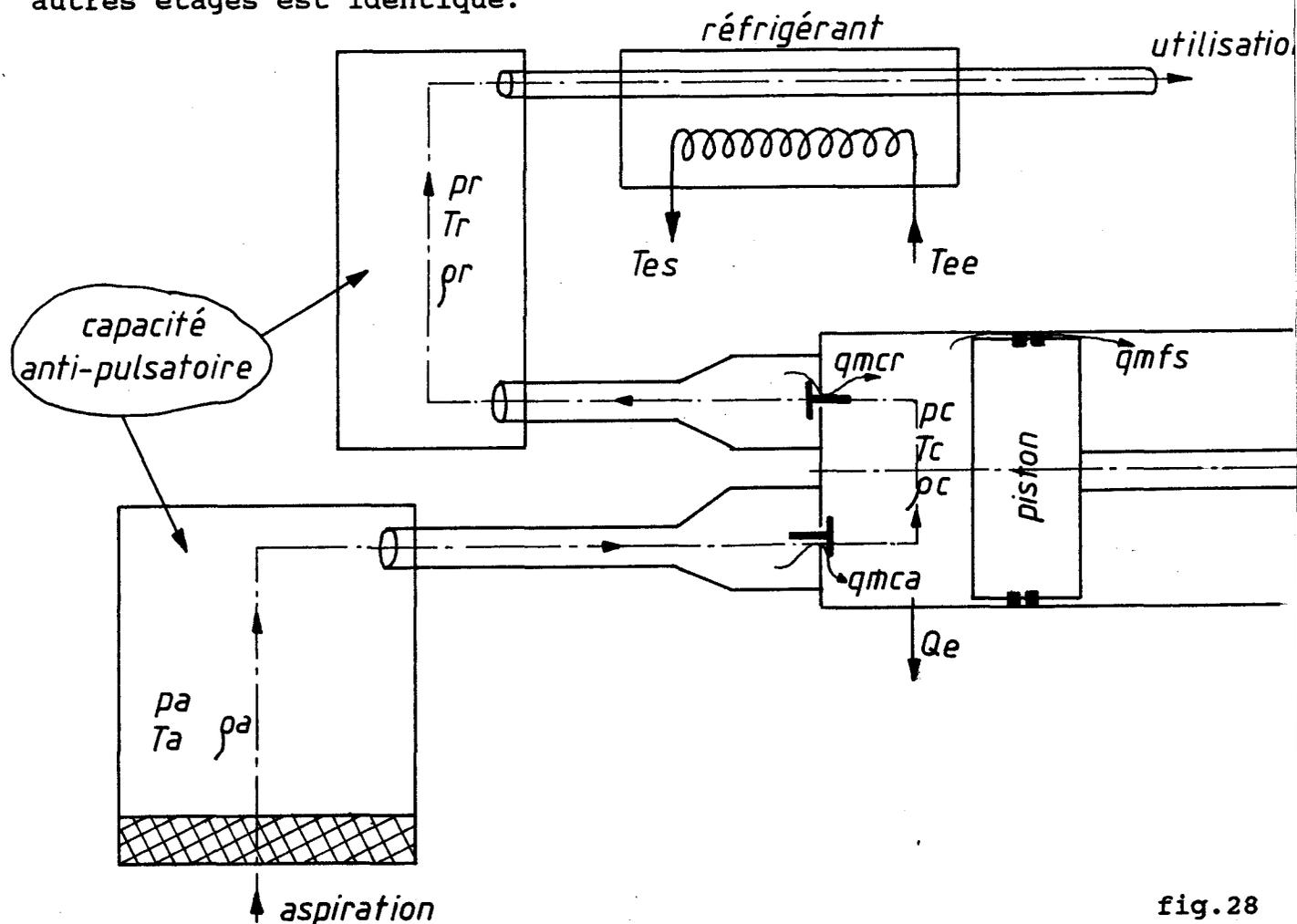


fig.28

Le premier obstacle que peut rencontrer le fluide, est un élément filtrant. Celui-ci, se trouve en amont d'un réservoir où les vitesses sont très faibles et sont considérées comme nulles. Ensuite le fluide traverse une canalisation avant d'entrer dans la cellule de compression par les clapets d'aspiration. Une certaine masse de gaz est alors emprisonnée et, suivant le mouvement alternatif du piston, son volume diminue. La pression du gaz augmente jusqu'à provoquer l'ouverture des clapets de refoulement, le gaz s'échappe alors, à travers une conduite dans une capacité appelée "anti-pulsatoire" dont le rôle est d'amortir les pulsations de pression. Le gaz est généralement refroidi, soit pour

une utilisation directe, dans le cas de compresseur mono-étagé, soit pour être aspiré dans un deuxième étage de compression, similaire au premier, dans le cas de compresseur multi-étagé.

Il intervient dans le problème des phénomènes différents, liés au mode d'utilisation du compresseur. Deux catégories peuvent être distinguées:

- (I) Les compresseurs industriels (d'une puissance allant de 50 à 600 kW), qui ont une vitesse de rotation du vilebrequin faible (600 à 1000 tr/mn), où le gaz arrive, à faible vitesse, à l'aspiration de la cellule de compression par une tuyauterie et repart, également à faible vitesse, par une tuyauterie au refoulement.

- (II) Les moto-compresseurs ou petits compresseurs rapides (de la taille d'un moteur Diesel de voiture de tourisme), qui ont une vitesse de rotation du vilebrequin élevée (2000 à 3500 tr/mn) et où la tuyauterie d'aspiration est longue, de faible section et la vitesse du gaz élevée.

Ces deux catégories répondent à deux niveaux de modèles différents. Pour préciser les idées, on peut considérer les quelques temps ou fréquences caractéristiques suivants:

| | I | II |
|---|------------|-------------|
| - Fréquence de rotation du vilebrequin (Hz). | 10 à 15 | 30 à 60 |
| - Temps d'ouverture des clapets (s): | | |
| - aspiration..... | 0,02-0,04 | 0,005-0,015 |
| - refoulement..... | 0,01-0,02 | 0,002-0,004 |
| - Fréquence propre du clapet (Hz): | | |
| - aspiration..... | 30 à 100 | 30 à 50 |
| - refoulement..... | 60 à 300 | 40 à 80 |
| - Fréquence liée à l'acoustique longitudinale dans les tuyauteries: C/L (Hz)..... | 100 à 1500 | 300 |
| - Fréquence de Helmholtz liée aux capacités amont et aval (Hz)..... | 50 | 50 |

Les quelques vitesses d'écoulement suivantes sont aussi intéressantes:

- Vitesse maximum du fluide (m/s):

| | | |
|-----------------------------|---------|----------|
| - dans les clapets..... | 30 à 60 | 60 à 120 |
| - dans les tuyauteries..... | 15 à 30 | 30 à 100 |

- Vitesse du son (à 20°C et 1 bar):

- dans le cas de l'air.....340 m/s
- dans le cas de l'hydrogène (H₂).....1300 m/s
- dans le cas de l'oxyde de carbone (Co₂)...360 m/s
- dans le cas du propane (C₃H₈).....720 m/s (à 10 bars)

- II - BIBLIOGRAPHIE.

Jusqu'au début de la seconde guerre mondiale, les seuls moyens analytiques de recherche de la puissance indiquée et du débit d'un compresseur étaient basés sur l'analyse du diagramme de Watt représenté figure 29.

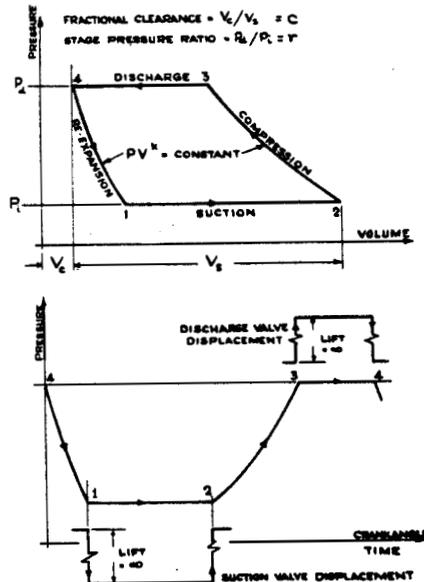


fig. 29

L'évolution de la pression pendant la compression et la détente suit une loi polytropique. Pendant l'aspiration et le refoulement, l'ouverture et la fermeture des clapets sont supposées instantanées et la différence de pression entre l'amont et l'aval de ces clapets est supposée nulle. L'influence de l'espace mort est prise en compte. Dans ces conditions, nous avons vu (§ 1.1.2) que le travail indiqué massique adiabatique (W_i) s'écrit:

$$W_i = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[R_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

et, le débit volume (Q_v), dans les conditions thermodynamiques d'aspiration:

$$q_v = q_{veng} \cdot \left[1 - \epsilon \cdot \left[R_c^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \right]$$

Autour des années 1940-1950, une analyse plus fine des performances de ces machines a permis de mettre en évidence l'évolution réelle de la pression et du mouvements des clapets. L'antériorité de ces études est attribuée au soviétique DOLLEZAL [29] qui, en 1939 décrit le cycle de compression de façon plus réaliste (fig.30) en résolvant simultanément deux équations différentielles pour connaître le mode d'ouverture et de fermeture des clapets: Une équation de la mécanique des fluides qui exprime le débit masse traversant le clapet en fonction de la différence de pression amont-aval, et une équation du mouvement dynamique qui exprime le déplacement du clapet en fonction des forces qui agissent sur lui.

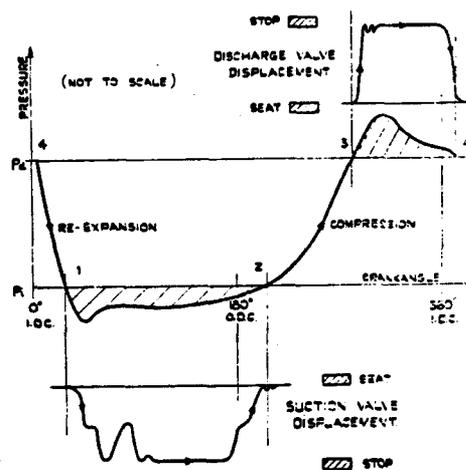


fig.30

Des travaux similaires ont été réalisés pendant la seconde guerre mondiale par COSTAGLIOLA [30] aux USA.

Ces analyses permirent de mettre en évidence les pertes énergétiques dues au passage du gaz à travers les clapets, ainsi que la chute de débit qui en résulte.

A cette époque, les moyens de calcul pour résoudre un système d'équations différentielles non linéaires (méthodes graphiques, calculateur mécanique,...) étaient très lourds à manipuler et demandaient des temps de calcul très importants et la précision obtenue n'était pas satisfaisante. Dans ces conditions, les industriels ne voyaient pas l'intérêt de telles simulations.

Cette situation a radicalement changé avec l'arrivée sur le marché de calculateurs de plus en plus puissants et bon marché. C'est en 1967

que l'on situe ce changement. En effet, cette année là, 4 articles furent présentés au 12ème congrès international du froid à Madrid. Les auteurs étaient: WAMBSGANSS et COHEN [31] (Purdue university, USA), TOUBER [32] (Delft university of technology, hollande), NAJORK [33] (Institut Luft-und Kaltetechnik, Dresden, RDA) et MAC LAREN et KERR [34] (University of Strathclyde, Scotland). Ils avaient tous résolu le système d'équations différentielles, décrit par COSTAGLIOLA, sur ordinateur.

On peut noter que ces 4 premiers articles proviennent de milieux universitaires, les centres de recherche industriels ayant été équipés de moyens informatiques plus tard.

Ces 4 auteurs faisaient remarquer que les modèles mathématiques présentaient une bonne corrélation avec les mesures expérimentales, et de ce fait pouvait être une aide précieuse à la conception de nouveaux compresseurs. La simulation numérique pouvant être préférée à une simulation expérimentale lente et onéreuse (fig.31).

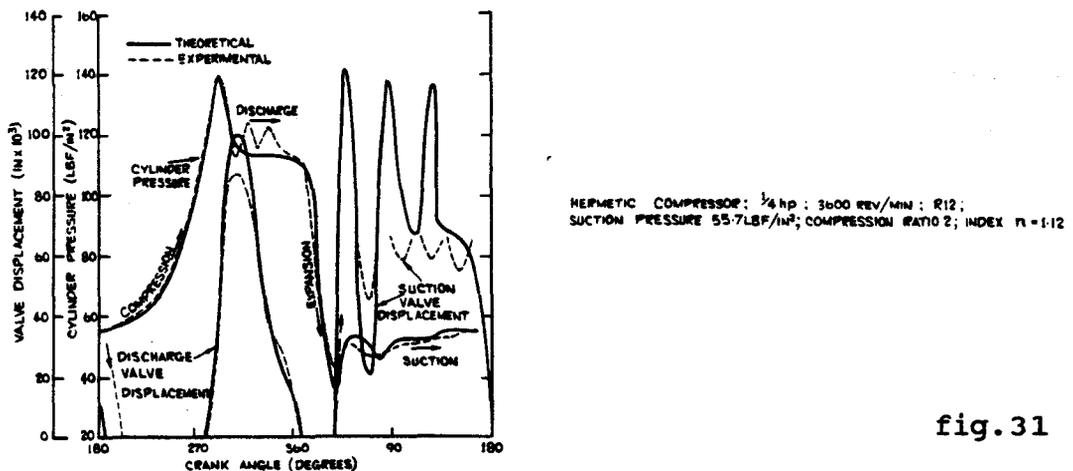


fig.31

En 1972, les laboratoires Ray W.Herrick à l'université de PURDUE West Lafayette Indiana, USA, prennent l'initiative d'organiser un congrès international tous les deux ans, réunissant industriels et chercheurs travaillant dans le domaine des compresseurs volumétriques.

Plusieurs hypothèses simplificatrices avaient été faites et depuis 1967, l'ensemble des chercheurs et industriels travaillent sur l'amélioration du modèle global de simulation du comportement d'une cellule de compression, en y injectant les résultats d'analyses plus fines des différentes fonctions: transfert thermique, comportement des clapets, pulsation du gaz dans les tuyauteries,...

TRANSFERT DE CHALEUR DANS LA CELLULE DE COMPRESSION.

L'évolution de la pression pendant la compression et la détente, le travail indiqué par cycle et le débit, dépendent étroitement du transfert de chaleur entre le gaz et les parois. Bien souvent, on utilise en première approximation, une évolution de type polytropique (se rapprochant de l'isotherme). Ce type d'évolution pouvait se justifier par le fait que les premiers compresseurs à pistons avaient des dimensions imposantes, des vitesses de rotation faibles et un refroidissement efficace, de ce fait les échanges de chaleur étaient important (on peut ainsi voir, en exposition dans la société HOERBIGER à Vienne, un cylindre de compresseur datant de la dernière guerre mondiale, où le piston a un diamètre de 2.80 mètres, une course de 1 mètre et un circuit de refroidissement par eau tout autour du cylindre, la compression s'effectuait 50 fois par minute).

En 1972, ADAIR, QVALE et PEARSON [35] passent en revue sept corrélations sur les transferts thermiques fluide-paroi du cylindre issues de travaux sur les moteurs (essentiellement Diesel).

Trois d'entre elles: NUSSELT (1928), EICHELBERG (1939) et PFLAUM (1960) expriment empiriquement le coefficient instantané d'échange thermique en fonction de la vitesse moyenne du piston, des pression et température instantanées du gaz.

Les quatres autres corrélations: WOSCHNI (1966), ANNAND (1963), SITKEI (1962), LEFEURVRE (1968), utilisent une loi de convection à la paroi du type:

$$\text{Nu} = \text{hc} \cdot \text{Re}^X \cdot \text{Pr}^Y$$

Nu = nombre de Nusselt
 hc = coeff. de convection
 Re = nombre de Reynolds
 Pr = nombre de Prandtl

EN 1980, différentes corrélations ont été comparées par BROK, TOUBER et VAN DER MEER [36], mais deux questions restent en suspens: quelle importance réelle peut avoir ce transfert de chaleur sur le rendement du compresseur et comment le concepteur peut-il le contrôler?

Une réponse à ces deux questions est proposée par RECKTENWALD, RAMSEY et PATANKAR [37] en 1986. Ces auteurs comparent deux méthodes de calcul pour déterminer le travail indiqué par cycle. L'une est basée sur le premier principe de la thermodynamique et de la conservation de la masse, qui utilise une corrélation expérimentale [35] pour exprimer le transfert de chaleur. L'autre méthode est basée sur la résolution par la méthode des différences finies, des équations aux dérivées partielles de conservation de la masse, quantité de mouvement et conservation de l'énergie, sur deux directions et en fonction du temps. La première méthode est appelée "modèle à trois noeuds" où les trois noeuds correspondent aux volumes du collecteur d'aspiration, de la cellule de compression et du collecteur de refoulement. La seconde méthode est appelée "modèle multi-noeuds" car il remplace le noeud correspondant à la cellule de compression par un maillage (fig.32).

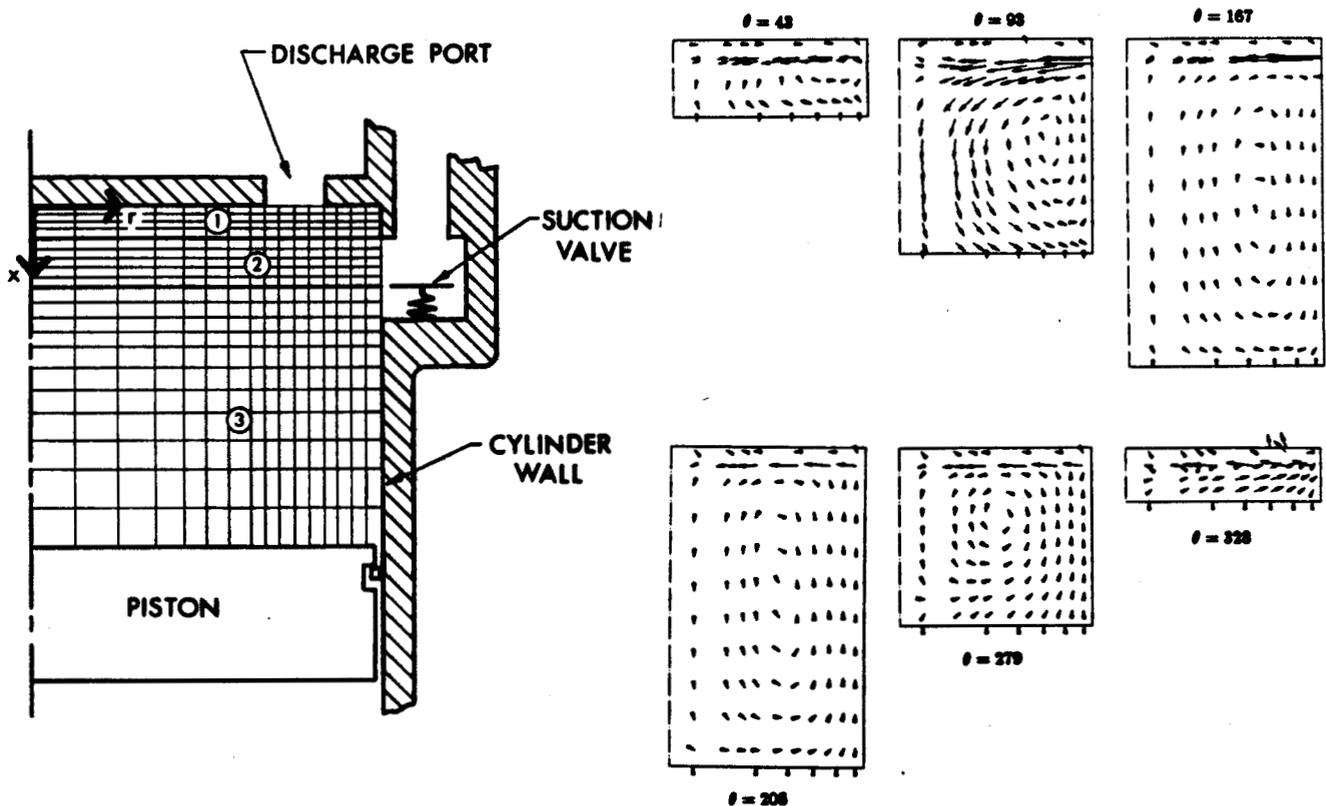
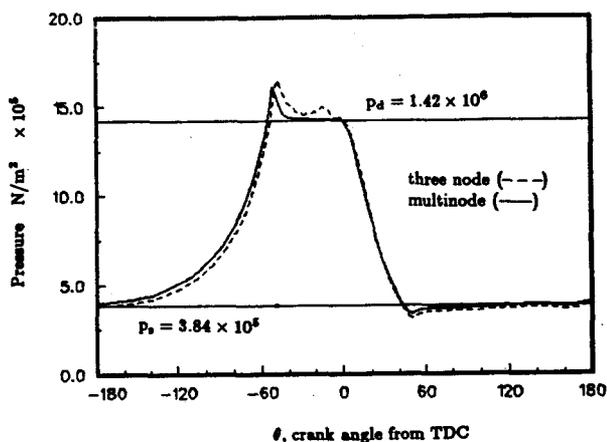
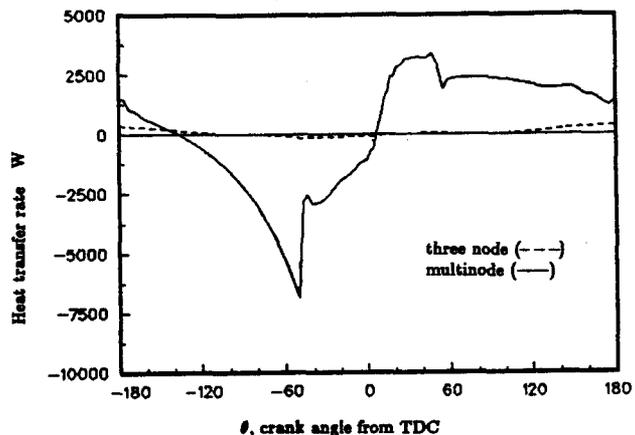


fig.32

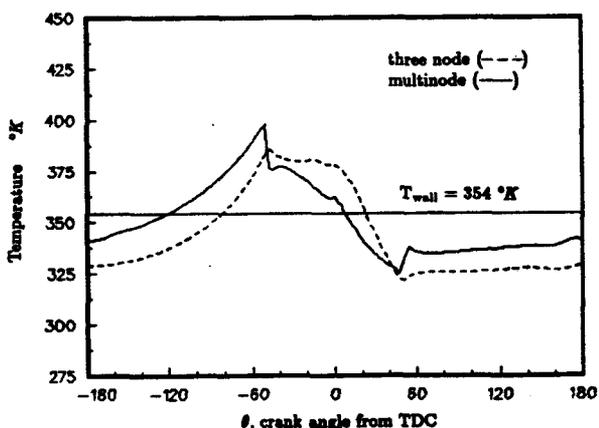
Comparaison entre les deux modèles:



Comparison of instantaneous pressures calculated by the three node and multinode models.



Comparison of instantaneous heat transfer rates calculated by the three node and multinode models.



Comparison of instantaneous cylinder gas temperatures calculated by the three node and multinode models.

| | Three node model | Multinode model | difference* |
|--------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------|
| total mass flow, $\frac{kg}{cycle}$ | 2.26×10^{-3} | 2.26×10^{-3} | 0 |
| required input power | 2360 W | 2340 W | +0,8% |
| average net heat transfer to the gas | 72 W | 167 W | +132% |
| discharge temperature | 383 K | 367 K | -4% |

Comparison of cycle totals for the two models

*difference relative to the multinode model

Il est conclu que le modèle à "trois noeuds" donne une précision acceptable pour le calcul du travail indiqué (écart de 0.8%), et dans une moindre mesure, pour le calcul de la température de refoulement (écart de 4%). La compression est très proche d'une évolution adiabatique. L'écart important (132%) sur l'évaluation du transfert de chaleur n'a pas d'importance significative pour l'utilisateur du gaz comprimé, mais a de l'importance pour le concepteur lors du dessin d'une cellule de compression.

Le modèle "multi-noeuds" a été validé par différentes expériences, principalement dans le domaine des moteurs Diesel et des compresseurs frigorifiques. Dans le but d'améliorer encore ce modèle, des recherches continuent pour incorporer des modèles de turbulence plus sophistiqués, d'optimiser le maillage et de l'adapter, en fonction des gradients de pression et de vitesse, en cours de calcul.

Le modèle à "trois noeuds", utilisant une corrélation expérimentale pour le transfert de chaleur, est très largement utilisé dans les modèles globaux par les industriels. Il est probable que ces corrélations, améliorées par le travail sur les modèles fins, apporteront une précision de plus en plus grande sur l'analyse des performances des compresseurs.

COMPORTEMENT DES CLAPETS.

Les hypothèses faites pour l'écoulement à travers les clapets sont généralement celle d'un fluide compressible, en écoulement monodimensionnel, isentropique. Le débit masse (q_{mc}) s'écrit:

$$q_{mc} = C_d \cdot S_{pc} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot T_1}} \cdot \sqrt{(p_2/p_1)^{2/\gamma} - (p_2/p_1)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

où: C_d = coefficient de débit, défini comme le rapport entre le débit masse réel traversant le clapet et le débit masse théorique traversant une tuyère de section équivalente.

S_{pc} = section de passage du clapet

p_1 = pression en amont du clapet

p_2 = pression en aval du clapet

T_1 = température en amont du clapet

NOTA: Cette équation est valable pour un écoulement subsonique où:

$$\frac{\text{pression aval}}{\text{pression amont}} > \frac{\text{pression critique}}{\text{pression amont}} \quad \text{pour Mach} = 1 \rightarrow \frac{p_{\text{crit}}}{p_{\text{amont}}} = \frac{2}{\gamma + 1}$$

L'élément mobile du clapet est généralement considéré comme un corps solide ayant un seul degré de liberté. L'équation d'équilibre s'écrit:

$$M.\ddot{L}_c + C.\dot{L}_c + K.L_c = F(t) = C_x.Sc.\Delta p - P_{cr}$$

où: M = masse du clapet

C = amortissement du clapet

K = raideur du clapet

L_c = levée du clapet

F(t) = forces extérieures agissant sur le clapet

C_x = coefficient de traînée

Sc = surface du clapet

Δp = différence de pression entre l'amont et l'aval du clapet

P_{cr} = précharge des ressorts

Deux coefficients empiriques sont utilisés dans ces équations: (C_x) et (C_d).

Ces deux coefficients étaient supposés constants, quelle que soit la levée des clapets. HAMILTON [38], en 1972, présenta une méthode analytique pour déterminer les coefficients de débit et de traînée en fonction de la levée.

En 1986, YU et TAN [39], proposent une corrélation pour le calcul du coefficient de traînée pour les clapets à disques annulaires (les plus utilisés dans le monde).

$$C_x = 1,297 \cdot \left[\frac{A_b}{A_e} \right] + 2,098 \cdot \left[\frac{h}{b} \right] - 2,433 \cdot \left[\frac{h}{b} \right]^2$$

où: A_b = section de passage du gaz dans les canaux.

A_e = surface effective du disque.

b = largeur d'un canal.

h = levée du disque.

Pour obtenir cette équation, deux travaux ont été menés de front: une analyse expérimentale utilisant le montage représenté figure 33.

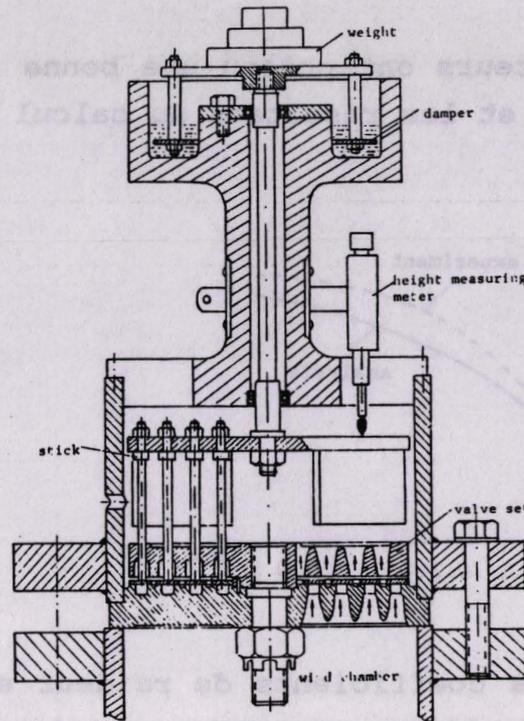


fig.33

Et une analyse numérique de l'écoulement à travers le clapet, utilisant un modèle bidimensionnel avec des hypothèses d'écoulement plan, irrotationnel, permanent, d'un fluide parfait incompressible. La géométrie est simplifiée comme représentée figure 34.

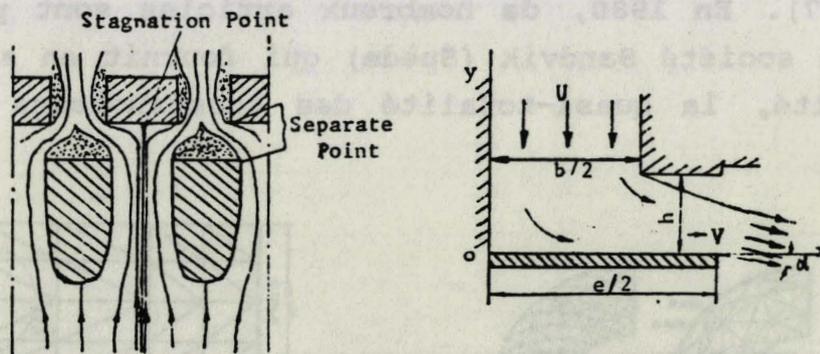


fig.34

Un premier résultat a fait apparaître des différences entre les deux résultats. La géométrie prise pour le modèle de calcul a alors été modifiée pour prendre en compte les effets de décollement... (fig.35).

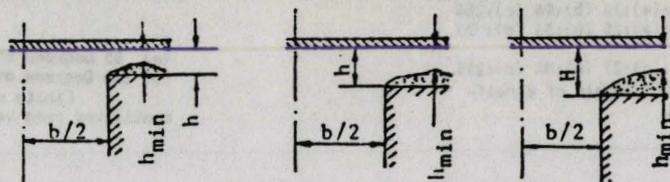


fig.35

Finalement, les auteurs ont obtenu une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et les résultats du calcul (fig.36).

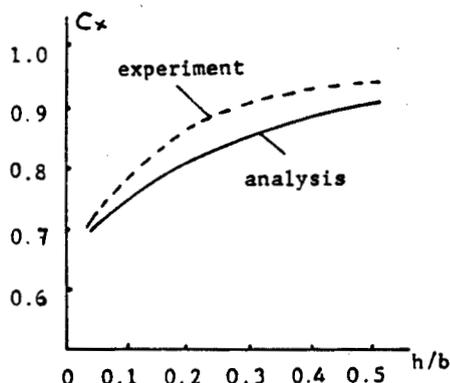


fig.36

La connaissance des coefficients de raideur et d'amortissement des clapets est généralement obtenue par voie expérimentale.

Afin de connaître les contraintes dans les éléments mobiles de clapet, la méthode des éléments finis est de plus en plus utilisée. Différents codes de calcul sont aujourd'hui disponibles. HAMILTON [40] utilise en 1976 cette méthode pour déterminer les contraintes dans les clapets (fig.37). En 1980, de nombreux articles sont publiés dans ce domaine par la société Sandvik (Suède) qui fournit en acier à ressorts de haute qualité, la quasi-totalité des constructeurs de clapets à lamelle.

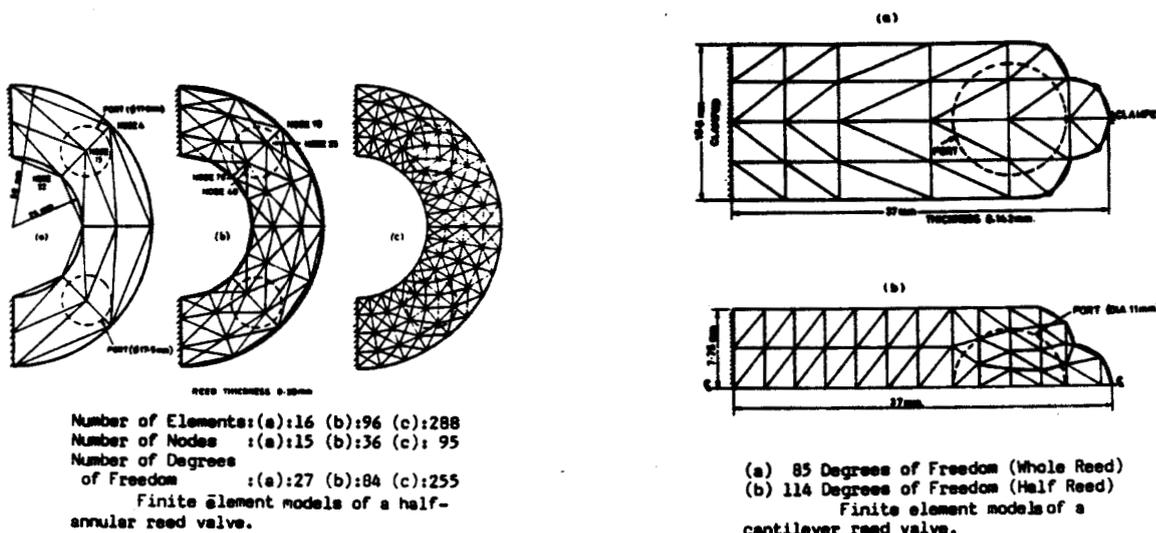


fig.37

PRISE EN COMPTE DES PULSATIONS DE GAZ DANS LES TUYAUTERIES.

Une autre hypothèse simplificatrice faite dans le modèle relatif à la figure 29, est de supposer les pressions en amont et en aval de la cellule de compression comme constantes pendant l'aspiration et le refoulement. L'écoulement du gaz dans un compresseur à piston alternatif est intermittent, tandis que les volumes des collecteurs en amont et en aval sont de dimensions finies, les pressions dans ces collecteurs ne peuvent donc être constantes. L'amplitude de ces oscillations est influencée par la variation de vitesse du piston pendant les périodes d'aspiration et de refoulement, par la géométrie des conduites amont et aval et par la section réelle d'ouverture des clapets (fig 38).

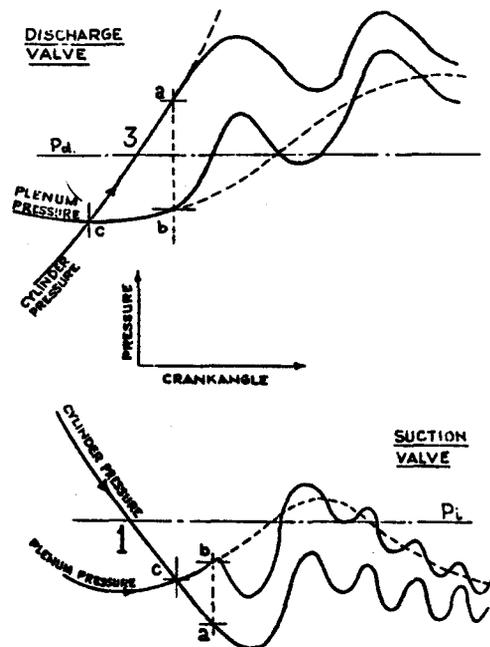
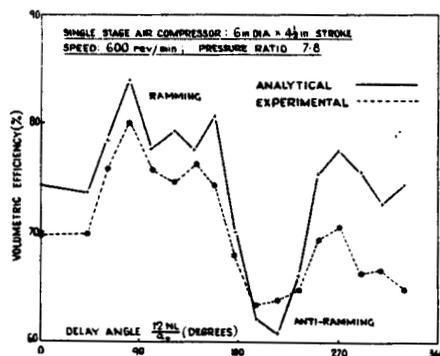


fig.38

Pour traiter ce problème, il faut résoudre les équations aux dérivées partielles exprimant la conservation de la masse et de quantité de mouvement dans les conduites, en utilisant la méthode des caractéristiques [41] ou des méthodes aux différences finies. La figure 39 illustre l'importance que peuvent avoir ces pulsations de pression sur l'efficacité volumétrique (jusque 15% d'écart). L'abscisse de cette courbe correspond à la longueur de la tuyauterie d'aspiration. De plus, les pulsations de pressions peuvent provoquer une diminution de la durée de vie des clapets. BRABLIK [42] fut vraisemblablement le premier en 1974 à présenter les effets des pulsations dans les tuyauteries.



Comparison of predictions by a simulation model, which accounts for flow pulsations, with experimental records of volumetric efficiency.

fig.39

CONCLUSION.

A la fin de cette bibliographie, nous remarquons que différents travaux existent concernant chaque partie de l'étude des performances thermodynamiques de la cellule de compression: transfert thermique dans la cellule de compression, comportement des clapets, pulsation de gaz dans les tuyauteries, mais qu'il n'existe pas de modèles globaux prenant en compte l'ensemble de ces éléments, permettant de conduire au dimensionnement (objectif de CAO).

Nous nous proposons, en conséquence, de réaliser un modèle global de simulation, prenant en compte l'ensemble des phénomènes.

- III - MODELE GLOBAL.

Dans ce chapitre, nous écrivons un modèle global de simulation du fonctionnement d'une cellule de compression.

Nota: pour alléger l'écriture, nous ne précisons jamais les unités utilisées. Il s'agit à chaque fois des unités issues du systèmes internationales: MKSA.

1) EQUATION D'ETAT DU GAZ.

De nombreuses équations d'état ont été proposées pour rendre compte du comportement en phase gazeuse et liquide des corps purs. En effet l'équation d'état d'un fluide peut s'exprimer sous la forme générale d'une fonction liant les trois variables d'état p , V , T qui ne sont pas indépendantes:

$$f(p, V, T) = 0$$

Les premières tentatives de recherche d'équation d'état sont liées aux travaux, de Mariotte, Gay Lussac, Charles. Elles ont abouti à l'équation d'état la plus simple qui rend compte du comportement des gaz réels sous pression faible. Il s'agit de l'équation d'état du gaz parfait qui apparait de ce fait comme une notion limite des gaz réels:

$$p.V = n.R.T$$

p = pression absolue (Pascal)

V = volume occupé par le gaz (m^3)

n = nombre de moles contenues dans le volume V

R = constante molaire des gaz parfaits (= 8,3143 J/K.mole)

T = température absolue (K)

Si les gaz dits "permanents", c'est à dire pour lesquels on se situe au-dessus de l'isotherme critique, obéissent avec une excellente approximation à la loi des gaz parfaits, il n'en est pas de même si on

les porte à haute pression ou basse température. C'est le cas également pour des hydrocarbures facilement liquéfiables, des hydrures gazeux, etc... L'on a à faire à des gaz dits "réels".

Des mesures thermométriques ou calorimétriques permettent, par la connaissance des coefficients thermoélastiques ou des coefficients calorimétriques de remonter à la connaissance de l'équation d'état correspondante. Celle-ci peut s'écrire sous la forme:

$$p.V = Z(T,p).n.R.T$$

Formule dans laquelle Z désigne le facteur de compressibilité qui dépend simultanément de la température et de la pression. Les valeurs de Z sont répertoriées dans des tables numériques [43].

Si $Z < 1$, le gaz est plus compressible que le gaz parfait pris dans les mêmes conditions de température et de pression. Si $Z > 1$, le gaz est moins compressible que le gaz parfait.

A titre d'exemple, nous donnons la valeur de Z de l'éthylène pour une pression de 50 bars et différentes températures:

| Z | T |
|------|-------|
| 0.17 | 0 °C |
| 0.18 | 5 °C |
| 0.43 | 10 °C |
| 0.53 | 15 °C |
| 0.59 | 20 °C |

Dans le cas où la valeur de Z n'est pas connue (hydrocarbures, mélange gazeux...), nous devons utiliser l'équation d'état du gaz réel étudié [44], [45].

Parmi les équations d'état les plus courantes pour les gaz, citons l'équation de Van der Waals, l'équation de Dieterici, l'équation du viriel.

L'équation de Van der Waals s'écrit pour une mole:

$$\left[p + \frac{a}{v^2} \right] \cdot (V-b) = R.T$$

dont les bases théoriques proviennent de la thermodynamique statistique.

Dans cette équation, a et b sont des constantes qui diffèrent selon le gaz réel étudié. Le terme en (a/v^2) représente la pression interne du gaz réel étudié. Il rend compte des forces d'interaction moléculaire. Le terme b, appelé covolume, correspond au volume minimum qu'occupent les molécules de gaz lorsqu'elles constituent un empilement compact. Ces deux termes deviennent importants à faible volume, généralement associés à de fortes pressions.

De nombreux modèles plus sophistiqués existent. Parmi ces modèles, les équations d'état de Beattie-Bridgeman, puis de Redlich-Kwong sont les plus couramment utilisées.

L'équation de Beattie-Bridgeman s'écrit:

$$p = \frac{R.T.(1-\epsilon)}{v^2} \cdot (V + B) - \frac{A}{v^2}$$

avec:

$$A = A_0 \cdot \left(1 - \frac{a}{v}\right)$$

$$B = B_0 \cdot \left(1 - \frac{b}{v}\right)$$

$$\epsilon = \frac{C}{v \cdot T^3}$$

Cette équation fait intervenir cinq paramètres d'ajustement alors que l'équation de Van der Waals en comportait trois. Cette équation décrit avec une meilleure précision tous les états du fluide.

L'intérêt de l'équation d'état de Redlich-Kwong fait qu'elle peut être utilisée sous des formes modifiées pour rechercher les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes courants ou des mélanges de gaz. La forme la plus complète proposée par Soave s'écrit:

$$p = \frac{R \cdot T}{V-b} - \frac{A_c \cdot (1 + (1-T/T_c) \cdot (m+n \cdot T_c/T))}{V \cdot (V+b)}$$

avec:

$$A_c = \frac{1}{9 \cdot (2^{1/3} - 1)} \cdot \frac{R^2 \cdot T_c^2}{p_c}$$

$$b = \frac{(2^{1/3} - 1)}{3} \cdot \frac{R \cdot T_c}{p_c}$$

Ces paramètres font intervenir les caractéristiques p_c , T_c du point critique et sont donc caractéristiques du fluide étudié. Il reste donc, en plus de R , deux paramètres d'ajustement m et n , généralement obtenus par minimisation de l'écart entre les pressions de vapeur calculées et mesurées selon un critère fixé.

Dans le cas de la non connaissance du facteur de compressibilité $Z(T,p)$, nous utilisons dans notre modèle, l'équation de Redlich-Kwong, bien qu'il existe d'autres équations d'état plus complètes, en particulier celle de Martin-Hou qui est maintenant préconisée par l'Institut International du Froid pour les fluides frigorigènes.

2) CONDITION D'ALIMENTATION.

Généralement, le gaz doit commencer par traverser un filtre à tamis avec média filtrant en papier. Le filtre est souvent combiné par les fabricants avec un dispositif cyclonique aval qui, bien que sommaire, permet à l'ensemble d'atteindre un rendement de 99 à 99.8% pour des particules de 5 μ m (99% des particules supérieures ou égales à 5 μ m sont retenues par le filtre).

Nous supposons que le comportement d'un tel filtre suit la loi de Darcy:

$$p_1 = p_0 - \frac{\mu \cdot U}{L}$$

p_1 = pression en aval du filtre

p_0 = pression en amont du filtre.

μ = viscosité dynamique du gaz.

L = grandeur caractéristique du filtre.

U = vitesse de passage du gaz.

Sur la courbe, représentée figure 40, nous illustrons la sensibilité sur le débit que peut avoir le choix du filtre.

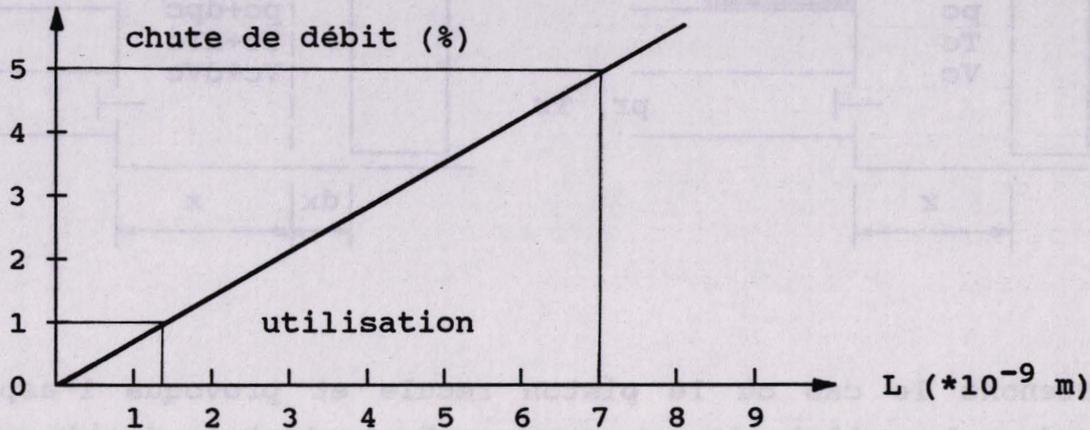


fig.40

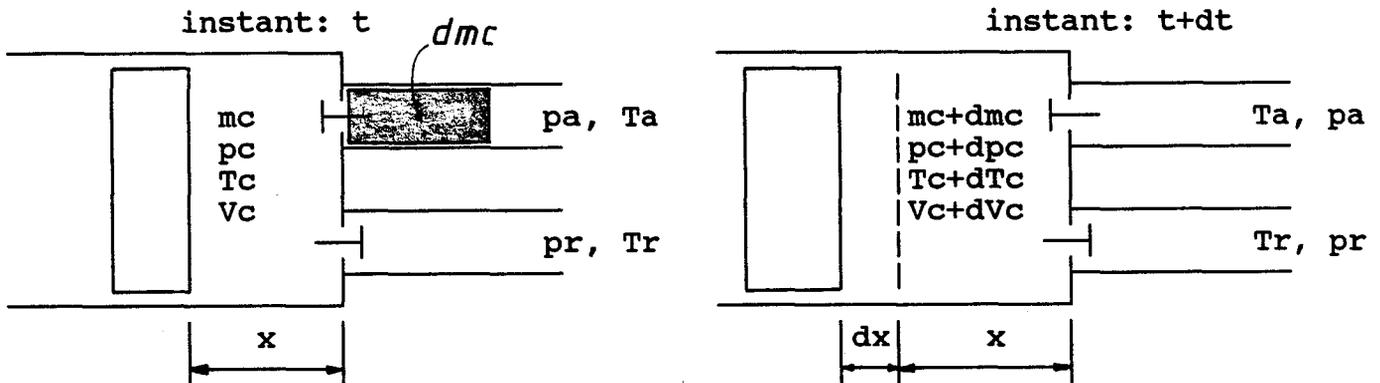
Nota: L'encrassement du filtre est contrôlé par un capteur de pression différentielle qui donne l'alarme pour un Δp de 0.05 bar.

3) MODELISATION DE LA THERMODYNAMIQUE DANS LA CELLULE DE COMPRESSION.

Hypothèses:

- les propriétés du gaz sont uniformes dans toute la cellule de compression à chaque instant.
- les énergies potentielle et cinétique du gaz sont négligées.
- On utilise la loi du gaz parfait, en tenant compte du facteur de compressibilité (Nota: dans tous les développements qui vont suivre, nous remplaçons le produit: $Z(T,P).R$ par: $R(T,P)$. La valeur de R est redéfinie plusieurs fois par cycle, en fonction des variations de pression et de température).
- la vitesse de rotation du vilebrequin est supposée constante

3.1) Conservation de l'énergie.



Prenons le cas où le piston recule et provoque l'aspiration du fluide dans la cellule de compression. En isolant le fluide contenu dans ce volume à cet instant t et la masse " dmc " de fluide passant du collecteur d'aspiration dans ce volume entre les instants t et $t+dt$. L'application du premier principe de la thermodynamique entre les instants t et $t+dt$ permet d'écrire:

$$dWe + dQe = dU + dWc$$

L'indice "e" signifie qu'il s'agit des actions du milieu extérieur sur le fluide isolé.

où: dWe = variation du travail des forces extérieures agissant sur le volume isolé

dQe = transfert de chaleur avec l'extérieur

dU = variation de l'énergie interne

dWc = variation de l'énergie cinétique de la masse de gaz entrant dans le cylindre. Nous négligeons celle du gaz contenu dans le volume isolé (la vitesse du fluide dans le volume isolé, liée à celle du piston, étant négligeable devant celle du gaz entrant dans le cylindre).

Nous obtenons une équation similaire pour le refoulement.

Dans le cas de l'aspiration, ($dWe = -p.dV + pa.dVa$) où le premier terme correspond au travail du piston sur le volume isolé et le deuxième terme, à l'action du fluide, entrant dans la cellule de compression, sur le volume isolé. Dans le cas d'une évolution en vase clos, ($dWe = -p.dV$). Dans le cas du refoulement, ($dWe = -p.dV - pr.(dVr+dVf)$) où dVr est l'élément de volume qui sort du cylindre par le clapet de refoulement et (dVf) est l'élément de volume qui sort du cylindre par fuite par le jeu existant entre le piston et le cylindre.

Pour la variation de l'énergie interne nous pouvons écrire, dans le cas de l'aspiration:

$$dU = U(t+dt) - U(t)$$

$$dU = (mc+dmc).(u+du) - (mc.u+dmc.ua)$$

En négligeant le terme du deuxième ordre ($dm.du$) par rapport à ceux du premier:

$$dU = mc.du + dmc.u - dmc.ua$$

$$dU = d(mc.u) - dmc.ua$$

Et pour la variation de l'énergie cinétique de la colonne de fluide entrant dans la cellule de compression:

$$dWc = - dmc. \frac{qa^2}{2} \quad (\text{compte tenu de l'hypothèse faite précédemment})$$

où: qa est la vitesse du gaz dans la conduite d'aspiration.

En résumé, le principe de la conservation de l'énergie peut s'écrire, pour l'aspiration:

$$- p.dV + pa.dVa + dQe = d(mc.u) - dmc.ua - dmc. \frac{qa^2}{2}$$

en remarquant que:

$$dVa = \frac{1}{\rho_a} . dmc$$

et que:

$$ha = ua + \frac{pa}{\rho_a} + \frac{qa^2}{2} \quad \text{et} \quad hc = uc + \frac{pc}{\rho_c} + \frac{qc^2}{2}$$

En faisant un raisonnement similaire au refoulement et en dérivant par rapport au temps:

$$\frac{dQ_e}{dt} + \frac{dW_p}{dt} + ha . qmca - hc . (qmcr + qmfs) = \frac{dU_c}{dt}$$

- où: Q_e = quantité de chaleur échangée avec la paroi
- W_p = quantité de travail fournie par le piston (-p.dV)
- h_a = enthalpie génératrice massique du gaz à l'aspiration
- h_c = enthalpie génératrice massique du gaz dans le cylindre
- q_{mca} = débit masse entrant dans le cylindre par le clapet d'aspiration
- q_{mcr} = débit masse sortant du cylindre par le clapet de refoulement
- q_{mfs} = débit masse sortant du cylindre par la segmentation
- U_c = énergie interne du gaz dans le cylindre

3.2) Conservation de la masse.

$$\frac{dmc}{dt} = qmca - qmcr - qmfs$$

où: m_c = masse de gaz enfermée dans le cylindre

3.3) Ecriture des différents termes.

Quantité de chaleur échangée avec la paroi: Q_e .

Différents modes de transfert de chaleur entre le fluide et les parois sont mis en jeu durant un cycle complet: la conduction, la convection et le rayonnement.

La température du gaz dans le cylindre restant assez faible (inférieure à 180 °C) et les surfaces d'échanges étant petites, nous négligeons le transfert de chaleur par rayonnement.

Nous négligeons également le mode de conduction, la conductivité des gaz comprimés étant très faible devant celle des matériaux du cylindre et du piston.

La convection est le mode d'échange principal, on le trouve sous ses formes naturelle et forcée. La convection naturelle est surtout applicable lorsque le piston se trouve au voisinage des points morts (vitesse négligeable). La convection forcée joue un rôle important durant la majeure partie du cycle, c'est à dire lorsque la vitesse du piston n'est pas nulle. Le coefficient d'échange de chaleur à la paroi relatif à la convection forcée étant prépondérant par rapport à ceux issus des autres modes de transfert de chaleur, nous ne retenons que ce mode dans notre modèle.

La loi de convection à la paroi s'écrit, avec ces hypothèses:

$$\frac{dQ_e}{dt} = Hc1 \cdot Se \cdot (Tp - Tc)$$

- où: Hc1 = coefficient de transfert de chaleur à la paroi
 Se = surface d'échange
 Tp = température de paroi
 Tc = température du gaz dans le cylindre

Calcul du coefficient de transfert de chaleur à la paroi (Hc1):

$$Hc1 = C_{cp} \cdot \frac{C_t}{D_p} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.6}$$

- où: C_{cp} = coefficient issu de l'expérience
 C_t = conductivité thermique du gaz

Dp = diamètre du piston

Re = nombre de Reynolds

Pr = nombre de Prandtl

Calcul de la surface d'échange (Se):

La surface d'échange (Se) est la somme de la surface du piston, de la surface du fond de cylindre et de la surface de la paroi interne du cylindre, qui est une fonction de la position du piston.

$$Se = 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot Dp^2}{4} \right] + \pi \cdot Dp \cdot Xp(t)$$

où: Dp = diamètre du piston

Xp(t) = course du piston

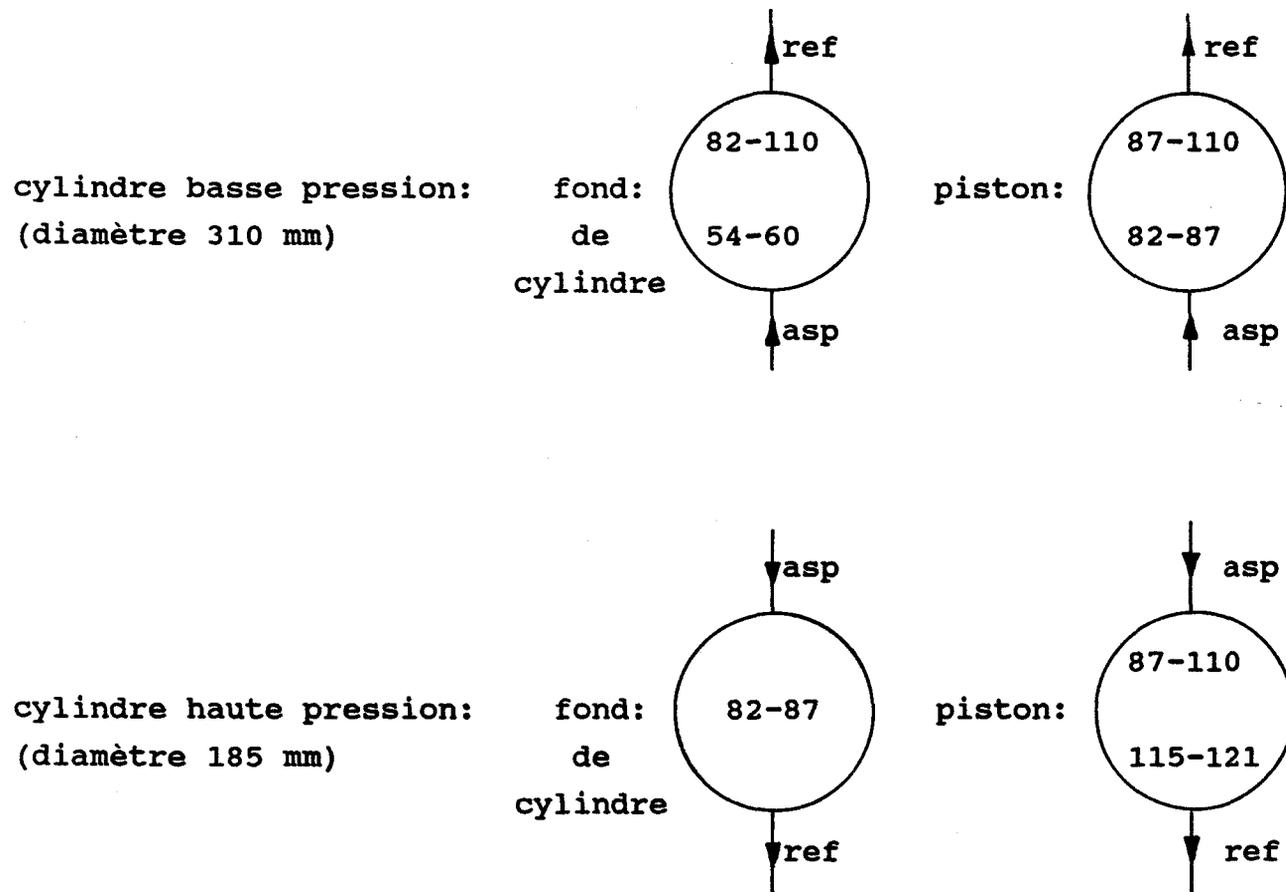
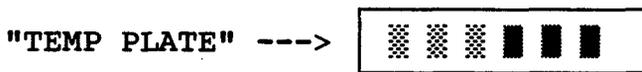
Calcul de la température de paroi (Tp):

Le cylindre comporte généralement, les logements des clapets, les collecteurs d'aspiration et de refoulement. De ce fait, 50 à 60% seulement de la surface totale du cylindre se voit refroidie par un liquide réfrigérant qui circule entre deux parois concentriques.

Toutefois, la grande inertie thermique des cylindres et le rôle d'uniformisation des températures que joue le liquide de refroidissement nous permet de supposer que la température de paroi reste constante pendant le cycle complet. Plastinin, dans [46] a montré expérimentalement que la variation de température de paroi sur un cycle n'excède pas $\pm 1^\circ\text{C}$.

D'autre part, nous avons réalisé des mesures de température de paroi des cellules de compression d'un compresseur bi-étagé, d'air "sec", à l'aide de "TEMP PLATE". Il s'agit de pastille, collée sur la paroi, qui change de couleur avec la température (cf: dessin). Cette

méthode de mesure permet d'avoir une évaluation (fourchette de deux valeurs) de la température de paroi. Ces mesures ont données (le premier chiffre correspond à la température de la dernière pastille noircie et le deuxième chiffre correspond à la température de la première pastille qui n'a pas changée de couleur):



Pour les deux cylindres la température de paroi est restée inférieure à 110°C.

La vitesse de rotation du vilebrequin était de 950 tr/mn. La température du fluide de refroidissement, à l'entrée de la machine était de 23°C et de 30°C à la sortie avec un débit de 3 l/s. Le compresseur fonctionnait dans les conditions suivantes:

| | cylindre BP | cylindre HP |
|---------------------------------|-------------|-------------|
| pression d'aspiration (bar) | 1 | 3.1 |
| température d'aspiration (°C) | 20 | 30 |
| pression de refoulement (bar) | 3.1 | 9 |
| température de refoulement (°C) | 128 | 142 |

En calculant la valeur moyenne des températures de paroi mesurée, on a pu établir la relation suivante:

$$T_p = \left[\frac{T_{asp} + T_{ref}}{2} \right] + 10^\circ\text{C}$$

T_{asp} = température d'aspiration
 T_{ref} = température de refoulement

Cette relation a été vérifiée par d'autres auteurs, notamment par BLONDEL dans [47].

Calcul de la température du gaz dans le cylindre (T_c):

La température du gaz dans le cylindre est calculée par ailleurs à l'aide de la conservation de l'énergie, de la conservation de la masse et de l'équation d'état du gaz.

Quantité de travail fourni par le piston.

$$\frac{dW_p}{dt} = - p_c \cdot \frac{dV_c}{dt}$$

où: p_c = pression moyenne du gaz dans le cylindre
 V_c = volume du cylindre

Le volume du cylindre est égal au produit de la section du piston par la course, celle-ci nous est donnée par l'étude classique du mouvement du système bielle-manivelle [9], qui nous conduit à l'expression suivante pour le volume (V_c) en fonction du temps.

$$\frac{dVc}{dt} = - Sp.w.R1.sin \theta . \left[(1-\cos \theta . \left[\left[\frac{L1}{R1} \right]^2 - \sin^2 \theta \right]^{-\frac{1}{2}} \right] \text{ avec: } w = \frac{d\theta}{dt}$$

- où: Sp = section du piston
- R1 = rayon de manivelle du vilebrequin
- L1 = entraxe de la bielle
- θ = angle de rotation du vilebrequin

Enthalpie du gaz à l'aspiration.

Nous faisons l'hypothèse d'une évolution adiabatique à travers les clapets d'aspiration. Nous faisons l'hypothèse d'un gaz parfait, bien que nous utilisions une loi d'état de gaz réel faisant intervenir le facteur de compressibilité (Z). Nous rappelons que la valeur de Z(T,p) est redéfinie plusieurs fois par cycle, en fonction des variations de p et T.

Dans le cas d'un gaz réel:

$$dh = cp.dT + (h_0 + v).dp \text{ avec } h_0 = -T. \left[\frac{\partial v}{\partial T} \right]_p$$

Comme nous avons écrit la loi d'état du gaz sous la forme:

$$p.v = Z(T,P).R.T \quad \text{alors:}$$

$$h_0 = - \frac{v.T}{z} . \left[\frac{\partial z}{\partial T} \right]_p - z. \frac{R.T}{p} \quad \text{et:}$$

$$dh = cp.dT - \frac{T.v}{z} . \left[\frac{\partial z}{\partial T} \right]_p . dp$$

En faisant l'hypothèse d'un gaz parfait (dh = cp.dT), nous négligeons la dérivée partielle de Z par rapport à la température, à pression constante.

$$ha.qmca = cp.Ta.qmca$$

où: c_p = chaleur spécifique massique à pression constante
 T_a = température moyenne du gaz à l'aspiration

Enthalpie du gaz au refoulement.

Nous faisons les mêmes hypothèses que précédemment.

$$h_r \cdot q_{mcr} = c_p \cdot T_r \cdot q_{mcr}$$

où: c_p = chaleur spécifique massique à pression constante
 T_r = température moyenne du gaz au refoulement.

Variation de l'énergie interne du gaz dans le cylindre.

$$\frac{dU_c}{dt} = c_v \cdot \left[m_c \cdot \frac{dT_c}{dt} + T_c \cdot \frac{dm_c}{dt} \right]$$

En résumé, nous obtenons deux équations différentielles, l'une pour la pression (p_c), l'autre pour la masse (m_c) de gaz contenue dans la cellule de compression.

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{V_c} \cdot ((\gamma - 1) \cdot (H_{cl} \cdot S_e \cdot (T_p - T_c)) - \gamma \cdot p_c \cdot \frac{dV_c}{dt} + \gamma \cdot R \cdot (T_a \cdot q_{mca} - T_c \cdot (q_{mcr} + q_{mfs})))$$

$$\frac{dm_c}{dt} = q_{mca} - q_{mcr} - q_{mfs}$$

Le calcul de la température se fait en utilisant la relation:

$$T_c = \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot m_c}$$

En écrivant le théorème de BARRE de SAINT VENANT entre les sections en amont et au col, et en utilisant la loi de barotropie de LAPLACE, l'expression du débit masse à travers le clapet d'aspiration s'écrit:

$$qmca = Cda.Spca.pa.\sqrt{\frac{2.\gamma}{(\gamma-1).R.Ta}} * \sqrt{\left[\frac{pc}{pa}\right]^{2/\gamma} - \left[\frac{pc}{pa}\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

Un raisonnement similaire nous permet d'écrire le débit masse à travers le clapet de refoulement:

$$qmcr = Cdr.Spcr.pc.\sqrt{\frac{2.\gamma}{(\gamma-1).R.Tc}} * \sqrt{\left[\frac{pr}{pc}\right]^{2/\gamma} - \left[\frac{pr}{pc}\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

Notons que l'état générateur est cette fois défini à l'intérieur du cylindre. Ces équations sont valables pour un écoulement subsonique où:

$$\frac{P.aval}{P.amont} > \frac{P.critique}{P.amont} \quad \text{pour un nombre de Mach} = 1 : \quad \frac{P.critique}{P.amont} = \frac{2}{\gamma+1}$$

Spc = section de passage du clapet, f(levée)
 Cd = coefficient de débit.

Les hypothèses simplificatrices que nous venons de faire nous amènent à introduire un coefficient de débit "Cd", qui est défini comme le rapport entre le débit masse réel observé et le débit masse à travers une tuyère de section équivalente.

4.2) Mouvements des clapets.

Hypothèses:

- nous supposons un système à un degré de liberté, et nous écrivons la loi fondamentale de la dynamique.

- Nous supposons que le choc du clapet sur la butée est mou, c'est à dire que lorsque le clapet arrive sur la butée, la vitesse s'annule.

Le clapet redescend vers le siège lorsque la différence de pression n'est plus suffisante pour maintenir le clapet sur la butée. Nous faisons la même hypothèse lorsque le clapet arrive sur le siège.

Certains auteurs [47], font l'hypothèse d'un choc élastique, c'est à dire que, lorsque le clapet arrive sur la butée, la vitesse du clapet s'inverse et est diminué par un coefficient dit de restitution (Cr).

$$V_{lc1} = - V_{lc} * Cr$$

- où V_{lc1} = vitesse après le choc sur la butée
- V_{lc} = vitesse avant le choc
- Cr = coefficient de restitution.

Dans un premier temps, nous avons également introduit ce coefficient, mais les mesures expérimentales nous ont montré que ce coefficient devait être prendre comme nul. Par contre la raideur du clapet n'est pas constante et celle-ci devient très grande (2 à 5 fois plus grande) au voisinage de la butée (levée maxi)

- Nous ne tenons pas compte des phénomènes de "stiction" (ou collage dû à l'huile). De tels phénomènes ne se sont pas présentés dans nos mesures.

En résumé, l'équation du mouvement s'écrit:

$$M \cdot \frac{d^2lc}{dt^2} + C \cdot \frac{dlc}{dt} + K \cdot lc + P_{cr} = C_x \cdot S_c \cdot \Delta p$$

- où: M = masse du clapet
- C(lc) = amortissement du clapet
- K(lc) = raideur des ressorts, fonction de la levée
- P_{cr} = précharge des ressorts
- C_x(lc) = coefficient de traînée, fonction de la levée
- S_c = surface effective du clapet
- Δp = différence de pression de part et d'autre du clapet

La masse du clapet est obtenue par pesée sur une balance de précision. La raideur des ressorts est obtenue par mesure expérimentale de la flèche des ressorts pour différents poids, la précharge des ressorts a été obtenue de la même façon. La valeur de l'amortissement a été adaptée dans les calculs par comparaison avec les mesures expérimentales du mouvement des clapets.

Pour la connaissance du coefficient de traînée C_x , dans le cas du clapet à disque, nous utilisons la corrélation donnée par YUEJIN et YONGZHANG dans [39]:

$$C_x = 1,297 \cdot \left[\frac{A_b}{S_c} \right] + 2,098 \cdot \left[\frac{L_c}{b} \right] - 2,433 \cdot \left[\frac{L_c}{b} \right]^2$$

- où: A_b = section de passage du gaz dans les canaux.
- S_c = surface effective du clapet.
- b = largeur d'un canal.
- L_c = levée du clapet.

5) COMPORTEMENT DE LA SEGMENTATION.

5.1) Débit de fuite à travers la segmentation.

Nous assimilons la section de fuite des segments à la section d'une tuyère convergente et nous écrivons le débit masse à travers la segmentation (q_{mfs}), de la même façon que pour les clapets:

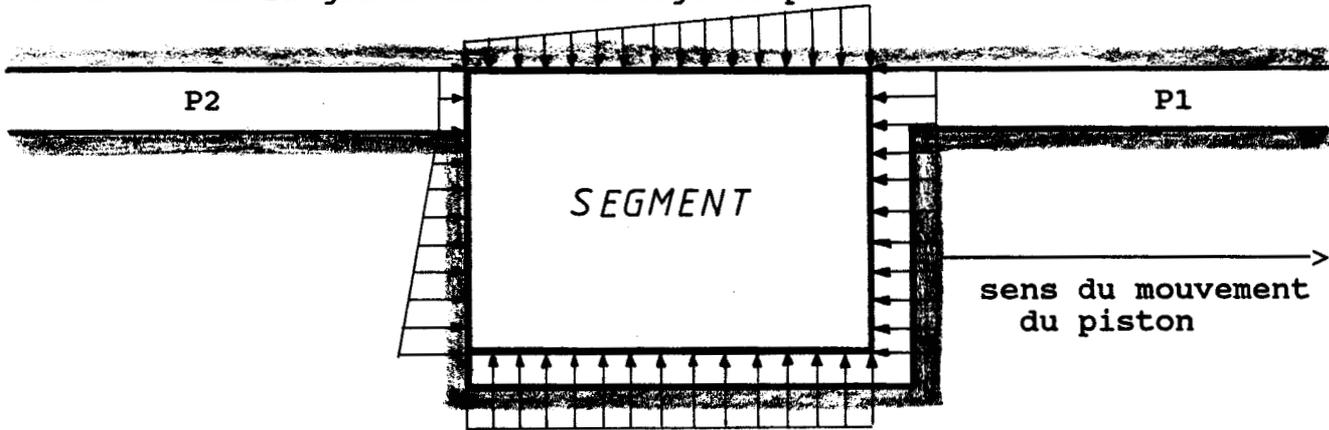
$$q_{mfs} = C_{ds} \cdot S_{fs} \cdot P_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot T_c}} \cdot \sqrt{\left[\frac{P_r}{P_c} \right]^{2/\gamma} - \left[\frac{P_r}{P_c} \right]^{(\gamma+1)/\gamma}}$$

- où: S_{fs} = section de fuite au segment
- C_{ds} = coefficient de débit.

Dans le cas de compresseur à cylindre double effet, la pression en aval de la cellule de compression étudiée (P_r) est prise comme la pression moyenne existant dans la cellule de compression opposée. Le signe du débit de fuite est alors déterminé en testant le signe de la différence de pression entre les deux cellules de compression.

5.2) Puissance perdue par frottement.

Dans le calcul des performances d'une cellule de compression, on ne peut négliger l'importance de la chaleur dégagée par frottement mécanique des segments et, dans le cas d'une compression double effet, au niveau de la garniture de la tige de piston.



Nous négligeons les forces d'inertie. Dans le cas d'une segmentation en PTFE, nous négligeons la force de serrage résultant de l'élasticité propre du segment. Nous supposons également, que le champ de pression au contact segment/paroi est linéaire. La puissance dissipée par frottement s'écrit:

$$P_f = F \cdot c_f \cdot V \quad \text{avec} \quad F = \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot S_f$$

- où: p_1 = pression dans la cellule de compression
- p_2 = pression extérieure
- S_f = surface de frottement du segment sur la paroi du cylindre
- c_f = coefficient de frottement (= 0.25 pour le PTFE)
- V = vitesse moyenne du piston

Le segment transmet de la chaleur à la fois au piston duquel il est solidaire et à la paroi du cylindre sur laquelle il frotte. Le piston est en contact avec le gaz dont la température est en moyenne inférieure à la sienne, il lui cède donc de la chaleur, par contre le segment fournit en permanence de la chaleur au piston. La paroi du cylindre étant refroidie par l'eau circulant autour de la chemise, sa température est inférieure à celle du piston. Nous pouvons donc dire que la transmission de chaleur se fera en priorité du segment vers la paroi du cylindre.

6) CALCUL DES PULSATIONS DANS LES CONDUITES.

Dans notre approche globale, nous avons fait apparaître le besoin de disposer de deux modèles, de niveaux différents, pour le calcul de la pression en amont du clapet d'aspiration et en aval du clapet de refoulement, en fonction de la technologie utilisée. Nous détaillons maintenant ces deux modèles, le premier modèle (quasi-stationnaire) correspond aux compresseurs de type I, et le deuxième modèle (instationnaire) correspond aux compresseurs de type II.

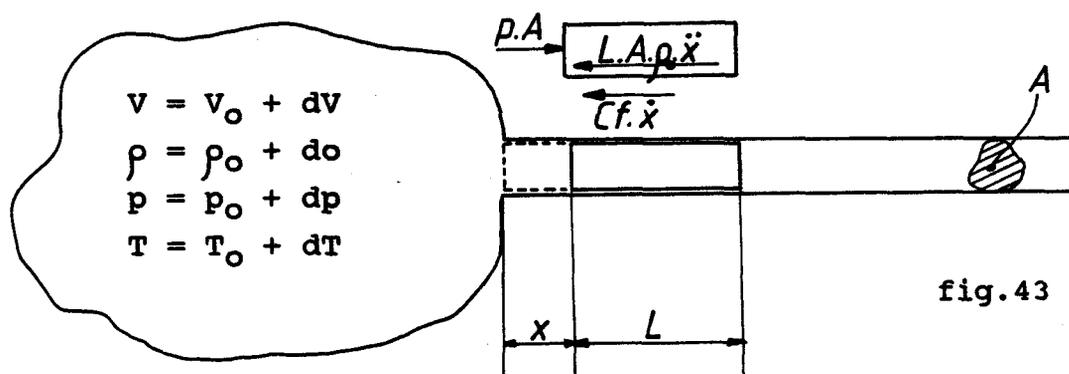
6.1) Cas des compresseurs de type I.

Les compresseurs de type I se caractérisent, au niveau des logements de clapets dans les cylindres, par la présence d'un collecteur du gaz aspiré ou refoulé que l'on assimile à un réservoir de volume V . Ce volume est ensuite raccordé au reste de l'installation par une conduite.

Nous avons noté, dans l'approche global, que les vitesses dans les conduites sont faibles.

Chaque fois que l'on rencontre un volume sur lequel est raccordé une conduite (fig.43), on peut utiliser la technique du résonateur d'Helmoltz.

Helmoltz montra que, si le gaz contenu dans la combinaison volume-conduite se met à osciller, le gaz enfermé dans le volume peut-être supposé comme compressible, et est équivalent à un "ressort", tandis que le gaz contenu dans la conduite est supposé comme un "bouchon" incompressible de masse m qui oscille avec le ressort (système masse-ressort à un degré de liberté).



6.1.1) Hypothèses.

Nous utilisons ce modèle, bien que le fluide traverse le volume (V). En effet, par exemple, dans le cas de l'aspiration, le gaz arrive dans le volume (V) par les clapets d'aspiration et ressort, de ce même volume (V), par la conduite.

Pour pouvoir réaliser cette analogie, il faut auparavant faire l'hypothèse que l'évolution de la pression dans le volume est linéaire. Analysons l'erreur que nous réalisons avec cette hypothèse:

La masse de gaz m, contenu dans le cylindre de volume V, est égale:

$$M = \rho \cdot V$$

en dérivant cette expression par rapport à p, nous obtenons:

$$V \cdot \frac{d\rho}{dp} + \rho \cdot \frac{dV}{dp} = 0$$

$$dp = - \left\{ \rho \cdot \frac{d\rho}{dp} \right\} \cdot \frac{dV}{V} \approx - \left\{ \rho \cdot \frac{d\rho}{dp} \right\} \cdot \frac{dV}{V_0} \quad \text{appelons } K = \left\{ \rho \cdot \frac{d\rho}{dp} \right\}$$

Si l'évolution de la pression est adiabatique réversible, alors:

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p_0}{\rho_0^\gamma} \quad \text{ou} \quad K = \gamma \cdot p_0 \cdot \left[\frac{\rho}{\rho_0} \right]^\gamma = \gamma \cdot p_0 \cdot \left[1 + \frac{d\rho}{\rho_0} \right]^\gamma$$

La variation de pression du gaz contenu dans le volume sera proportionnelle à la variation de masse volumique, seulement si K est une constante. C'est à dire, si $(d\rho/\rho_0)$ est constant. Alors:

$$K_0 = \gamma \cdot p_0$$

Regardons l'erreur(ϵ_k) que cette linéarisation provoque:

$$\epsilon_k = \frac{K - K_0}{K_0} = \left[1 + \frac{d\rho}{\rho_0} \right]^\delta - 1$$

Nous traçons (fig.44) la valeur de l'erreur ϵ_k en fonction de $\frac{d\rho}{\rho_0}$:

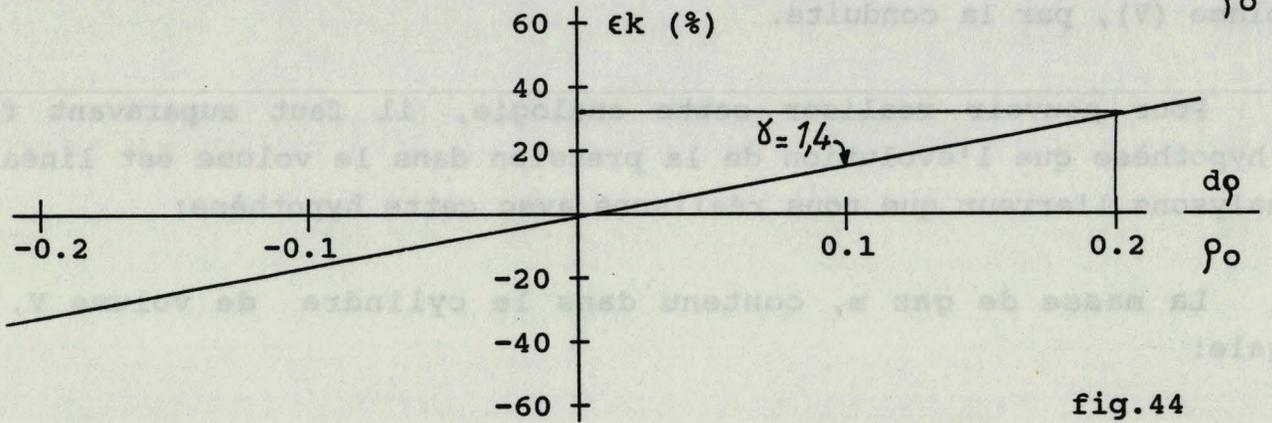


fig.44

Nous remarquons que l'erreur est relativement importante pour de grande variation de la masse volumique mais, sur une période, où cette variation passe d'une valeur négative à une valeur positive, l'approximation $K = K_0$ peut être faite. C'est pourquoi, les fréquences de résonances seront correctement prédites, même pour de grandes amplitudes d'oscillation. Regardons maintenant l'influence sur l'amplitude de la pulsation de pression. Prenons l'exemple simple d'un piston oscillant dans un cylindre. La masse de gaz contenu dans ce cylindre est constante, ce qui permet d'écrire:

$$\frac{V_0 + dV}{V_0} = \frac{\rho_0}{\rho_0 + d\rho}$$

$$\frac{dV}{V_0} = \frac{-d\rho/\rho_0}{1 + d\rho/\rho_0} \approx -\frac{d\rho}{\rho_0}$$

Si l'on excite le piston sinusoidalement, avec une pulsation w :

$$\frac{d\rho}{\rho_0} = \left[\frac{d\rho}{\rho_0} \right]_{\max} \cdot \sin(w.t) \quad \text{ce qui donne:}$$

$$dP = K_0 \cdot \left[\frac{d\rho}{\rho_0} \right]_{\max} \cdot \left[1 + \left[\frac{d\rho}{\rho_0} \right]_{\max} \cdot \sin(w.t) \right]^\delta \cdot \sin(w.t)$$



en linéarisant on obtient:

$$dP^* = K_0 \cdot \left[\frac{dp}{\rho_0} \right]_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Nous traçons (fig.45) les valeurs de dp^* et dp pour:

$$\left[\frac{dp}{\rho_0} \right]_{\max} = 0.2 \quad p_0 = 1 \text{ MPa} \quad \gamma = 1.4$$

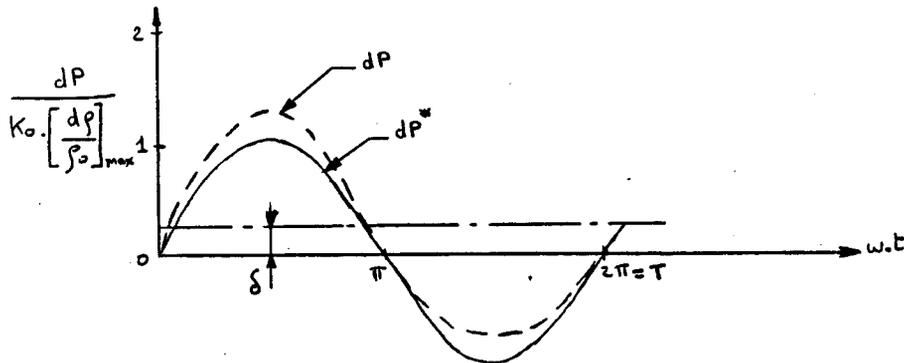


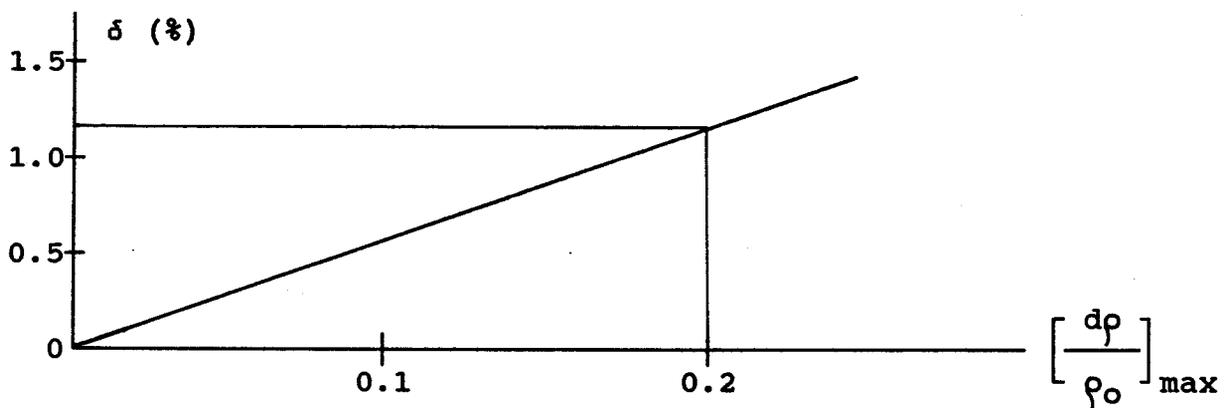
fig.45

Si l'on calcule l'écart entre les deux valeurs moyennes de dp^* et

dp :

$$\delta = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T dp^* \cdot dt - \frac{1}{T} \int_0^T dp \cdot dt}{\frac{1}{T} \int_0^T dp^* \cdot dt}$$

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left[\frac{dp}{\rho_0} \right]_{\max} \right] - \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \left[\frac{dp}{\rho_0} \right]_{\max} \right]$$



Nous remarquons que la valeur de δ reste inférieure à 1% pour des variations de la masse volumique inférieure à 20% (pour $\gamma = 1.4$). Aussi cette linéarisation donnera des valeurs moyennes inférieures à la réalité, mais ce décalage peut-être négligé.

6.1.2) Equation du mouvement pour le "bouchon":

- Un déplacement positif de x provoque une variation de volume:

$$dV = A \cdot x$$

La variation de pression est alors: $dp = - K_0 \cdot \frac{A \cdot x}{V_0}$ avec $K_0 = \rho_0 \cdot c_0^2$

où c_0 = vitesse moyenne du son

En multipliant par A , nous obtenons:

$$dp \cdot A = - \frac{K_0 \cdot A^2 \cdot x}{V_0}$$

- Les pertes de charge linéaires, les effets de viscosité et de couche limite sont pris globalement sous la forme d'un coefficient de frottement équivalent (C_f).

- L'inertie du "bouchon" de gaz s'écrit:

$$L \cdot A \cdot \rho_0 \cdot \ddot{x}$$

En résumé, l'équation du mouvement pour le "bouchon" s'écrit:

$$L \cdot A \cdot \rho_0 \cdot \ddot{x} + C_f \cdot \dot{x} + \frac{K_0 \cdot A^2}{V_0} \cdot x = 0$$

Cette équation peut s'écrire sous la forme habituelle:

$$\ddot{x} + 2 \cdot B \cdot W_n \cdot \dot{x} + W_n^2 \cdot x = 0 \quad \text{avec:}$$

$$Wn^2 = c_o^2 \cdot \frac{A}{L \cdot V_o}$$

$$\beta = \frac{Cf}{2 \cdot L \cdot A \cdot \rho_o \cdot Wn}$$

où: Wn = pulsation naturelle

A = section de la conduite

L = longueur effective de la conduite donnée par: $L = Lg + \sqrt{\frac{\pi \cdot A}{2}}$

Lg = longueur géométrique de la conduite

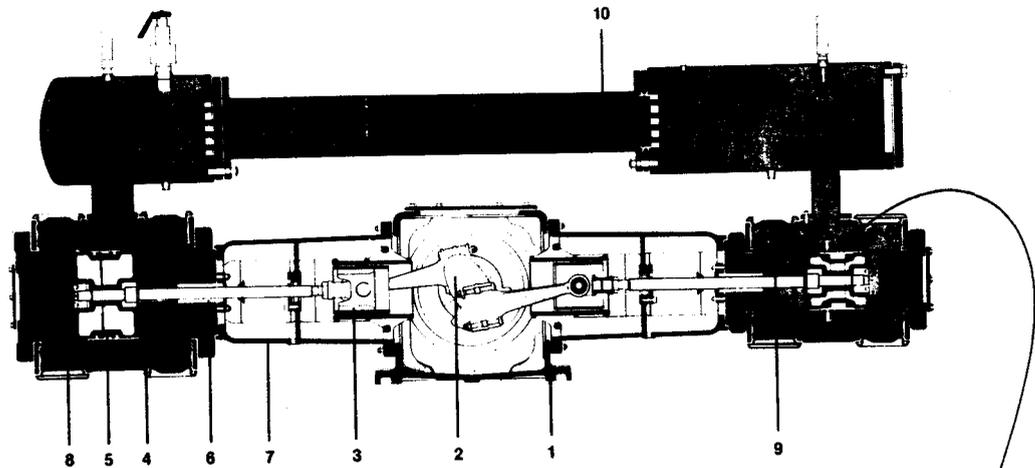
Pour les conduites qui ne sont pas cylindriques, nous les traitons de la même façon, avec une section équivalente (A), calculée avec:

$$A = \frac{Lg}{\int_0^{Lg} \frac{1}{A(x)} \cdot dx}$$

Nous fixons la limite de l'utilisation de la théorie du résonateur d'Helmoltz pour une longueur de conduite (L_{max}) inférieure au $\frac{1}{4}$ de la longueur d'onde maximum, qui a été prédite:

$$L_{max} = \frac{c_o}{4 \cdot f_{max}}$$

Nous appliquons maintenant cette technique à notre problème. Nous représentons figure 46 une coupe d'un compresseur à piston alternatif bi-étagé et à double effets (tel que ceux réalisés par Crépelle). Nous pouvons assimiler les boites à clapet et leurs canaux de raccordement, à l'aspiration ou au refoulement, à un volume (V). Et les conduites de raccordement aux cylindres sont supposés être les conduites de notre résonateur d'Helmoltz.



- 1 Carter fermé étanche.
- 2 Vilebrequin reposant sur coussinets minces deux paliers côté volant.
- 3 Crosses d'inertie réduite avec patins de grande surface assurant un guidage précis.
- 4 Cylindres prévus pour circulation d'eau assurant un échange thermique optimum et une meilleure tenue des organes.
- 5 Pistons, en alliage léger, d'une inertie réduite.
- 6 Garnitures d'étanchéité facilement accessibles.
- 7 Entretoise glissière.
- 8 Clapets à disques de faible levée.
- 9 Régulation automatique par blocage des clapets en position d'ouverture.
- 10 Réfrigérant à faisceau tubulaire dilatable et séparateur efficace.

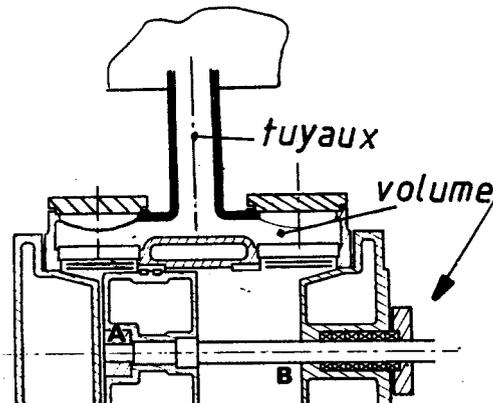


fig.46

L'équation d'équilibre pour le "bouchon" au refoulement s'écrit (nous affectons un indice r à toutes les variables déjà explicitées):

$$dp_r \cdot A_r - L_r \cdot A_r \cdot \rho_r \cdot \ddot{x}_r - C f_r \cdot \dot{x}_r = 0$$

La variation de volume est maintenant égale à:

$$dV_r = x_r \cdot A_r - \int_0^t Qv_r \cdot dt$$

où (Qv_r) est le débit volume qui traverse les clapets de refoulement, aussi, la variation de pression (dp_r) dans le volume (V_{or}) est maintenant égale à:

$$dp_r = - K_{or} \cdot \frac{x_r \cdot A_r}{V_{or}} + \frac{K_{or}}{V_{or}} \cdot \int_0^t Qv_r \cdot dt$$

Et l'équation du mouvement du "bouchon" dans la conduite de refoulement s'écrit maintenant:

$$L_r \cdot A_r \cdot \rho_r \cdot \ddot{x}_r + Cf_r \cdot \dot{x}_r + \frac{K_{or} \cdot A_r^2}{V_{or}} \cdot x_r = \frac{K_{or} \cdot A_r}{V_{or}} \cdot \int_0^t Qv_r \cdot dt$$

Notons que (Qv_r) est égal à:

$$Qv_r = \frac{qmc_r}{\rho_r}$$

Où (qmc_r) est le débit masse à travers le clapet de refoulement, calculé précédemment et (ρ_r) est la masse volumique moyenne dans le volume (V_{or}) .

Nous écrivons l'équation du mouvement sous la forme:

$$\ddot{x}_r + 2 \cdot \beta_r \cdot \omega_n \cdot \dot{x}_r + \omega_n^2 \cdot x_r = \alpha_r \cdot \int_0^t qmc_r \cdot dt$$

avec:

$$\alpha_r = \frac{C_{or}^2}{L_r \cdot \rho_r \cdot V_{or}}$$

$$\omega_n = C_{or} \cdot \sqrt{\frac{A_r}{L_r \cdot V_{or}}}$$

$$\beta_r = \frac{Cf_r}{2 \cdot L_r \cdot A_r \cdot \rho_r \cdot \omega_n}$$

Cette équation peut être résolue à partir de la connaissance du débit masse à travers le clapet de refoulement: (qmc_r) . La pulsation de pression (dp_r) peut alors être calculée à partir de (x_r) :

$$dp_r = \frac{C_{or}^2}{V_{or}} \int_0^t qm c_r \cdot dt - \frac{\rho_r \cdot C_{or}^2 \cdot A_r}{V_{or}} \cdot x_r$$

Et la pression dans le volume (V_{or}) est égale à :

$$p_r = p_{or} + dp_r$$

La masse volumique à l'étape n+1 peut-être calculée en utilisant la loi de barotropie de Laplace:

$$\left[\frac{p_r}{\rho_r} \right]^{n+1} = \left[\frac{p_r}{\rho_r} \right]^n$$

Et la température à l'étape n+1, peut-être calculée avec l'équation d'état du gaz. Un raisonnement similaire peut être fait pour le calcul des pulsations dans la conduite d'aspiration.

6.2) Cas des compresseurs de type II.

Les compresseurs de type II se différencient des compresseurs de type I par la suppression du collecteur à l'amont du clapet d'aspiration et à l'aval du clapet de refoulement. Dans les deux cas, la boîte à clapet est directement reliée à une conduite de grande longueur et de faible section (la vitesse d'écoulement dans la conduite est de ce fait beaucoup plus importante).

6.2.1) Hypothèses.

- écoulement instationnaire
- mono-dimensionnel
- fluide compressible, isentropique
- conduite mince non déformable, état plan de contrainte.

Etudions la validité de cette dernière hypothèse: Une conduite de diamètre (\emptyset) est soumise à des pulsations de pression (dp). En écrivant la loi de Hooke, l'augmentation de diamètre ($d\emptyset$) correspondante s'écrit:

$$\frac{d\phi}{\phi} = \frac{dp \cdot \phi}{E \cdot 2 \cdot ep}$$

où: E = module de Young
ep = épaisseur de la conduite

La variation de volume (dV) qui y correspond est proportionnel à l'augmentation du diamètre de la conduite.

$$\frac{dV}{V} \approx \frac{2 \cdot d\phi}{\phi}$$

La masse (m) de gaz contenu dans un élément de conduite se voit augmenter de (dm).

$$m = V \cdot \rho \quad \text{--->} \quad dm = V \cdot d\rho + \rho \cdot dV$$

$$\frac{dm}{V} \approx d\rho + \rho \cdot 2 \cdot \frac{d\phi}{\phi} = d\rho + \rho \cdot \frac{dp \cdot \phi}{E \cdot ep}$$

$$\frac{dp}{d\rho} = c^2$$

$$\frac{dm}{V} = d\rho \text{ équivalent} = dp \cdot \left[\frac{1}{c^2} + \frac{\rho \cdot \phi}{E \cdot ep} \right] = dp \cdot \left[\frac{1}{c^{*2}} \right]$$

Pour une conduite en acier d'un diamètre de 0.1 mètre et d'une épaisseur de 0.004 mètre, dans laquelle circule un gaz ayant une vitesse du son égale à 340 m/s et une masse volumique de 1 kg/m³, la différence entre la vitesse du son (c) et la vitesse du son réelle (c*), modifiée par la déformation de la conduite, est négligeable:

$$c = 340 \text{ m/s} \quad \text{----->} \quad c^* = 339.99766 \text{ m/s}$$

En conséquence cette hypothèse est tout à fait justifiée dans le cas qui nous préoccupe.

Nous utilisons un schéma explicite du modèle prédicteur-correcteur de Mac Cormack en écoulement mono-dimensionnel [48].

Notations:

- S = la section
- ρ = la masse volumique
- q = la vitesse
- H = l'enthalpie
- x = l'abscisse curviligne

6.2.2) Equations locales.

Equation de continuité:

$$\frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} = 0$$

Equation d'Euler: (isentropique).

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} = 0$$

Avec:

$$H = \frac{q^2}{2} + h$$

$$H = \frac{q^2}{2} + \frac{c^2}{\gamma - 1}$$

$$H = \frac{q^2}{2} + \frac{c_0^2}{\gamma - 1} \cdot \left[\frac{\rho}{\rho_0} \right]^{\gamma - 1}$$

Soit: $\{\dot{V}\} + \{L(V)\} = \{SM\}$ (second membre)

6.2.2) Schéma de Mac Cormack. (pas d'espace uniforme).

Premier demi-pas décentré à gauche:

$$(\tilde{V}^{n+1/2} - v^n)_j + \frac{\Delta t}{2} \cdot \{L(V^n)\}_{j-1/2} = \{S^n\}$$

Deuxième demi-pas décentré à droite:

$$\{v^{n+1} - \tilde{v}^{n+1/2}\}_j + \frac{\Delta t}{2} \cdot \{L(\tilde{v}^{n+1})\}_{j+1/2} = \{S^{n+1}\}$$

où:

$$\{\tilde{v}^{n+1} - v^n\}_j + \Delta t \cdot \{L(v^n)\}_{j-1/2} = \{S^n\}$$

En pratique, pour le premier demi-pas:

$$\tilde{\Delta}(\rho \cdot s)_j = - \frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot [(\rho \cdot q \cdot s)_j^n - (\rho \cdot q \cdot s)_{j-1}^n]$$

$$\tilde{\Delta}(q)_j = - \frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot [H_j^n - H_{j-1}^n]$$

d'où:

$$\begin{aligned} \tilde{\rho}_j^{n+1/2} &= \rho_j^n + \frac{1}{2} \cdot \frac{\tilde{\Delta}(\rho \cdot s)_j}{s(j)} & \tilde{\rho}_j^{n+1} &= \rho_j^n + \frac{\tilde{\Delta}(\rho \cdot s)_j}{s(j)} \\ \tilde{q}_j^{n+1/2} &= q_j^n + \frac{1}{2} \cdot \tilde{\Delta}q_j & \tilde{q}_j^{n+1} &= q_j^n + \tilde{\Delta}q_j \end{aligned}$$

Pour le deuxième demi-pas:

$$\Delta(\rho \cdot s)_j = - \frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot [(\widetilde{\rho \cdot q \cdot s})_{j+1}^{n+1} - (\widetilde{\rho \cdot q \cdot s})_j^{n+1}]$$

$$\Delta(q)_j = - \frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot [\tilde{H}_{j+1}^{n+1} - \tilde{H}_j^{n+1}]$$

d'où:

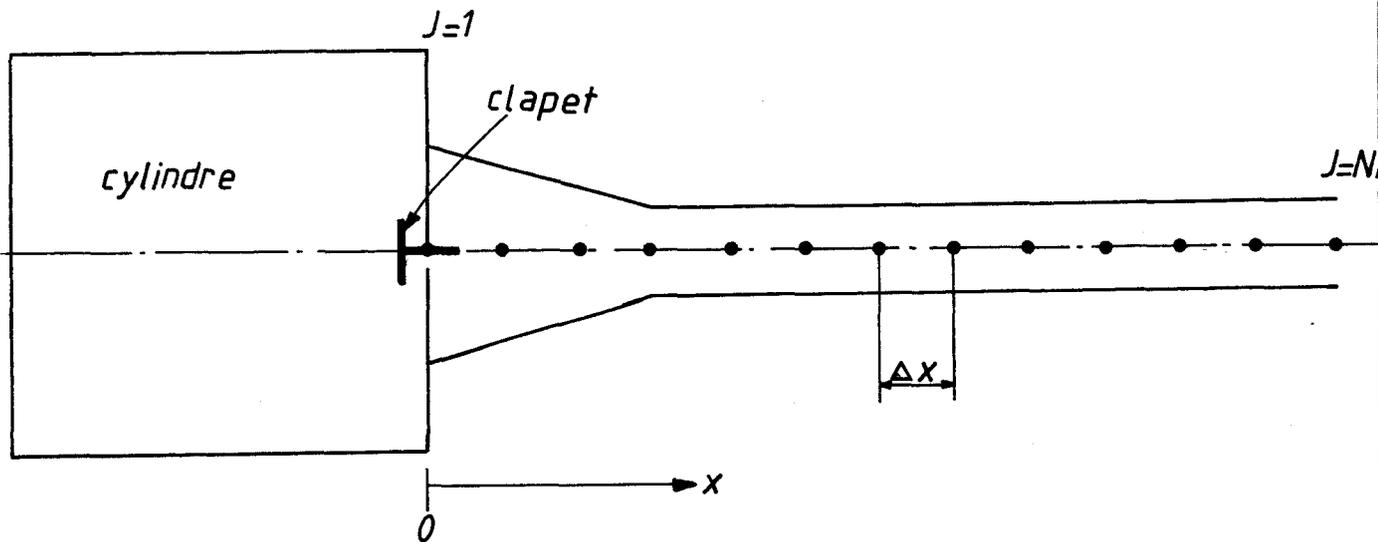
$$\rho_j^{n+1} = \tilde{\rho}_j^{n+1/2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta(\rho \cdot S)_j}{S(j)}$$

$$\text{avec: } \tilde{H}^{n+1} = \frac{(\tilde{q}^{n+1})^2}{2} + \frac{C_0^2}{\gamma - 1} \cdot \left[\frac{\tilde{\rho}^{n+1}}{\rho_0} \right]^{\gamma - 1}$$

$$q_j^{n+1} = \tilde{q}_j^{n+1/2} + \frac{1}{2} \cdot \Delta q_j$$

6.2.3) Conditions aux limites.

Le schéma permet de calculer pour le demi-pas à droite, les valeurs à gauche et pour le demi-pas à gauche, les valeurs à droite. On a donc besoin de conditions aux limites à gauche et à droite.



Pour le premier demi-pas: conditions à écrire pour $j=1$ (coté clapet). Elles permettent de déterminer les grandeurs (ρ) , (q) , $(\rho \cdot q \cdot S)$, (H) qui ne l'ont pas encore été dans le demi pas Mac cormack. Le mode d'ouverture du clapet (ouvert ou fermé) est testé sur le signe de la différence de pression amont-aval du clapet.

- clapet fermé, alors: $q = 0$ et $\frac{\partial q}{\partial t} = 0$

- clapet ouvert, alors: $\rho \cdot q \cdot S = \text{"débit"}$ et $\frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial t} - \frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} = 0$

Le "débit" étant calculé par ailleurs.

Pour le deuxième demi-pas: Conditions à écrire pour $j=NP$. Elles permettent de déterminer les grandeurs à la sortie (coté extrémité).

- si le fluide sort ($q > 0$), alors: $P = P_0$ et $\frac{\partial P}{\partial t} = 0$

qui se traduit par: $\rho = \rho_0$ et $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$

- si le fluide entre ($q < 0$), alors: $H = H_0$, $\frac{\partial H}{\partial t} = 0$

6.2.3.1 Coté extrémité.

* Fluide sortant ($q > 0$).

$$\rho = \rho_0 \quad \text{---->} \quad \rho^{n+1} = \rho_0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad \text{---->} \quad (2(\rho \cdot q \cdot S)_{NP-1}^{n+1} - 1.5(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}^{n+1} - 0.5(\rho \cdot q \cdot S)_{NP-2}^{n+1}) = 0$$

alors on peut calculer: $(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}^{n+1}$ et ρ^{n+1} et q^{n+1}

* Fluide entrant ($q < 0$).

$$H = H_0$$

calcul de $\frac{\partial H}{\partial t}$ ---->

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} + q \cdot \frac{\partial q}{\partial t}$$

ce qui donne:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = - \frac{c^2}{\rho \cdot S} \cdot \frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} - q \cdot \frac{\partial H}{\partial x}$$

soit:

$$c^2 \cdot \frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} + (\rho \cdot q \cdot S) \cdot \frac{\partial H}{\partial x} = 0$$

qui se discrétise suivant l'équation non linéaire:

$$1.5 \{ \hat{c}_{NP}^2 \cdot (\rho \cdot q \cdot S)_{NP}^{n+1} + \overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}} \cdot H_{NP}^{n+1} \} = 2 \{ \hat{c}_{NP}^2 \cdot (\rho \cdot q \cdot S)_{NP-1}^{n+1} + \overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}} \cdot H_{NP-1}^{n+1} \} \\ - 0.5 \{ \hat{c}_{NP}^2 \cdot (\rho \cdot q \cdot S)_{NP-2}^{n+1} + \overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}} \cdot H_{NP-2}^{n+1} \}$$

Dans laquelle:

- Les coefficients (\hat{c}^2) , $\overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)}$ sont à l'état $(\sim)^{n+1}$, ce qui implique une prédiction de (c_{NP}^2) à l'état $(n+1)$. (ρ) et (q) ne suffisent pas pour calculer (C) , il faut connaître (H) , c'est ce qui rend le problème non linéaire. Pour résoudre ce problème, nous faisons l'hypothèse que, au premier ordre, on peut prendre ces coefficients à l'état $(\sim)^{n+1/2}$, qui est l'état où on les connaît après le premier demi pas Mac Cormack.

- (H_{NP}) est l'enthalpie H_0 donnée.

- $(\rho \cdot q \cdot S)$, (H) sont des grandeurs prises à l'état $(n+1)$ dont on connaît les valeurs à $(j = NP-2$ et $j = NP-1)$. (deuxième demi-pas Mac Cormack)

On connaît donc maintenant $(H)^{n+1}$, $(\rho \cdot q \cdot S)^{n+1}$ à tous les points, il reste à déterminer $(q_{NP})^{n+1}$ et $(\rho_{NP})^{n+1}$ à partir de $(H_{NP})^{n+1}$, $\overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}}^{n+1}$ et de l'état $(\sim)^{n+1/2}$

Il faut donc:

- Calculer $\overbrace{(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}}^{n+1/2}$, $\overbrace{(H_{NP})}^{n+1/2}$ à partir de $\overbrace{(q_{NP})}^{n+1/2}$, $\overbrace{(\rho_{NP})}^{n+1/2}$ que l'on connaît encore (premier demi pas Mac Cormack).

- Calculer $\delta(\rho \cdot q \cdot S)$, (δH) , les différences $\left[(\rho \cdot q \cdot S)_{NP}^{n+1} - (\rho \cdot q \cdot S)_{NP}^{n+1/2} \right]$

- Utiliser les relations:

$$\delta(\rho \cdot q \cdot S) = S \cdot \rho \cdot \delta q + S \cdot q \cdot \delta \rho$$

$$\delta H = q \cdot \delta q + \frac{c^2}{\rho} \cdot \delta \rho$$

dont on tire:

$$\delta q \cdot (q^2 - c^2) = - \frac{c^2 \cdot \delta(\rho \cdot q \cdot S)}{\rho \cdot S} + q \cdot \delta H$$

et

$$\delta \rho \cdot (q^2 - c^2) = \frac{q \cdot \delta(\rho \cdot q \cdot S)}{S} - \rho \cdot \delta H$$

pour calculer:

$$q_{NP}^{n+1} = \sqrt{q_{NP}^{n+1/2}} + \delta q \quad \text{et} \quad \rho_{NP}^{n+1} = \sqrt{\rho_{NP}^{n+1/2}} + \delta \rho$$

Remarque: Il faut toujours vérifier que, à l'extrémité, la vitesse est inférieure à la vitesse du son ($M \leq 1$) lorsque ($q < 0$), Si les valeurs calculées amenaient ($M > 1$), il faudrait prendre pour (ρ) et (q), les conditions critiques (au col) (ρ_c), (q_c) calculées à partir de (H_0)

6.2.3.2) Coté clapet.

La pression est connue de chaque coté du clapet. On peut donc déterminer si, à l'instant considéré, le clapet est ouvert ou fermé et connaître sa section de passage.

* clapet fermé: ($q=0$).

On suppose que le débit est nul et le reste pendant un court instant (le débit ne peut croître qu'à demi-pas terminé, on suppose qu'il n'y a pas de discontinuité de débit dans le temps) soit:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = 0$$

ou encore $\frac{\partial H}{\partial x} = 0$, soit encore:

$$1.5 H_1 = 2 H_2 - 0.5 H_3 \text{ à l'état } (\sim)^{n+1}$$

avec $(\rho \cdot q \cdot S)^{n+1} = 0$, cela permet d'effectuer le deuxième demi-pas Mac Cormack. Il reste à définir: $(\tilde{\rho}_1)^{n+1/2}$ et $(\hat{q}_1)^{n+1/2}$

$$\tilde{q}_1^{n+1/2} = 0 \quad \text{et} \quad \tilde{\rho}_1^{n+1/2} = \rho_1^n - \frac{\Delta t}{2S} \cdot \left[\frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} \right]_1^n$$

avec:

$$\left[\frac{\partial(\rho \cdot q \cdot S)}{\partial x} \right]_1^n = \frac{1}{\Delta x} \cdot \left[2(\rho \cdot q \cdot S)_2^n - 1.5(\rho \cdot q \cdot S)_1^n - 0.5(\rho \cdot q \cdot S)_3^n \right]$$

* Clapet ouvert: $(\rho \cdot q \cdot S)_1 = Q_{mc}$.

Avec Q_{mc} dépendant de la différence de pression à l'état n de part et d'autre du clapet. On peut donc calculer:

$$\frac{\partial p}{\partial t} \quad \text{et} \quad \tilde{\rho}_1^{n+1/2} \quad \text{avec}$$

$$\Delta \tilde{\rho} \cdot S = - \frac{\Delta t}{2 \Delta x} \cdot \left[-1.5(Q_{mc}) + 2(\tilde{\rho} \cdot q \cdot S)_2^{n+1} - 0.5(\tilde{\rho} \cdot q \cdot S)_3^{n+1} \right]$$

$\tilde{\rho}_1^{n+1/2} = \hat{\rho}_1^n + \hat{\Delta}$
 $\hat{\rho}_1^{n+1} = \hat{\rho}_1^n + 2 \cdot \hat{\Delta}$

- On suppose que le débit varie peu pendant ce demi-pas, et on calcule \hat{q} à partir du débit $\tilde{q}_1^{n+1/2} = \frac{q_{mc}}{\tilde{\rho}_1^{n+1/2} \cdot S_1}$ $\tilde{\rho}_1^{n+1/2} = \frac{q_{mc}}{\tilde{q}_1^{n+1/2} \cdot S_1}$ $\hat{q}_1^n = \frac{q_{mc}}{\hat{\rho}_1^n \cdot S_1}$

- Enfin, on calcule $\tilde{H}^{n+1} = H(\hat{q}_1^{n+1}, \tilde{\rho}_1^{n+1})$

6.2.4) Calcul du pas de temps.

On vérifie:
$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \cdot (q+c) < NC < 1$$

avec NC = nombre de Courant (nombre de mailles parcourues par le phénomène qui se propage le plus vite, pendant la durée du pas de temps). Nous prenons un nombre de Courant = 0.7 dans nos calculs.

7) MODELE GLOBAL COMPLET.

Nous rappelons toutes les équations que nous devons résoudre simultanément:

- débit masse à travers le clapet d'aspiration:

$$qmca = Cda \cdot Spca \cdot pa \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot Ta}} * \sqrt{\left[\frac{pc}{pa}\right]^{2/\gamma} - \left[\frac{pc}{pa}\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

- débit masse à travers le clapet de refoulement:

$$qmcr = Cdr \cdot Spcr \cdot pc \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot Tc}} * \sqrt{\left[\frac{pr}{pc}\right]^{2/\gamma} - \left[\frac{pr}{pc}\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

- débit masse de fuite au segment:

$$qmfs = Cds \cdot Sfs \cdot pc \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{(\gamma - 1) \cdot R \cdot Tc}} * \sqrt{\left[\frac{pr}{pc}\right]^{2/\gamma} - \left[\frac{pr}{pc}\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

- pression dans la cellule de compression:

$$\frac{dpc}{dt} = \frac{1}{Vc} \cdot ((\gamma - 1) \cdot (Hc1 \cdot Se \cdot (Tp - Tc)) - \gamma \cdot pc \cdot \frac{dVc}{dt} + \gamma \cdot R \cdot (Ta \cdot qmca - Tc \cdot (qmcr + qmfs)))$$

- masse de gaz contenu dans la cellule de compression:

$$\frac{dmc}{dt} = qmca - qmcr - qmfs$$

- température du gaz dans la cellule de compression:

$$Tc = \frac{pc.Vc}{R.mc}$$

- levée du clapet d'aspiration:

$$Mca \cdot \frac{d^2lca}{dt^2} + Ca \cdot \frac{dlca}{dt} + Ka \cdot lca + Pca = Cxa \cdot Sca \cdot \Delta pa$$

- levée du clapet de refoulement:

$$Mcr \cdot \frac{d^2lcr}{dt^2} + Cr \cdot \frac{dlcr}{dt} + Kr \cdot lcr + Pcr = Cxr \cdot Scr \cdot \Delta pr$$

- volume de la cellule de compression:

$$\frac{dVc}{dt} = - Sp.w.R1 \cdot \sin \theta \cdot \left[(1 - \cos \theta \cdot \left[\left[\frac{L1}{R1} \right]^2 - \sin^2 \theta \right]^{-\frac{1}{2}} \right] \text{ avec: } w = \frac{d\theta}{dt}$$

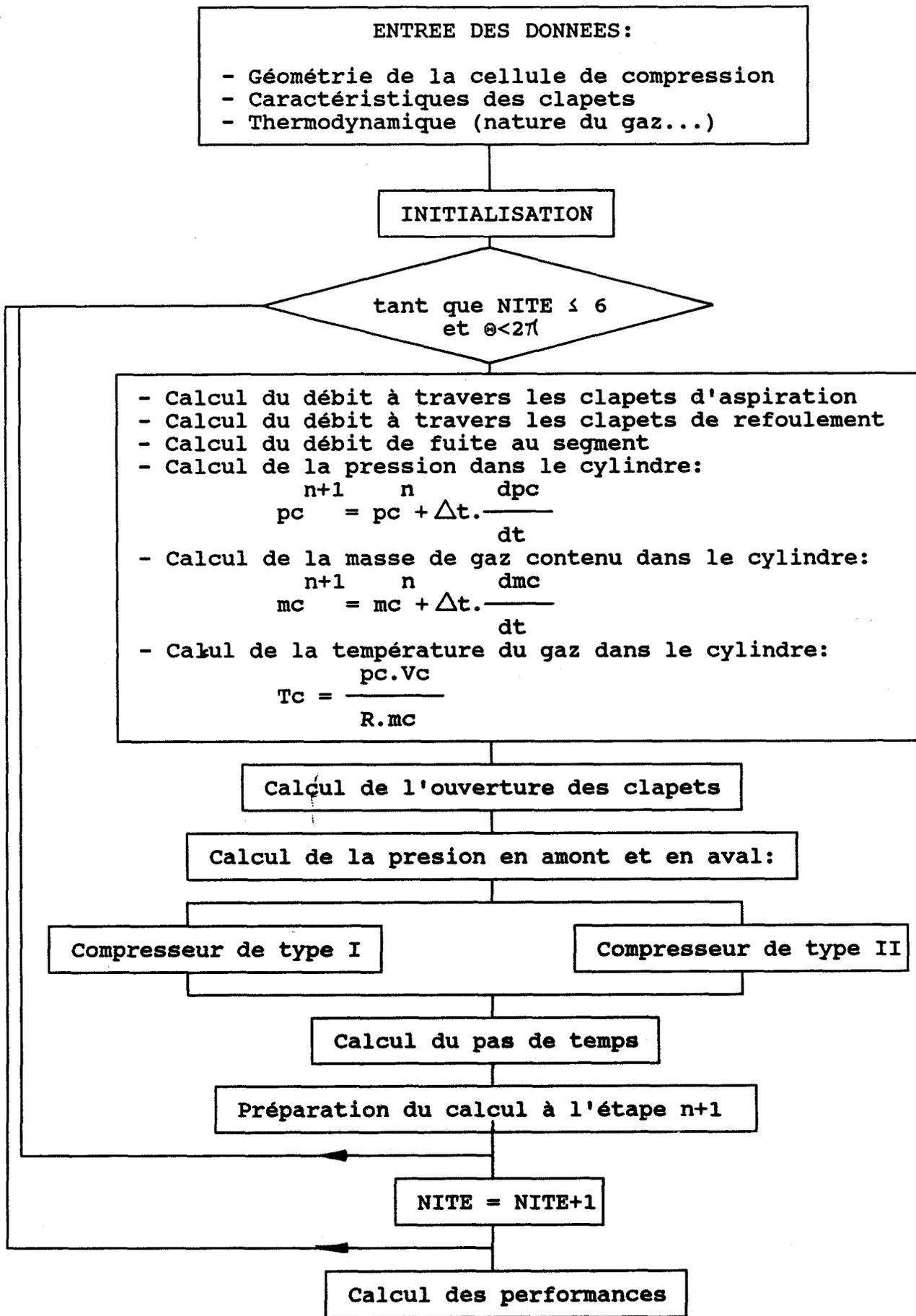
8) METHODE DE RESOLUTION.

Dans le cas du modèle quasi-stationnaire (compresseur de type I), il s'agit de résoudre un système d'équations différentielles de degré 2. Dans un premier temps, nous avons utilisé une méthode de Runge Kutta d'ordre 4, puis nous avons simplifié la méthode de résolution en appliquant le schéma au premier ordre:

$$F^{n+1} = F^n + dt \cdot \left[\frac{dF}{dt} \right]^n$$

Nous avons constaté le même résultat, avec un gain en temps de calcul de l'ordre de 3. Nous avons par conséquent conservé cette méthode.

9) ORGANIGRAMME.



- IV - MESURES EFFECTUEES.

Dans le but de valider notre modèle global de calcul, nous avons effectué des mesures expérimentales sur différentes machines correspondant aux types I et II.

Nous avons réalisé des mesures globales de performances des machines: débit, puissance, température,... et des mesures ponctuelles, en fonction du temps: mouvement des clapets, pression dans le cylindre, en aval et en amont du cylindre...

Nous commençons ce chapitre en présentant les moyens de mesures utilisés, puis nous présentons les machines testées et les mesures réalisées. Enfin, ces mesures sont comparées et discutées avec les résultats de notre modèle mathématique.

1) MOYENS DE MESURES EXPERIMENTAUX.

1.1) Mesure du débit au refoulement du compresseur.

La mesure du débit est réalisée selon la norme ISO 1217 (essai de réception de compresseurs volumétriques) et ISO 5167 (mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes et de tuyères). Dans notre cas, il s'agit d'une mesure à l'aide d'un diaphragme (fig.47).

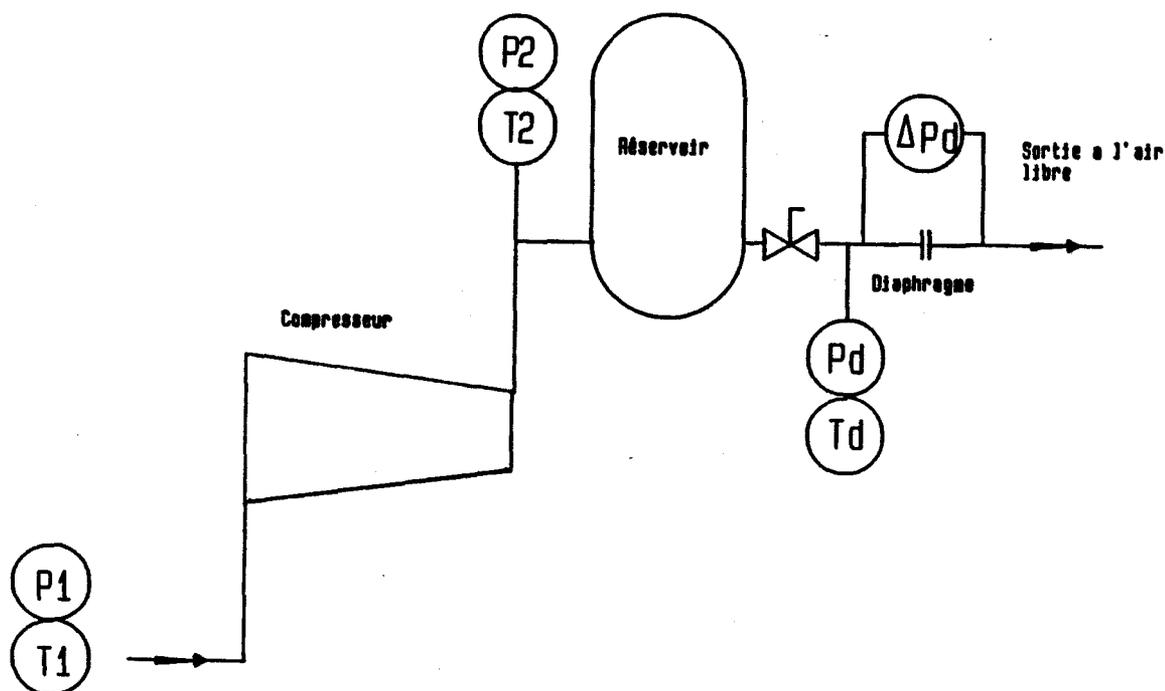


fig.47

Un calculateur (HP9836) se charge, par l'intermédiaire d'une centrale d'acquisition de mesures (HP3852A) de relever automatiquement les différents paramètres (p_1 , T_1 , p_2 , T_2 , p_d , T_d , p_d) puis de faire le calcul du débit masse (q_m) selon la norme ISO 5167:

$$q_m = \alpha \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_d \cdot p_d}{R \cdot T_d}}$$

où: α = coefficient de débit
 ϵ = coefficient de détente
 d = diamètre de l'orifice du diaphragme
 R = constante du gaz

Notre centrale d'acquisition de mesures se compose d'un voltmètre intégrateur 6 chiffres $\frac{1}{2}$ (HP44701A) et de 2 cartes multiplexeurs à relais (20 voies) en entrée (cf:photo).



Un test sur la convergence du débit et de la température de refoulement (T_2), nous indique le moment où la machine a atteint son régime permanent (soit en moyenne: après environ 2 heures).

Calcul de l'erreur commise sur le calcul de débit volume Qvasp:

Le débit volume (Qvasp) aux conditions d'aspiration est égal à:

$$Q_{vasp} = \frac{q_m \cdot R \cdot T_1}{p_1}$$

L'écart à craindre est défini, d'après la norme ISO 5167, comme une valeur égale au double de l'écart type. Comme les écarts partiels des différents paramètres entrant dans le calcul de Qvasp sont indépendants et que leurs distributions sont conformes à la loi normale (loi de Laplace Gauss), la probabilité pour que la valeur absolue de l'erreur vraie ne dépasse pas le double de l'écart type est de 95%.

Exemple de calcul:

Il faut auparavant définir les erreurs limites pour chaque paramètre relevé. Dans notre cas, tous les appareils de mesure sont de classe de précision: 0.2, soit une erreur possible de 0.2% de l'étendue de mesure du capteur.

Etendue de mesure des différents capteurs utilisés pour la mesure du débit:

- Température d'aspiration (T1).....0 C à 100°C
- Pression d'aspiration (p1).....0 à 0.2 MPa
- Température en amont du diaphragme (Td).....0 C à 60°C
- Pression en amont du diaphragme (pd).....0 à 1 MPa
- Pression différentielle au diaphragme (Δpd).....0 à 0.015 MPa

Erreur limite pour la température d'aspiration T1: l'erreur possible est de 0,2% * 100°C = 0,2°C, soit l'erreur limite:

$$\tau_{T1} = \frac{0,2}{273 + T1} \cdot 100$$

Erreur limite pour la pression à l'aspiration (p1):

$$\tau_{p1} = \frac{400}{p1} \cdot 100$$

Erreur limite pour la température en amont du diaphragme (Td):

$$\tau_{Td} = \frac{0,12}{273 + Td} \cdot 100$$

Erreur limite pour la pression en amont du diaphragme (pd):

$$\tau_{pd} = \frac{2000}{pd} \cdot 100$$

Erreur limite pour la pression différentielle au diaphragme (Δpd):

$$\tau_{\Delta pd} = \frac{30}{\Delta pd} \cdot 100$$

Erreur limite sur α (τ_{α}), d'après ISO 5167:

$$\tau_{\alpha} = 2 \cdot \left[\pm 0,25 \cdot \left[1 + 3 \cdot B^4 + 100 \cdot \left(\frac{r_{Re} - 1}{Re} \right) + \left[\log_{10} \frac{Re_d}{d} - 6 \right]^2 + \frac{0,05}{D} \right] \right]$$

où: $B = (d/D)$

d = Diamètre du diaphragme

D = Diamètre de la tuyauterie

r_{Re} = facteur de correction tenant compte de la rugosité de la tuyauterie (dépend de la rugosité relative et du nombre de Reynolds Re_d)

Erreur limite sur ϵ (τ_{ϵ}), d'après ISO 5167:

$$\tau_{\epsilon} = 2 \cdot \frac{\Delta pd}{pd}$$

Soit l'erreur sur le débit volume dans les conditions d'aspiration:

$$\tau_{Q_{vasp}} = \left[\tau_{\alpha}^2 + \tau_{\epsilon}^2 + \tau_{T1}^2 + 0.5(\tau_{Td}^2 + \tau_{\Delta pd}^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Les erreurs τ_{p1} et τ_{pd} sont négligeables.

1.2) Mesure de la puissance absorbée.

Nous mesurons la puissance électrique absorbée aux bornes du moteur électrique (P_{el}), par la méthode des doubles Watt-mètre (fig.48).

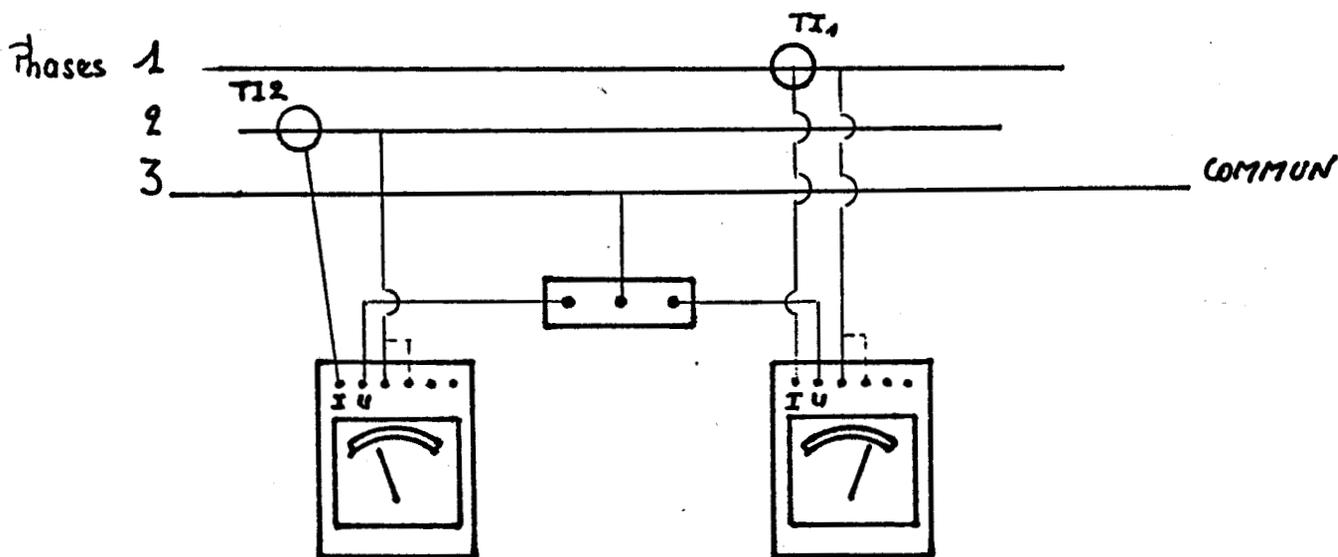


fig.48

La puissance absorbée à l'arbre du compresseur (P_{abs}) est égale à:

$$P_{abs} = P_{el} \cdot n_{mot} \cdot n_t$$

où: n_{mot} = rendement du moteur (fonction du $\cos\phi$)
 n_t = rendement de la transmission (=0.95 dans le cas d'une transmission par courroies trapézoïales et 0.97 dans le cas d'une transmission par courroie plate, d'après la norme ISO 1217).

La valeur du $\cos\phi$ a été obtenue à l'aide d'un cosphimètre digital.

1.3) Mesure de la levée des clapets.

Il est préférable que la mesure se fasse sans contact, afin d'éviter de modifier la masse du clapet et, par conséquent le comportement de celui-ci. Différents capteurs de mesure de déplacement sans contact existent:

- capteur capacitif
- capteur optique
- capteur mesurant les courants de Foucault

1.3.1) Capteur capacitif.

Il s'agit de mesurer la capacité électrique entre la surface d'un capteur et la surface à mesurer (fig.49)

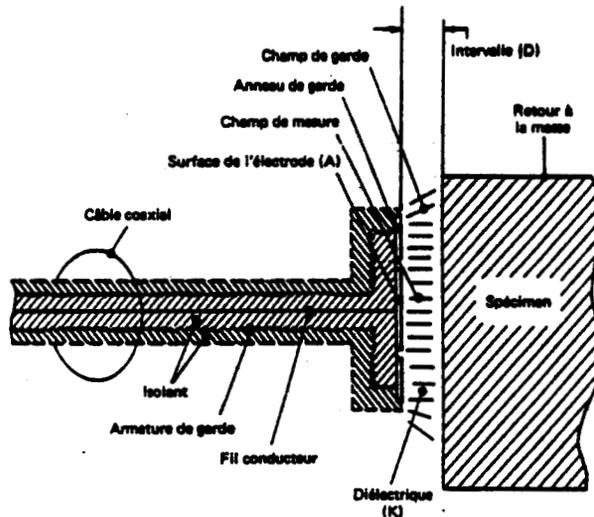


fig.49

la valeur de la capacité est donnée par:

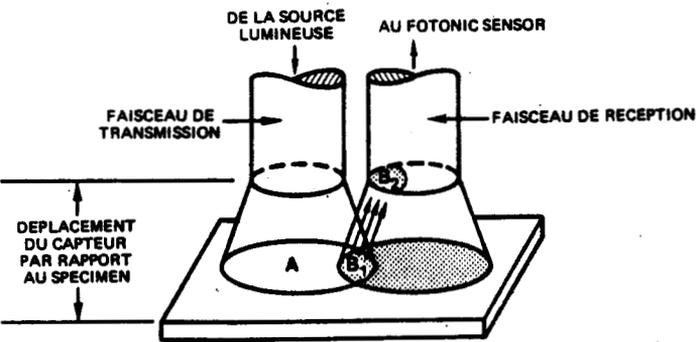
$$C = K. (A/D)$$

- où: A = surface du capteur
 D = distance entre les deux faces parallèles
 K = constante
 C = capacité

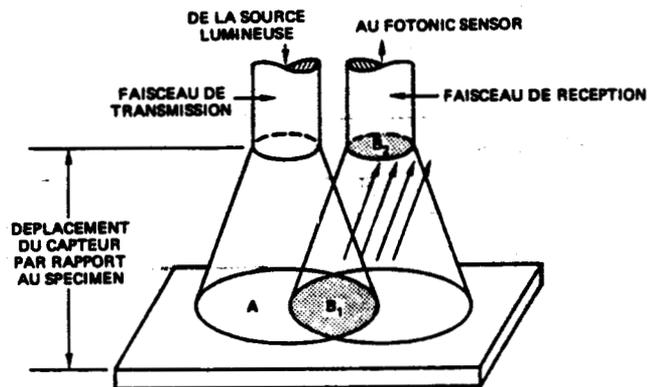
1.3.2) Capteur optique.

Cette méthode utilise 2 fibres optiques, l'une en transmission et l'autre en réception. La première transmet la lumière, issue d'un

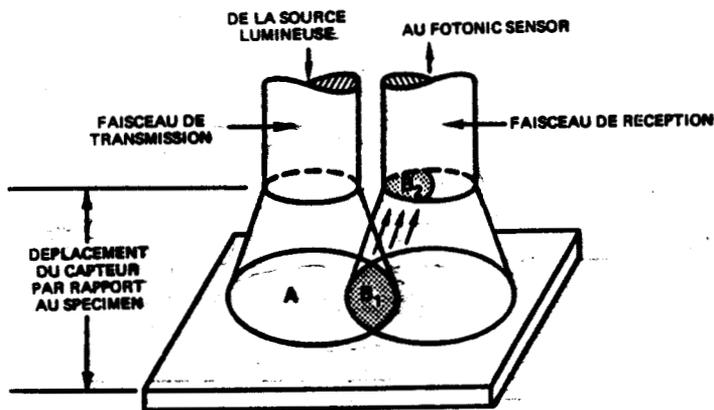
source stable, à la surface du disque de clapet. La deuxième reçoit la lumière réfléchiée par la surface du disque de clapet et la conduit au capteur à fibre optique. Le flux lumineux reçu dépend de la distance entre le capteur et le disque de clapet (fig.50). Le capteur transforme le signal lumineux en un signal électrique exploitable, non linéaire.



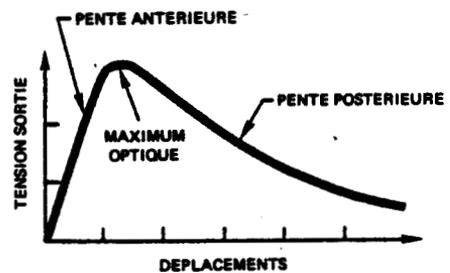
Capteur près du spécimen - Faible flux lumineux réfléchi



Flux lumineux réfléchi en décroissance



Spécimen s'éloignant de capteur - Flux lumineux réfléchi augmenté



Courbe d'étalonnage - Front postérieur

fig.50

L'inconvénient d'un tel système est qu'il est cher et nécessite un traitement de linéarisation. L'avantage est qu'il est peu encombrant, facile à installer et la nature du gaz comprimé n'a pas d'incidence [49].

1.3.3) Mesure des courants de Foucault.

Ce capteur mesure les courants de Foucault entre la surface du capteur et la surface du disque de clapet. La réponse d'un tel capteur est linéaire, il est peu encombrant et peu onéreux. Nous avons donc porté notre choix sur ce type de capteur.

Caractéristiques du capteur:

- marque: Indikon, modèle 205 (distribué par FGP instrumentation)
- étendue de mesure: 0 à 2.5 mm
- alimentation 24 V continu
- réponse linéaire: 0.125 mm/V
- réponse en fréquence: du continu jusque 10 kHz
- dérive de zéro: jusqu'à 0.05µm/°C
- température d'utilisation: -30°C à +150°C

Cette dernière caractéristique nous a limité la mesure aux clapets d'aspiration, la température au voisinage du clapet de refoulement étant souvent supérieure à 150°C.

1.4) Mesure de la pression en fonction du temps.

Nous avons à mesurer: la pression en amont du clapet d'aspiration (dans la boîte à clapet d'aspiration), dans le cylindre et en aval du clapet de refoulement (dans la boîte à clapet de refoulement). Différents types de capteur de pression sont disponibles dans le commerce:

- capteur piézo-électriques
- capteur capacitif
- à jauges de contrainte

Les capteurs piézo-électriques ont un encombrement réduit, mais ne sont étalonnables en statique qu'avec une électronique périphérique de haut de gamme très onéreuse. De plus, ils demandent un maintien en température rigoureux (refroidissement par air contrôlé...)

Les capteurs capacitifs sont trop volumineux pour notre application.

Notre choix s'est porté sur un capteur à pont de jauges de contrainte. Les caractéristiques de ce type de capteur correspondent le mieux à notre besoin.

Caractéristiques du capteur:

- marque: Entran, modèle EPI 203B
- étendue de mesure: 0 à 1.5 bar, surcharge: 4 bars, référence: pression atmosphérique
- alimentation: 5 Volt continu
- sensibilité: 40 mV/bar
- diamètre de la partie sensible (diaphragme en silicium): 2 mm
- fréquence propre: 120 kHz
- domaine d'utilisation: -40°C à +120°C
- domaine de compensation en température: 0°C à 60°C
- erreur combinée de linéarité et d'hystérésis: $\pm 1\%$ de l'étendue de mesure

1.5) Mesure de la position du point mort haut.

Le point de référence (point mort haut du piston) est mesuré par un capteur optique à infra-rouge de chez Télémécanique. Auparavant, la position de ce point est déterminée au comparateur.

NOTA: Les mesures de levée de clapet, pressions et position du point mort haut ont été visualisée sur un oscilloscope Tektronix à 4 voies. Des photos de l'écran ont été faites puis digitalisées sur un IBM PC/AT afin de superposer, sur le même graphique, les mesures expérimentales et les résultats de calcul.

2) MACHINES TESTEES.

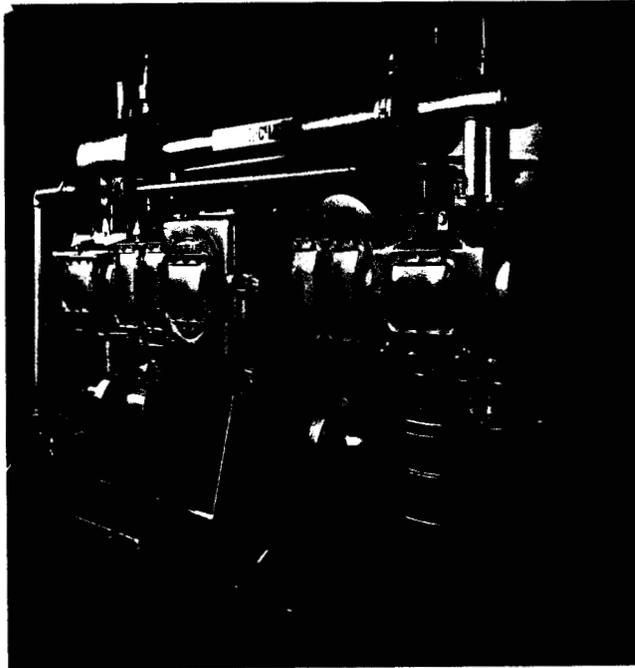
Trois machines correspondant au type I ont été testées, une machine correspondant au type II a été testée.

2.1) Machines correspondants au type I.

2.1.1) Mesures sur un compresseur bi-étagé: (2HX2T-31-18).

2.1.1.1) Description du compresseur.

Des mesures ont été réalisées sur un compresseur d'air standard, bi-étagé, double effet, d'une puissance absorbée à l'arbre nominale de 90 kW, pour une pression de 8 bars au refoulement (fig.51 et photos)



- 1 Carter fermé étanche.
- 2 Vilebrequin reposant sur coussinets minces deux paliers volant.
- 3 Crosses d'inertie réduite avec patins de grande surface assurant un guidage précis.
- 4 Cylindres prévus pour circulation d'eau assurant un échange thermique optimum et une meilleure tenue des organes.
- 5 Pistons, en alliage léger, d'une inertie réduite.
- 6 Garnitures d'étanchéité facilement accessibles.
- 7 Entretoises glissières.
- 8 Clapets à disques de faible levée.
- 9 Régulation automatique par blocage des clapets en position de fermeture.
- 10 Réfrigérant à faisceau tubulaire dilatable et séparateur effluents.

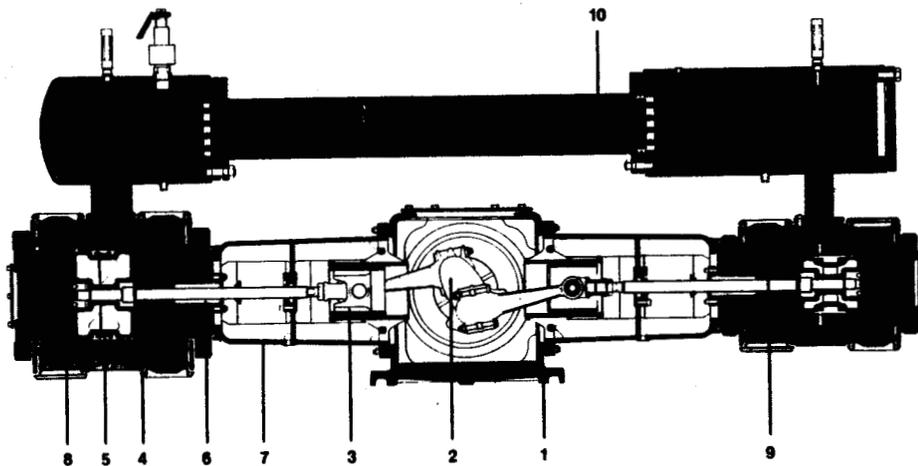


fig.5:

La société Leroy-Somer nous a aimablement prêté un moteur à vitesse variable, avec son armoire de commande, de 90 kW. La société Siegling nous a également fourni, pour cette machine, une transmission par courroie plate. Nous avons ainsi, pu réaliser des mesures en faisant varier la vitesse de rotation du vilebrequin de 500 à 1000 Tr/mn (500 Tr/mn est la vitesse mini admissible, correspondant à l'irrégularité cyclique maximum admissible par le moteur électrique).

2.1.1.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.

- Levée du clapet d'aspiration (en fonction du temps).
- Pression en amont du clapet d'aspiration (en fonction du temps).
- Pression dans le cylindre (en fonction du temps).
- Pression en aval du clapet de refoulement (en fonction du temps).

Ces 4 mesures ont été réalisées au premier étage.

- Vitesse de rotation du vilebrequin et détermination du point mort haut du piston.
- Pression moyenne de refoulement et débit du compresseur ramené aux conditions thermodynamiques d'aspiration (suivant ISO 1217).
- Conditions thermodynamiques d'aspiration (pression et température moyenne).

Nous avons réalisé plusieurs séries de mesure pour des pressions de 3, 5.5 et 8 bars au refoulement du deuxième étage et pour les vitesses: 620, 680, 750, 850, 950 Tr/mn.

Des calculs, utilisant le modèle décrit précédemment, ont été réalisés. Les données des différents paramètres entrant dans le calcul sont: (seules les données pour le premier étage sont écrites)

- Caractéristiques du compresseur au premier étage:

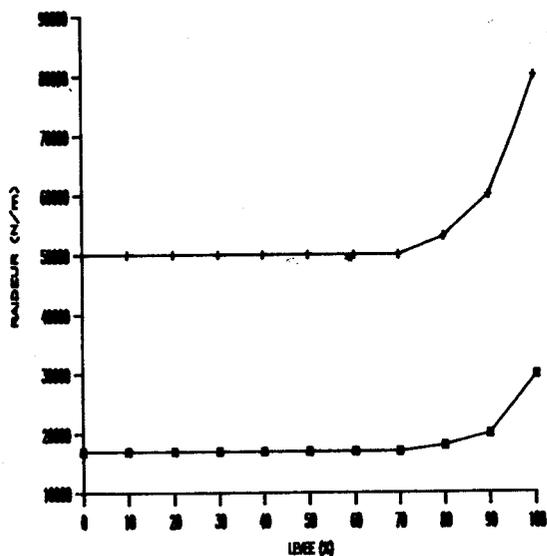
| | |
|--|--------------------------|
| rayon de manivelle | R1 = 60 mm |
| entraxe de bielle | L1 = 275 mm |
| diamètre du piston | Dp = 310 mm |
| diamètre de la tige de piston | Dtp = 32 mm |
| espace mort avant du cylindre | Emav = 12% |
| espace mort arrière du cylindre | Emar = 12% |
| volume des boîtes à clapets aspiration | Vbca = 8 dm ³ |

| | |
|---|---------------------------|
| volume des boites à clapets refoulement _____ | Vbcr = 8 dm ³ |
| section de la conduite de raccordement aspiration _____ | Sta = 116 cm ² |
| section de la conduite de raccordement refoulement _____ | Str = 116 cm ² |
| longueur de la conduite de raccordement aspiration _____ | Lta = 20 cm |
| longueur de la conduite de raccordement refoulement _____ | Ltr = 20 cm |
| coefficient de frottement dans la conduite d'asp. _____ | Cfa=0.3 |
| coefficient de frottement dans la conduite de ref. _____ | Cfr=0.9 |
| section de fuite au segment _____ | Sfs = 5 mm ² |
| coefficient d'échange de chaleur à la paroi _____ | Cecp = 0.6 |

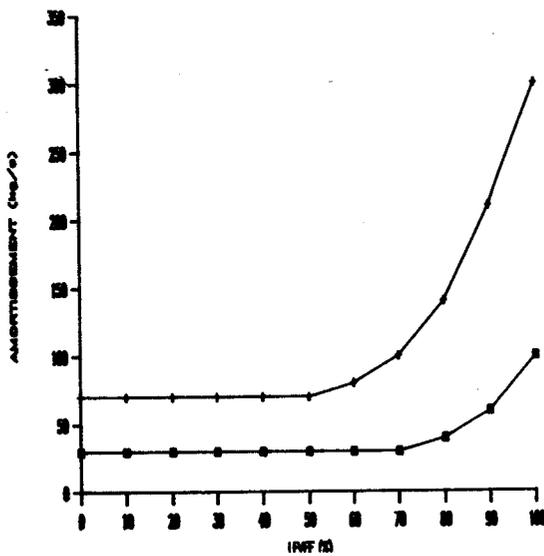
Caractéristiques des clapets:

| | aspiration | refoulement |
|--|-----------------------------|-----------------------------|
| masse du clapet _____ | Mca = 70 gr | Mcr = 75 gr |
| levée maxi du clapet _____ | Lmca = 1.4 mm | Lmcr = 1.4 mm |
| section de passage de la soupape _____ | Szca = 18.5 cm ² | Spcr = 18.5 cm ² |
| surface effective du clapet _____ | Sca = 67.45 cm ² | Scr = 67.45 cm ² |
| précharge des ressorts _____ | Pcra = 3 N | Pcrr = 5 N |
| nombre de clapet par effet _____ | Ncla = 3 | Nclr = 3 |
| section de passage dans les canaux _____ | Aba = 21.18 cm ² | Abr = 21.18 cm ² |
| largeur d'un canal _____ | ba = 3.4 mm | br = 3.4 mm |
| coefficient de débit _____ | Cda = 0.85 | Cdr = 0.85 |

RAIDEUR DES CLAPETS



AMORTISSEMENT DES CLAPETS



Raideur des clapets

Amortissement des clapets

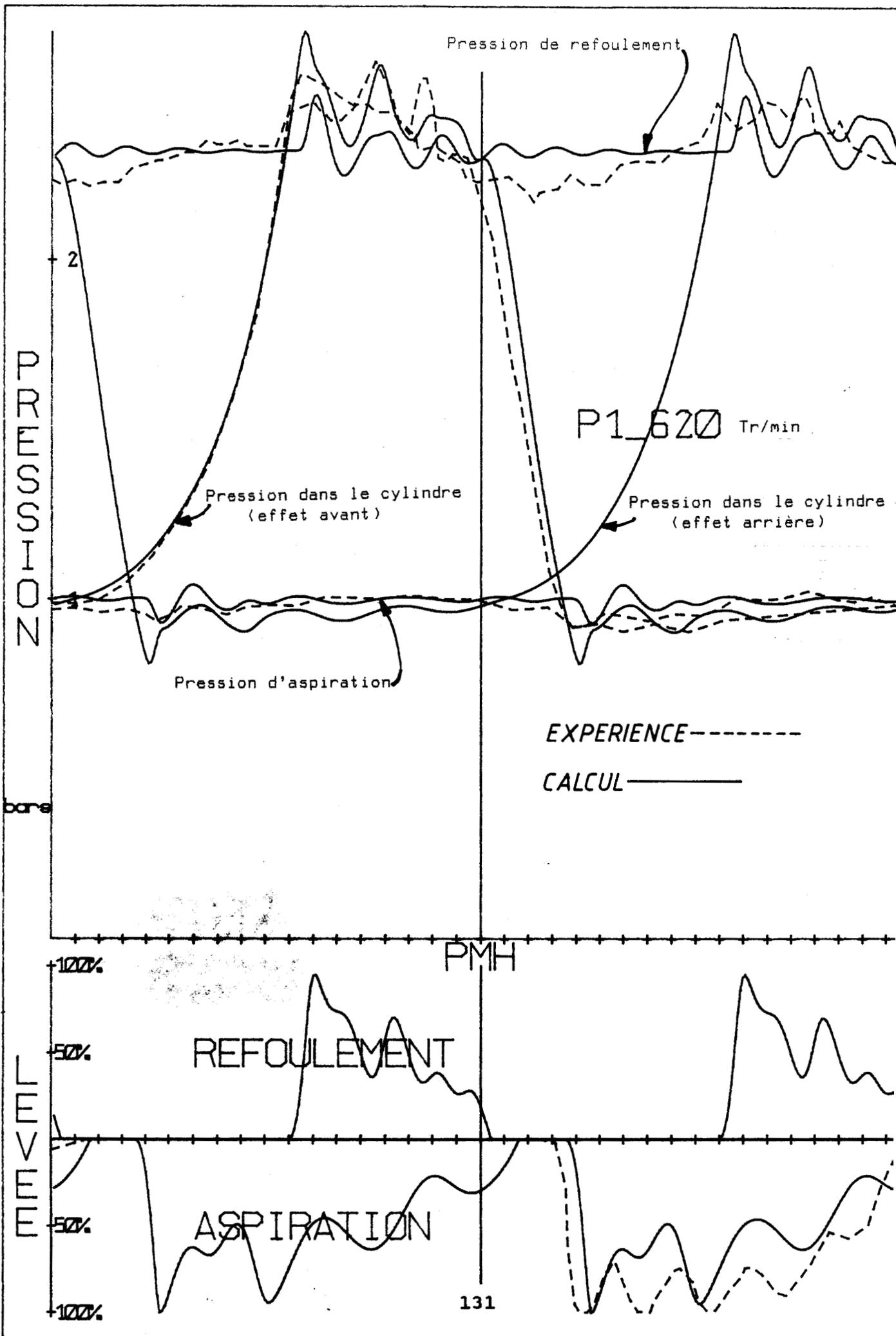
Les données thermodynamiques: la température et la pression moyenne d'aspiration, la pression moyenne de refoulement, sont celles donnée par les mesures. Le gaz comprimé est de l'air, cette seule indicatio permet au calculateur de déterminer automatiquement les coefficient thermodynamiques utilisés, celui-ci ayant en mémoire les valeurs, sou

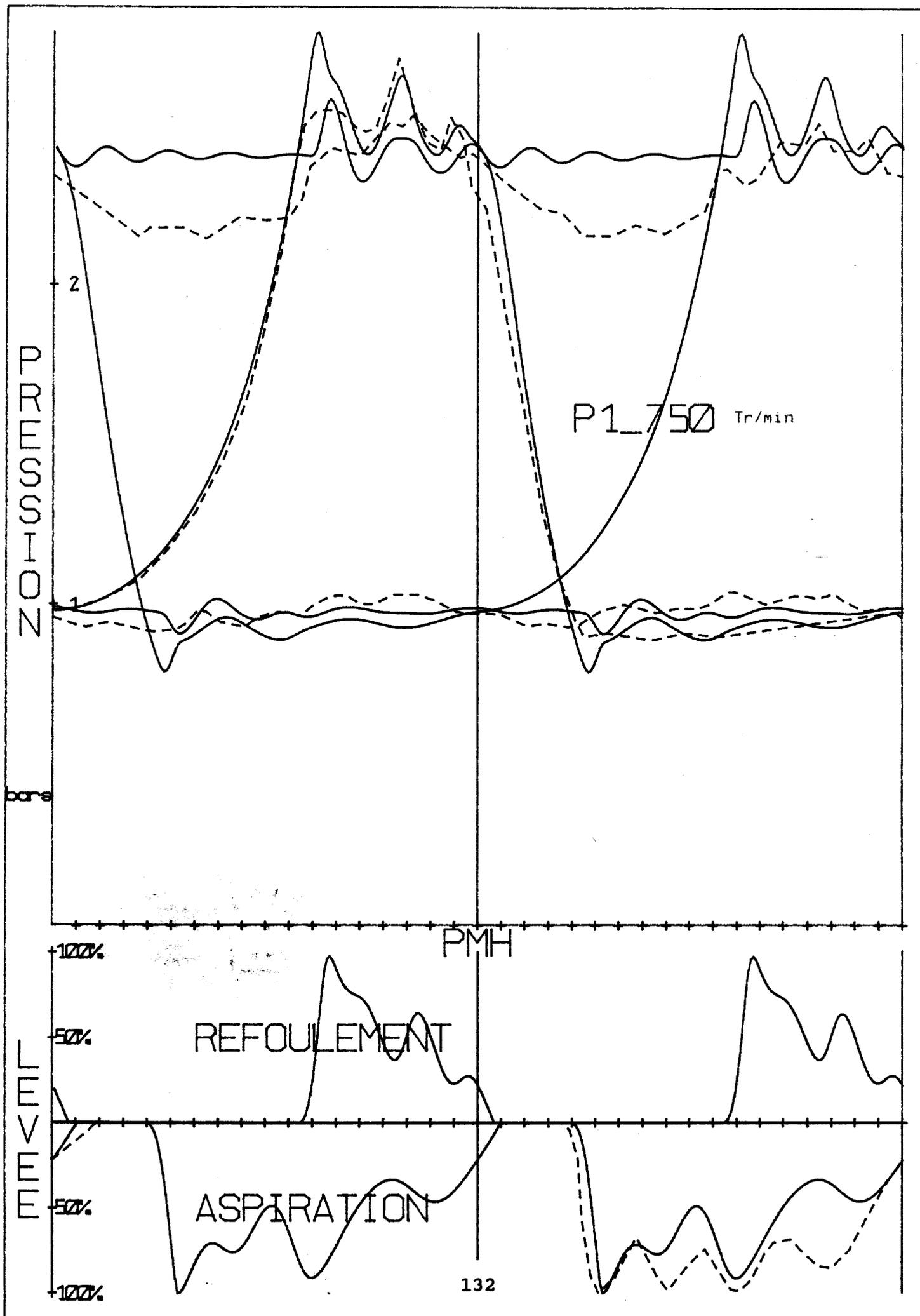
forme de scalaires ou de matrices, fonction de la température et de la pression, des coefficients thermodynamiques suivant:

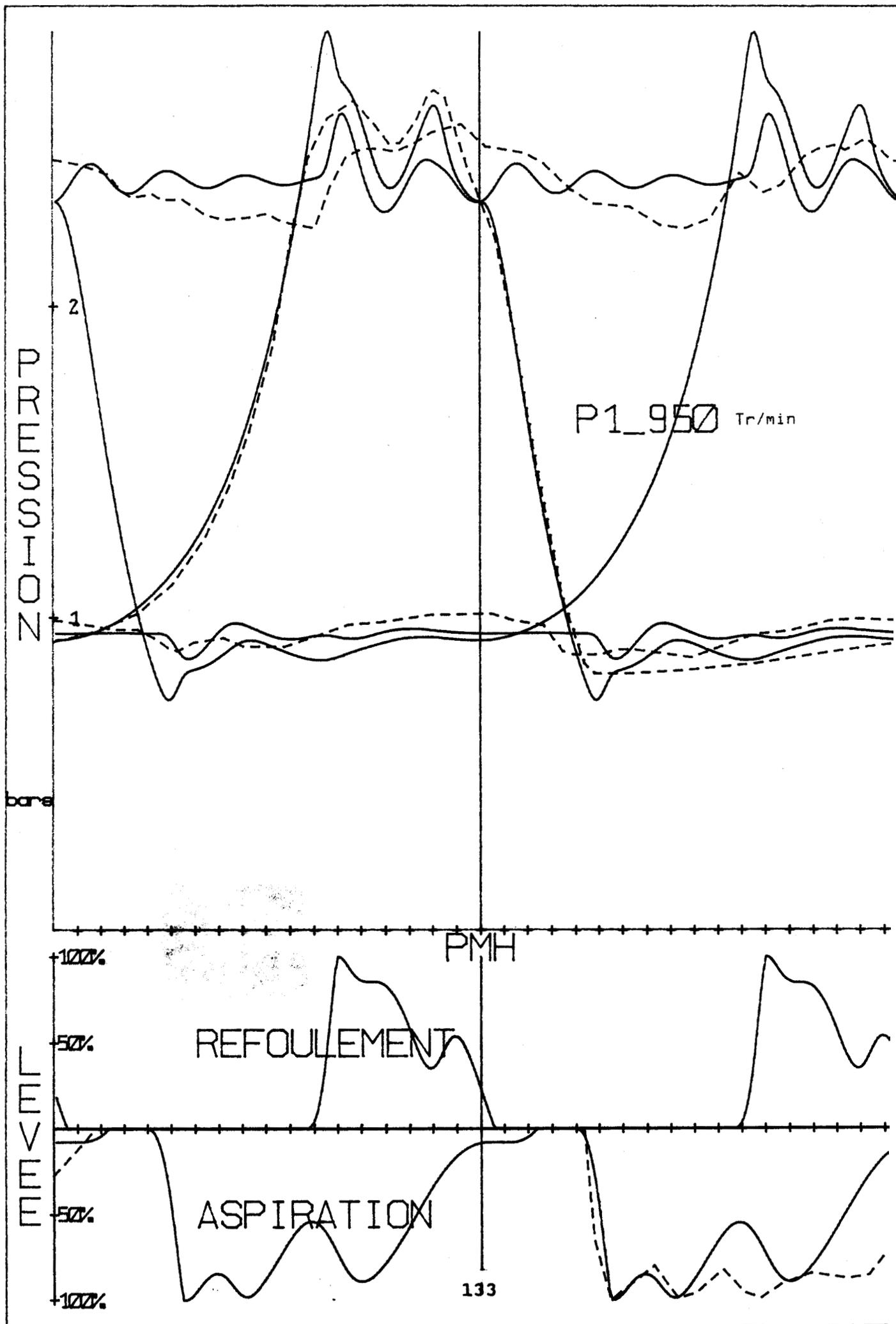
- masse molaire du gaz (M_{mg})
- chaleur spécifique à $p = \text{cte}$ (c_p)
- chaleur spécifique à $V = \text{cte}$ (c_v)
- conductivité thermique (C_t)
- viscosité dynamique (ν)
- facteur de compressibilité (Z)

Nous présentons dans les pages suivantes trois résultats ponctuels (pression en amont, dans le cylindre, en aval et le mouvement des clapets, au premier étage) pour une vitesse de rotation égale à 620, 750 et 950 Tr/mn, et une pression de refoulement de 3 bars absolus au deuxième étage. Les autres résultats étant sensiblement identiques.

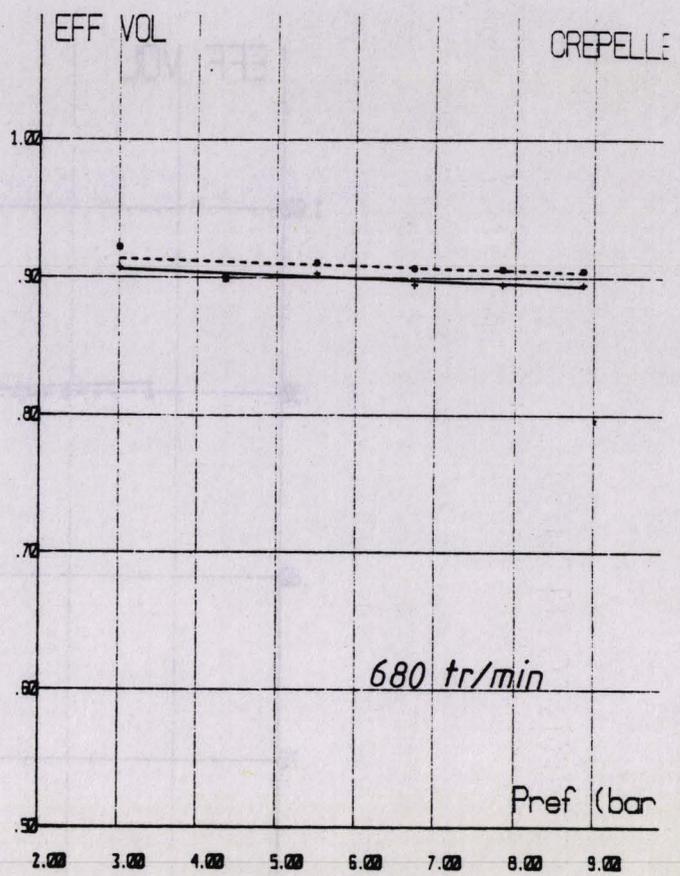
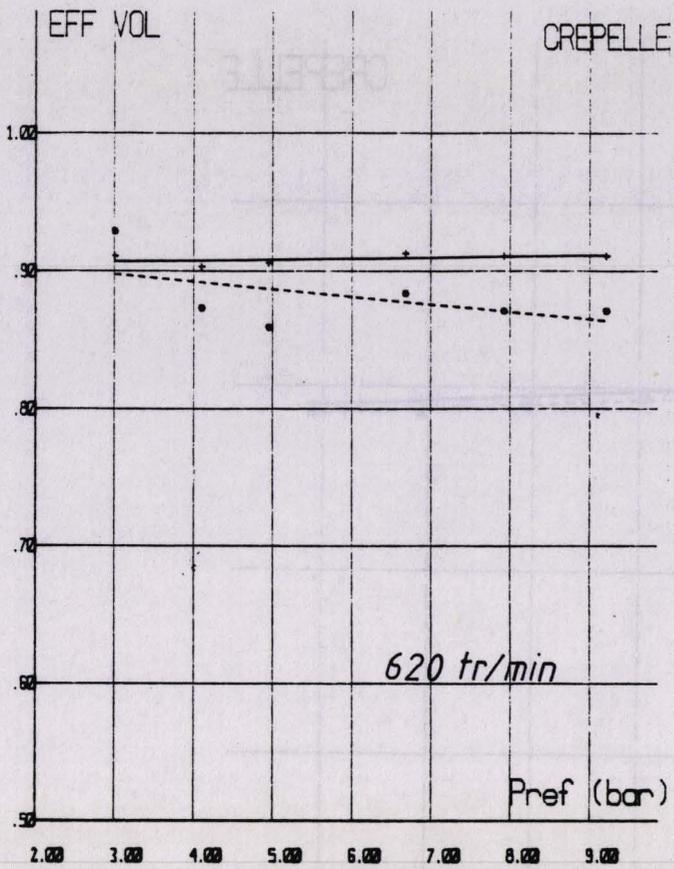
Ensuite, nous présentons les résultats globaux (efficacité volumétrique) pour des vitesses de 620, 680, 750, 850, 950 Tr/m et une pression de refoulement allant de 3 à 9 bars absolus.



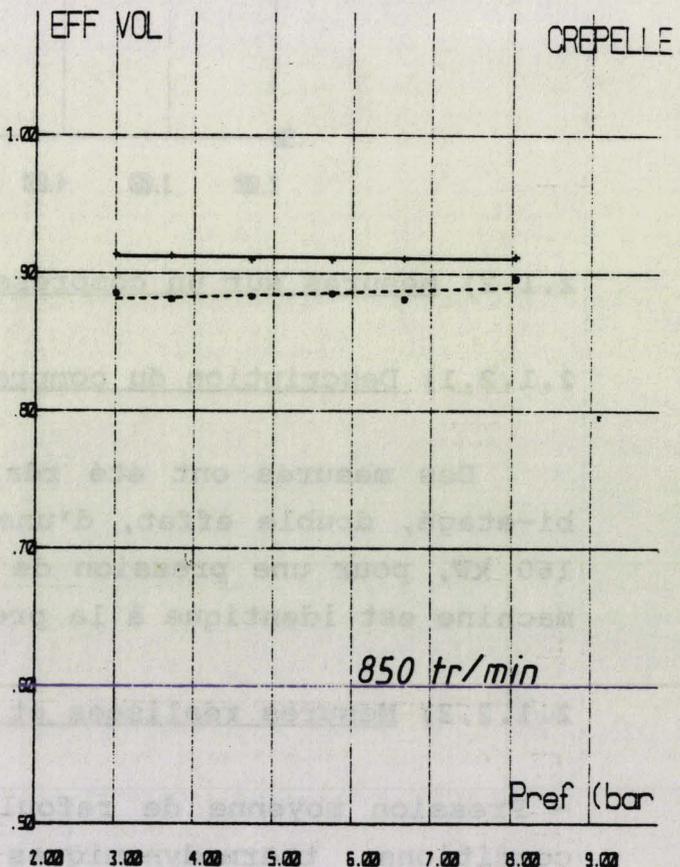
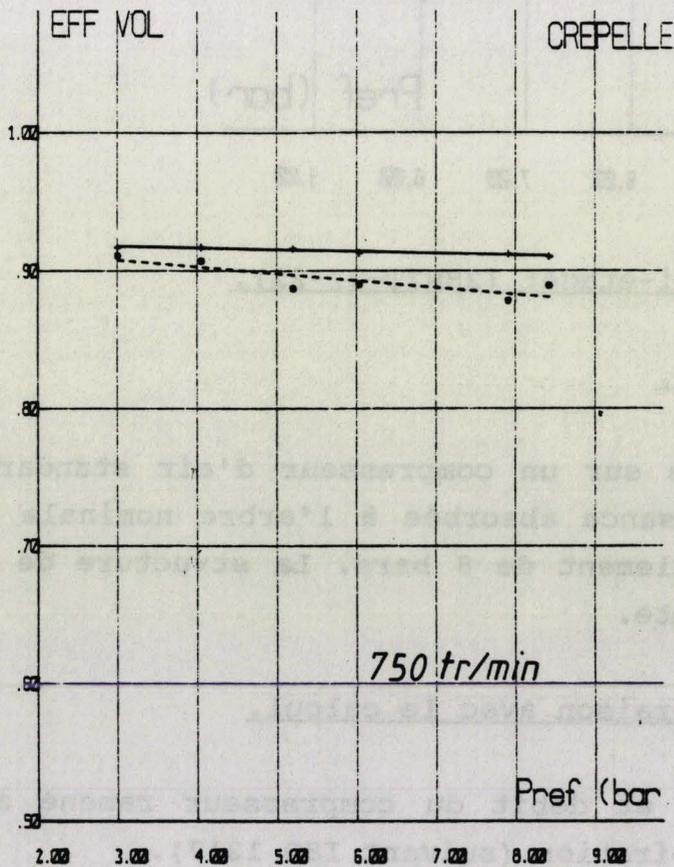


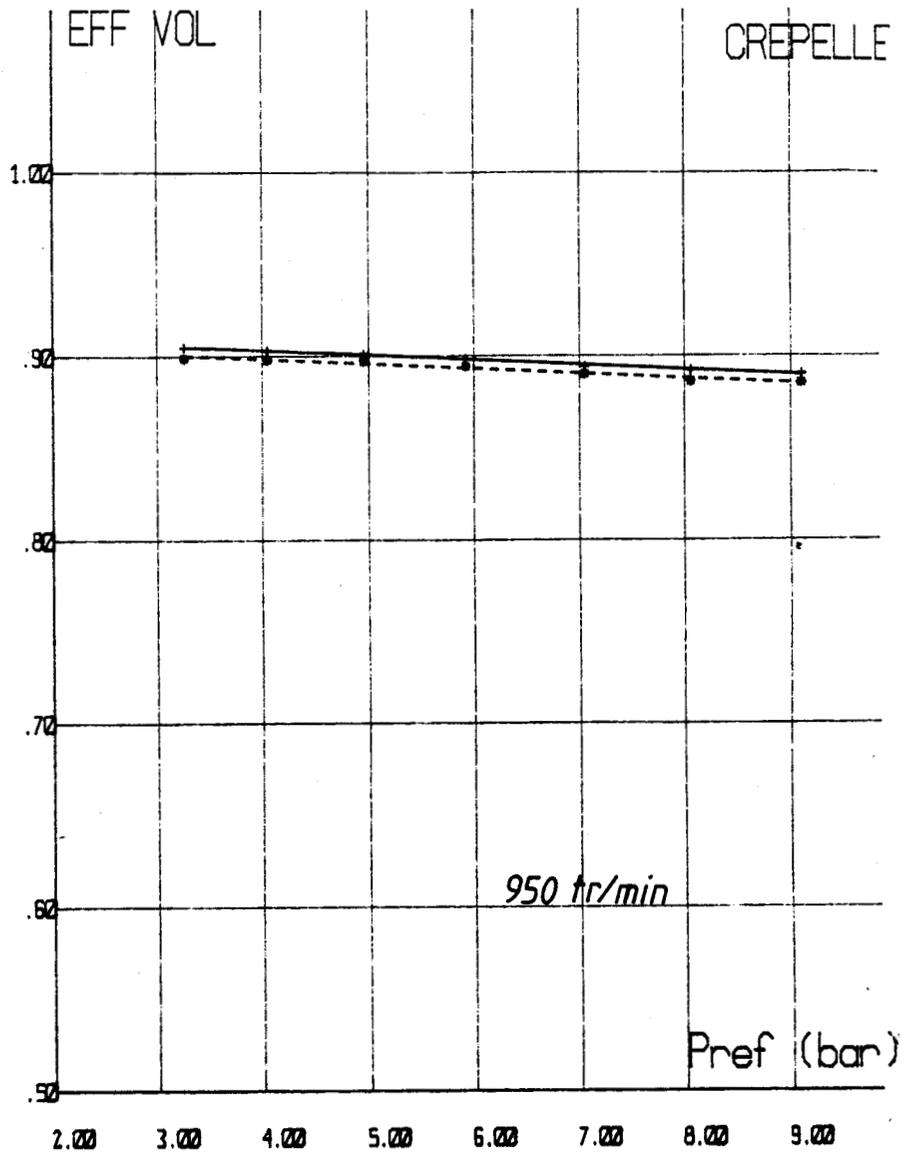


MESURES EXPERIMENTALES



EXPERIENCE ----- CALCUL —————





2.1.2) Mesures sur un compresseur bi-étagé: (2HN2T-37-22).

2.1.2.1) Description du compresseur.

Des mesures ont été réalisées sur un compresseur d'air standard, bi-étagé, double effet, d'une puissance absorbée à l'arbre nominale de 160 kW, pour une pression de refoulement de 8 bars. La structure de la machine est identique à la précédente.

2.1.2.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.

- Pression moyenne de refoulement et débit du compresseur ramené aux conditions thermodynamiques d'aspiration (suivant ISO 1217).

- Conditions thermodynamiques d'aspiration (pression et température moyenne).

- Mesure de la vitesse de rotation.

Nous avons réalisé plusieurs séries de mesure de débit en faisant varier la pression de refoulement de 3 à 9 bars absolus (au deuxième étage), la vitesse de rotation du vilebrequin est égale à 1017 Tr/mn à 8 bars.

Des calculs, utilisant le modèle décrit précédemment, ont été réalisés. Nous comparons les résultats obtenus par voie expérimentale et par le calcul.

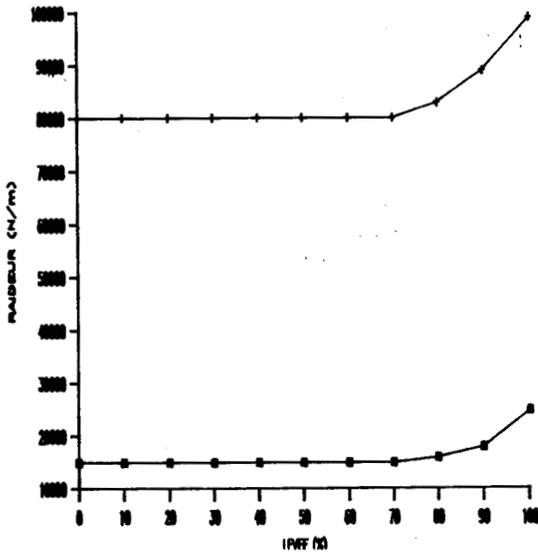
- Caractéristiques du compresseur:

| | |
|---|-----------------------------|
| rayon de manivelle _____ | R1 = 75 mm |
| entraxe de bielle _____ | L1 = 360 mm |
| diamètre du piston _____ | Dp = 370 mm |
| diamètre de la tige de piston _____ | Dtp = 40 mm |
| espace mort avant du cylindre _____ | Emav = 13.8% |
| espace mort arrière du cylindre _____ | Emar = 13.4% |
| volume des boites à clapets aspiration _____ | Vbca = 26.6 dm ³ |
| volume des boites à clapets refoulement _____ | Vbcr = 26.6 dm ³ |
| section de la conduite de raccordement aspiration _____ | Sta = 257 cm ² |
| section de la conduite de raccordement refoulement _____ | Str = 257 cm ² |
| longueur de la conduite de raccordement aspiration _____ | Lta = 16 cm |
| longueur de la conduite de raccordement refoulement _____ | Ltr = 35 cm |
| coefficient de frottement dans la conduite d'asp. _____ | Cfa=0.3 |
| coefficient de frottement dans la conduite de ref. _____ | Cfa=0.9 |
| section de fuite au segment _____ | Sfs = 6 mm ² |
| coefficient d'échange de chaleur à la paroi _____ | Cecp = 0.6 |

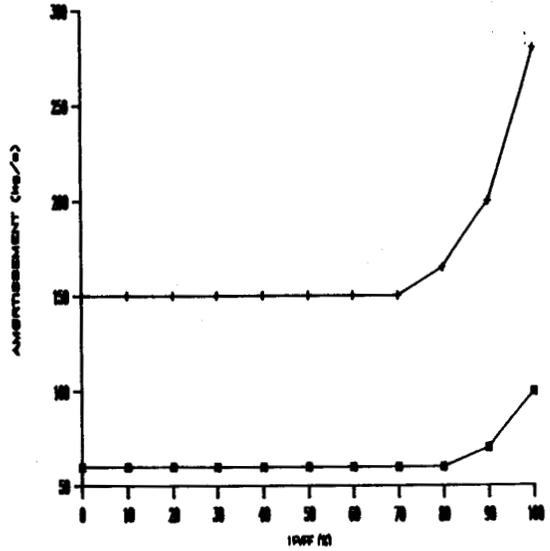
Caractéristiques des clapets:

| | aspiration | refoulement |
|--|-----------------------------|-----------------------------|
| masse du clapet _____ | Mca = 140 gr | Mcr = 140 gr |
| levée maxi du clapet _____ | Lmca = 2 mm | Lmcr = 1.2 mm |
| section de passage de la soupape _____ | Spca = 48.7 cm ² | Spcr = 29.2 cm ² |
| surface effective du clapet _____ | Sca = 74 cm ² | Scr = 74 cm ² |
| précharge des ressorts _____ | Pcra = 5 N | Pcrr = 10 N |
| nombre de clapet par effet _____ | Ncla = 3 | Nclr = 3 |
| section de passage dans les canaux _____ | Aba = 46.24 cm ² | Abr = 46.24 cm ² |
| largeur d'un canal _____ | ba = 4 mm | br = 4 mm |
| coefficient de débit _____ | Cda = 0.85 | Cdr = 0.85 |

RAIDEUR DES CLAPETS



AMORTISSEMENT DES CLAPETS

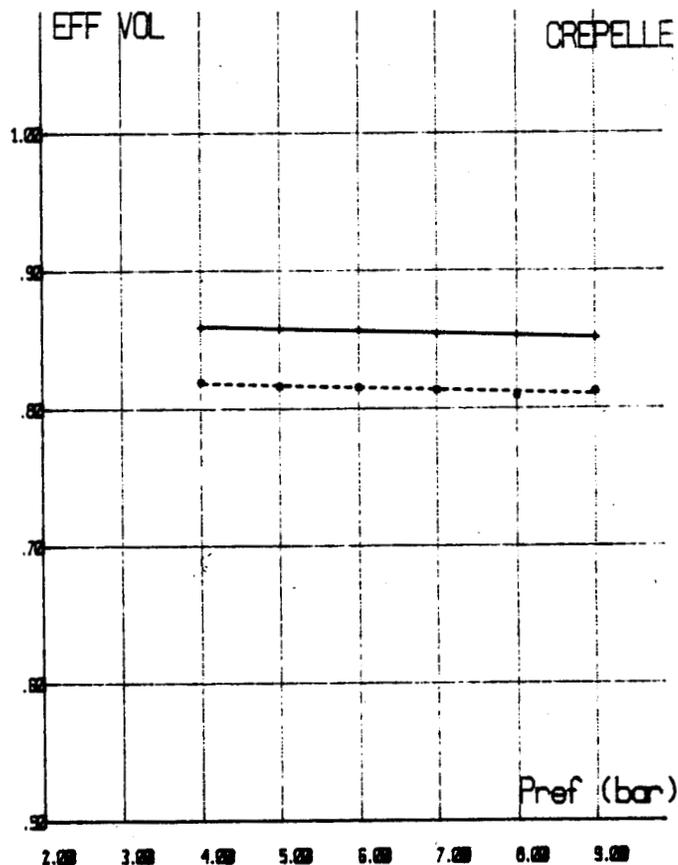


Raideur des clapets

Amortissement des clapets

Les données thermodynamiques: la température et la pression moyenne d'aspiration, la pression moyenne de refoulement, sont celles données par les mesures. Le gaz comprimé est de l'air.

Nous présentons les résultats globaux (efficacité volumétrique) pour une vitesse de 1020 Tr/mn et une pression de refoulement allant de 3 à 9 bars absolus.



2.1.3) Mesures sur un compresseur mono-étagé: (1HN4T-37).

2.1.3.1) Description du compresseur.

Des mesures ont été faites sur un compresseur d'air standard, mono-étagé, d'une puissance absorbée à l'arbre nominale de 220 kW pour une pression de 4 bars, la vitesse de rotation du vilebrequin est de 645 Tr/mn à 4 bars. La structure de cette machine est identique à la précédente, il s'agit d'une machine à 4 cylindres double effet.

2.1.3.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.

- Pression de refoulement et débit du compresseur ramené aux conditions thermodynamiques d'aspiration (suivant ISO 1217).
- Conditions thermodynamiques d'aspiration (pression et température).
- Vitesse de rotation du vilebrequin

Nous avons réalisé plusieurs séries de mesure de débit en faisant varier la pression de refoulement de 2 à 4.15 bars absolus.

Des calculs, utilisant le modèle décrit précédemment, ont été réalisés. Nous comparons les résultats obtenus par voie expérimentale et par le calcul.

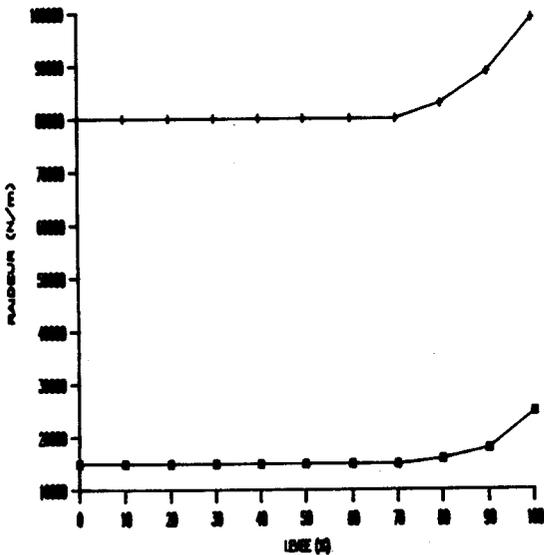
- Caractéristiques du compresseur:

| | |
|---|-----------------------------|
| rayon de manivelle _____ | R1 = 75 mm |
| entraxe de bielle _____ | L1 = 360 mm |
| diamètre du piston _____ | Dp = 370 mm |
| diamètre de la tige de piston _____ | Dtp = 40 mm |
| espace mort avant du cylindre _____ | Emav = 13.8% |
| espace mort arrière du cylindre _____ | Emar = 13.4% |
| volume des boites à clapets aspiration _____ | Vbca = 26.6 dm ³ |
| volume des boites à clapets refoulement _____ | Vbcr = 26.6 dm ³ |
| section de la conduite de raccordement aspiration _____ | Sta = 257 cm ² |
| section de la conduite de raccordement refoulement _____ | Str = 257 cm ² |
| longueur de la conduite de raccordement aspiration _____ | Lta = 16 cm |
| longueur de la conduite de raccordement refoulement _____ | Ltr = 35 cm |
| coefficient de frottement dans la conduite d'asp. _____ | Cfa = 0.3 |
| coefficient de frottement dans la conduite de ref. _____ | Cfr = 0.9 |
| section de fuite au segment _____ | Sfs = 6 mm ² |
| coefficient d'échange de chaleur à la paroi _____ | Cecp = 0.6 |

Caractéristiques des clapets:

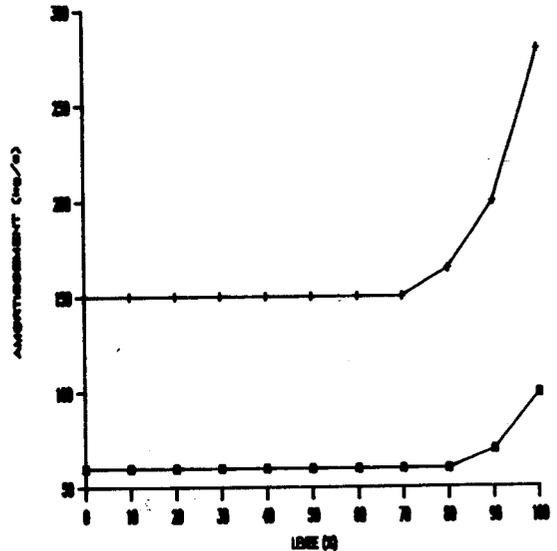
| | aspiration | refoulement |
|--|-----------------------------|-----------------------------|
| masse du clapet _____ | Mca = 140 gr | Mcr = 140 gr |
| levée maxi du clapet _____ | Lmca = 2 mm | Lmcr = 1.2 mm |
| section de passage de la soupape _____ | Szca = 48.7 cm ² | Spcr = 29.2 cm ² |
| surface effective du clapet _____ | Sca = 74 cm ² | Scr = 74 cm ² |
| précharge des ressorts _____ | Pcra = 3 N | Pcrr = 10 N |
| nombre de clapet par effet _____ | Ncla = 3 | Nclr = 3 |
| section de passage dans les canaux _____ | Aba = 46.24 cm ² | Abr = 46.24 cm ² |
| largeur d'un canal _____ | ba = 4 mm | br = 4 mm |
| coefficient de débit _____ | Cda = 0.85 | Cdr = 0.85 |

RAIDEUR DES CLAPETS



Raideur des clapets

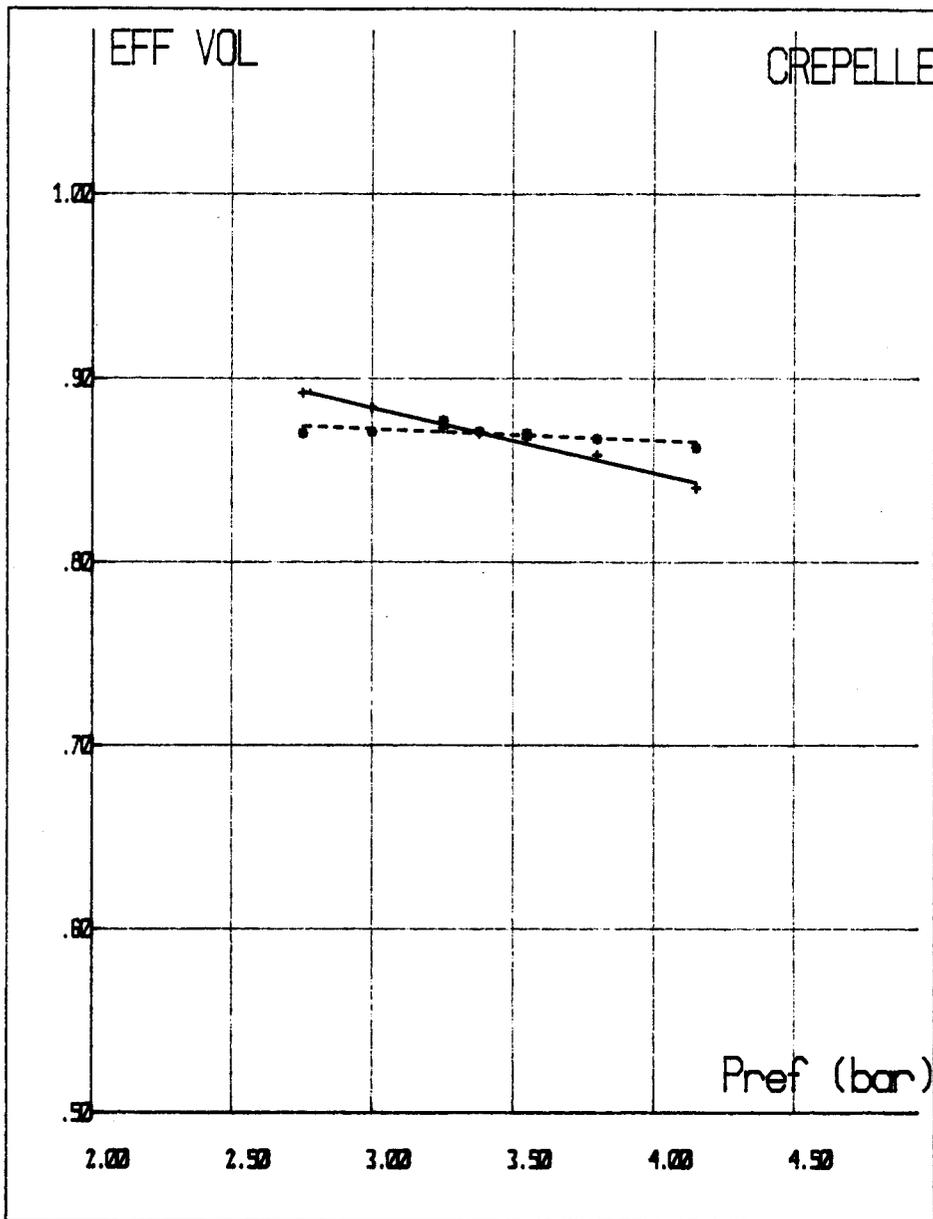
AMORTISSEMENT DES CLAPETS



Amortissement des clapets

Les données thermodynamiques: la température et la pression moyenne d'aspiration, la pression moyenne de refoulement, sont celles données par les mesures. Le gaz comprimé est de l'air.

Nous présentons les résultats globaux (efficacité volumétrique) pour une pression de refoulement allant de 2 à 4.15 bars absolus.



2.1.4) Discussion sur les résultats.

Les résultats de calcul présentent une bonne corrélation avec les mesures expérimentales.

L'écart maxi que nous constatons entre l'expérience et le calcul est de 4 % pour le débit (cas du compresseur 2HN2T 37-22 d'une puissance absorbée à l'arbre de 160 kW). Notons que l'erreur sur la mesure du débit est de $\pm 1.1\%$. L'écart admissible en pourcentage par rapport aux valeurs nominales de l'essai, d'après la norme ISO 1217 est donné dans le tableau suivant (fig.52):

Écart admissible en pourcentage par rapport aux valeurs nominales de l'essai de type

| Puissance absorbée sur l'arbre du compresseur à charge normale kW | Pleine charge | | À 50 % de la charge | | Puissance à vide |
|---|---------------|----------------------------------|---------------------|----------------------------------|---------------------|
| | Débit-volume | Énergie volumique absorbée | Débit-volume | Énergie volumique absorbée | |
| au-dessous de 10 | ± 6 | ± 7 | — | — | ± 20 |
| de 10 à 100 | ± 5 | ± 6 | ± 7 | ± 7 | ± 20 |
| au-dessus de 100 | ± 4 | ± 5 | ± 5 | ± 6 | ± 20 |

fig.52

Nous remarquons que les échanges de chaleur entre le gaz et la paroi du cylindre sont négligeables, cela revient à dire que la loi de compression est très proche de l'adiabatique.

2.2) Mesures sur un moto-compresseur de type II: (C194).

2.2.1) Description du moto-compresseur.

Il s'agit d'un moteur Diesel à 4 cylindres en ligne, utilisé dans les automobiles, et dont la culasse est modifiée pour obtenir:

- Deux cylindres moteurs
- Deux cylindres compresseurs

Les deux cylindres centraux travaillent en moteur, tandis que les deux cylindres extérieurs travaillent en compresseur. Le compresseur est du type mono-étagé. La culasse porte à sa partie inférieure, au dessus de chaque cylindre compresseur, un clapet du type concentrique formant un ensemble, comprenant au centre: le clapet d'aspiration muni d'une porte peigne, et sur le pourtour: le clapet de refoulement (fig.53).

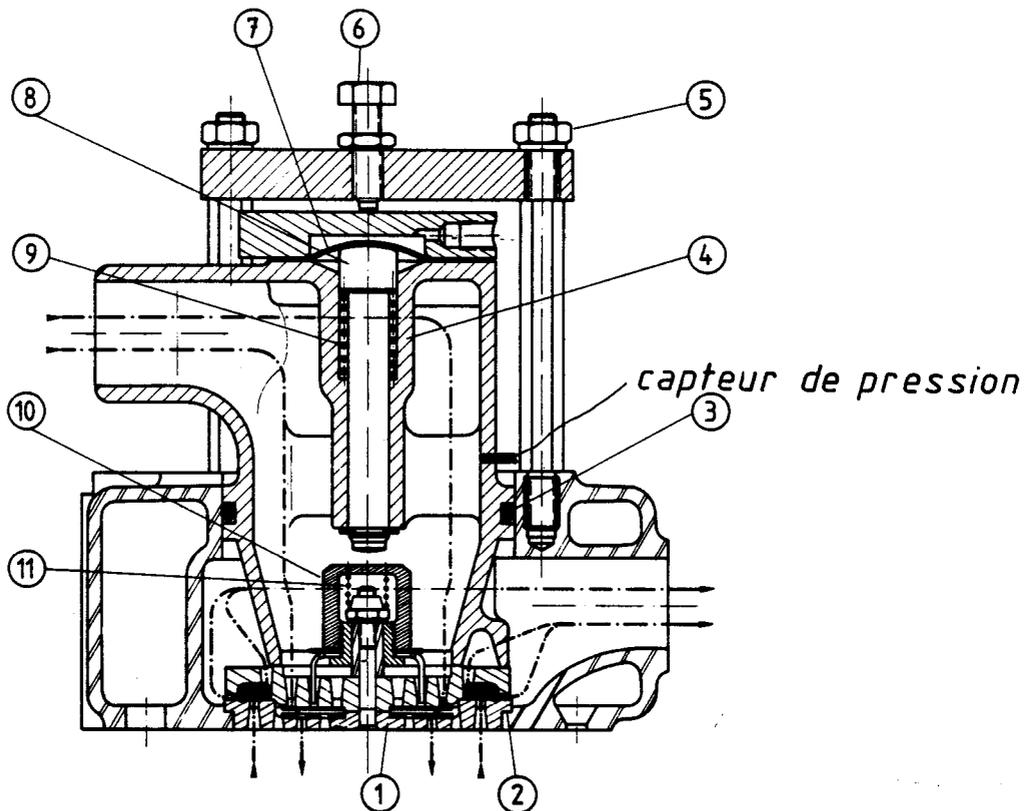


fig.53

Au dessus de chacun des clapets se trouve un régulateur à air; ceux-ci comportent tout le dispositif commandant l'ouverture des clapets d'aspiration pour la mise à vide du compresseur.

La marche à vide du compresseur est obtenue par l'action du servo moteur sur le régulateur à air de mise à vide de chaque cylindre compresseur. Le compresseur débite alors normalement et laisse le passage de l'air vers le régulateur à air. La membrane de celui-ci s'abaisse ainsi que le piston (8) dont l'extrémité transmet le mouvement au porte peigne (10) qui ouvre à fond le clapet d'aspiration. Le compresseur travaille alors à vide. L'ensemble reste dans cette position jusqu'à ce que la pression du réservoir soit inférieure au seuil de pression mini. A ce moment, le servo moteur se ferme et l'air qui exerçait une pression sur la membrane du régulateur à air s'échappe par

un trou de fuite du servo moteur, libérant celle-ci. Le ressort (9) repousse le piston et la membrane vers le haut, libérant ainsi le clapet. Le compresseur débite alors normalement.

2.2.2) Mesures réalisées et comparaison avec le calcul.

- Levée du clapet d'aspiration (en fonction du temps).
- Pression en amont du clapet d'aspiration (en fonction du temps).
- Température moyenne, en amont du clapet d'aspiration (thermomètre de laboratoire).
- Vitesse de rotation du vilebrequin et détermination des points morts du piston
- Pression de refoulement et débit du compresseur ramené aux conditions thermodynamiques d'aspiration (suivant ISO 1217).
- Conditions thermodynamiques d'aspiration (pression et température).

Nous avons fait trois séries de mesures, en faisant varier à chaque fois la vitesse de rotation, correspondant à trois géométries de tuyauterie d'aspiration (tuyau rigide, rectiligne, en PVC):

Tuyau A --->diamètre: 56 mm, longueur: 1 mètre

Tuyau B --->diamètre: 33 mm, longueur: 2 mètres

Tuyau C --->diamètre: 33 mm, longueur: 0.85 mètre

Nous présentons dans les pages suivantes, les résultats obtenus. Tous les essais sont répertoriés de la façon suivante:

exemple: 1530a 1530 correspond à la vitesse en Tr/mn du vilebrequin
a correspond à la tuyauterie d'aspiration A

A la fin de chaque résultat, correspondant aux 3 géométries de tuyauterie d'aspiration, nous présentons l'efficacité volumétrique obtenue, en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin. Il nous a pas été possible de faire de mesure du couple absorbé pour la compression.

Pour chaque essai, les résultats de calcul sont présentés en trait plein et les mesures expérimentales en pointillés.

Remarque: Il ne nous a pas été possible de réaliser des mesures de pression dans le cylindre et au refoulement (pour des raisons de tenue température et de place). Pour les mêmes raisons nous n'avons pas pu faire de mesure de levée du clapet de refoulement.

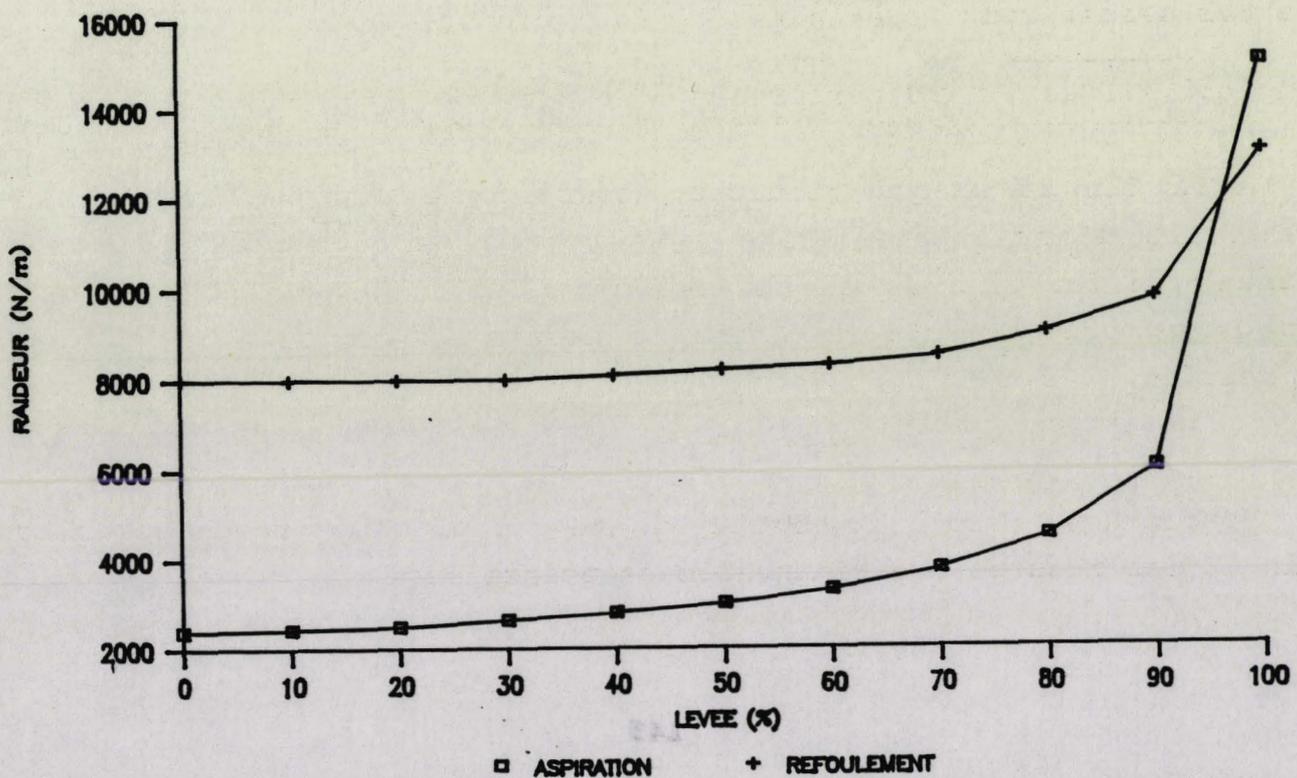
Caractéristiques du compresseur:

| | |
|--|-------------------------|
| Rayon de manivelle _____ | R1 = 45 mm |
| Craxe de bielle _____ | L1 = 150 mm |
| Diamètre du piston _____ | Dp = 94 mm |
| Espace mort avant du cylindre _____ | Em = 5 % |
| Longueur de la conduite de raccordement aspiration _____ | Lta = 16 cm |
| Fonction de fuite au segment _____ | Sfs = 6 mm ² |
| Efficacité d'échange de chaleur à la paroi _____ | Cecp = 0.1 |

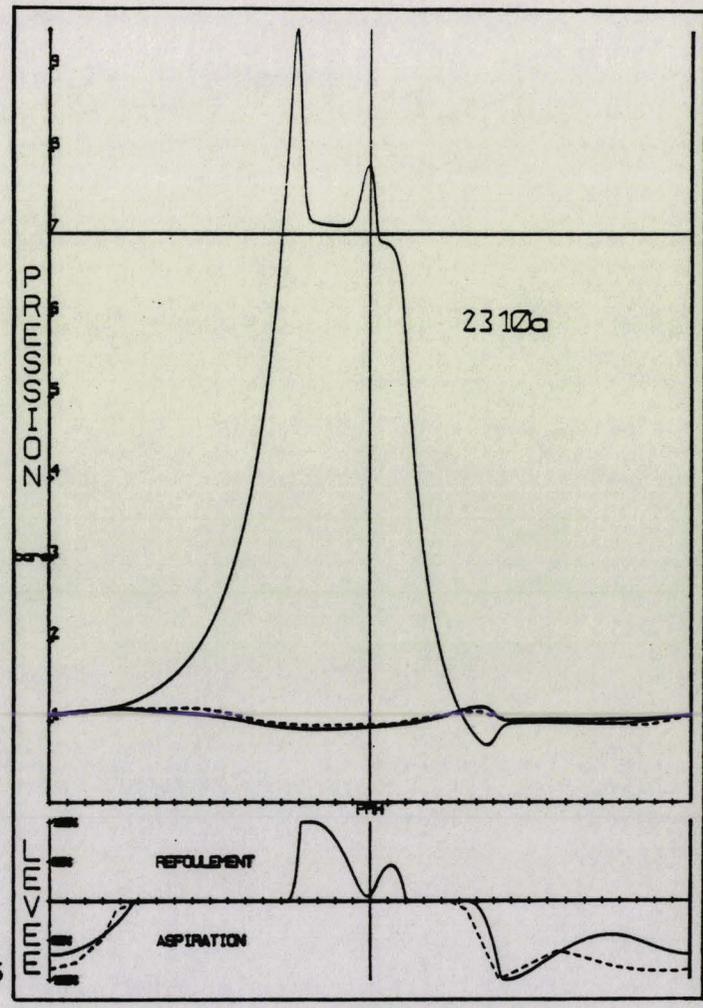
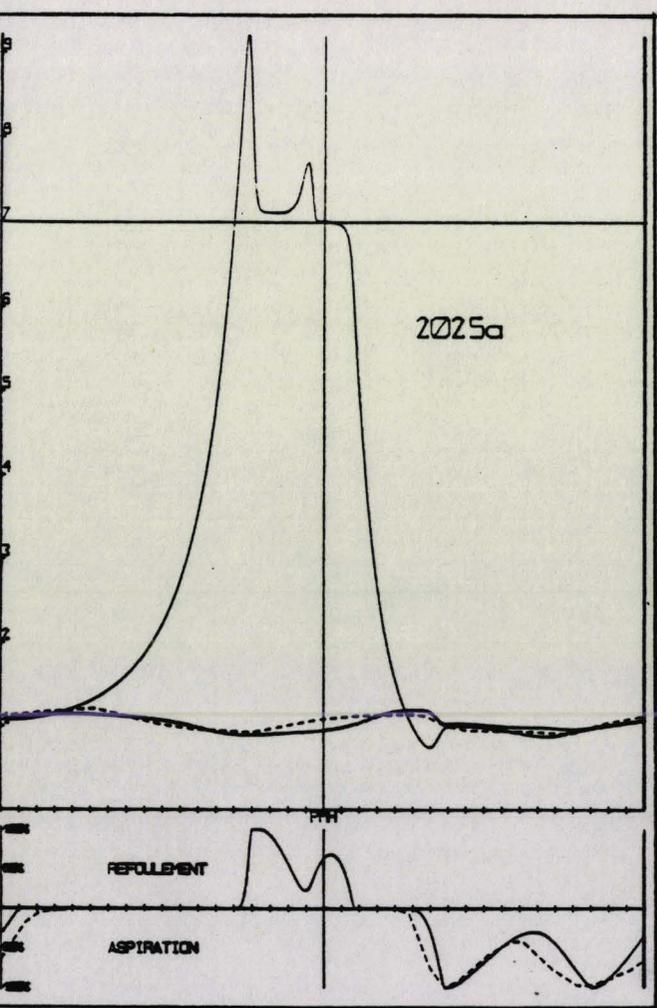
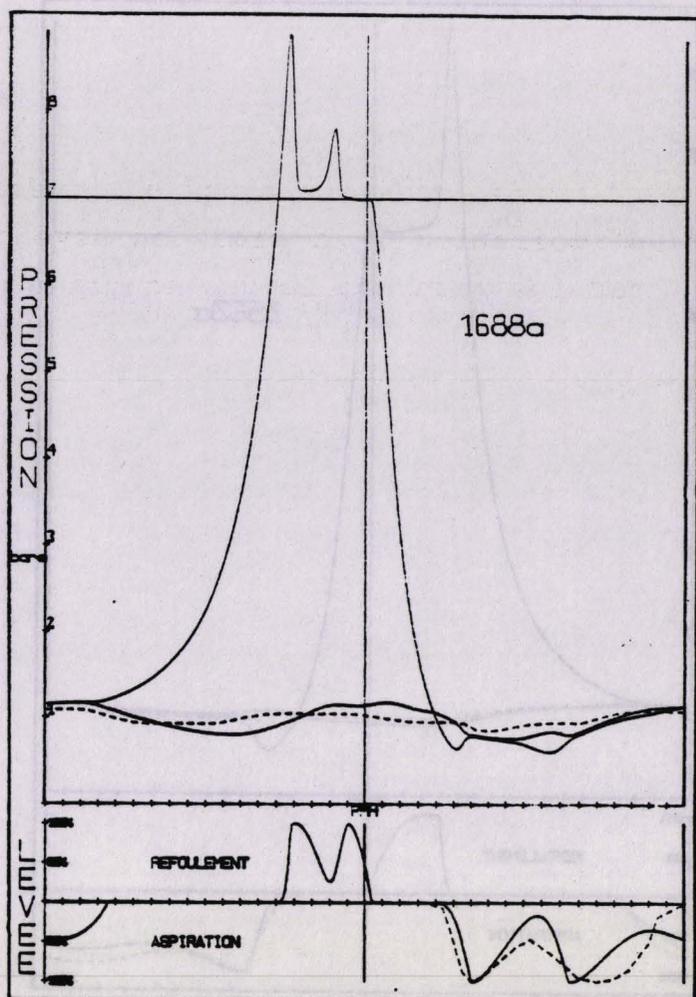
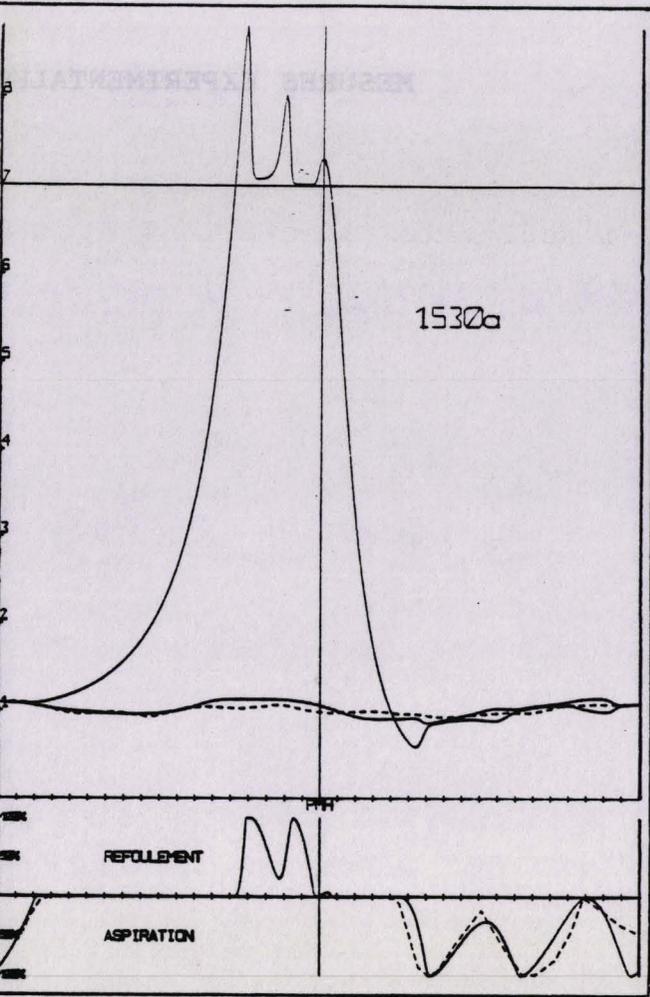
Caractéristiques des clapets:

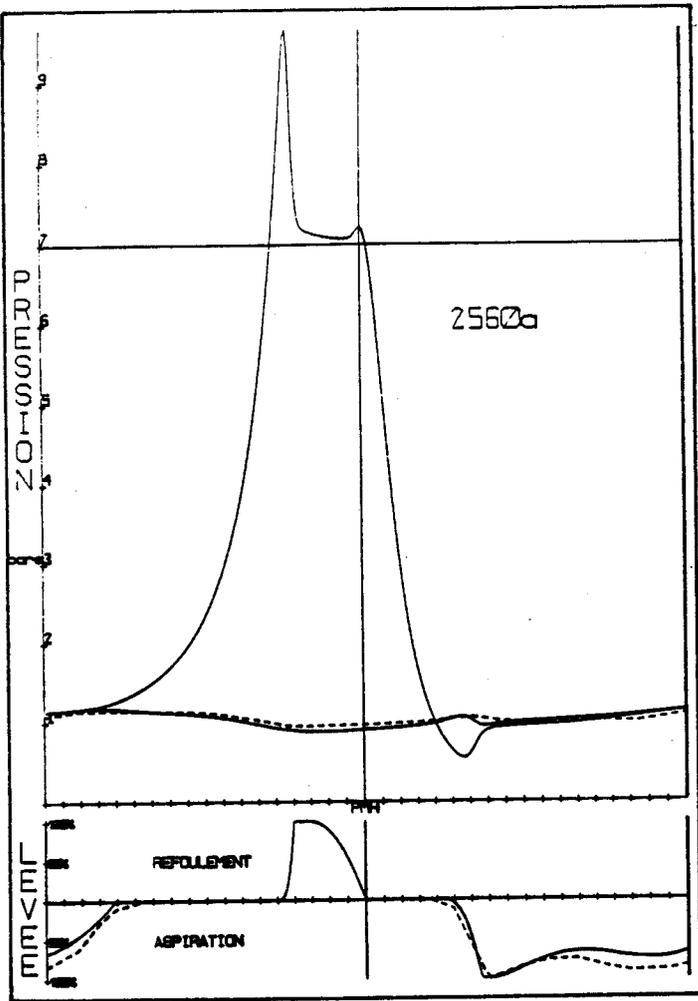
| | aspiration | refoulement |
|--|-----------------------------|----------------------------|
| Masse du clapet _____ | Mca = 40 gr | Mcr = 21 gr |
| Levée maxi du clapet _____ | Lmca = 1.6 mm | Lmcr = 1.4 mm |
| Section de passage de la soupape _____ | Szca = 13.7 cm ² | Spcr = 78 cm ² |
| Surface effective du clapet _____ | Sca = 30.2 cm ² | Scr = 18.5 cm ² |
| Charge des ressorts _____ | Pcra = 3.5 N | Pcrr = 20 N |
| Nombre de clapet par effet _____ | Ncla = 1 | Nclr = 1 |
| Section de passage dans les canaux _____ | Aba = 11.08 cm ² | Abr = 8.02 cm ² |
| Largeur d'un canal _____ | ba = 3.7 mm | br = 3.7 mm |
| Efficacité de débit _____ | Cda = 0.85 | Cdr = 0.85 |

RAIDEUR DES CLAPETS



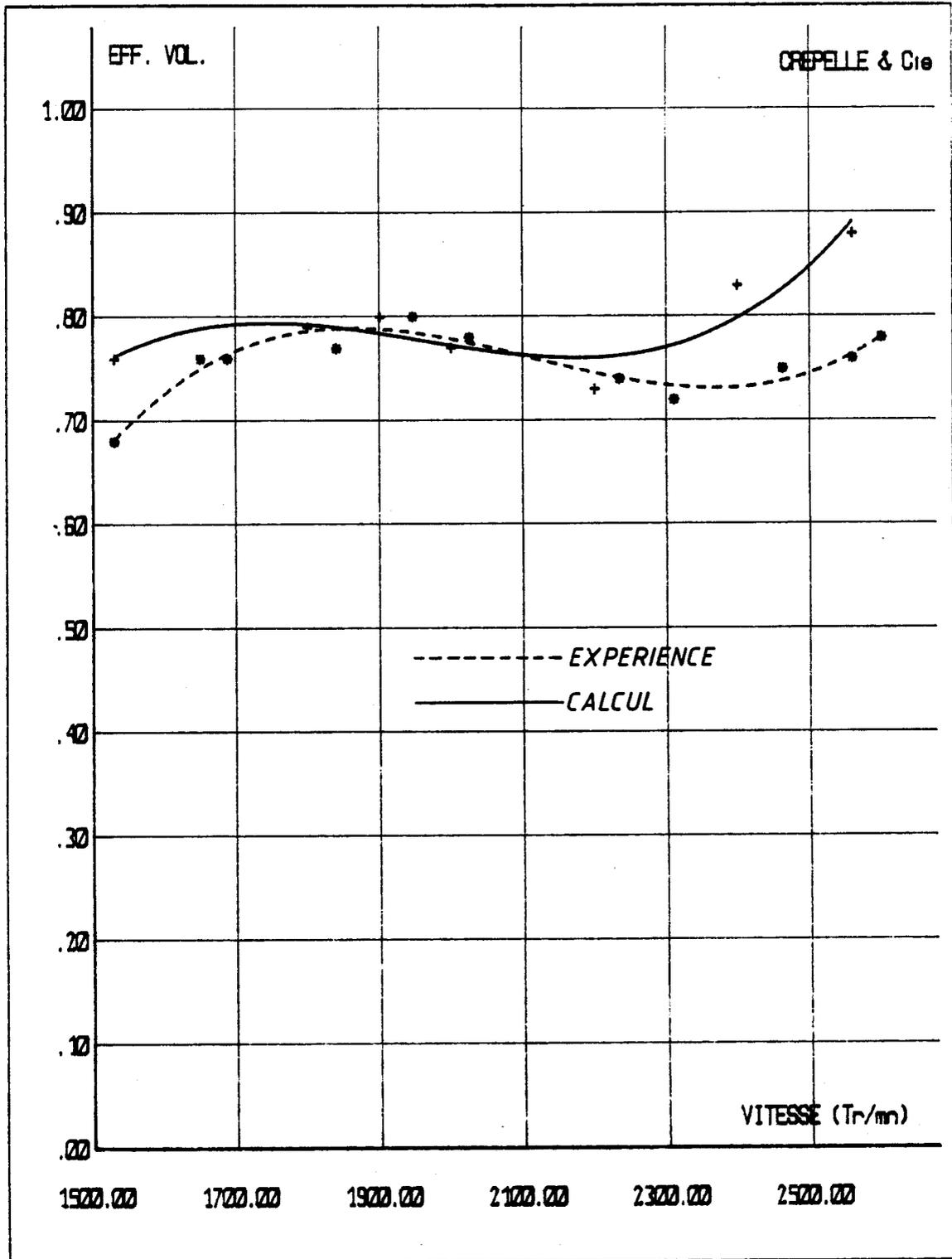
Les données thermodynamiques: la température et la pression moyenne d'aspiration , la pression moyenne de refoulement, sont celles données par les mesures. Le gaz comprimé est de l'air.

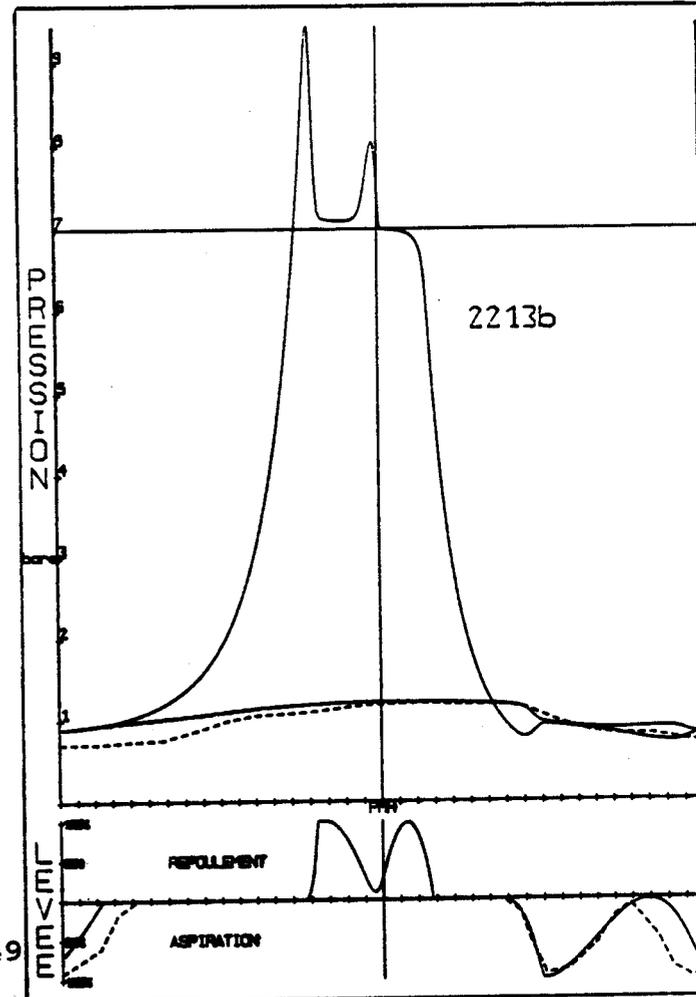
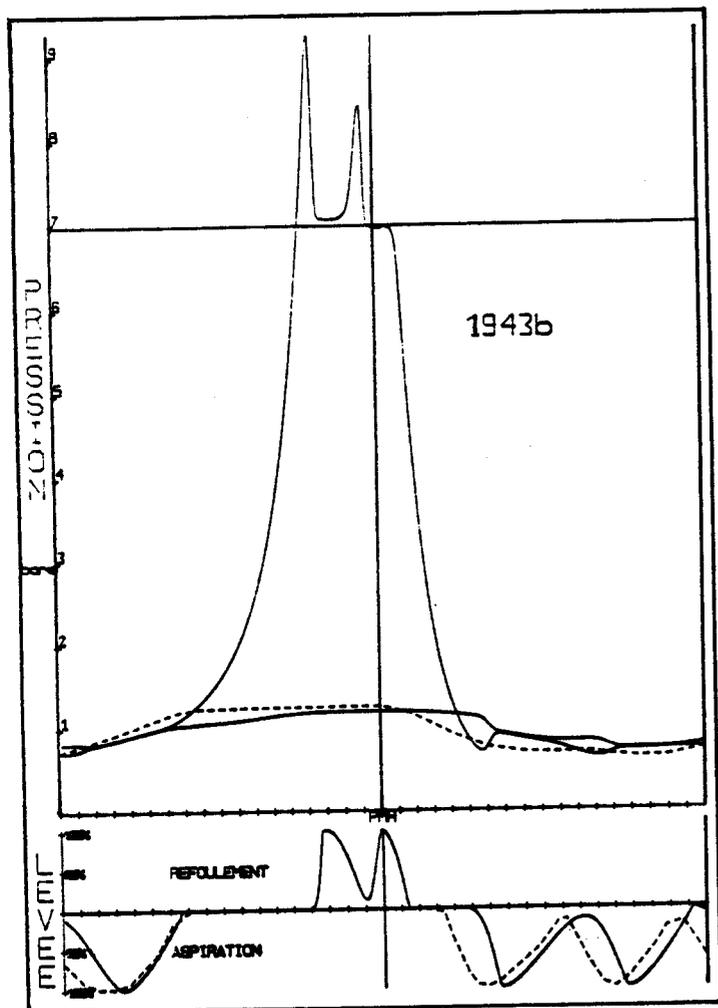
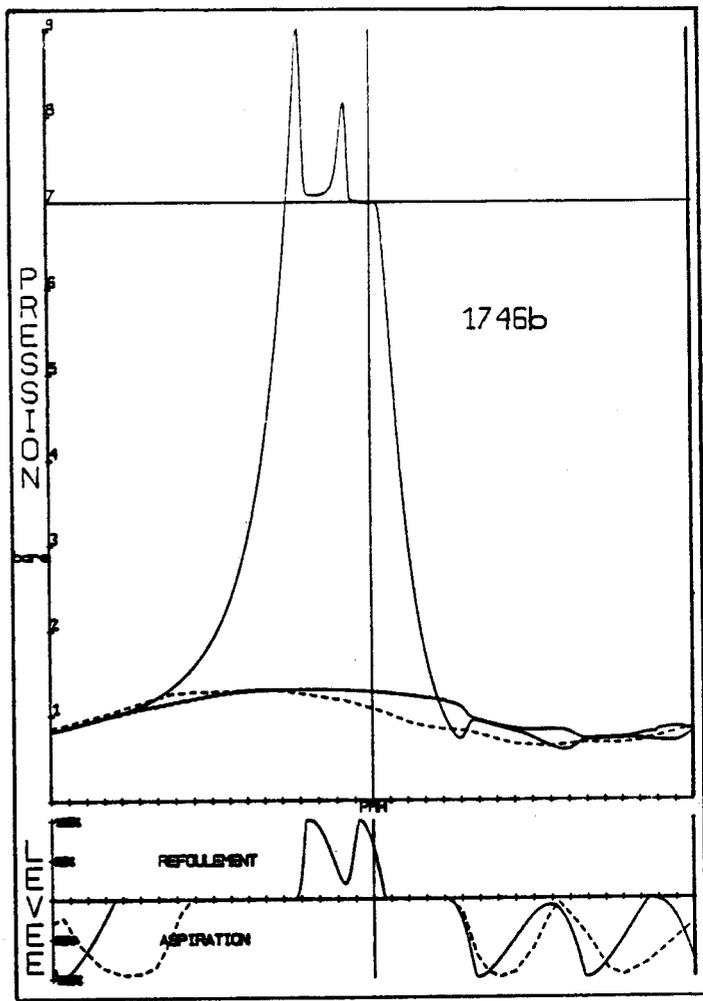
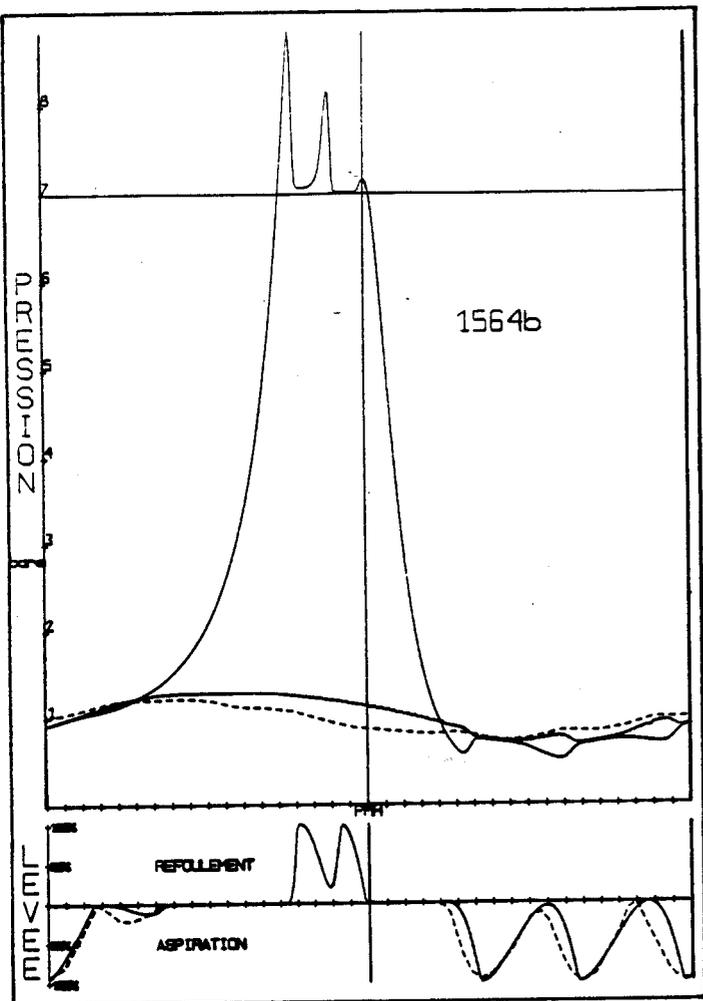


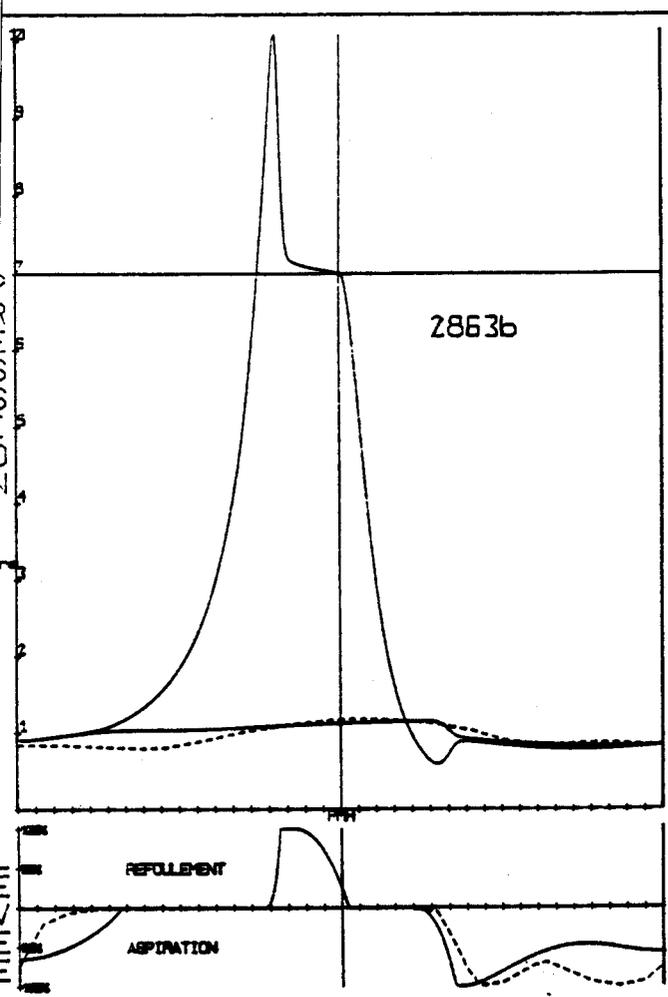
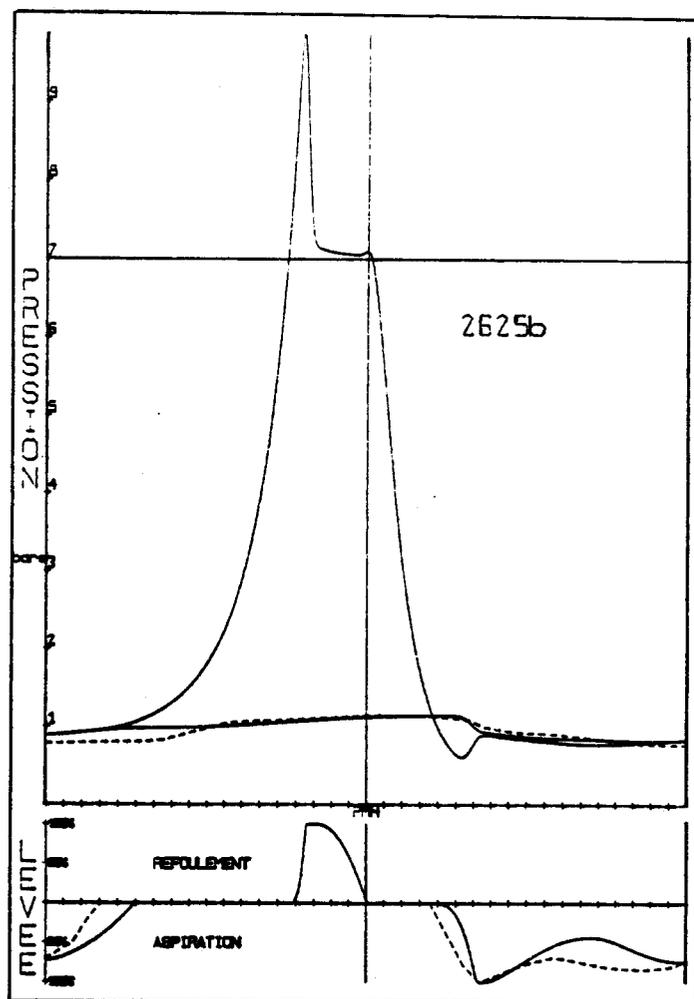
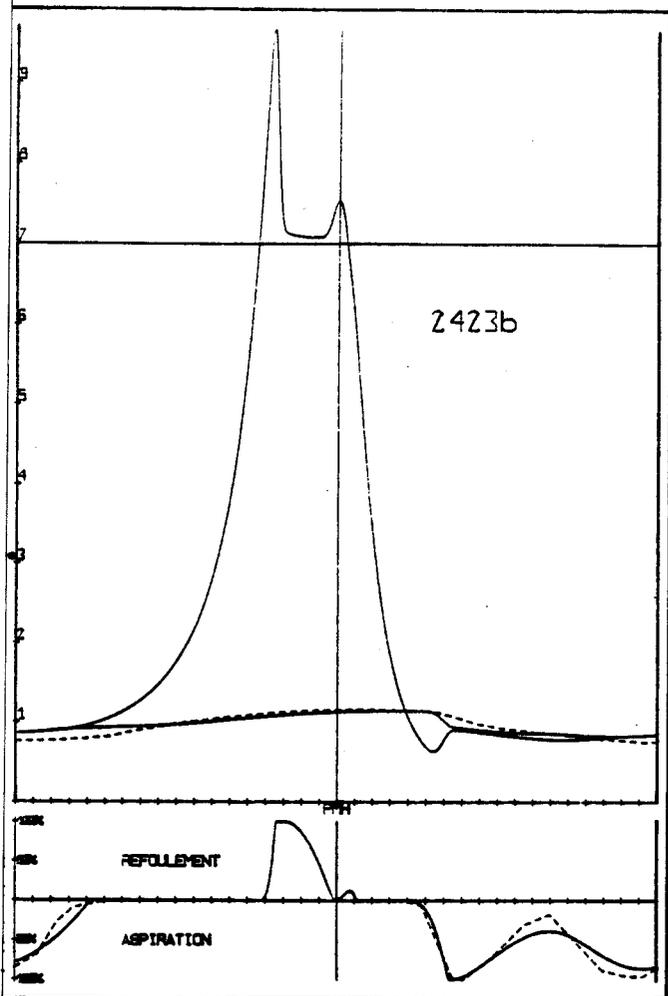


COURBE D'EFFICACITE VOLUMETRIQUE EN FONCTION DE LA VITESSE.

tuyauterie A--->diamètre: 56 mm, longueur: 1 mètre

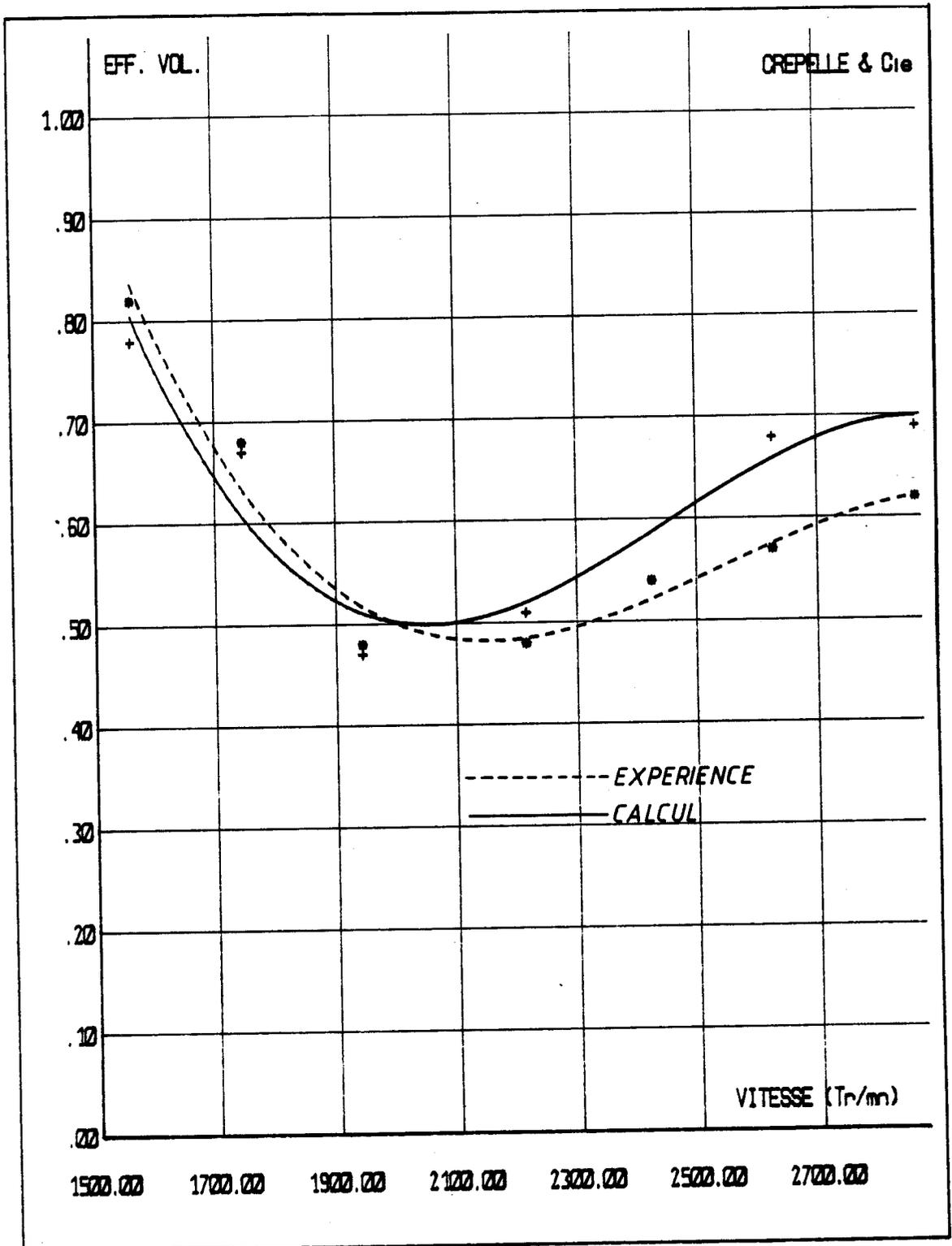


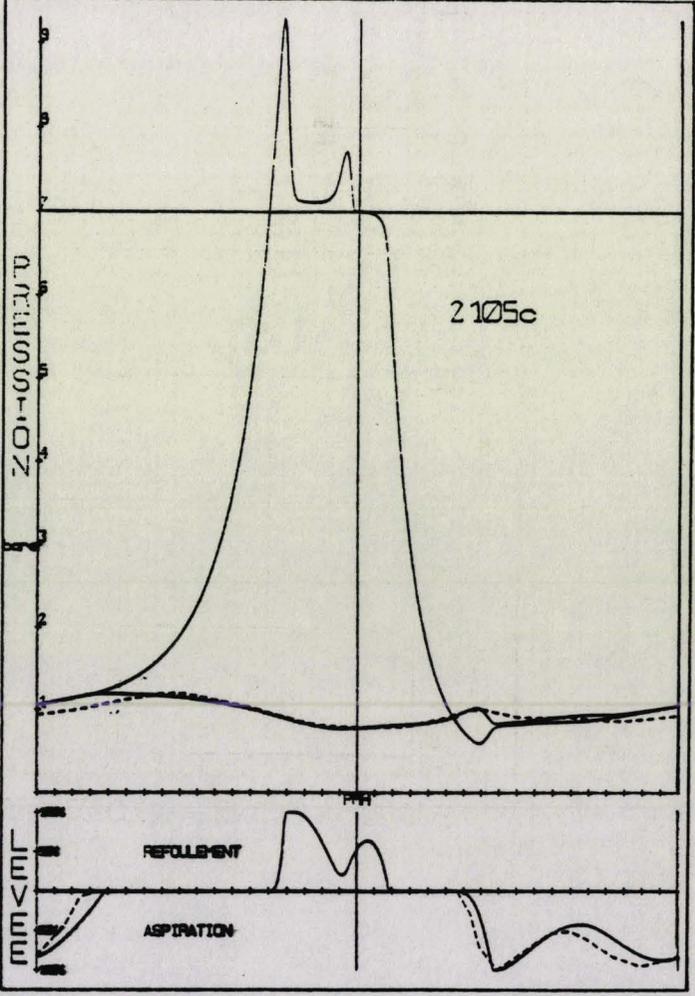
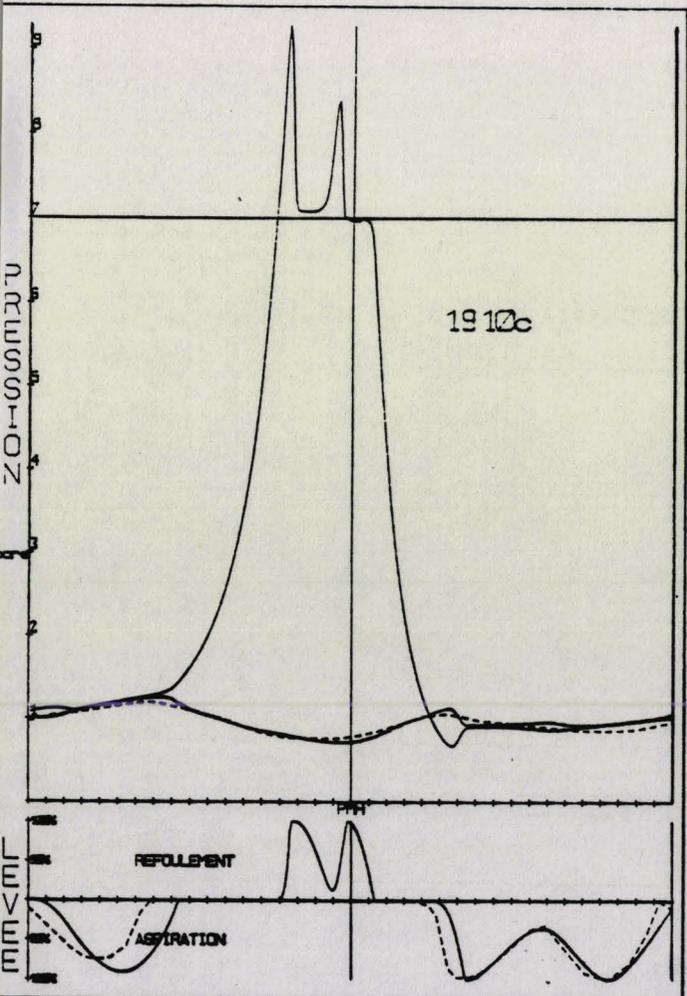
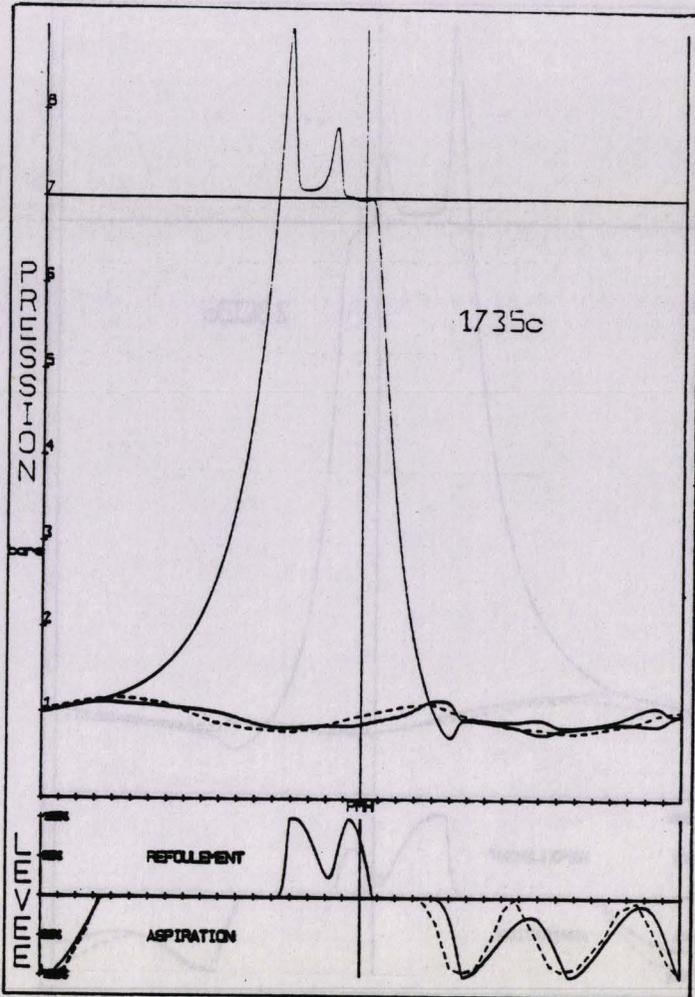
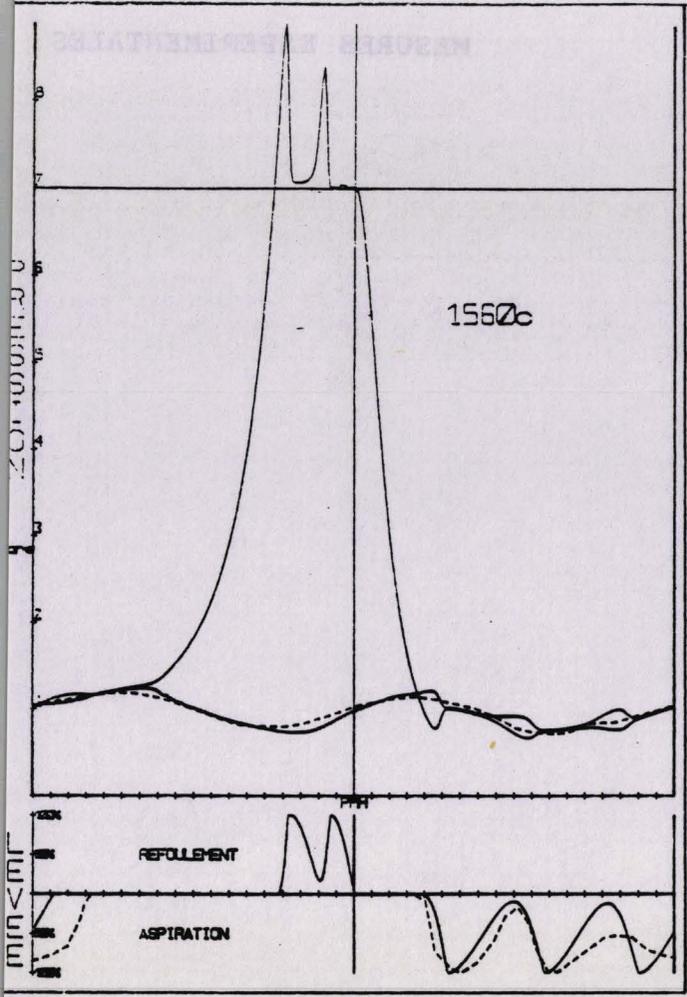


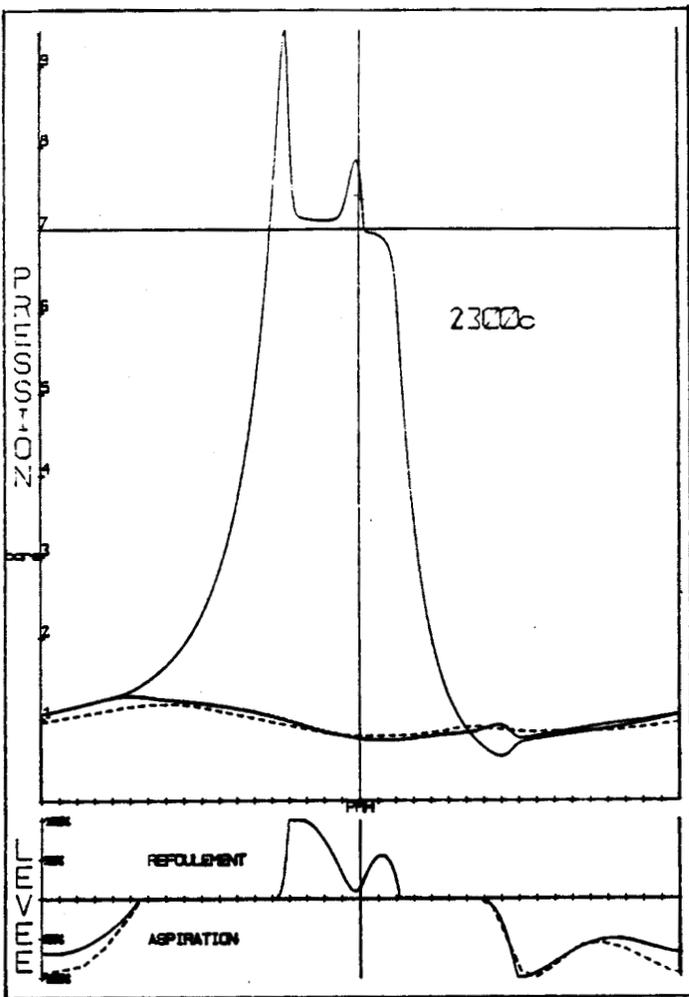


COURBE D'EFFICACITE VOLUMETRIQUE EN FONCTION DE LA VITESSE.

tuyauterie B--->diamètre: 33 mm, longueur: 2 mètres

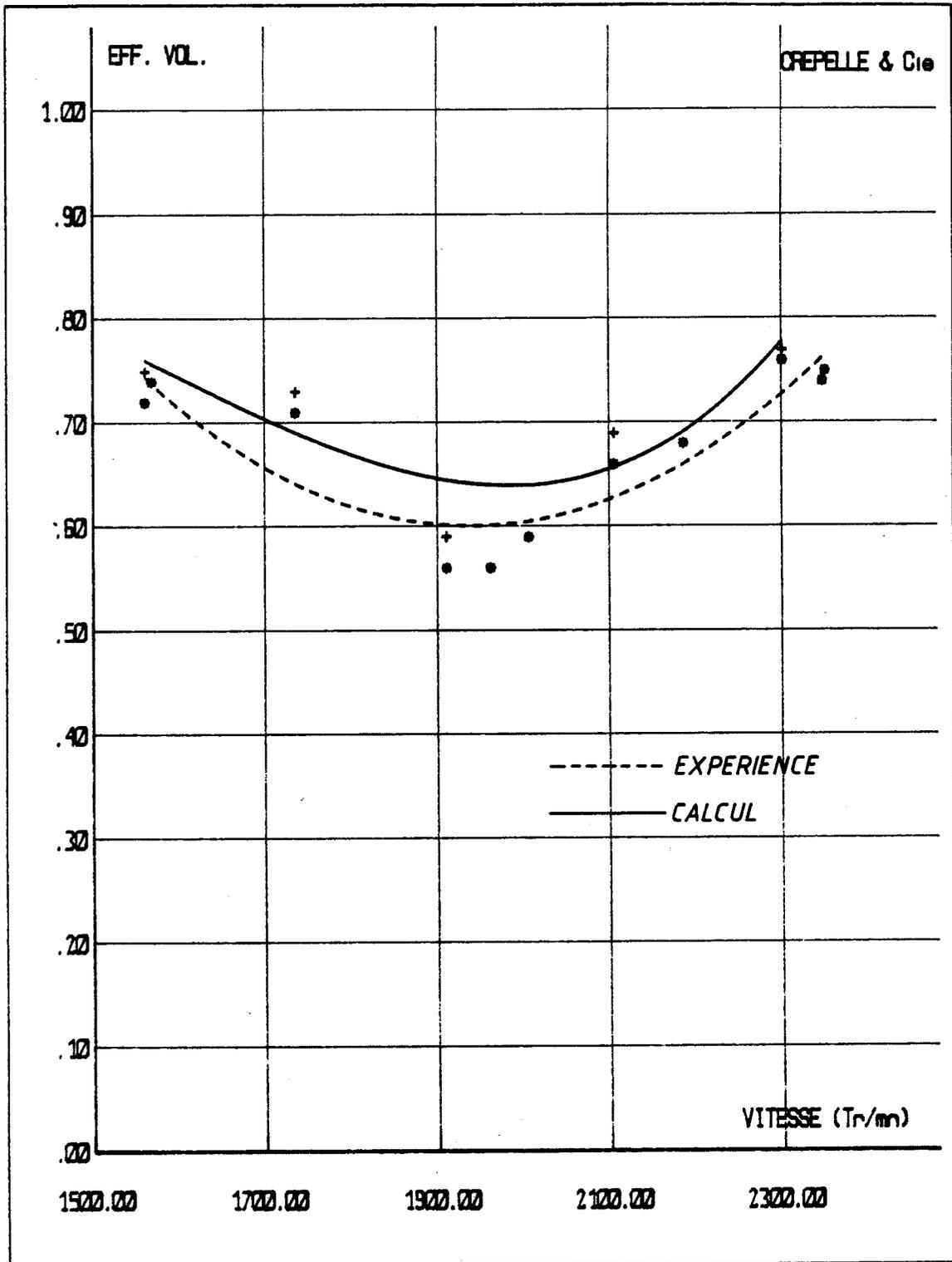






COURBE D'EFFICACITE VOLUMETRIQUE EN FONCTION DE LA VITESSE.

tuyauterie C--->diamètre: 33 mm, longueur: 0.85 mètre



2.2.3) Discussion sur les résultats.

Le calcul du mouvement du clapet d'aspiration et de la pression en amont du clapet d'aspiration présente une bonne corrélation avec l'expérience.

Il est intéressant de noter l'influence de la fermeture du clapet d'aspiration sur l'efficacité volumétrique. Par exemple: pour la tuyauterie C, au voisinage de 1900 Tr/mn.

On peut conclure que l'étude du couplage entre le comportement mécanique du clapet (mode d'ouverture) et l'évolution de la pression autour de ce clapet (effet dynamique de la colonne d'air), a une importance, non négligeable, sur l'analyse des performances de la machine.

| |
|------------|
| CONCLUSION |
|------------|

L'état de la technique des compresseurs volumétriques dans le monde en 1987 nous a donné l'occasion de recenser les différentes technologies utilisées: compresseurs à pistons alternatifs, à barillet, à membranes, palettes, mono-vis, double-vis et à lobes.

L'analyse fonctionnelle de ces machines nous a permis d'étudier les différentes fonctions: fonctions liées à la physique de la compression, fonctions liées à la technologie mise en oeuvre pour l'exploitation de la cellule de compression, fonctions liées à l'exploitation, que doivent réaliser les compresseurs volumétriques.

A l'aide de l'état de la technique et de l'analyse fonctionnelle, nous avons pu établir, de façon objective, des grilles de cotation des différentes technologies étudiées, en fonction de différents critères: performances, coûts, délai, qualité.

Ces grilles de cotation nous ont ensuite permis de déterminer le meilleur choix de la technologie à développer dans le futur chez REPPELLE en fonction du poids que l'on donne aux différents critères.

Dans le cas où le poids de ces critères de choix évoluerait sous la pression du marché ou de nouvelles conjonctures, il serait possible de repartir directement de ces grilles de cotation pour redéfinir le meilleur choix.

Notons au passage que la méthodologie que nous avons présentée peut être appliquée pour tout autre bien d'équipement industriel.

Notre choix s'est porté sur le compresseur à pistons alternatifs, car c'est la machine qui correspond le mieux aux objectifs que s'est fixé CREPELLE: machine à la commande et politique de services, avec la perspective de déboucher sur la CAO.

Le choix de la technologie qui sera développée par CREPELLE dans les prochaines années ayant été fait, nous avons, dans une deuxième partie, commencé son analyse fine. Celle-ci se décompose en deux modules:

- analyse et simulation des performances de la structure
- analyse et simulation des performances thermodynamiques

Ces deux modules sont les éléments indispensables, dont il faut disposer avant de vouloir introduire la CAO.

L'analyse des performances thermodynamiques nous a semblé la partie la plus importante. Nous avons limité, dans un premier temps, notre travail à cette partie.

Après une bibliographie des modélisations existantes dans ce domaine, nous avons remarqué que très peu de chercheurs avaient réalisé un modèle global pouvant conduire au dimensionnement. La plupart des modèles existants se préoccupe d'un élément en particulier (échange thermique, comportement des clapets, pulsations de pression dans les conduites...).

Nous avons donc décidé de réaliser un modèle global de simulation des performances thermodynamiques prenant en compte l'ensemble des fonctions étudiées précédemment.

Lors de l'approche globale de la modélisation, nous avons fait apparaître le besoin de disposer de deux modèles de calcul de la

pression en amont des clapets d'aspiration et en aval des clapets de refoulement. Ces deux modèles correspondent à des structures et des modes de fonctionnement différents sur les compresseurs à pistons.

Ce modèle global est modulaire, il sera donc possible de l'améliorer dans les années à venir, grâce aux différents travaux, théoriques et expérimentaux, réalisés dans ce domaine.

Notons qu'aujourd'hui, il est supposé que la distribution de pression dans la cellule de compression est uniforme. Comme la puissance des ordinateurs augmente d'une façon prodigieuse, il est probable que dans un proche avenir, cette hypothèse soit levée. Le calcul de la distribution de la vitesse et de la pression dans les cylindres des moteurs à explosions est un axe de recherche très actif. Il sera aussi nécessaire de prédire avec plus de précision l'évolution de la pression en fonction du temps autour des clapets. Cette évolution doit être connue avec précision afin de réaliser une bonne estimation de la vitesse des éléments mobiles au moment des impacts sur la butée et le siège. La prédiction des contraintes dynamiques sur les clapets en sera améliorée.

Nous avons pu valider ce modèle à partir de mesures expérimentales sur différentes machines. Les résultats de calcul présentent une bonne corrélation avec les mesures expérimentales et restent dans l'écart admissible défini dans la norme ISO 1217 (essai de réception des compresseurs volumétriques).

Il en résulte que le calcul suffit pour déterminer les caractéristiques de débit et de pression des machines. En ce qui concerne la connaissance de la puissance absorbée, il nous manque un modèle de calcul des pertes mécaniques. Actuellement, ces pertes mécaniques sont issues de relevés expérimentaux et sont extrapolées pour les différentes structures.

Ce calcul permet de simuler sur ordinateur les performances thermodynamiques d'une machine donnée, plutôt que par des campagnes de mesures longues et onéreuses et, permet également une aide précieuse à la composition de la machine qui répondra, de façon optimale aux besoins des clients.

Pour que la validation du modèle global puisse se poursuivre, dans le but de disposer d'un outil de diagnostic et de dimensionnement de plus en plus puissant, nous proposons de réaliser des mesures de performances sur chaque nouvelle machine, au banc d'essai puis, dans la mesure du possible, sur le site d'utilisation en clientèle, afin de voir l'évolution de ses performances au cours du temps.

En ce qui concerne le banc d'essai, l'automatisation des mesures des performances que nous avons mise en place (système d'acquisition de mesures HP), et l'enregistrement sur un support informatique (disquette) de ces performances, chaque fois qu'une machine passe au banc, doivent nous permettre de réaliser des statistiques et de tirer des enseignements qui vont ensuite enrichir notre modèle global.

En ce qui concerne les mesures en clientèle, l'outil "télé-surveillance" et son système expert, en cours de développement, doit permettre également d'enrichir notre modèle global. En effet, nous disposons, grâce à cet outil, d'un certain nombre d'informations, en fonction du temps, qui nous permettent de connaître l'évolution des caractéristiques des machines et ainsi de donner des enseignements au modèle global pour qu'il puisse devenir un outil de prévision.

Ce modèle global doit également pouvoir nous conduire au dimensionnement. C'est-à-dire, qu'à partir d'une architecture paramétrée, il doit être capable de dimensionner la machine répondant au mieux au cahier des charges du client. Ensuite, il doit pouvoir sortir

CONCLUSION

es dessins de définitions du compresseur sur une "machine à dessiner",
e gérer la matière nécessaire à la réalisation du compresseur et enfin
e piloter les machines d'usinages à commandes numériques.

Un tel programme de développement permettrait à CREPELLE de se
libérer de la contrainte "stock pièces détachées" qui est, dans le cas
d'une politique de machine à la commande, le problème le plus difficile
à résoudre.

En effet, actuellement CREPELLE propose des machines dont
l'architecture est composée à partir d'éléments existants en bibliothèque
(essentiellement des pièces de fonderie). Pour éviter d'avoir un stock
important, les pièces sont souvent commandées lors de la commande du
client, ce qui provoque des délais de livraison importants et l'angoisse
de devoir rebouter des pièces (problèmes de composition, de fonderie ou
d'usinage).

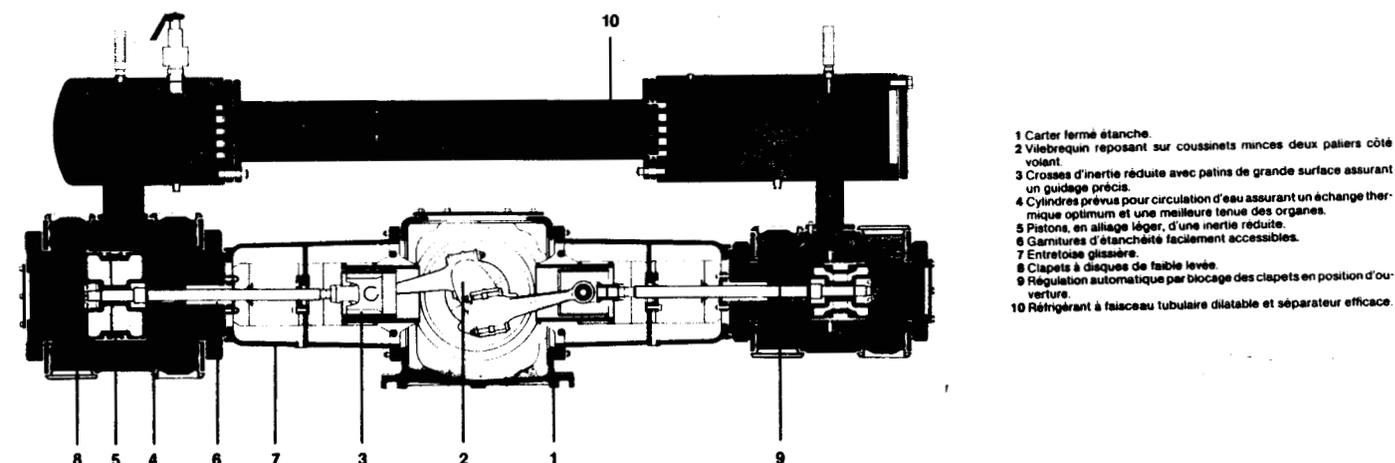
L'objectif de CFAO que nous nous sommes fixé pour les prochaines
années va permettre à CREPELLE de tenir une place de leader sur le
marché des compresseurs volumétriques "à la commande".

ETAT DE LA TECHNIQUE DES COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES.

1) COMPRESSEUR A PISTON ALTERNATIF.

1.1) Principe de fonctionnement.

La variation de volume et la compression du gaz sont obtenues par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre, celui-ci étant créé par un système bielle-manivelle (fig.54).



- 1 Carter fermé étanche.
- 2 Vilebrequin reposant sur coussinets minces deux paliers côté volant.
- 3 Crosses d'inertie réduite avec patins de grande surface assurant un guidage précis.
- 4 Cylindres prévus pour circulation d'eau assurant un échange thermique optimum et une meilleure tenue des organes.
- 5 Pistons, en alliage léger, d'une inertie réduite.
- 6 Garnitures d'étanchéité facilement accessibles.
- 7 Entrotoise glissière.
- 8 Clapets à disques de faible levée.
- 9 Régulation automatique par blocage des clapets en position d'ouverture.
- 10 Réfrigérant à faisceau tubulaire dilatable et séparateur efficace.

fig.54

En partant du volume maximum V_1 , ce cycle comprend successivement: La compression et le refoulement pendant la course aller, la détente et l'aspiration pendant la course retour.

Dans un cycle idéal, où le volume est nul en fin de refoulement, le débit volumique, mesuré aux conditions thermodynamiques d'aspiration est, pour chaque tour de vilebrequin égal au volume V_1 engendré par le déplacement du piston pendant la course d'aspiration.

1.2) Historique.

Les premiers compresseurs, qui découlaient de la construction des machines à vapeur, étaient en disposition horizontale avec une ou deux lignes de cylindres disposées de part et d'autre d'un volant ou d'un moteur.

Vers le milieu du 19ème siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique, permit de voir l'intérêt d'une compression multi-étagée, avec refroidissement intermédiaire.

A la fin du 19ème siècle, les constructeurs souhaitaient augmenter les vitesses de rotation afin de diminuer l'encombrement et d'augmenter les performances de ces machines. On vit alors la nécessité d'utiliser des clapets automatiques. Hanns Hoerbiger, en 1895 à Vienne, rendit possible le souhait des constructeurs en leur proposant les premiers clapets automatiques. Depuis, la technologie n'a guère évolué, seules les vitesses linéaires moyennes des pistons sont passées à environ 4 à 5 m/s (ce qui correspond à une vitesse de rotation de 1000 à 1500 tr/mn pour des machines ayant une puissance à l'arbre supérieure à 20 kW et 3000 tr/mn pour des puissances inférieures).

1.3) Différentes structures rencontrées.

On dit que le piston est à simple effet (fig.55) s'il travaille sur une seule face qui délimite la cellule de compression. L'autre face donne sur le carter d'embellage, la bielle peut être articulée directement sur un axe de piston, comme dans les moteurs thermiques à pistons et le graissage peut s'effectuer par barbotage. Le volume engendré est égal au produit de la course par la section du piston. Le couple est irrégulier car il n'y a qu'une compression par tour. Il est très difficile d'obtenir un gaz comprimé exempt d'huile. Cette disposition est couramment adoptée sur les machines de faible puissance (<75 kW).

SIMPLE EFFET

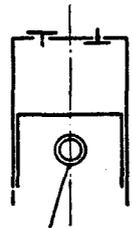


fig.55

On dit que le piston est à double effet (fig.56), s'il travaille sur ses deux faces en délimitant deux cellules de compression. Ainsi le volume engendré est égal à deux fois le produit de la section du piston par la course, et le couple, comportant deux compressions par tour devient plus régulier. Mais il est nécessaire de prévoir une tige de piston glissant dans une garniture et d'articuler la bielle sur une crosse coulissant dans une glissière. Cette disposition permet une compression exempte d'huile et est adoptée sur des machines de fortes puissances (>30 kW).

DOUBLE EFFET

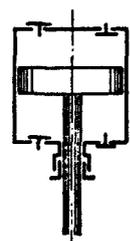


fig.56

Le piston est étagé (fig.57) s'il comporte des éléments superposés, de diamètres différents, se déplaçant dans des cylindres concentriques; le piston de grand diamètre peut travailler, soit à simple, soit à double effet; l'autre ou les autres pistons sont nécessairement à simple effet. Cette disposition est très utilisée sur les compresseurs à haute pression car elle permet de supprimer le problème d'une garniture de tige de piston, d'économiser un cylindre et d'obtenir une bonne étanchéité car les pressions s'échelonnent en cascade. Par contre, elle est encombrante, car les cellules de compression se superposent, les efforts sur la tige sont plus importants et le couple est irrégulier puisque les compressions dans les divers étages sont simultanées.

PISTON ÉTAGÉ

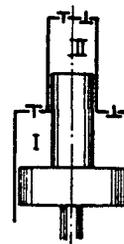


fig.57

Le piston est différentiel (fig.58) s'il travaille à double effet avec deux diamètres différents pour obtenir une compression en deux étages; la cellule haute pression ayant une section annulaire. La bielle peut s'articuler directement à l'intérieur du piston. On obtient une structure plus compacte et un couple de renversement plus régulier, mais l'étanchéité de la chambre haute pression est difficile à assurer, car elle est comprise entre la chambre basse pression et le carter et les lignes de fuites sont longues.

PISTON DIFFÉRENTIEL

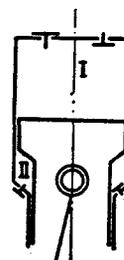


fig.58

On peut également concevoir des solutions mixtes, telle que la compression en trois étages avec piston différentiel étagé.

Indépendamment du nombre d'étages de compression et de leur fonctionnement à simple ou à double effet, les structures des compresseurs à pistons se différencient par le nombre et l'orientation des cylindres.

Les dispositions les plus fréquentes sont schématisées sur la figure 59.

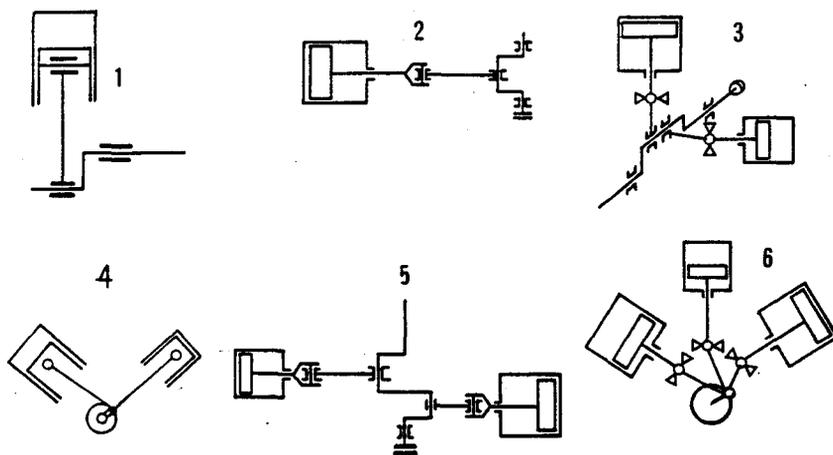


fig.59

EXEMPLES DE DISPOSITIONS DE CYLINDRES

1: cylindre vertical à simple effet, 2: cylindre horizontal à double effet, 3: cylindres à double effet en équerre, 4: cylindres en simple effet en vé, 5: cylindres à double effet opposés deux à deux, 6: cylindres à double effet en double vé.

La partie mécanique (bâti, vilebrequin, paliers, bielles, crosses glissière de crosse) est le résultat d'une expérience et d'un savoir faire qui se sont accumulés depuis de nombreuses années. Les forces et les couples maximum admissibles par la structure ont été définis par la résistance des matériaux avec des coefficients de sécurité importants.

Depuis quelques années, on essaye de connaître avec plus de précision ces limites, afin d'optimiser la matière: étude des paliers et bielles (intégration numérique de l'équation de Reynolds par une méthode de différences finies [14]), analyse torsionnelle du vilebrequin, flambage de la tige de piston (en dynamique), fatigue de l'attelage de la tige de piston...

Pour vaincre l'irrégularité cyclique provoquée par le mouvement alternatif des masses, on se voit dans l'obligation d'installer un volant d'inertie pouvant avoir une masse de plusieurs centaines de kg.

La répartition des pertes par frottement mécanique est la suivante

- segmentation et garniture----->38 à 45%
- embiellage----->15 à 20%
- paliers de vilebrequin----->13 à 18%
- joint d'arbre----->2 à 10%

1.4) Fabrication.

Ces machines ne nécessitent pas d'opérations d'usinage complexes, il s'agit essentiellement de tournage, de fraisage et de perçage. Toutefois, on peut noter, par exemple, que l'on compte 17 opérations d'usinage pour réaliser une bielle. Pour réduire ce nombre il est nécessaire de revoir la conception, les matériaux et la fabrication.

Les problèmes de fabrication (coût, moyens d'usinage...) sont également liés au nombre de pièces et à la standardisation. On dénombre actuellement plus de 1200 pièces sur un compresseur alternatif à piston bi-étagé, comprimant de l'air à 8 bars et fournissant un débit de 15 m³/min (partie mécanique et les deux cylindres). Nous verrons que sur un bloc de compression à double vis de mêmes performances, on ne dénombre plus que 150 pièces.

La conception des cylindres est complexe, elle nécessite une fonderie de grande qualité (triple paroi des cylindres, conduisant à des noyautages difficiles). Ceci peut s'expliquer par le fait que la plupart des constructeurs sont tributaires de la technologie des clapets, monopolisée par un grand constructeur mondial. La géométrie de ces clapets ne permet pas, au compressoriste, de concevoir des cylindres de géométrie simple. On dénombre plus de 450 pièces pour un cylindre de 320 mm d'alésage, ainsi que le rapport élevé du coût de l'usinage sur le coût total: 60 à 70%.

2) COMPRESSEUR A PISTONS EN BARILLET.

2.1) Principe de fonctionnement.

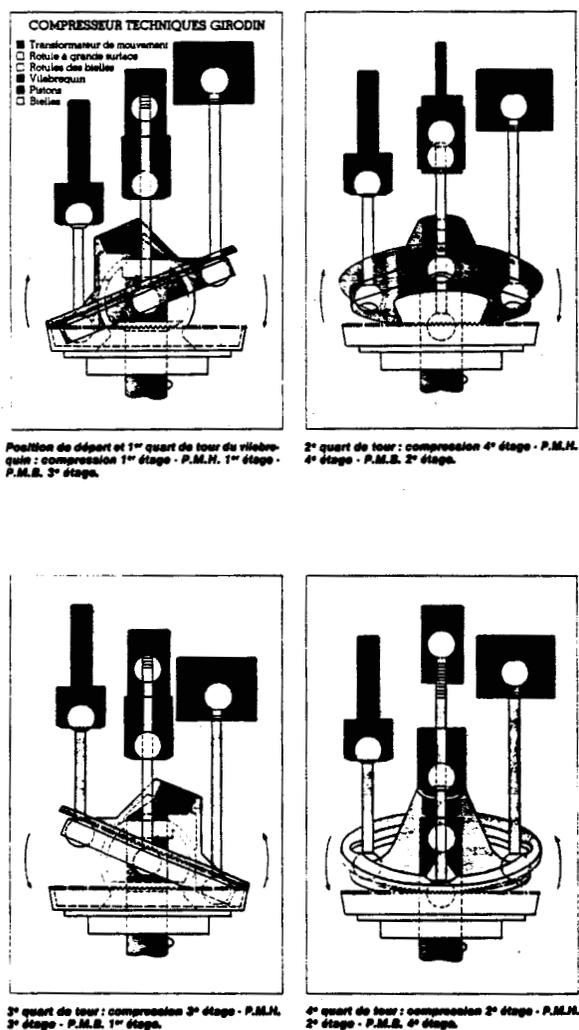


fig.60

La transformation du mouvement est assurée par un plateau pivotant appelé "transformateur de mouvement" (fig.60). Ce transformateur, sous l'action de la soie oblique du vilebrequin, louvoie sur une sphère de grande surface appelée "rotule de fond", fixe par rapport au carter du mécanisme. Un engrenage dit "de retenue de couple" assure le maintien du transformateur en empêchant sa rotation par rapport à l'axe du compresseur; il est constitué de deux couronnes dentées coniques, l'une mobile solidaire du transformateur, l'autre fixe solidaire de la rotule de fond.

Les bielles sont constituées d'un tube formant le corps de bielle et de petites sphères formant la tête et le pied de bielle. Le graissage de cet ensemble cinématique est assuré par un système de lubrification à huile sous pression.

L'inclinaison des bielles au cours du mouvement n'est que de 1 à 1.5 degrés par rapport au piston, ce qui supprime pratiquement toute réaction latérale sur le cylindre, et de 10 à 15 degrés par rapport au transformateur. Les masses des pistons et de leurs coulisseaux pour ceux des troisième et quatrième étage, sont choisies pour obtenir l'égalité des forces d'inertie, qui se transforment en un couple constant sur l'arbre. L'équilibre du maneton et de la partie du transformateur en rotation est obtenu par une masselotte.

2.2) Historique et domaine d'application.

Le mécanisme à barillet était prévu à l'origine pour assurer la transformation de mouvement d'un moteur thermique. Mais en 1952, à la demande des services techniques de la marine nationale française, il fut adapté pour un compresseur d'air haute pression. Pour cela, on adapta des clapets automatiques et on eut recours à l'utilisation de cylindres de plus grande taille. Une telle machine a l'avantage d'être mieux équilibrée et plus compacte que les compresseurs à pistons alternatifs étudiés précédemment. Par contre cette construction est chère et ne permet qu'un fonctionnement intermittent.

Ce premier compresseur, fournissant $1 \text{ m}^3/\text{min}$ à 250 bars, équipa les sous-marins français de la série Aréthuse puis ceux de la série Daphné. A partir de ces premiers équipements, a été développée une gamme complète de compresseurs haute pression (pour de l'air).

Les débits proposés varient de $0.1 \text{ m}^3/\text{min}$ à $14 \text{ m}^3/\text{min}$ pour des pressions atteignant 400 bars.

Cette gamme de compresseurs emploie toujours le mécanisme en barillet, mais diverses solutions techniques ont été mises au point et de nombreux brevets ont été déposés [15].

3) COMPRESSEUR A MEMBRANES.

3.1) Principe de fonctionnement.

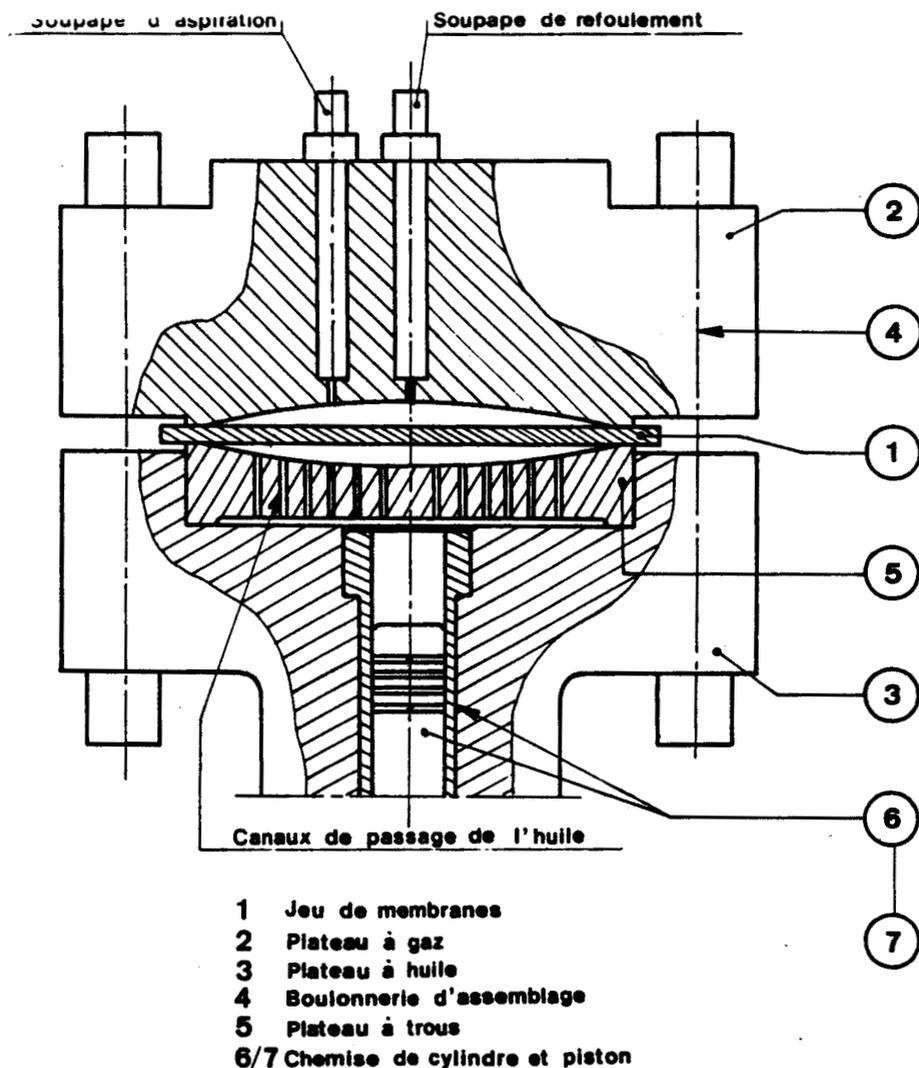


fig.61

C'est un compresseur volumétrique à membranes métalliques commandé hydrauliquement, constitué principalement par une partie mécanique et une tête de compression (fig.61).

La partie mécanique, dont la pièce principale est un bâti en fonte renferme un système mécanique classique bielle-manivelle qui transforme le mouvement de rotation de l'organe moteur en un mouvement alternatif du piston de la tête de compression. La lubrification des paliers, comme même que la compensation des fuites d'huile autour du piston sont assurées par un ensemble de lubrification intégré.

La tête de compression est constituée essentiellement par un jeu de trois membranes métalliques, planes et circulaires pincées entre le plateau à gaz, à la partie extérieure du système et le plateau à trous à la partie intérieure, ce dernier étant supporté par le plateau à huile. L'intérêt de mettre en jeu plusieurs membranes est de pouvoir détecter des fuites éventuelles entre celles-ci, suite à une rupture d'une des membranes. Des goujons réalisent l'assemblage de cet ensemble, le plus souvent à l'aide d'une ou de deux brides tournantes.

Le plateau à gaz et le plateau à trous sont légèrement concaves (face coté membranes), de telle sorte que les membranes se déformant élastiquement d'une face à l'autre engendrent un volume qui est celui du gaz aspiré puis comprimé.

Dans l'axe du plateau à huile, le piston, qui reçoit son mouvement alternatif du système bielle-manivelle agit sur un volume d'huile emprisonné entre la face inférieure des membranes, le plateau à huile et le piston lui-même; c'est le volume d'huile, alternativement aspiré et refoulé par le piston, qui provoque la déformation élastique des membranes.

Le plateau à gaz porte dans son épaisseur une soupape d'aspiration et une soupape de refoulement ne permettant qu'un flux unidirectionnel du gaz.

Comme indiqué plus haut, un système composé d'un compensateur (petite pompe à piston), d'un clapet de retenue et d'un limiteur de pression permet, par une injection d'une petite quantité d'huile sous les membranes pendant la course d'aspiration du gaz, de compenser les fuites d'huile qui se produisent autour du piston pendant la course de refoulement du gaz.

Une telle mise en oeuvre permet une étanchéité parfaite coté fluide comprimé et les pressions peuvent atteindre:

- 15 bars en un étage
- 250 bars en deux étages
- 2000 bars en trois étages

Les débits atteignent $1.7 \text{ m}^3/\text{min}$, dans ces conditions les puissances s'échelonnent de 0.4 à 18 kW.

Le vide obtenu peut atteindre: 100 mbars en un étage et 15 mbars en deux étages. Mais avec une membrane moulée (fig.62) permettant de réduire l'espace mort, le vide est de 33 mbars en un étage et 2 mbars en deux étages.

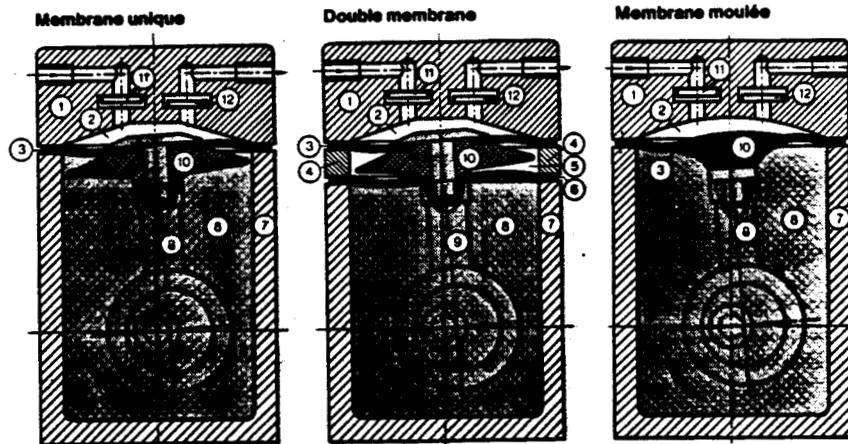


fig.62

Les taux de fuites pour le dépotage de chlore sont de l'ordre de $10^{-6} \text{ cm}^3/\text{s}$ et par cm de longueur de joint.

Le problème majeur est la tenue dynamique de la membrane. Des modèles de calcul existent pour les membranes circulaires encastées sur leur circonférence et soumises à une pression uniforme avec des hypothèses de grand déplacement. Une simulation numérique du comportement dynamique des membranes ainsi qu'une étude sur les matériaux, doivent permettre d'améliorer la durée de vie de ces pièces qui est, aujourd'hui, de l'ordre de 1000 à 1500 heures.

Un grenailage de précontrainte permet d'améliorer la résistance à la fatigue des membranes.

Les condensats se trouvant dans la chambre de compression peuvent provoquer des coups de liquide et entraîner la perforation d'une ou plusieurs membranes.

Il faut noter que la durée de vie de ces pièces est surtout fonction de la température et de la nature chimique du gaz comprimé. Pour la compression de l'air et des gaz peu corrosifs, on utilise de

aciers au carbone, des alliages d'acier: inox, cupro-nickel, monel, cupro-beryllium et parfois des matériaux synthétiques (élastomères). Dans le cas de gaz plus corrosif, on utilise du téflon ou du viton.

3.2) Historique.

Pendant très longtemps, les appareils à membranes n'existaient que sous forme de petites machines, ayant des performances très limitées, surtout du point de vue taux de compression. L'entraînement était le plus souvent réalisé au moyen d'un vibreur. Leur utilisation se limitait à des fins non industrielles et on les appelait "pompe à membrane", le terme compresseur n'étant pas justifié. De par l'évolution des technologies diverses dans l'industrie et la recherche en général, sont apparus des besoins en compresseurs dignes de ce nom, permettant la compression ou l'aspiration de gaz, sans que ceux-ci soient pollués par des apports de lubrifiants ou de particules quelconques lors de leur passage dans le compresseur. Il est également essentiel que des fuites vers l'extérieur ou une entrée d'air ambiant soient évitées. Le système à membranes présentait les meilleurs atouts pour satisfaire à ces exigences, tout en restant de conception simple.

Depuis quelques décennies, cette technologie a été développée de plus en plus et la disponibilité de nouveaux matériaux a permis la réalisation d'appareils très performants pour des usages aussi divers que complexes.

3.3) Utilisation de cette technologie.

A notre connaissance, il existe trois constructeurs de compresseurs à membranes dans le monde: Ppi (USA), Hofer (RFA), Burton-Corblin (France). Ces machines ont un coût de construction élevé mais elles sont pratiquement les seules à convenir parfaitement à certains usages, en raison de l'étanchéité absolue de la cellule de compression.

Dans l'industrie chimique, notamment, ils sont employés pour la compression de gaz dangereux, corrosifs ou précieux [1] dont il faut éviter la déperdition. Certaines variantes de construction emploient une transmission hydraulique utilisant de l'eau, au lieu de l'huile, pour la compression de l'oxygène ou du protoxyde d'azote, afin d'éviter un

contact accidentel entre le gaz et l'huile, dans l'éventualité de la rupture des membranes.

Dans le domaine de l'air comprimé, les compresseurs à membranes trouvent un emploi quand on désire de l'air rigoureusement exempt d'huile sous moyenne et haute pression. C'est le cas par exemple:

- d'air de 7 à 15 bars, pour des applications aussi diverses que la nébulisation en établissement thermal, le traitement médical par aérosols, la peinture des filaments de tubes cathodiques...

- d'air emmagasiné dans des bouteilles à des pressions de 70 à 250 bars, pour des besoins tels que ceux des chambres de recompression hyperbares pour plongeurs ou des freins d'atterrissage d'avions.

4) COMPRESSEUR A PALETTES.

4.1) Principe de fonctionnement.

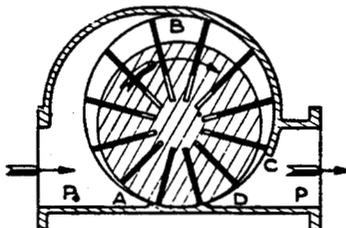


fig.63

Dans un cylindre et autour d'un axe excentré, tourne un rotor tangent au cylindre et pourvu de palettes radiales qui coulissent librement dans leur logement et sont constamment appliquées sur la paroi par la force centrifuge (fig.63). Le volume compris entre deux palettes consécutives est variable. On distingue 3 phases:

L'aspiration: Le volume de la cellule de compression compris entre deux palettes consécutives immédiatement après la génératrice de contact, se remplit de gaz et augmente progressivement pendant la rotation, d'une valeur nulle jusqu'à un maximum.

La compression: Le volume de la cellule de compression compris entre les deux palettes décroît régulièrement et provoque la compression du gaz

Le refoulement: La cellule de compression se présente devant les lumières de refoulement. Le gaz comprimé s'échappe dans le collecteur de sortie.

De manière générale et quelle que soit l'utilisation, on trouve les éléments suivants:

- Un arbre par lequel est transmise l'énergie mécanique du moteur au compresseur.
- Un rotor, claveté sur cet arbre, présentant extérieurement une surface cylindrique de génératrice parallèle à l'axe de l'arbre.

- Un carter entourant ce rotor, constitué de deux flasques perpendiculaires à l'axe du rotor, ainsi que d'un corps tubulaire dont la surface intérieure cylindrique, appelée surface statorique, possède des génératrices parallèles à l'axe du rotor, la directrice étant appelée courbe statorique.
- Un ensemble de palettes coulissant dans des rainures disposées soit dans le rotor, soit dans la partie tubulaire du carter. Ces palettes restent en contact permanent avec le rotor et la partie tubulaire du carter, de manière à séparer en plusieurs cellules de travail, le volume utile compris entre le rotor et le carter.
- Des lumières ou des clapets, commandés ou automatiques, disposés dans les flasques et/ou dans la partie tubulaire du carter ou plus rarement dans le rotor, de manière à permettre l'admission et l'échappement du fluide.

4.2) Historique.

Les compresseurs volumétriques à palettes sont, sans aucun doute les plus anciens de la famille des compresseurs rotatifs. La première réalisation connue date de 1588: à Gênes, l'ingénieur militaire italien Agostino RAMELLI décrit une pompe à palettes radiales disposées à 90 degrés, coulissant dans un rotor cylindrique excentré par rapport à un carter, également cylindrique (fig.64). C'est l'ancêtre des machines à palettes encore actuellement employées comme pompe à huile et compresseur [16].

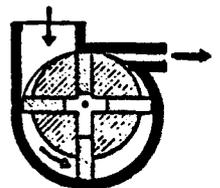


fig.64

Les compresseurs rotatifs à palettes industriels ont eu leur premier développement vers le début du siècle, grâce au brevet de l'ingénieur WITTIG, qui permit d'améliorer notablement leurs performances. Après le second conflit mondial, l'adoption de l'injection d'huile pour le refroidissement permit une renaissance de leur exploitation [17].

4.3) Différentes structures rencontrées.

Les compresseurs à palettes sont généralement entraînés par des moteurs électriques asynchrones tournant à 1500 ou 3000 tr/mn en accouplement direct. Le problème le plus délicat sur cette machine est le glissement des palettes sur la partie tubulaire du carter, ou sur le rotor. Ce glissement limite les dimensions et les vitesses de rotation maximales admissibles. En présence de lubrifiant, on peut situer à environ 25 m/s la vitesse périphérique maximale de glissement que l'on peut tolérer en fonctionnement permanent. A titre indicatif, on remarquera que cette vitesse est atteinte dans une machine de cylindrée approximativement comprise entre 100 et 300 cm³/tour fonctionnant à une vitesse de 6000 tr/mn. On conçoit que, pour dépasser cette limitation de cylindrée et de vitesse maximale, on ait tenté de réaliser des machines à niveau de glissement abaissé. Une autre limite est le problème de la flexion des palettes qui limite les efforts d'inertie admissibles et la différence de pression amont-aval. Un dernier problème est celui des fuites sur les flancs des palettes, principalement au voisinage du centre du rotor, là où les vitesses relatives sont faibles. Diverses dispositions ont été proposées pour pallier à ces problèmes, parmi lesquelles nous citerons 6 exemples [18].

Une première disposition est obtenue en interposant, entre les palettes et l'élément sur lequel elles doivent glisser, un anneau intermédiaire et en animant cet élément à la vitesse moyenne de glissement des palettes; on reporte ainsi la composante majeure du glissement entre l'anneau et la surface statorique (dans le cas où les palettes sont en contact avec le stator), ou le rotor (dans le cas où les palettes sont en contact avec le rotor). Les pertes qui en résultent peuvent être réduites en organisant entre l'anneau et l'autre élément un palier fluide, le glissement résiduel des palettes sur l'anneau et les pertes correspondantes se trouvent également réduites à des valeurs proches de celles correspondant à leur contact avec les rainures. Si les courses des palettes et les vitesses de rotation du rotor sont limitées, il est, dans une telle organisation, possible d'utiliser des matériaux synthétiques pour les palettes et, éviter ainsi le recours à la lubrification (vitesse maximale de glissement limitée à 2.5 m/s environ).

Cette première disposition ne peut être mise en oeuvre que si les directrices du stator ou du rotor sont circulaires. Une machine appliquant cette solution est appelée machine à anneau glissant.

Une autre disposition (fig.65) consiste à utiliser un rotor directrice circulaire, à désolidariser le rotor de l'arbre qui est alors coulé de manière à faire décrire à l'axe du rotor une surface cylindrique à directrice circulaire et à permettre le contact du rotor sur la surface statorique, qui est alors nécessairement à directrice circulaire; la machine correspondant à cette organisation est appelée machine à piston tournant.

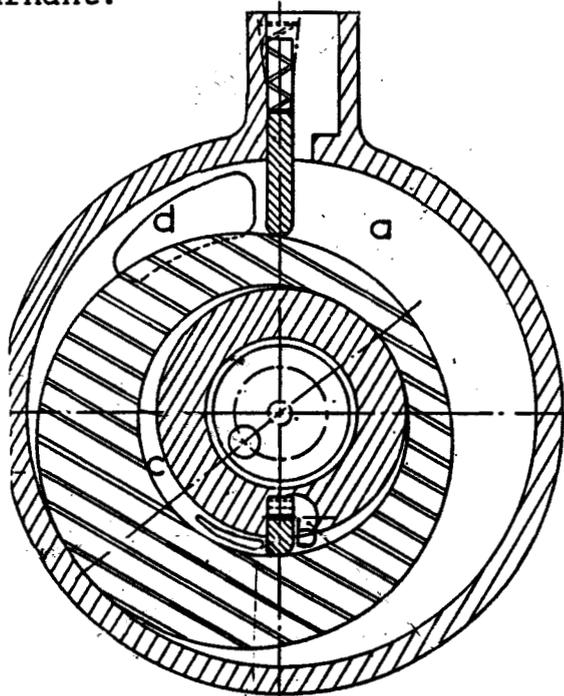


fig.65

Une troisième disposition, qui reprend l'essentiel de la disposition précédente consiste à éviter le contact entre le rotor et le stator et à maintenir fixe l'orientation du rotor par un dispositif auxiliaire interposé entre lui et l'un des flasques, ce dispositif est par exemple, un joint d'Oldham.

Une autre disposition permet d'éviter le contact des palettes avec le stator. Le jeu que l'on aménage ainsi entre l'extrémité des palettes (bec de palettes) et la courbe statorique limite l'utilisation de machines correspondantes à des faibles rapports de détente ou de compression, à moins d'ajouter de petits segments d'étanchéité coulissant dans les becs de palettes, maintenus en contact avec la surface statorique par une action fluide et/ou par l'action inertielle.

On distingue trois dispositions utilisant ce principe de non contact permanent palettes-surface statorique:

En articulant les palettes sur un axe fixe confondu avec celui du rotor et en autorisant la rotation alternative des palettes, relativement au stator, simultanément avec leur coulissement; la courbe statorique est alors circulaire.

En articulant les palettes sur un arbre coudé en rotation libre par rapport au bâti.

La disposition figure 66 utilise des palettes en nombre pair, réunies de manière à constituer des palettes doubles qui glissent sur la surface intérieure d'une came.

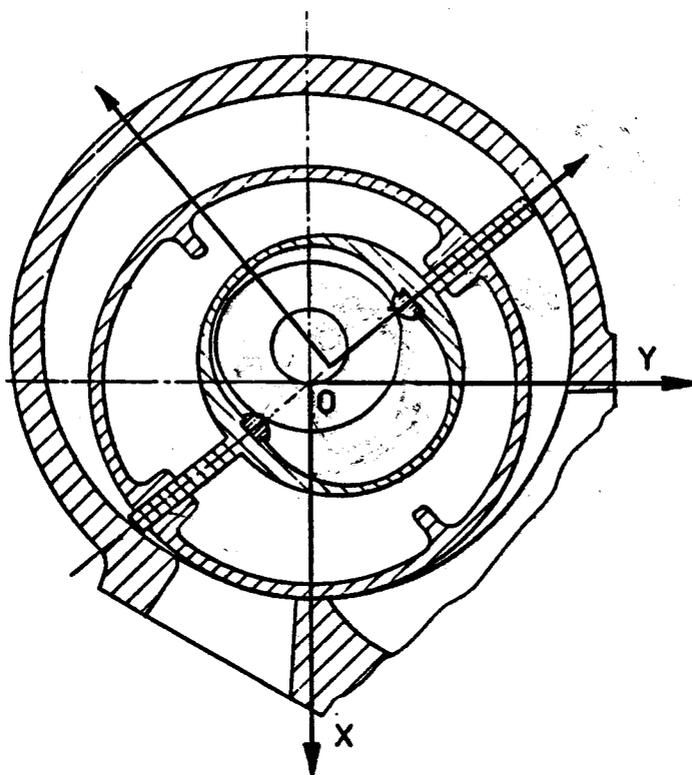


fig.66

En opérant de la sorte, on diminue l'importance des frottements qu'auraient les palettes si elles glissaient directement sur la surface statorique, on préserve la possibilité de lubrifier le contact palettes-came sans contamination du fluide présent dans les chambres de travail et on conserve une grande liberté de définition de la forme de la courbe statorique, rendant ainsi possible une optimisation de la conception de ce type de machine. En contre partie, les pertes mécaniques dues au glissement, sont plus élevées que dans d'autres dispositions.

Une dernière disposition (fig.67) utilise une hypertrochoïde pour la courbe statorique. Le rotor, à directrice cylindrique, tourne sur la même axe que le stator [19, 20].

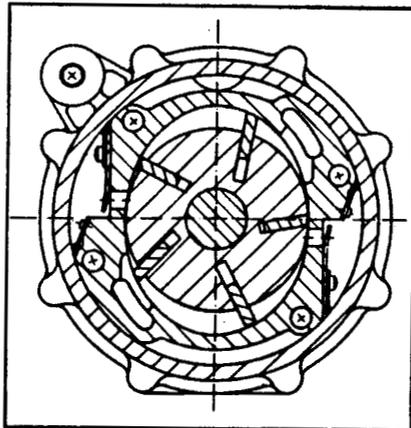


fig.67

Les débits atteignent 16 m³/mn et les puissances s'échelonnent de quelques watts à 360 kW. Des versions à deux étages délivrent du gaz sous une pression de 16 bars.

4.4) Conception et fabrication.

Les calculs des contraintes dans les palettes par la méthode des éléments finis (fig.68), ont permis de mieux dimensionner ces composants, d'améliorer leur tenue dynamique et d'optimiser la forme du contact palette-stator.

On a cherché à réduire la masse des palettes par l'utilisation de nouveaux matériaux.

Le coincement des palettes est un problème difficile à résoudre. Dans le cas d'un fonctionnement occasionnel, il arrive que de la calamine, ou d'autres dépôts, viennent se loger entre les palettes et leurs logements et empêchent le bon fonctionnement, et plus grave coincent les palettes qui finissent alors par casser.

Lors du passage aux lumières, les palettes rencontrent des discontinuités sur le stator, qui peuvent être un facteur d'usure supplémentaire.

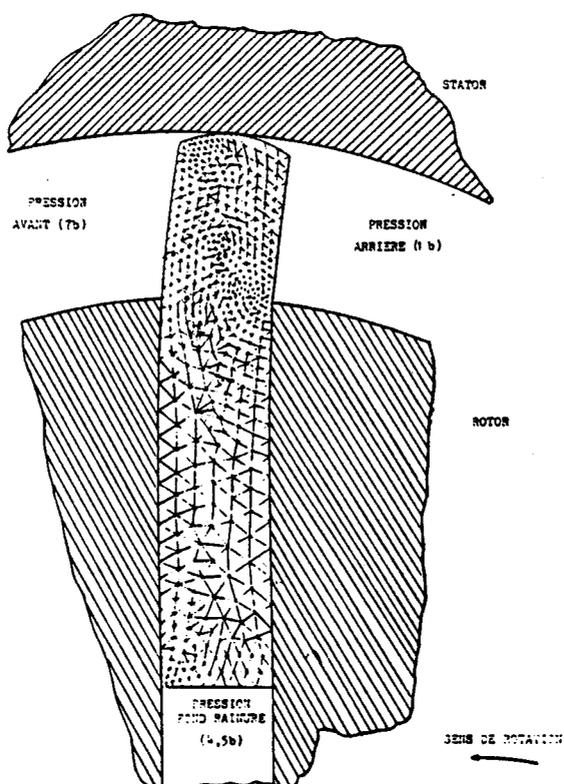


fig.68

Dans le cas où la surface statorique n'est pas générée par un cercle (cas des hypertrocoïdes), l'usinage des stators est réalisé sur fraiseuse à commande numérique. Une dernière passe à très grande vitesse et à profondeur de passe nulle permet une précision et un état de surface suffisant.

Les flasques sont tolérancés de telle manière qu'il y ait un jeu axial de 0.05 mm.

La plus grosse difficulté consiste en la réalisation des rainures pour les palettes, dans le stator: les deux faces doivent être parfaitement parallèles.

4.5) Utilisation de cette technologie.

Les compresseurs à palettes trouvent leurs applications dans le domaine de l'air comprimé: généralement, en mono-étagé, pour une pression de refoulement inférieure à 3 bars (lubrifiés ou non) et pour de faibles puissances (< 75 kW).

Dans le domaine des gaz autre que l'air, on les trouve, toujours en mono-étagé, mais pour des puissances allant jusque 1000 kW. Ils ont, par exemple, un emploi privilégié pour la récupération de gaz de torche où les problèmes de propreté du gaz sont importants.

5) COMPRESSEUR A LOBES.

5.1) Principe de fonctionnement.

Compresseurs à dents ou à pistons rotatifs pour les uns, à lobe pour les autres, ils utilisent un principe identique. Dans un même stator se trouvent 2 rotors non lubrifiés, en acier inoxydable moulé (fig.69). Ces deux rotors synchronisés en rotation tournent en sens inverses et comportent chacun une ou deux "dent" qui vont permettre en un tour d'effectuer un ou deux cycles aspiration, compression puis refoulement. Ceci en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration (A) et de refoulement (B) pratiqués sur les côtés du carter.

La compression est mono ou bi-étagée. Cette technologie est limitée, actuellement, au marché de l'air comprimé exempt d'huile, pour des pressions de refoulement de 3 ou 7 bars et des débits allant de 6 à 30 m³/min.

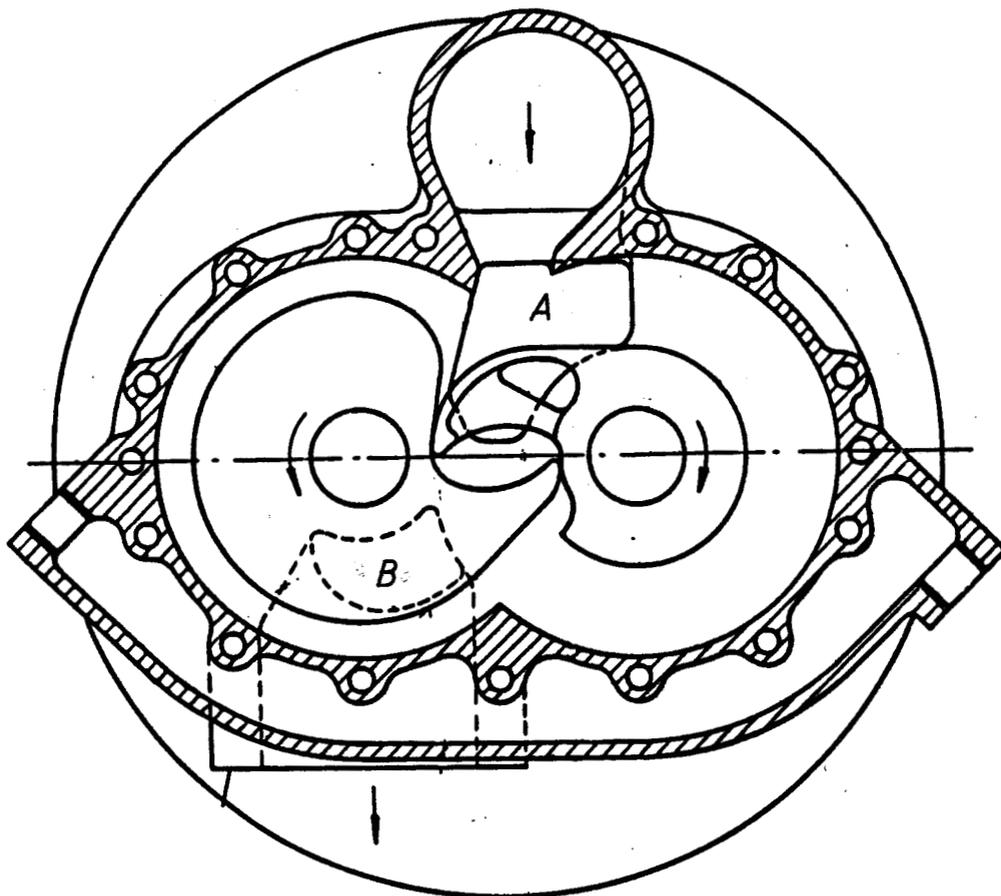


fig.69

5.2) Historique.

On trouve l'origine de cette technologie dans les brevets de l'américain Arthur J. Northey, déposés en 1934 et 1937 [21] (fig.70).

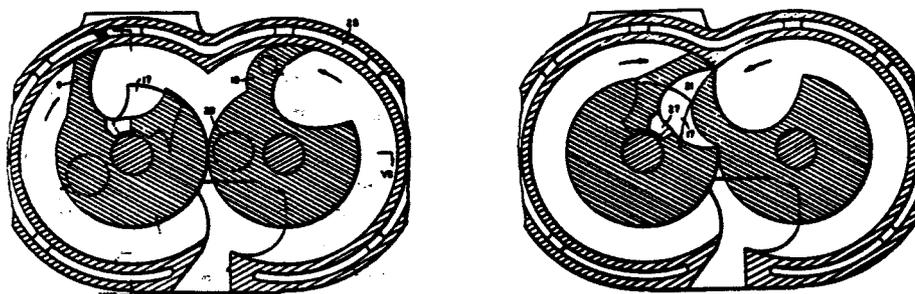


fig.70

A cette époque, ces brevets ne furent pas exploités, car la machine présentait un très mauvais rendement, dont les causes étaient:

- des jeux trop importants entre les rotors, ainsi qu'entre ceux-ci et les parois,
- une vitesse trop faible et des profils de lobes insuffisamment élaborés,
- les clapets d'aspiration et de refoulement, disposés sur le pourtour de la chambre de compression, étaient mal synchronisés. Northey les remplaça un peu plus tard par des lumières pratiquées sur les côtés du carter, malgré cela le rendement global restait insuffisant.

En 1946, la société Northey fut créée en Angleterre et développa ce type de compresseur. En 1968, cette société proposa 4 séries, mono et bi-étagées fournissant un débit allant de 0.1 à 14 m³/min.

En 1969, un autre américain, Arthur Brown, essaya d'améliorer les brevets de Northey, sans parvenir à un rendement acceptable.

Dès le début des années 1970, la société INGERSOLL-RAND (USA) avait prévu le développement de la demande des compresseurs délivrant de l'air sans huile sous une pression de 7 bars, dans la gamme des 6 à 30 m³/min,

et pris conscience du fait que la réponse résidait dans une machine d'un type nouveau.

C'est à partir de la machine de Brown que le centre de recherche d'INGERSOLL-RAND de Princeton a étudié et réalisé un nouveau prototype de compresseur à lobes qui a été achevé en 1975.

En 1982 INGERSOLL-RAND a mis sur le marché la gamme des RD couvrant des débits de 6 à 12 m³/min (fig.71).

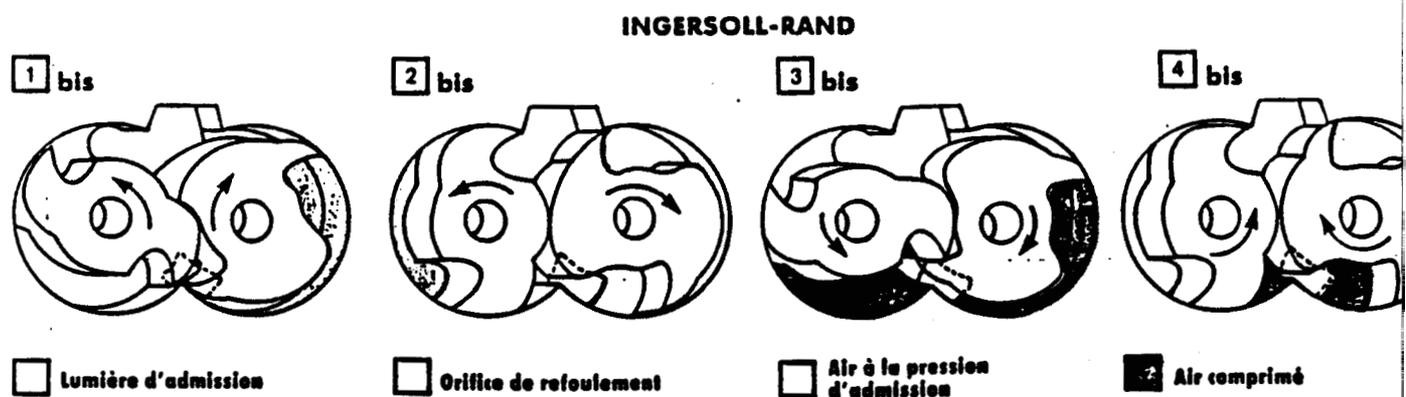


fig.71

Dans le même temps, la société ATLAS COPCO (Suède) a développé également un compresseur avec un lobe au lieu de 2, pour des débits de 6 à 12 m³/min, qui a été présenté pour la première fois au salon MECANELE 81 (fig.72).

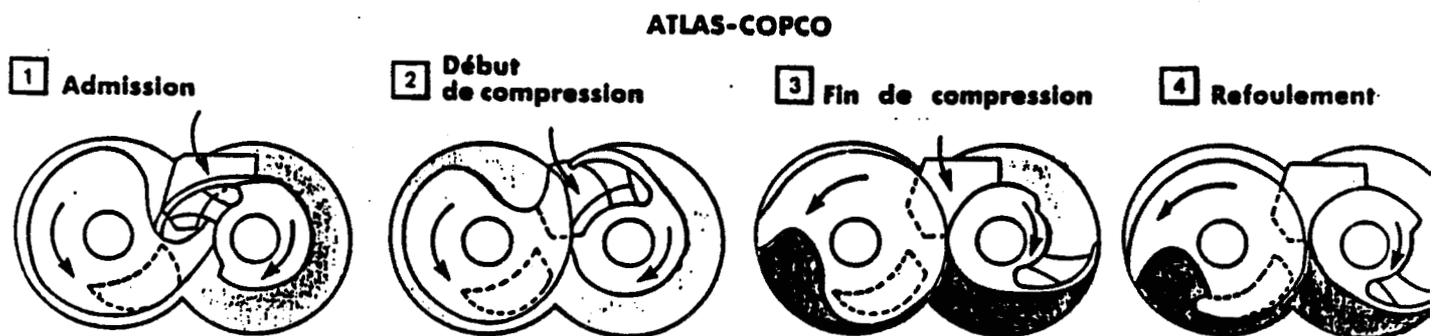


fig.72

Notons qu'INGERSOLL RAND a retiré du marché cette gamme de compresseurs en 1987.

3) Technologie du compresseur à lobes.

Les rotors, bloqués par un écrou sur leurs arbres, sont entraînés et synchronisés par un engrenage. Un des deux rotors est entraîné par le moteur électrique muni d'un multiplicateur à engrenages permettant d'atteindre la vitesse requise (24000 Tr/mn pour le deuxième étage de compression, pour un compresseur débitant $6 \text{ m}^3/\text{min}$). La lubrification des roulements et des engrenages est assurée par une pompe entraînée par le moteur.

Malgré leur forme asymétrique, ils sont parfaitement équilibrés, grâce à une répartition judicieuse des masses. Ces rotors sont ensuite usinés à l'aide de machines conventionnelles à commandes numériques, de façon à n'avoir aucun contact, ni entre eux, ni avec le stator.

Les orifices d'aspiration et de refoulement sont situés de part et d'autre des rotors, supprimant tout effort axial. Cette construction a permis la suppression des dispositifs de compensation axiale, l'emploi d'un nombre de roulements plus faible et l'utilisation d'engrenages droits au lieu d'engrenages hélicoïdaux.

L'absence de pièces d'usures (segments, clapets,...) dans les étages de compression garantit une grande robustesse et un rendement constant dans le temps.

L'étanchéité, capitale dans un compresseur qui doit fournir de l'air exempt d'huile, les roulements et les engrenages étant eux-mêmes lubrifiés, est assurée par des bagues auto-centreuses, séparées par des orifices de drainage. Une autre solution utilise des joints de type labyrinthe placés entre les blocs de compression et les engrenages. Ces joints sont mis à la pression atmosphérique et constamment sous une pression différentielle positive. Le vide n'est jamais créé, quel que soit le cycle de fonctionnement, le risque de pénétration d'huile par aspiration dans le bloc de compression est ainsi totalement éliminé.

Les chambres de compression sont entourées d'une double paroi où circule, au milieu, un liquide de refroidissement qui absorbe la chaleur due à la compression. Ce refroidissement assure une stabilité thermique, même dans des conditions de démarrage à froid et quelle que soit la

demande en air comprimé. Cette stabilité thermique permet également de maintenir les jeux à une faible valeur afin d'optimiser le rendement global tout au long du cycle de travail.

Quel que soit le système de refroidissement, l'air à la pression atmosphérique et à 20°C est comprimé à 2 bars dans le premier étage, entre à 175°C dans le réfrigérant intermédiaire et en sort à 48°C. La température de l'air remonte ensuite à 175°C dans le deuxième étage, où s'effectue la compression à la pression de refoulement de 7 bars, et redescend à 40°C à la sortie du réfrigérant final.

Afin de connaître avec précision les jeux en fonctionnement entre les rotors et entre ceux-ci et le stator, il est nécessaire de faire un calcul utilisant la méthode des éléments finis prenant en compte: les effets d'inertie, de pression et thermiques. Rappelons que la connaissance précise de ces jeux conditionne l'efficacité volumétrique et la fiabilité. De tels codes de calcul sont aujourd'hui disponibles. La difficulté consiste à y adjoindre un processus d'optimisation.

Notons que cette technologie est utilisée principalement dans le cas où il est impératif d'utiliser de l'air exempt d'huile et sans particules (calamine, oxydation, poussière de téflon provenant de la segmentation) dans l'industrie textile, alimentaire, chimique, installations médicales, industries électriques et électroniques...

5) COMPRESSEUR MONOVIS ZIMMERN.5.1) Principe de fonctionnement.

Pour expliquer le principe de fonctionnement, nous présentons la structure la plus rencontrée industriellement: le ZCP (fig.73). On décompose le cycle en 3 étapes: aspiration (I), compression (II) et refoulement (III).

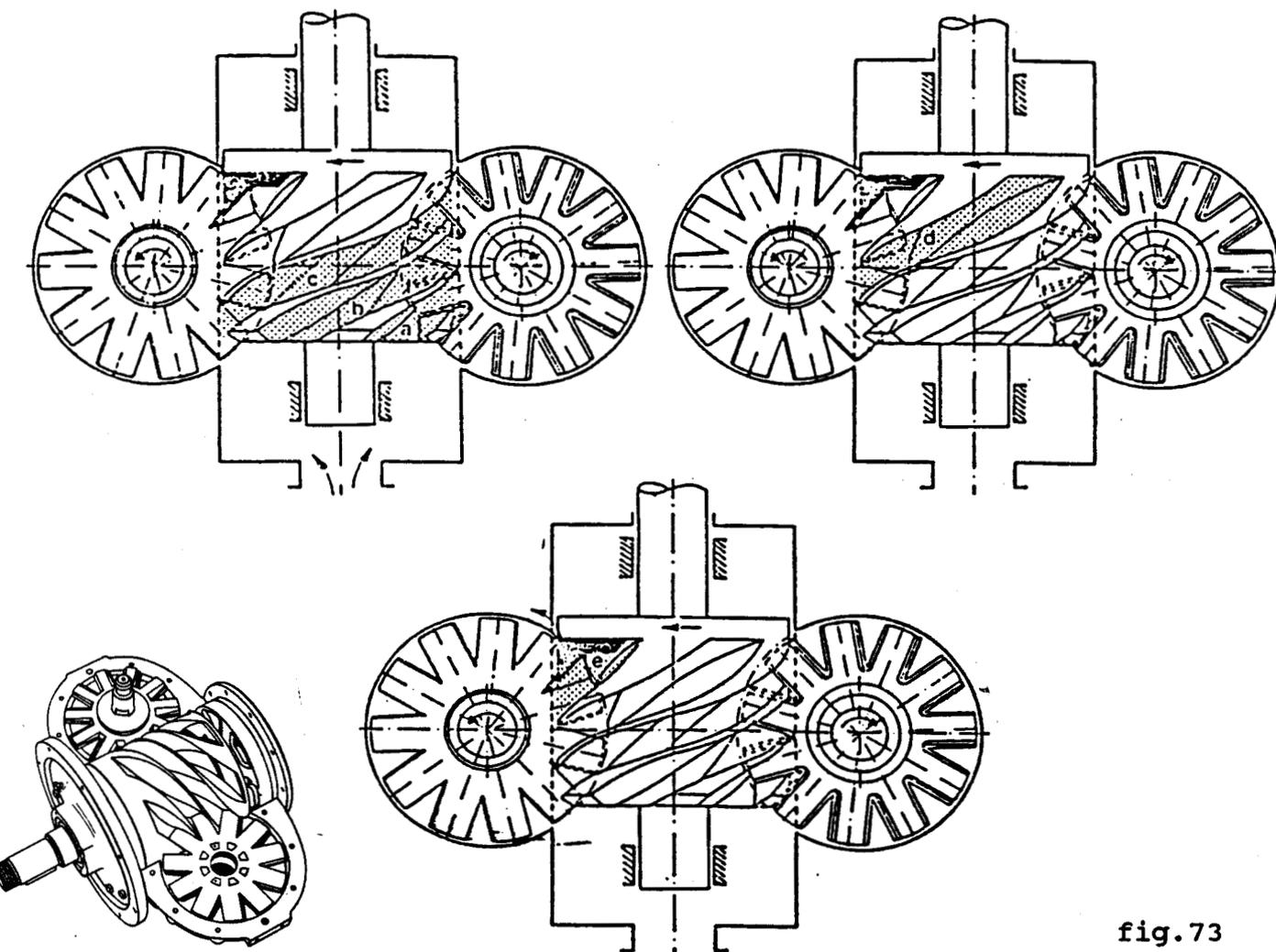


fig.73

L'aspiration se fait par la partie inférieure, le gaz occupe alors les volumes compris entre les filets (a,b et c). Ceux-ci sont ensuite balayés par les dents des pignons pendant la rotation de la vis. Le volume du gaz diminue (de d à e) et la pression augmente jusqu'au moment où la rotation de la vis dévoile l'orifice de refoulement (ouverture triangulaire pratiquée dans le carter). il s'agit donc d'une machine à rapport volumétrique fixé par la géométrie. Chaque volume compris entre deux filets est comprimé deux fois par tour.

7) COMPRESSEUR DOUBLE VIS SRM.

7.1) Principe de fonctionnement.

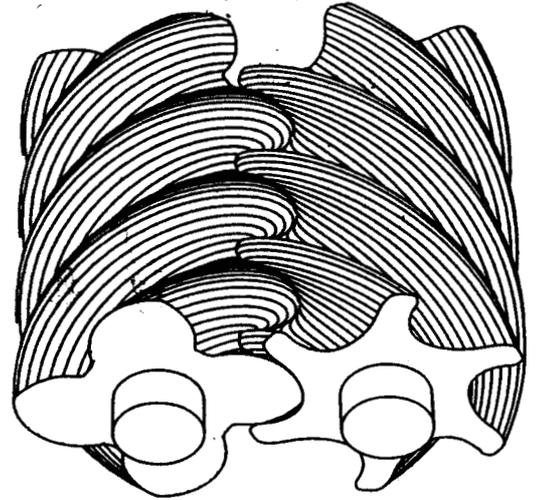
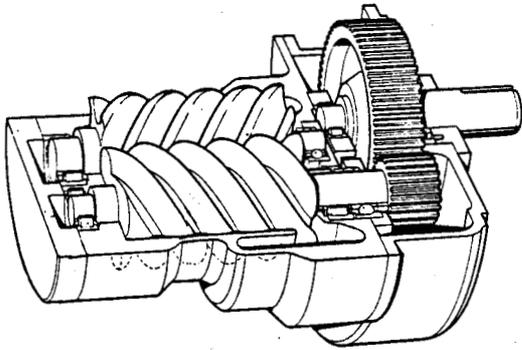


fig.84

Choisissons le moment où une alvéole du rotor femelle et le creux entre deux lobes du rotor mâle sont en communication avec la lumière d'admission (fig.84 et fig.85). La rotation fait découvrir un volume délimité par l'enveloppe des rotors, les parois de l'alvéole et les lobes correspondants. Ce volume se remplit de gaz par succion.

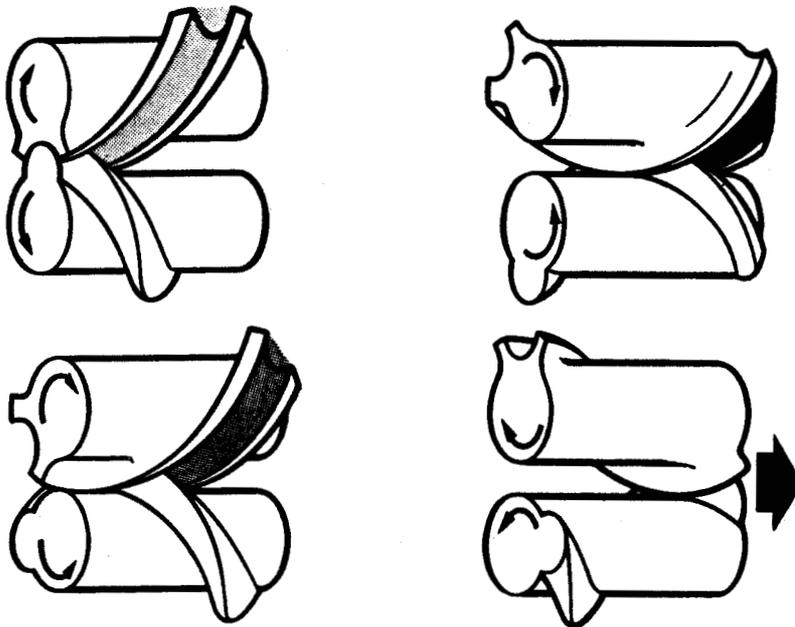


fig.85

L'alvéole et les lobes en tournant dépassent la zone de la lumière d'admission. Le volume emprisonné définit la cylindrée par lobe et par tour du rotor mâle. Les rotors continuant à tourner, la section de fermeture créée par la forme conjuguée se déplace longitudinalement vers le refoulement, ainsi le volume emprisonné diminue et la pression du gaz augmente. Lorsque la pression du gaz atteint la valeur prédéterminée, le volume restant est en face de la lumière d'échappement. Le gaz ainsi libéré s'échappe dans le réseau d'utilisation. Les rotors continuant à tourner font disparaître complètement le creux formé par l'alvéole et les lobes. La totalité du gaz est refoulé dans le réseau. Cette dernière phase est comparable à celle du compresseur à pistons puisque le gaz à la pression du réseau d'utilisation est repoussé par le jeu de l'engrènement des rotors. Si la machine est bien adaptée, la pression du gaz emprisonné est sensiblement égale à la pression du réseau au moment précis où le volume s'ouvre vers l'échappement.

7.2) Historique et domaine d'application.

Dans les années 1930, SRM (Sveridge Rotor Maskiner: bailleur de licences des compresseurs double vis), appelé en ce temps là Ljungstrom Stream Turbine and Co, s'engagea dans le domaine des turbines à gaz. A cette époque, les compresseurs de type centrifuge et axiaux posaient le délicat problème du pompage, aussi SRM lança le développement d'un nouveau compresseur tentant d'allier les demandes d'un haut rendement (de l'ordre de 85%) sous des conditions de débit et de pression les plus variées, avec un faible encombrement, un faible poids et aussi, la possibilité d'être entraîné directement par une turbine.

Le choix s'est porté sur un compresseur volumétrique avec deux rotors hélicoïdaux, fonctionnant à sec, avec de faibles jeux entre les parties en mouvement et le carter. Le rapport de compression maximum était de 2. L'idée de base provenait d'un brevet Allemand de 1878.

Pendant les années 1935-1945, furent dessinés et testés quelques 70 compresseurs à vis "secs" avec des rotors de diamètre allant de 50 à 530 mm et des combinaisons de rotors suivantes= 3+3, 3+4, 4+4, 4+6, 5+7. Les lobes du rotor femelle étaient asymétriques, donnés par une partie en développante de cercle et une autre partie générée par le profil du rotor mâle.

Pendant la seconde guerre mondiale, quelques licences furent cédées pour ce type de compresseur, appelé à cet époque compresseur Lysholm. Quelques installations pilotes fonctionnaient très bien, elle prouvèrent la difficulté de réaliser en pratique une précision suffisante pour les rotors.

Après la seconde guerre mondiale, SRM travailla sur le développement d'un nouveau profil de rotor symétrique et circulaire permettant de s'accommoder des problèmes dus à la distorsion thermique ou aux erreurs de synchronisme des rotors. L'axe de symétrie est radial et se compose d'un arc de cercle et de deux arcs d'épicycloïdes. Les raccordements avec les arcs d'épicycloïdes et le fond des lobes sont également des arcs de cercle (fig.86).

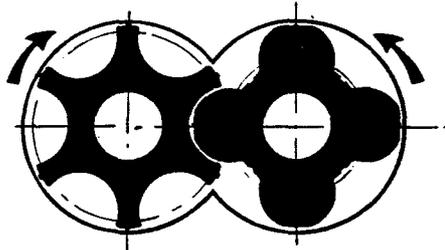


fig.86

SRM publia dès 1951 une série d'articles: calcul de caractéristiques des compresseurs à vis, standardisation de compresseurs à vis, étude sur les machines outils disponibles aux USA et en Europe pour la fabrication des rotors de compresseur à vis.

Il a été montré que, en acceptant une variation de 4% du rendement maximum, une gamme de débit allant de 1 à 310 m³/min peut-être couverte par 6 diamètres de rotors standardisés: 63,100,160,250,400,630 mm avec une combinaison de lobe unique de 4+6 et pour chaque diamètre de rotor 2 rapports L/D=0.9 et 1.5, utilisant 6 outils différents. SRM proposa en 1952 un complément à cette standardisation.

Afin de promouvoir la fabrication des compresseurs à vis (licenciés en 1952, dont le premier fut ALCATEL (France)), SRM entreprit de garder les outils pour les diamètres standards suivants: 125,160,200 et 250 disponibles chez Holroyd and Co (Angleterre), qui entreprit de développer et de proposer des machines de taillage aux licenciés.

Ce compresseur était présent sur le marché au début des années 1950. Quelques compresseurs secs (diamètre 500) dessinés en 1950 et installés en 1952 pour le gaz municipal de Stockholm fonctionnent encore aujourd'hui après 33 ans, avec seulement 2 courts arrêts pour changer les pignons de synchronisation et les roulements.

En parallèle avec l'entrée sur le marché des compresseurs secs, des travaux de recherche développement étaient entrepris sur l'injection de fluide (huile) dans la cellule de compression pour le refoidissement, l'étanchéité et la lubrification. En injectant en quantité et en qualité de l'huile, les engrenages de synchronisation et les étanchéités d'arbre peuvent être supprimés et la vitesse réduite. Un système de séparation d'huile peut-être utilisé à la sortie. Ce type de compresseur est moins sensible aux impuretés de l'air et demande moins de maintenance. Son développement commence en 1955 et se termine en 1958. Le compresseur à injection d'huile entre dans un nouveau domaine d'application: la compression de l'air. Plusieurs constructeurs de compresseurs comprennent l'intérêt de ce nouveau développement et prennent une licence dans les années 1960. A la fin de 1965, plus de 10000 compresseurs à vis lubrifiées ont été construits.

Devant un tel succès, SRM lança un nouveau programme de recherche développement pour adapter ce type de compresseur lubrifié à la compression de gaz frigorifique: une valve à tiroir est intégrée au compresseur, permettant d'adapter le débit.

Dans la dernière partie des années 1960, des analyses théoriques et les efforts de recherche développement ont permis d'améliorer les performances de ces compresseurs, dans le but de rentrer dans le marché des compresseurs d'air fixes et d'augmenter les puissances installées. Mais au cours d'essais sur des compresseurs de gaz frigorifique à taux de compression élevé, il est apparu des instabilités de torsion, ce qui a amené à réétudier les profils. Le type assymétrique est apparu en 1970. Une augmentation de 2% du diamètre des rotors, l'entraxe et les diamètres primitifs ne variant pas. Les alvéoles et les lobes sont légèrement inclinés en avant par rapport à l'axe radial (fig.87).

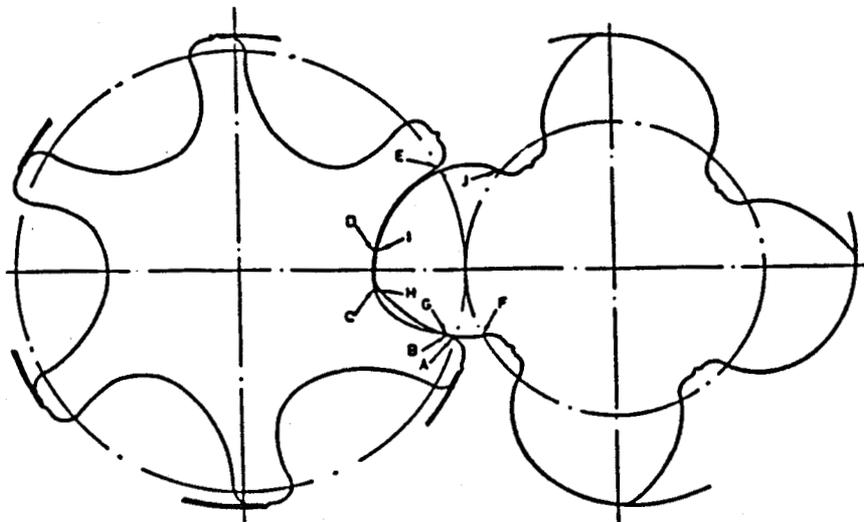


fig.87

Le profil asymétrique est construit avec un flanc menant une ligne génératrice et un flanc tirant un point générateur. Une ligne génératrice signifie que le flanc entier du rotor femelle (point D à E) génère le flanc menant du rotor mâle (point I à J), tandis que le point générateur signifie qu'un point sur un rotor (B sur le rotor femelle et H sur le rotor mâle) génère un flanc sur l'autre rotor.

On a pu noter la suppression des instabilités de torsion, une cylindrée plus importante pour un même encombrement donné, une meilleure propriété d'engrènement, un plus petit "blow-hole".

Le "blow-hole" est une zone de fuite reliant un espace inter-lobe haute pression avec le précédent qui est à plus basse pression, ceci a une influence sur l'efficacité volumétrique et affecte la consommation d'énergie.

Ce profil donne une meilleure efficacité volumétrique. Ce gain est estimé à 15% par rapport au profil symétrique.

En 1982, SRM propose le "profil D". Il ne s'agit pas d'un profil spécifique, mais d'un système polyvalent pour déterminer le meilleur profil pour chaque application, prenant en compte: performance, fiabilité, durée de vie. Il permet de faciliter l'usinage et d'autres choix pour les matériaux. C'est un profil adapté à la CFAO.

Les travaux de recherche développement ont également porté sur: la régulation des compresseurs frigorifiques, nouveaux matériaux pour les rotors, méthodes de fabrication des rotors.

Depuis les années 1930, 90 inventions relatives aux compresseurs à vis résultent en quelques 750 brevets SRM. Jusque la fin de l'année 1984, il a été construit: 20000 compresseurs secs pour différents gaz, 525000 compresseurs d'air lubrifiés, 50000 compresseurs frigorifiques lubrifiés. En 1985, SRM compte 31 licenciés répartis dans le monde.

7.3) Calcul du volume engendré.

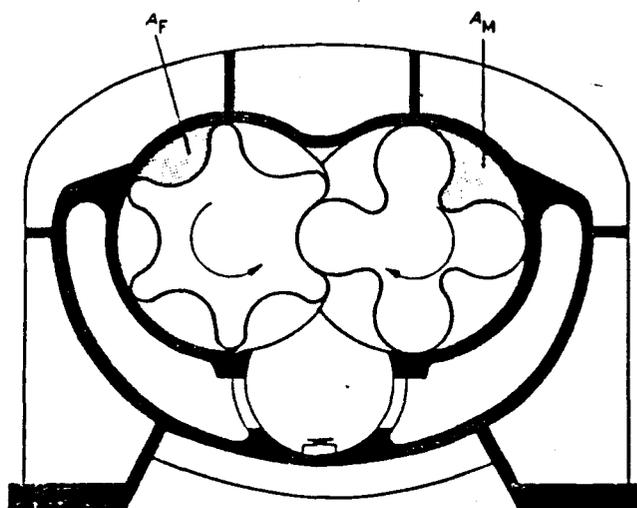


fig.88

Le volume engendré par tour est défini comme suit:

$$V_{eng} = (A_m + A_f) \cdot L \cdot Z \cdot C$$

où A_m et A_f sont des zones transversales comme le montre la figure 88, L représente la longueur du rotor, Z est le nombre de dents sur le rotor menant et C est une constante qui dépend du profil des rotors et de l'angle d'enveloppe (l'ordre de grandeur de cette constante est voisin de $1 \pm 3\%$).

Le volume engendré du compresseur peut-être modifié en changeant le diamètre du rotor et/ou la longueur et également en entraînant soit le rotor mâle, soit le rotor femelle.

Le choix de la combinaison des rotors a également son importance. Nous donnons dans ce tableau, le volume engendré pour différentes combinaisons de rotor ayant un diamètre identique de 125 mm:

| NATURE DE LA COMBINAISON | nombre de dm ³ par révolution |
|--------------------------------------|---|
| 4 lobes au mâle + 5 creux au femelle | 1.59 |
| 4 lobes au mâle + 6 creux au femelle | 1.51 |
| 5 lobes au mâle + 6 creux au femelle | 1.71 |
| 5 lobes au mâle + 7 creux au femelle | 1.63 |

Comme le volume engendré gouverne le débit à une vitesse de rotation donnée et pour un diamètre donné de rotor, on voit qu'il peut y avoir intérêt à adopter la combinaison 5+6.

SINGH et BOWMAN dans [26] analysent l'influence du nombre de lobes des rotors mâles et femelles sur les performances, les dimensions du compresseur et la rigidité des rotors. Ils concluent que la combinaison 5+6 est la solution optimum, et que: un angle d'enveloppe de 300 degrés des filets et un rapport longueur/diamètre compris entre 1.5 et 1.8 donnent les meilleures performances, pour une application de compresseur air lubrifié à 8 bars.

7.4) Conception et fabrication.

Les efforts axiaux atteignent 10000 N pour un compresseur de 30 m³/min refoulant à 10 bars. Il est nécessaire de compenser ces efforts par un système mécanique: piston alimenté par la pression de refoulement.

Les efforts radiaux atteignent 6500 N coté refoulement et 3000 N coté aspiration pour un compresseur de 30 m³/min refoulant à 10 bars. Les deux vis ont tendance à se repousser de plus en plus en fonction de la compression. La résultante dynamique donne un travail en flexion rotative. Effectivement, après plusieurs heures de fonctionnement, on peut remarquer une ligne d'usure située au milieu du stator.

Des calculs utilisant la méthode des éléments finis [27], ont permis une meilleure connaissance des performances de la structure du compresseur et d'optimiser la matière (fig.89).

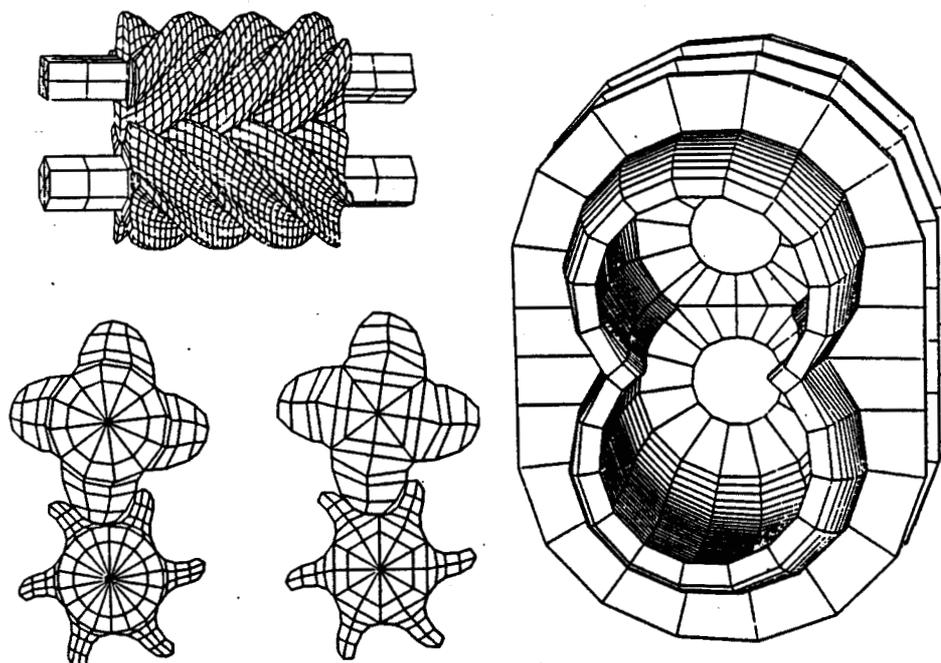


fig.89

L'inconvénient majeur de cette structure est la fragilité des paliers (généralement des roulements), la sollicitation dynamique qu'ils doivent supporter étant très importante (le dimensionnement de ces paliers étant limité par l'entraxe des deux rotors).

Dans le cas de la conduite par le rotor mâle, le couple transmis au rotor femelle est de l'ordre de 5 à 25% du couple d'entrée. Dans le cas de la conduite par le rotor femelle, le couple transmis au rotor mâle est de l'ordre de 50 à 65%.

En conséquence, c'est le rotor mâle qui est presque toujours menant. La conduite par le rotor femelle est faite seulement sur les petits compresseurs (4 à 12 m³/min) où l'augmentation de vitesse permet d'améliorer l'efficacité volumétrique.

Les méthodes traditionnelles d'usinage des rotors sont (pour les rotors en acier) [28]:

- La HOLROYD: c'est une machine spéciale, ressemblant à un tour parallèle, qui procède au taillage par génération. La vitesse de coupe atteint 30 m/s.

- La LIEBHERR: c'est une fraiseuse qui travaille par le principe de la fraise mère.

D'autres procédés apparaissent, tels que la rectification après ébauche (KAP-GUHRING).

En dehors des rotors en acier, deux développements sont possibles:

- Les rotors en aluminium, éventuellement recouverts de "Molykote" (MoS₂)
- Les rotors en plastique.

Enfin, on cherche à obtenir les petites vis aux cotes finies:

- par moulage sous pression à partir de poudre métallique,
- par forgeage à froid (pour l'AU4G),
- par extrusion à chaud,
- par moulage par injection pour le plastique.

Les machines nécessaires à la réalisation et au contrôle des rotors demandent un investissement financier important (une machine Holroy coûte environ 10 MF). Ceci conduit les producteurs de vis à accroître leur propre production en s'équipant d'atelier flexible (comme MAN GHM en Allemagne) et en vendant à d'autres constructeurs de compresseurs.

- IV - BIBLIOGRAPHIE.

1. ENERGIE FLUIDE

Transfert de dépotage de gaz toxiques ou corrosifs avec un compresseur à membrane. Energie fluide, numéro hors série (1984).

2. BUISINE D. et DESTOOP T.

Clapet à flux direct notamment pour compresseur. Brevet d'invention Français n 84 17343 (1984).

3. DESTOOP T.

2 rapports de stage (1982 et 1983), 2 rapports de projets (1983 et 1984). EUDIL, université des sciences et techniques de lille.

4. DESTOOP T.

Ecoulement dans une conduite à paroi fixe ou mobile. Mémoire de DEA (1984), université des sciences et techniques de Lille.

5. KANDRI-RODY O.

Stabilité du fonctionnement d'un clapet, couplage fluide-structure. Thèse de doctorat du 3 cycle en mécanique des fluides. Université des sciences et techniques de Lille (1987).

6. THOME G.

Propos sur les compresseurs alternatifs sans lubrification. Energie fluide, numéro hors série (1984).

7. LUNDBERG A. et GLANVALL R.

A comparison of SRM and globoid type screw compressors. International journal of refrigeration (p221-p231, 1979).

8. WIART A., CAUSSIN G. et MARCHENOIR M.

Machine homopolaire alimentée par onduleur de courant pour entraînement de grande puissance à grande vitesse. Jeumont-Schneider.

9. OUZIAUX R.

Mécanique appliquée, tome III, dynamique des machines alternatives, pompes et compresseurs volumétriques. Edition Dunod.

10. ENERGIE FLUIDE

Air comprimé: le silence est d'or. Energie fluide, numéro hors série (1984).

11. BIPE

Gestion de maintenance assistée par ordinateur, le marché français à moyen terme. Etude BIPE: 122, avenue Charles-de- Gaulle, 92522 Neuilly-sur-Seine cedex.

12. ALTY J.L. et COOMBS M.J.

Systemes experts. Concepts et exemples. Aux éditions MASSON (1986).

13. FROST et SULLIVAN

Industrial compressors market in Europe, septembre 1982. Frost and Sullivan, Londres.

14. TANNEAU G.

Contribution à l'étude des paliers de bielle, effet des rugosités. Thèse de docteur de 3 cycle, soutenu à l'université de Poitier (1984)

15. LEMAITRE D.

Des compresseurs haute pression originaux. Energie fluide, numéro hors série (1984).

16. CADIOU J.

Moteur à piston rotatif. Techniques de l'ingénieur, B3.

17. GOBERT C.

Vis ou palettes ? Energie fluide, numéro hors série (1984).

18. FLAMME J.M.

Les machines volumétriques à palettes. Energie fluide, numéro hors série (1984).

19. FLAMME J.M. et MINEUR Y.

Conception assistée par ordinateur des compresseurs volumétriques à palettes. Conférence MICAD 85.

20. LEMOINE B.

Etude d'un compresseur hypertrocoïdal à palettes. Thèse de docteur ingénieur en mécanique, université des sciences et techniques de Lille (1982).

21. ENERGIE FLUIDE

Les compresseurs à lobes secs RDL. Energie fluide, numéro hors série 1984.

22. DEGUEURCE - PASCAL - ZIMMERM

Compression directe de la vapeur d'eau par un compresseur monovis. Quinzième congrès international du froid. Venise 23-29 septembre 1979 -B-2-15

23. KRINSKY J.L., SKRUCH H.J. et VEDDER W.H.
NAVY air compressors. Past, present and future. Naval engineers journal, may 1985.
24. ZIMMERM
From water to refrigerant: twenty years to develop the oil injection-free single screw compressor. Proceedings of the 1984 Purdue compressor technology conference, Purdue university.
25. BEIN-HAMILTON
Computer modeling of an oil flooded single screw air compressor. Purdue 1982 (p:127-134)
26. SINGH P.J. et BOWMAN J.L.
Effect of design parameters on oil flooded screw compressor performance. Proceedings of the 1986 Purdue compressor technology conference. Purdue university.
27. VDI-GESELLSCHAFT ENERGIETECHNIK
Schraubenmaschinen, schraubenverdichter, schraubenmotoren. Tagung Dortmund, 25.und 26.September 1984.
28. SRM
Technical screw compressor conference. Stockholm 28-31 octobre 1985
29. DOLLEZAL N.A.
(a) Contribution to the theory of the self-acting valve for reciprocating compressors. Khemcheskoye mashinostroenie 1939 No 7.
(b) Accurate theory of the suction valve in a reciprocating compressor. Obchee mashinostroenie No 1 (1941), p.16
(c) Calculation of fundamental parameters of self-acting disc valves in a piston compressor. Obchee mashinostroenie, No 9 (1941),p.2
30. COSTAGLIOLA M.
(a) Dynamics of a reed type valve. D.Sc.thesis, M.I.T, 1949.
(b) The theory of spring loaded valves for reciprocating compressors. J. Appl. Mech, 17(4) (1950), 415.
31. WAMBSGANSS M.W. et COHEN R.
Dynamics of a reciprocating compressor with automatic reed valves. Paper 3.06 Proc. XII int. cong. refrig, Madrid, 1967.
32. TOUBER S.
On the energy consumption of reciprocating compressors depending upon the time of delivery valve. Paper 3.55 Proc. XII int. cong. refrig, Madrid, 1967.
33. NAJORK H.
Investigation of the closing of self-acting valves in high speed R12 compressors. Paper 3.17 Proc XII int. cong. refrig, Madrid, 1967.

34. MAC LAREN J.F.T et KERR S.V.

Analysis of valve behaviour in reciprocating compressors. Paper 3.39
Proc XII int. cong. refrig, Madrid, 1967.

35. ADAIR R.P., QVALE E. B. et PEARSON J.T.

Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in a reciprocating
compressor. Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology
Conference, Purdue University.

36. BROK S.W., TOUBER S. et VAN DER MEER J.S.

Modeling of cylinder heat transfer. Large effort, little effect ?.
Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference,
Purdue University.

37. RECKTENWALD G.W., RAMSEY J. W. et PATANKAR S. V.

Predictions of heat transfer in compressor cylinders. Proceedings of
the 1986 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University.

38. SCHWERZLER D.D et HAMILTON J.F.

An analytical method for determining effective flow and force areas
for reciprocating compressor valving systems. Proceedings of the
1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University.

39. YUEJIN T. et YONGZHANG Y.

The experiment and analysis of drag coefficient of the ring-type
valve. Proceedings of the 1986 Purdue Compressor Technology
Conference, Purdue University.

40. FRILEY J.R. et HAMILTON J.F.

Characterisation of reed type compressor valves by the finit element
method. Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology
Conference, Purdue University.

41. DESMET B.

Contribution à l'étude de l'influence du circuit d'aspiration sur le
remplissage d'un moteur Diesel. Thèse de doctorat, université des
sciences et techniques de Lille I, 1977.

42. BRABLIK J.

Computer simulation of the working process in the cylinder of a
reciprocating compressor with piping system. Proceedings of the 1974
Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University.

43. AIR LIQUIDE (division scientifique)

Encyclopédie des gaz

44. FEIDT M.

Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et
procédés. (ed. Tec&Doc Lavoisier, 1987)

45. VIDAL J.
Thermodynamique, méthodes appliquées au raffinage et au génie chimique (tome I). Publications de l'institut français du pétrole.
46. PLASTININ P. I.
Mathematical modeling of reciprocating compressors in the USSR. Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University.
47. BLONDEL M.
Modélisation d'un cycle de compresseur volumétrique. Mémoire CNAM 85, centre associé de Lille.
48. MAC CORMACK R.W.
A numerical method for solving the equations of compressible viscous flow. AIAA pap n81.0110.
49. BAUER F.
Behaviour of automatic valves for refrigerating piston compressors. Congrès international du froid, commission B2, Vienne 1987.

