

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Gm.0141

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES
Département de Génie Electromécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

TITRE:

DIAGNOSTIC ET OPTIMISATION DU RESEAU
D'AIR COMPRI ME DES INDUSTRIES CHIMIQUES
DU SENEGAL (I.C.S - Darou)

AUTEUR: ALIOUNE NIANG

DIRECTEUR : M. PAUL DEMBA

CO-DIRECTEUR : M. BANDA NDOYE

DIRECTEUR EXTERNE : M. MOMATH BA

JUIN 95

*L'humanité vit au fond d'un océan d'air
comprimé.*

(Anonyme)

*A mon père,
A ma mère,
A tous mes frères et soeurs,
A tous mes amis*

REMERCIEMENTS

Je remercie profondément tous ceux qui ont oeuvré à la réussite de ce projet de fin d'études. Ces remerciements sont adressés en particulier à:

- M. Paul Demba, ingénieur MscA, professeur à l'E.P.T et directeur du projet pour ses remarques, ses critiques et ses suggestions.
- M. Banda Ndoye, docteur d'état, professeur à l' E.P.T et co-directeur du projet pour son appui.
- M. Momath Ba, ingénieur intervention aux I.C.S Darou, directeur externe du projet pour tous les moyens humains et matériels qu'il a su mettre à notre disposition
- M. Doudou Fam, ingénieur développement aux I.C.S
- l' ensemble du personnel du Bureau Technique et du service de la régulation du département de la maintenance, ainsi celui de l'atelier utilités des I.C.S
- MM. Babacar FALL, Papa Modou Ndiaye et Karamoko Traoré, élèves-ingénieurs à l'EPT.

Qu'ils trouvent tous à travers ces mots l'expression de toute ma gratitude.

SOMMAIRE

L'énergie pneumatique a participé d'une manière considérable au développement de l'industrie et en demeure encore un élément majeur. L'essor de l'usage de l'air comprimé, tient entre autres avantages de sa souplesse d'emploi pour exécuter un nombre de tâches à peu près illimité. On a compris que l'air comprimé permet d'économiser du temps, de réduire le prix de revient et l'effort physique. Dans de nombreux cas, cette énergie est utilisée parce qu'elle est la seule à convenir ou qu'elle s'est avérée être le moyen le plus optimal dans certaines applications.

Ainsi les I.C.S., Industries Chimiques du Sénégal, ont dans la plateforme de Darou axé tout le système de régulation de leur production d'acides sulfurique et phosphorique sur l'énergie pneumatique. A l'instar de celui des I.C.S, beaucoup de processus de fabrication sont tributaires de l'air comprimé, si bien que l'on peut affirmer qu'une défaillance de la production d'air peut entraîner un arrêt de la fabrication et des conséquences incalculables. Cependant du fait de son caractère inoffensif et invisible, l'on a tendance à négliger les installations d'air comprimé. Les réseaux d'air comprimé sont donc souvent caractérisés par un fonctionnement peu fiable, des manques de pression et une anarchie dans la distribution, ce qui contribue à donner des idées fausses sur le rendement d'une telle installation .

L'objectif de notre étude qui s'applique aux I.C.S. est d'effectuer un diagnostic complet et d'émettre des propositions en vue de fiabiliser le réseau d'air comprimé. Cet exposé va

- couvrir individuellement tous les éléments de l'installation tout en mettant l'accent sur :
- l'analyse du fonctionnement des compresseurs et les économies d'énergies probables que l'on peut faire en améliorant le système de régulation
 - les moyens les plus adéquats de rendre l'air dépourvu de toute humidité sans grandes dépenses d'énergies.
 - l'optimisation de la disposition des tuyauteries et les implications des déperditions liées aux pertes de charges et aux fuites.
 - une aide à la décision pour l'achat de nouveaux compresseurs et d'un sécheur
 - une estimation du prix de revient du mètre cube d'air comprimé .

TABLE DES MATIERES

Page

REMERCIEMENTS	i
SOMMAIRE	ii
INTRODUCTION	1
CHAPITRE I : ESTIMATION DES BESOINS	
1.1 - IDENTIFICATION DES UTILISATIONS.	4
1.2 - VITESSES DANS LES TUYAUTERIES.	5
1.3 - DÉBIT TOTAL	6
CHAPITRE II : LE RESEAU DE PRODUCTION	
2.1 - CALCUL DES COMPRESSEURS	8
2.2 - ANALYSE DES PARAMETRES D'ASPIRATION	14
2.3 - REFROIDISSEMENT	16
2.4 - CONDENSATION	25
2.5 - SECHAGE DE L'AIR	30
2.6 - REGULATION ET ECONOMIE D'ENERGIE	37
2.7 - CAPACITE DES RESERVOIRS	43

CHAPITRE III : LE RESEAU DE DISTRIBUTION

3.1 - PENTE DE LA TUYAUTERIE	47
3.2 - FUITES	50
3.3 - PERTES DE CHARGE	52

CHAPITRE IV : CHOIX DE NOUVEAUX EQUIPEMENTS

4.1 - LES COMPRESSEURS.	59
4.2 - SECHEUR D'AIR	64

CHAPITRE V : ETUDE DES COUTS

5.1 - PRIX DE REVIENT DE L'AIR COMPRIE	68
5.2 - INCIDENCES DE L'OPTIMISATION	69
5.3 INVESTISSEMENTS	70

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS	72
--	-----------

LISTE DES ANNEXES

Page

ANNEXE A: Caractéristiques de l'air et de l'eau	A -1
ANNEXE B: Performances des compresseurs	B -1
ANNEXE C: Schéma de réalisation de l'air comprimé	C -1
ANNEXE D: Catalogues	D -1

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure II.1: Schéma fonctionnel d'un compresseur	8
Figure II.2: Variations de température pour les étages de compression	12
Figure II.3: Réfrigérants des compresseurs	20
Figure II.4: Condensation en fonction de la température et de l'humidité	28
Figure II.5: Consommation d'énergie pour une marche à mi-charge	41
Figure III.1: Pentes à éviter pour un réseau d'air comprimé	49
Figure III.2: Pentes normales pour un réseau d'air comprimé	49
Figure III.3: Mauvais piquage pour un réseau d'air comprimé	49
Figure III.4: Piquage indiqué pour un réseau d'air comprimé	49
Figure III.5: Techniques de piquage pour relier un point à un autre plus élevé.	50
Figure IV.1 Courbes de charge d'un compresseur	60
Figure IV.2: Courbes caractéristiques de deux compresseurs	61
Figure IV.3: Schéma fonctionnel d'un sécheur à réfrigération	66

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I.1: Identification des utilisations d'air comprimé	4
Tableau I.2: Vitesse et débit admissibles dans une tuyauterie DN 20	6
Tableau I.3: Hypothèses de simultanéité	6
Tableau I.4: Besoin en air service	8
Tableau II.1: Pression de fonctionnement des étages des compresseurs	9
Tableau II.2: Espaces morts des étages de compression.	10
Tableau II.3: Caractéristiques de la salle des machines et de l'extérieur	14
Tableau II.4: Caractéristiques théoriques des circuits de refroidissement	23
Tableau II.5: Performances prévues pour les réfrigérants	23
Tableau II.6: Caractéristiques actuelles des circuits de refroidissements	23
Tableau II.7: Performances actuelles des réfrigérants	24
Tableau II.8: Résistance de la paroi en fonction de la vitesse superficielle de l'air.	29
Tableau II.9: Coefficient correctif de la température dans une tuyauterie	23
Tableau II.10: Périodes d'adsorption et de régénération du sécheur d'air	32
Tableau II.11: Conditions normales de fonctionnement du sécheur	33
Tableau II.12: Fonctionnement du réfrigérant E1905	34
Tableau II.13: Conditions actuelles de fonctionnement du sécheur	35
Tableau II.14: Les appareils de régulation et leur consigne	38
Tableau II.15: Caractéristiques du moteur d'entraînement des compresseurs	40

Tableau II.16: Puissance et rendement du moteur des compresseurs	40
Tableau II.17: Economies d'énergie par modification du système de régulation	51
Tableau III.1: Conséquences d'une fuite en fonction du diamètre du trou	61
Tableau V.1: Caractéristiques des compresseurs	68
Tableau V.2: Charges fixes mensuels sur réseau air comprimé	68
Tableau V.3: Charges de puissance et d'énergie sur les compresseurs	69
Tableau V.4: Prix de revient de l'air comprimé	69
Tableau V.5: Economies d'argent réalisables sur le système de régulation	70
Tableau V.6: Coûts des investissements	70
Tableau V.7: Dépenses annuelles approximatives pour le réseau d'air comprimé	71

INTRODUCTION

Les I.C.S (Industries Chimiques du SENEGAL) constituent un groupe opérant dans la filière phosphatière. Elles sont composées de deux plate-formes l'une à MBAO et l'autre à DAROU, ainsi que diverses sociétés annexes.

La plate-forme de DAROU s'occupe essentiellement de la production des acides sulfurique et phosphorique. Elle dispose d'un réseau d'air comprimé, qui est utilisé sous deux formes principalement:

- l'air instrument qui alimente les appareils de régulation et les cannes de bullage.
- l'air service qui sert aux travaux ponctuels ainsi qu' au barbotage.

La production de l'air comprimé est assurée par trois compresseurs identiques à pistons, en V, bicylindriques, bi-étagés qui comptent plus d'une décennie de service. Leur refroidissement se fait par circulation d'eau avec deux réfrigérants: le premier situé à l'inter-étage et le second au refoulement du 2e étage.

Les compresseurs sont montés en parallèle et débitent dans un collecteur commun, suivant une régulation par "tout ou rien" en cascade, contrôlé par des pressostats. Le programme de marche est le suivant:

- un compresseur en base
- un compresseur en appoint
- un compresseur en secours

La production est stockée dans un ballon d'air dénommé R 19.03 (capacité 30 m³) sur lequel se trouve 2 départs:

- un pour l'air service.
- l'autre pour l'air instrument sur lequel est disposé un sécheur par adsorption.

Le réseau de distribution dessert globalement toute l'usine hormis certains secteurs comme l'atelier de la maintenance qui s'est doté d'un réseau autonome.

La comparaison entre le fonctionnement actuel du réseau et celui prévu révèle plusieurs anomalies:

- Les compresseurs sont réglés à une pression de 7 bars effectifs en lieu et place des 8.5bars nominal, et 12 bars effectifs maximum indiquées par le constructeur, pour éviter des augmentations excessives de température.
- Le taux de marche des compresseurs est élevé (100 % pour la base, entre 60 et plus de 80% pour l'appoint), alors que théoriquement un seul aurait dû suffire.
- Au cours de leur fonctionnement, les compresseurs déclenchent intempestivement par température haute au 2^e étage lorsque la température ambiante à l'aspiration est élevée (plus de 33°C).
- L'air instrument est humide, malgré la présence du sécheur d'air par adsorption, ce qui entraîne des dépôts corrosifs sur les appareils de régulation.
- Manque de pression au niveau de certains points de desserte d'air service.
- Réseau de distribution devenu anarchique par suite de modifications
- Un gaspillage important d'air par une mauvaise utilisation.
- Dépenses d'entretien exorbitantes d'environ 30 millions de FCFA. par an

En tout état de cause, le fonctionnement du réseau d'air comprimé n'est pas optimal. Or c'est bien un domaine vital pour la bonne marche de la plate-forme, le dispositif de

régulation étant principalement pneumatique.

La gravité de la situation est telle que les I.C.S envisagent de remplacer les équipements existants pour de nouveaux plus performants.

Ainsi, il a été proposé d'effectuer un diagnostic et de proposer des solutions en vue d'une fiabilisation du réseau d'air, dans le cadre d'un projet de fin d'études.

Le plan des études a été le suivant:

- Bilan approximatif des consommations et des besoins.
- Diagnostic individuel de chaque élément du réseau.
- Analyse critique du système de régulation.
- Propositions d'optimisation du réseau de distribution.
- Propositions d'achat de nouveaux équipements.
- Evaluation économique.

CHAPITRE I : ESTIMATION DES BESOINS

Estimer les besoins dans un réseau pareil à celui des I.CS est relativement compliqué. En effet, l'utilisation est diversifiée, et il est difficile à l'heure actuelle d'avoir un schéma de réalisation fidèle des installations. Du fait de ces contraintes, nous distinguerons donc l'estimation des besoins en air service, et ceux en air instrument. Pour ce dernier cas, nous nous suffirons du comptage effectué. La méthode suivante ne concernera par conséquent que l'air service.

1.1 - IDENTIFICATION DES UTILISATIONS

A la suite de diverses enquêtes au niveau de la maintenance, il a été identifié principalement 4 types d'utilisation :

N°	Type d'utilisation	Durée
1	En cas de panne ou d'intervention	24h d'affilée/3 mois
2	En cas de besoin ponctuel, nettoyage...	1h/jour
3	Sollicitation normale	8 à 12 h/j
4	Sollicitation permanente	24h/24

Tableau I.1: Identification des utilisations d'air comprimé

Pour des exemples d'utilisation, nous citerons respectivement par type:

- type 1: les nourrices d'air

- type 2: les départs situés à proximité des machines qui servent au nettoyage..
- type 3: le barbotage au niveau de l'atelier phosphorique
- type 4: les fondoirs

Une classification par catégorie est effectuée dans le schéma de réalisation de l'air service en annexe.

1.2 - VITESSES DANS LES TUYAUTERIES

Les conduites d'air comprimé représentent un lien très important entre les compresseurs et les points d'utilisation. Une installation réalisée avec de trop petites tuyauteries causera une très grande perte de charge au cours de l'acheminement de l'air. En effet, si pour obtenir à un point d'utilisation, une pression de 7 bars, un compresseur doit produire de l'air à une pression de 8.5 bars, cela entraîne une dépense d'énergie supplémentaire de 10%.

Les faibles diamètres de canalisation provoquent une grande vitesse d'écoulement qui rend plus difficile la séparation de l'eau et de l'air, car la condensation qui s'écoule dans la tuyauterie est soufflée et entraînée avec l'air à grande vitesse.

Il est donc conseillé pour minimiser les pertes, de choisir une vitesse de circulation optimale comprise entre 6 et 10 m/s.

Pour des tuyauteries de diamètre nominale DN 20 ou 3/4 ", ce qui est le cas pour la majorité des points de desserte, les débits d'écoulement sont donnés par le tableau suivant.

V (m/s)	6	6.5	7	8	9	10
Q(m ³ /min)	0.128	0.139	0.150	0.171	0.192	0.214

Tableau I.2: vitesses et débits admissibles dans une tuyauterie de diamètre nominal 20mm

Ainsi en nous plaçant dans le cas le plus défavorable, nous allons adopter une vitesse optimale de 6 m/s dans les tuyauteries, et une pression d'environ 6 bars au niveau des points de desserte. Ce qui correspond à un débit de design de 0.128 m³/min.

1.3 - DÉBIT TOTAL

1.3.1 - Hypothèses de simultanéité

En fonction des types d'utilisations énumérés plus haut, nous allons considérer les hypothèses de simultanéité suivantes:

type	nombre de points d'utilisation	Nbre à considérer
1	- de 1 à 10 postes	1 poste
	- de 10 à 20 postes	2 postes
2	- de 1 à 15 postes	2 postes
	- de 15 à 30 postes	4 postes
3	quelconque	le tiers
4	quelconque	tous

Tableau I.3: hypothèses de simultanéité pour l'air service

1.3.2 - Besoins en service

Ils sont recensés dans le tableau suivant:

type	nombre recensé	nombre retenu	débit de design*	débit partiel*
1	15	2	0,128	0,256
2	25	4	0,128	0,512
3	23	8	0,128	1,024
4	4	4	0,128	0,512
Débit total				2,304

Tableau I.4: Besoins en air service

Les débits sont exprimés en m³/min.

Le besoin total en air service est de 2,304 m³/min pour une pression de 6 bars.

Les besoins actuels au niveau de l'air instrument se résument principalement à l'alimentation des appareils de régulation et de la dizaine de cannes de bullage (environ 60 l/h sous 1,4 bar par canne). Le comptage effectué donne un débit moyen de 1,44 m³/min à 6 bars.

Le besoin total en air comprimé (air service et air instrument) est donc d'environ 3,744 m³/min à 6 bars, soit 1550 Nm³/h.

CHAPITRE II : LE RESEAU DE PRODUCTION

Le réseau de production est composé par les trois compresseurs, le dispositif de séchage et les deux réservoirs.

Le diagnostic portera individuellement sur tous les éléments et sera surtout une comparaison entre le fonctionnement normal et celui actuel.

2.1 - CALCUL DES COMPRESSEURS

Il s'agit de faire une simulation du comportement des compresseurs face à la variation des conditions d'aspiration. Cette simulation limitée aux étages de compression sera un élément de diagnostic du fonctionnement actuel des machines par rapport aux conditions normales. Le schéma fonctionnel des compresseurs est représenté à la figure II.1:

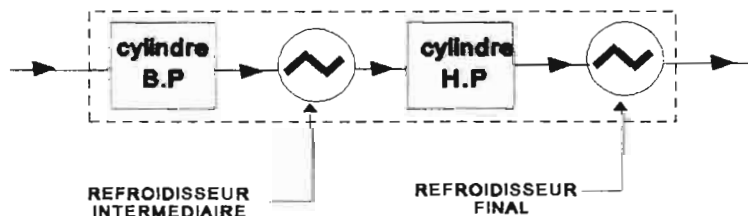


Figure II.1: Schéma fonctionnel d'un compresseur

I.1.1 - données.

Q = débit à l' aspiration : NI/min

P_0 = pression atmosphérique en bars

t_0 = température à l'admission °C

P_1 = pression refoulement 1e étage

P_2 = pression refoulement 2e étage

e_1 = espace mort (%) du 1e étage

e_2 = espace mort (%) du 2e étage

L = course commune en mm

D_1 = diamètre 1e étage en mm

D_2 = diamètre 2e étage en mm

n = vitesse en RPM

Le fonctionnement du compresseur selon les prescriptions du constructeur en terme de pression est résumé sur le tableau ci-dessous :

Pression refoulement	pression inter-étage
8 bars effectifs	1,85 bars effectifs
12 bars effectifs	2,15 bars effectifs

Tableau II.1: Pressions de fonctionnement des étages du compresseur

les valeurs des espaces morts sont les suivantes:

1e étage	
point mort bas	7,3
point mort haut	7,7
2e étage	
point mort bas	3,3
point mort haut	3,7

Tableau II.2: Espaces morts pour les étages de compression

La course L est identique pour le 1e et le 2e étage et est égale à 92 mm.

Les diamètres des pistons sont respectivement : $D_1 = 400$ mm, $D_2 = 250$ mm

I.1.2 - Diverses notions

- rapport de compression : C'est le rapport entre la pression à l'entrée et la pression à la sortie:

$$\rho_1 = \frac{P_{1+1}}{P_0} \quad \rho_2 = \frac{P_{2+1}}{P_{1+1}} \quad (1)$$

- Volume à l'aspiration en litres (l)

$$V_0 = \frac{\pi * D^2}{4} * L \quad (2)$$

- Volume au refoulement 1^e étage en litres (l)

$$P_1 * (V_1 + e_1)^K = P_0 * (V_0 + e_1)^K \quad \Rightarrow \quad V_1 = \left(\frac{1}{\rho_1}\right)^{\frac{1}{K}} * (1 + e_1) V_0 - e_1 * V_0 \quad (3)$$

- Température de refoulement au 1^o étage

$$T_1 = T_0 * p_1^{\frac{K-1}{K}} \quad (4)$$

-Température après refroidissement :

D'après le constructeur, l'air devra au sortir du refroidisseur intermédiaire, être à la température T_{11} de 52 °C environ, soit 325 K.

- Volume après refroidissement: la température n'étant pas très élevée, on peut considérer le coefficient de dilatation volumique constant.

$$V_{11} = V_1 * \frac{T_1}{T_{11}} \quad (5)$$

- Rendement global 1^o étage: Le compresseur étant à double effet, ce rendement est donné par :

$$\eta_1 = \frac{2 * Q}{\pi * D_1^2 * L_1 * n} \quad (6)$$

- Volume au refoulement 2^o étage en litres (l)

$$P_1 * (V_2 + e_2)^K = P_1 * (V_{11} + e_2)^K \quad \Rightarrow \quad V_2 = \left(\frac{1}{p_2}\right)^{\frac{1}{K}} * (1 + e_2) V_{11} - e_2 * V_{11} \quad (7)$$

- Température de refoulement au 2^o étage

$$T_2 = T_{11} * p_2^{\frac{K-1}{K}} \quad (8)$$

La valeur de K détermine la qualité de la compression. Elle doit se situer généralement

entre le polytrophe et l'isotherme, plus précisément entre 1,33 et 1,35. Cependant elle est spécifique à chaque machine. Les valeurs de design déduites des données du constructeur sont: $K = 1,42$ pour le corps BP, $K = 1,37$ pour le corps HP des compresseurs. Les mesures effectuées donnent $K = 1,47$ pour le corps BP, $K = 1,42$ pour le corps HP.

La figure (II.2) montre pour chaque étage de compression la variation de température: les courbes en trait fin représentent les valeurs design, tandis que les courbes en trait plein, les valeurs réelles.

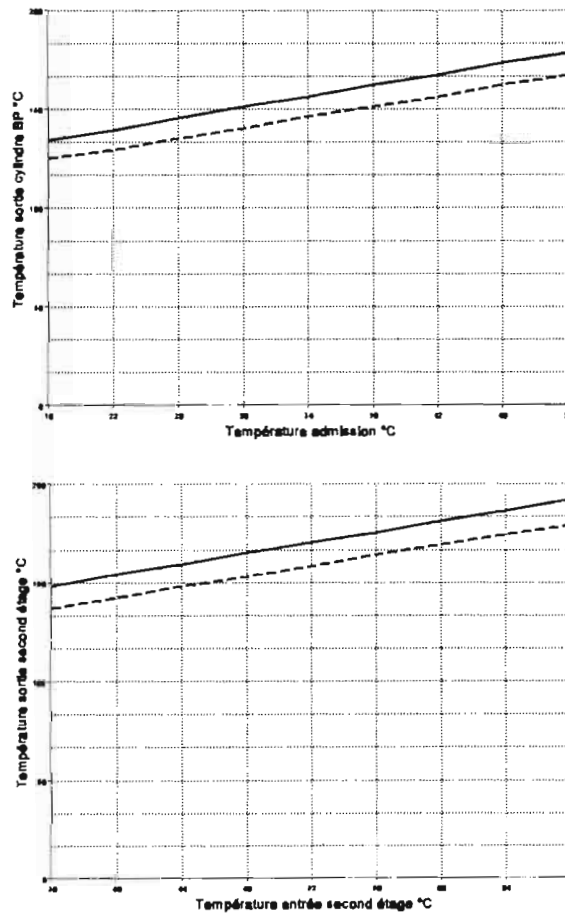


Figure II.2 : Variations de température pour les étages des compresseurs

On remarque, pour les deux cylindres, que les conditions de compression s'éloignent des valeurs de design. Ainsi dès que la température à l'entrée du second étage atteint 52°C, la température à la sortie dépasse 170°C, entraînant un déclenchement de la machine. Les compresseurs à piston sont des machines dont la longévité et l'efficacité varient en fonction du niveau d'utilisation. Ainsi, il n'est pas étonnant pour un niveau d'utilisation très élevé (100 %), et des conditions de fonctionnement défavorables que le rendement des compresseurs diminue, compromettant ainsi sérieusement la production de l'air comprimé. Dans leur fonctionnement actuel, les compresseurs ne peuvent refouler à plus de 7 bars sans engendrer des élévations de température néfastes pour les clapets et les segments. Leur rendement volumétrique (rapport entre débit réel et volume engendré) est aussi très faible. Ainsi pour un débit réel compris entre 600 et 700 Nm³/h, il est de l'ordre de 50%. De même les rendements isothermiques et polytropiques sont très en deçà des valeurs théoriques. (voir annexe B).

Ces facteurs montrent que les compresseurs fournissent beaucoup plus de travail que nécessaire, et ne peuvent assurer la fourniture correcte d'air comprimé au réseau.

En tout état de cause, une étude complémentaire sur le système de refroidissement des compresseurs et sur les possibilités d'amélioration des conditions d'aspiration est nécessaire.

2.2 - ANALYSE DES PARAMETRES D'ASPIRATION

Les compresseurs sont situés dans une salle, où il se produit des échappements de vapeur. Ce facteur entraîne une augmentation de la température et de l'humidité relative(ϕ) par rapport à l'extérieur. De plus les filtres sont situés trop près du sol pour éviter l'entraînement de la poussière.

Ainsi pour analyser cette influence nous avons entrepris une première série de mesures à l'aide d'un hygromètre. Cette dernière a porté sur les paramètres que sont:

- Température à l'intérieur et à l'extérieur du local.
- Humidité relative à l'intérieur et à l'extérieur du local.

Les valeurs suivantes ont été relevées.

DATE	Temp int	Temp ext	ϕ local %	ϕ ext %
18/01/95	36	31	68	54
20/01/95	34	32	64	5022
24/01/95	30	28	70	55

Tableau II.3: caractéristiques de l'air dans la salle machine et à l'extérieur

La simulation effectuée plus haut montre qu'une baisse de température de 5°C à l'aspiration entraîne une baisse de température d'environ 10°C au moins au refoulement. De plus la différence d'humidité va se traduire par une variation des débits de

condensation. Nous y reviendrons au paragraphe (II.4).

Il serait donc souhaitable d'aménager une chambre d'aspiration à l'extérieur du local pour bénéficier des avantages suivants :

- Baisse de la température à l'inter-étage.
- Baisse de la température au refoulement.
- Diminution de la quantité de calories à évacuer par les refroidisseurs.
- Baisse de la probabilité de déclenchement par température haute de l'air (plus de 170°C) à la sortie du second étage

Cependant, cette opération nécessite beaucoup de précautions qui concernent:

- le choix adéquat de la tuyauterie: elle doit être aussi courte et directe que possible, et si elle doit comporter des coudes, ceux-ci doivent avoir un rayon aussi grand que possible. Elle doit avoir le même diamètre que l'orifice d'admission du compresseur au minimum.

Si la tuyauterie est au dessus du sol, elle sera réalisée en tôle ou en acier.

- une bonne filtration de l'air: l'air qui entre dans le compresseur doit être filtré. En effet, si de la poussière ou d'autres corps étrangers sont aspirés d'une manière continue dans la machine, ils provoqueront une usure rapide des pièces mobiles et formeront des bouchons dans les cylindres et les soupapes. Pour éviter tous ces inconvénients, il faut prévoir un filtre à air efficace sur la tuyauterie d'admission des compresseurs. Les filtres doivent être largement calculés de manière à ne pas freiner le débit d'air. Ils doivent être disposés à 2 ou 3 mètres au dessus du sol, pour éviter l'entraînement des poussières balayées par le vent.

2.3 - REFROIDISSEMENT

Le refroidissement des compresseurs et de l'air est effectué par circulation d'eau suivant deux réseaux parallèles:

- Le réseau des deux cylindres et le refroidisseur intermédiaire.
- Le refroidisseur final.

Les refroidisseurs final et intermédiaire, étant des échangeurs de type classique, nous allons déterminer leurs caractéristiques eu égard aux méthodes de calcul des échangeurs

2.3.1 - Caractéristiques

Les deux refroidisseurs sont logés côte à côte dans le "V" formé par les cylindres. Le refroidisseur intermédiaire est un monobloc en fonte; à sa partie inférieure est placé transversalement un faisceau de tubes en cuivre dudgeonnés sur des plaques tubulaires en laiton.

La partie inférieure qui forme une enceinte de décantation est munie d'une soupape de sûreté spéciale permettant également la purge des condensats et la mise à l'air libre commandée du refroidisseur intermédiaire (cf Analyse système de régulation).

Le bloc recevant le refroidisseur final a un corps en acier moulé soudé. Il comporte aussi des orifices nécessaires au branchement des appareils de régulation.

Dans les deux cas, l'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes et l'air à l'extérieur entre les ailettes des tubes. En effet, le coefficient de convection étant beaucoup plus faible pour l'air que pour l'eau, il est préférable d'utiliser pour le contact

avec l'air la surface extérieure qui est la plus grande. La circulation de l'air se fait perpendiculairement à celle de l'eau. Les parcours étant bien définis, les refroidisseurs sont des échangeurs à courants croisés avec fluides non brassés.

2.3.2 - Paramètres de calcul

Ces paramètres seront déterminés d'abord pour un échangeur contre-courant avant de corriger la valeur pour un échangeur à courants croisés.

2.3.2.1 - Formules de design

L'air sortant des cylindres étant le fluide chaud, et l'eau le fluide froid nous adopterons les indices suivants:

- (e) comme entrée dans l'échangeur.
- (s) comme sortie de l'échangeur.
- (c) pour le fluide chaud
- (f) pour le fluide froid

Pour un élément de surface dS nous énoncerons l'hypothèse que les quantités suivantes sont égales :

- La quantité de chaleur cédée par la source chaude.
- La quantité de chaleur récupérée par la source froide.
- La quantité de chaleur au niveau de la surface d'échange.

Pour un échangeur du type contre courant on a les variables suivantes:

q_a = débit massique de l'air, cp_a = chaleur spécifique de l'air

q_e = débit massique de l'eau, cp_e = chaleur spécifique de l'eau

U = coefficient global de transfert, S = surface totale d'échange

La loi de Fourier nous donne les relations:

$$d\phi = -q_a c p_a dT_c = -q_e c p_e dT_r = U(T_c - T_r) dS \quad (9)$$

En combinant cette égalité, on obtient en supposant U constante:

$$\frac{T_c - T_r}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp\left(-\left(\frac{1}{q_a * c p_a} - \frac{1}{q_e * c p_e}\right) U * S\right) \quad (10)$$

Cette dernière relation, nous permet de déterminer une température si on connaît les autres. C'est donc une formule de design.

2.3.2.2 - Puissance calorifique à évacuer

Le bilan thermique nous donne avec les hypothèses précitées:

$$\phi = q * c_p * \Delta T \quad (11)$$

On peut aussi bien raisonner sur le fluide chaud ou sur le fluide froid.

2.3.2.3 - Efficacité de l'échangeur

C'est un facteur important pour caractériser les performances d'un échangeur. C'est le rapport entre la puissance calorifique effective et la puissance calorifique maximale.

L'air commandant le transfert, la puissance calorifique maximale s'exprime par:

$$\phi_{\max} = q_a * c p_a (T_{ce} - T_{fe}) \quad (12)$$

D'où l'efficacité pour un échangeur à contre courant

$$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (13)$$

2.3.2.3 - Evaluation surface et coefficient d'échange

Ces facteurs dépendent de la puissance calorifique, de la différence de température moyenne, ainsi que de la géométrie des échangeurs.

Une notion importante dans le calcul d'échangeur est la température moyenne. On peut l'exprimer sous forme de moyenne arithmétique, mais il serait préférable d'utiliser la **D.T.L.M** ou **D**ifférence de **T**empérature **L**ogarithmique **M**oyen. Pour un échangeur à contre courant, nous aurons:

$$D.T.L.M = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (14)$$

Cependant, quel que soit le type d'échangeur, la formule suivante reste valable:

$$\phi = U * S(D.T.L.M) \quad (15)$$

Les échangeurs à courants croisés sont constitués de 110 tubes (2x55) et les dimensions sont spécifiées à la figure (II.3).

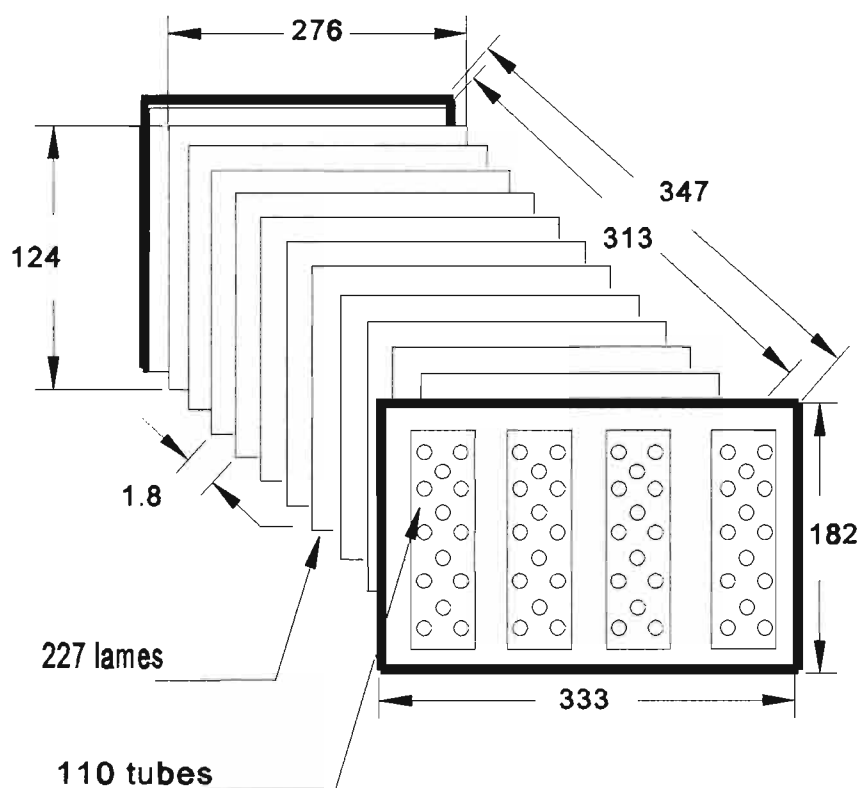


Figure II -3 : Réfrigérant des compresseurs

Pour déterminer le coefficient global de transfert, nous allons suivre la procédure suivante en adoptant les indices (a) pour l'air et (e) pour l'eau:

* Détermination des périmètres mouillés, sections transversales de passage, surfaces d'échange aussi bien du côté air que du côté eau, ainsi que la surface totale de transfert de chaleur.

Nous obtenons les valeurs suivantes:

- Périmètres mouillés: $P_a = 251,6 \text{ mm}$ $P_e = 110 \text{ mm}$
- Sections transversales d'échange par passage: $A_a = 223,2 \text{ mm}^2$, $A_e = 60,13 \text{ mm}^2$

- Surfaces d'échange du tube par passage d'air: $S_s = 18 \text{ mm}^2$

- Surface totale de transfert de chaleur: $S_T = 15,53 \text{ m}^2$

* Détermination des diamètres hydrauliques, viscosités dynamiques approximatives, vitesses des fluides, nombres de Reynolds.

- Diamètres hydrauliques:

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (16)$$

$D_{Ha} = 3,55 \text{ mm}$, $D_{He} = 2,19 \text{ mm}$

- Viscosités: les températures des 2 fluides variant dans l'échangeur, nous choisirons les viscosités dynamiques pour des températures moyennes approximatives.

$\nu_a = 0,218 \cdot 10^{-4} \text{ Ns/m}^2$, $\nu_e = 0,727 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

- Vitesses:

$$V_a = \frac{Q_a}{227 \cdot (A_a - 5 \cdot S_a)} \quad V_e = \frac{Q_e}{110 \cdot A_e} \quad (17)$$

avec Q = débit de fluide: $Q_a = 0,18 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_e = 0,0011 \text{ m}^3/\text{s}$,

A et S définies et calculés précédemment.

On obtient $V_a = 5,95 \text{ m/s}$, $V_e = 0,33 \text{ m/s}$

- Nombres de Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu} \quad (18)$$

On obtient $Re_a = 960$, $Re_e = 994$

* Détermination des coefficients globaux d'échanges par le nombre de Nusselt:

$$h = 0.023 \left(\frac{k}{D_H} \right) * Re^{0.8} * Pr^{0.33} \quad (19)$$

avec k = coefficient de conductibilité thermique: $k_a = 0,03 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $k_e = 0,625 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

Pr = nombre de Prandtl: $Pr_a = 0,72$, $Pr_e = 4,825$

on obtient: $h_a = 42.39 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_e = 2735 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

* Détermination du coefficient d'échange thermique de l'échangeur, du Nombre d'Unités de Transfert (NUT)

$$US = \frac{1}{\frac{1}{h_a * S_T} + \frac{1}{h_e * S_T}} \quad (20)$$

L'air commandant le transfert, Le NUT est donné par la formule suivante:

$$NUT = \frac{US}{q_a * cp_a} \quad (21)$$

US = 648.26 W/°C, NUT = 3.23

* Détermination du coefficient correctif du DTLM (ϵ): ce facteur se lit sur la figure en annexe D, après avoir déterminé le rapport des capacités thermiques, on trouve $\epsilon = 0.85$.

La variation de température dans les réfrigérants est ainsi donnée par:

$$T_s = T_e - \frac{US * \epsilon * DTLM}{q_a * cp_a} \quad (22)$$

2.3.3 - Résultats obtenus

2.3.3.1 - Données du constructeur

On peut établir le tableau de données suivant:

CIRCUITS REFROIDISSEMENT	Débit eau (m ³ /h)	ΔT_{eau}	ΔT_{air}
1e Circuit (refroid + cylindres)	2.7	15	103 **
2e Circuit (refroidisseur final)	2.2	15	105

Tableau II.4 : Caractéristiques des circuits de refroidissements d'après constructeur

** Il s'agit ici de la baisse de température au niveau du refroidisseur intermédiaire

A l'aide des relations développées plus haut, nous pourrions déduire les paramètres suivants:

REFROIDISSEURS	Puissance(KW)	Rendement%	D.T.L.M
Refroidisseur Intermédiaire	40.8	88	46.3
Refroidisseur Final	38.7	84	52.8

Tableau II.5: Performances prévues pour les réfrigérants

2.3.3.2 - Valeurs réelles

CIRCUITS REFROIDISSEMENT	Débit eau (m ³ /h)	ΔT_{eau}	ΔT_{air}
1e Circuit (refroid + cylindres)	4.2	5	94 **
2e Circuit (refroid)	3.8	8	105

Tableau II.6: Caractéristiques actuelles des circuits de refroidissement

Nous pourrions en déduire les paramètres suivants:

REFROIDISSEURS	Puissance(KW)	Rendement%	D.T.L.M
Refroidisseur Intermédiaire	23.22	84	53.61
Refroidisseur Final	36.78	78	67

Tableau II.7: Performances actuelles des refroidisseurs

I.3.3.3 - Analyse des résultats

L'analyse de ces résultats montre une baisse de performance des réfrigérants. Cette baisse est plus sensible pour le premier circuit de refroidissement qui dissipe une puissance calorifique moindre que prévue (23,22 au lieu de 40,8 kW). Ce mauvais fonctionnement entraîne:

- une augmentation de la température d'entrée et de sortie de l'étage haute pression.
- une augmentation des risques de déclenchement par température haute des compresseurs.
- une mauvaise tenue des pièces mobiles: segments, soupapes, clapets.

Cette perte de puissance peut cependant être justifiée par la diminution du coefficient global de transfert qui est fonction:

- des caractéristiques physiques des deux fluides (densité, chaleur spécifique, viscosité...)
- de la vitesse de circulation des produits qui favorise la turbulence et améliore ainsi la convection.

Ce coefficient diminue par suite de l'encrassement des tubes. Le refroidissement est effectué présentement avec le réseau incendie. Cette eau qui n'est pas traitée contient des éléments minéraux qui favorisent l'encrassement.

Un second facteur est la diminution de la surface d'échange du fait de la corrosion des ailettes des réfrigérants. Ainsi, il y a bien lieu de se demander si les compresseurs ont été réellement prévus pour fonctionner dans un milieu acide.

2.4 - CONDENSATION

L'air aspiré à la pression atmosphérique contient un certain taux d'humidité exprimé en humidité relative (ϕ). Il subit dans le premier étage du compresseur une augmentation de pression et de température, de même que pour le second étage.

Ainsi, il est prévu deux refroidisseurs (intermédiaire et final) pour diminuer sensiblement la température de l'air. Cependant, en se refroidissant celui-ci se condense. Cette transformation se calcule suivant la procédure suivante :

2.4.1 - Humidité à l'aspiration

Soient:

ϕ = humidité relative

P_{v0} = pression de vapeur à une température t_0

p_{vs0} = pression de vapeur saturante à une température t_0

P_0 = pression atmosphérique.

Γ = humidité absolue

m_{h0} = poids d'eau à l'aspiration

m_a = masse air sec.

$$\Gamma = 0.622\phi \frac{P_{vs0}}{P_0 - P_{vs0}} \quad (23)$$

La quantité d'eau est le produit de la masse d'air sec et de l'humidité absolue.

$$m_h = \Gamma m_a \quad m_a = \frac{P_a V_0}{RT_0} \quad (24)$$

d'où en combinant les deux équations précédentes, on obtient:

$$m_{h0} = 0.622\phi P_{vs0} \frac{V_0}{RT_0} \quad (25)$$

2.4.2 - Humidité au refoulement

Soient:

P_1 = pression au refoulement

V_1 = volume sortie refroidisseur

T_1 = température sortie refroidisseur

m_{h1} = poids d'eau au refoulement

C = condensation.

$$m_{h1} = 0.622P_{vs1} \frac{V_0(P_0 - \phi P_{vs0})}{RT_0(P_1 - P_{vs1})} \quad (26)$$

La différence entre les deux quantités (m_{h0} et m_{h1}) donne la condensation C

$$C = m_{h0} - m_{h1} = 0.622 \frac{V_0}{RT_0} (\phi P_{vs0} - P_{vs1} \frac{(P_0 - \phi P_{vs0})}{P_1 - P_{vs1}}) \quad (27)$$

Les pressions de vapeur saturante en fonction de la température sont données en annexe par la figure(A1).

Du fait de la diminution de volume dans les étages de compression, une grande variation de température au niveau des réfrigérants entraîne une condensation. Ainsi, pour une température d'aspiration, une humidité relative, et un débit connus, nous pourrions déterminer la condensation à purger.

Le rapport des pressions entre l'aspiration et le refoulement du second étage est de 7,93. Pour de l'air qui sort du refroidisseur final à une température constante d'environ 60°C donc à une pression de vapeur saturante de 19,9 kPa, l'équation de condensation devient:

$$C = V_0 \alpha_1 \quad (28)$$

avec:

$$\alpha_1 = \frac{2.17}{T_0} (\phi P_{vs0} - 2537.5) \quad (29)$$

L'abaque ci dessous nous permettra de déterminer la quantité de condensation par unité de volume d'air aspiré pour une température T_0 et une humidité ϕ donnée.

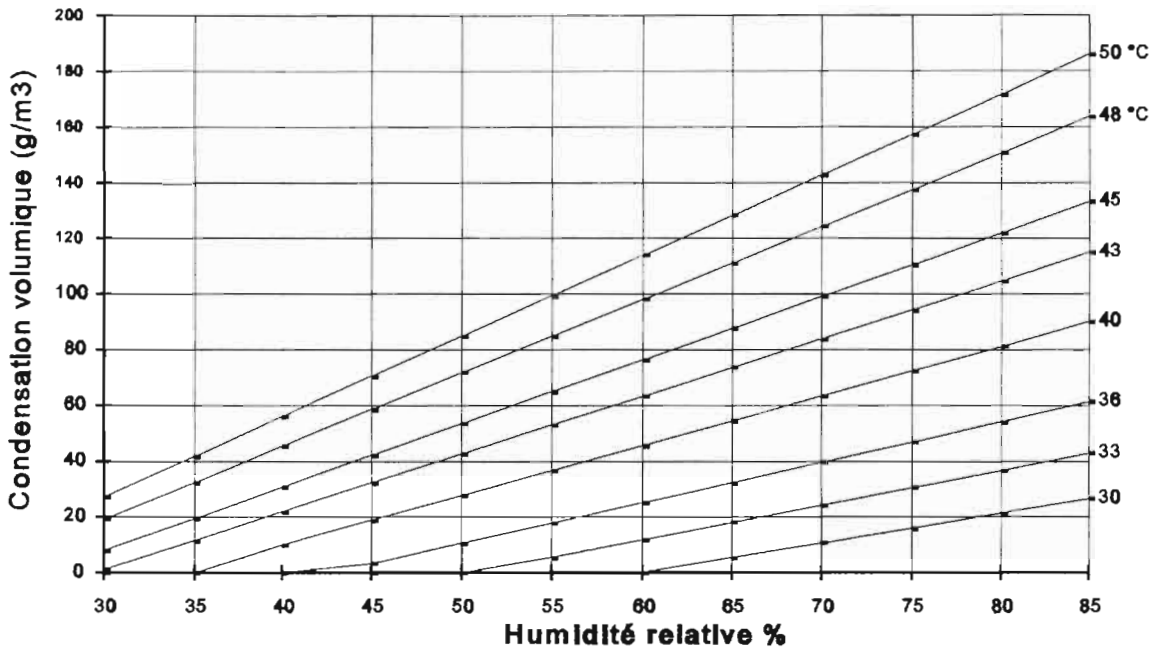


Figure II.4: Condensation en fonction de la température et de l'humidité pour les compresseurs

2.4.3 - Condensation dans les tuyauteries

En dehors des refroidisseurs des compresseurs, la condensation s'opère dans les tuyauteries du réseau. En effet, l'air comprimé se refroidit sous la convection naturelle de l'ambiance. Pour une longueur de tuyauterie L, on détermine la variation de température par la procédure suivante:

$$\theta_2 = \theta_a + (\theta_1 - \theta_a) * m \quad (30)$$

θ_a = température ambiante

θ_1 = température entrée tronçon L

θ_2 = température sortie tronçon L

La valeur du coefficient m est déterminée à partir des formules et des tableaux suivants:

$$B = \frac{k_c L}{1000 q_v \rho} \quad (31)$$

k_c = coefficient global de transfert pour une paroi circulaire:

q_v = débit volumique d'air (m^3/s)

ρ = masse volumique de l'air (kg/m^3)

$$\frac{1}{k} = 0.37\left(\frac{r_i}{D_i} + \frac{r_e}{D_e}\right) + 0.43\left(\frac{1}{\lambda} \log \frac{D_e}{D_i}\right) \quad (32)$$

D_e = diamètre extérieur

D_i = diamètre intérieur

λ = conductibilité thermique de la tuyauterie

r_e = résistance superficielle extérieure de la paroi = $0,15 m^2 \text{ } ^\circ C/w$

r_i = résistance superficielle intérieure de la paroi donnée dans le tableau suivant en fonction de la vitesse de circulation de l'air

B = coefficient correctif de m

V (m/s)	1	3	5	6	8	9	10	12	14	16	18
r_i	0.1	0.06	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01

Tableau II.8: Résistance de la paroi en fonction de la vitesse superficielle de l'air

La valeur de B étant entièrement déterminée, on lit m dans le tableau ci dessous.

B	m	B	m	B	m	B	m
0	1.00	1.0	0.37	2.0	0.135	3.6	0.050
0.1	0.90	1.1	0.33	2.1	0.130	3.2	0.041
0.2	0.82	1.2	0.30	2.2	0.125	3.4	0.033
0.3	0.74	1.3	0.27	2.3	0.100	3.8	0.022
0.4	0.67	1.4	0.25	2.4	0.090	4.0	0.018
0.5	0.60	1.5	0.22	2.5	0.082	4.2	0.015
0.6	0.55	1.6	0.20	2.6	0.074	4.4	0.012
0.7	0.50	1.7	0.18	2.7	0.068	4.6	0.010
0.8	0.45	1.8	0.165	2.8	0.060	4.8	0.008
0.9	0.41	1.9	0.150	2.9	0.055	5	0.006

Tableau II.9: valeur du coefficient correctif de la variation de température dans une tuyauterie

d'où on détermine la variation de température dans un tronçon de tuyauterie. Chaque baisse de température relativement à la température de rosée, provoque des condensations à purger. Les caractéristiques de l'air sont données à l'annexe A.

2.5 - SECHAGE DE L'AIR

Pour des impératifs de fonctionnement, l'air qui alimente les appareils de régulation doit être sec. A cet effet un sécheur d'air a été installé sur le départ d'air instrument.

2.5.1 - Description de l'appareil

C'est un sécheur par adsorption de marque DUPLOTROC. Il est constitué de:

- deux récipients sous pressions remplis d'un dessicant (agent adsorbant) qui effectuent alternativement les opérations d'adsorption et de régénération. Ils sont munis chacun de deux déflecteurs de flux.
- Soupapes d'inversion spéciales fonctionnant sans servomoteur qui réalisent l'inversion, c'est à dire, l'alternance de mise en service d'un récipient à l'autre.
- Dérivation d'air de balayage au niveau de la soupape d'inversion qui permet d'avoir la quantité d'air sec nécessaire à la régénération. Un orifice calibré monté dans la dérivation contrôle cette quantité.
- Soupapes de purge qui permettent d'évacuer l'humidité de l'air hors du sécheur
- Système de commande électronique
- Silencieux vissés sur les soupapes de purge qui assurent une détente souple lors de l'inversion ainsi qu'un fonctionnement silencieux de l'appareil.
- un préfiltre et un filtre à poussières montés respectivement en amont et en aval de l'appareil

2.5.2 - Chronologie de fonctionnement

L'appareil fonctionne automatiquement en continu. l'air à sécher pénètre par la soupape d'inversion et le déflecteur de flux pour circuler de bas en haut de l'adsorbeur. A la partie supérieure de ce dernier, le fluide séché est dirigé au travers des déflecteurs de flux et la soupape d'inversion vers le point de consommation.

La dérivation au niveau de la soupape d'inversion permet l'écoulement d'une quantité déterminée de fluide sec vers le récipient qui doit être régénéré. Le fluide de régénération

extrait l'humidité du dessicant en l'évacuant au travers de la soupape de purge et du silencieux vers l'atmosphère.

Chronologiquement, un récipient est en adsorption et l'autre en régénération pendant une certaine période. L'ordre d'inversion du fonctionnement est donné par l'unité de commande.

2.5.3 - Paramètres de fonctionnement

Le bon fonctionnement du sécheur est régi par le choix des paramètres suivants:

2.5.3.1 - périodes d'adsorption et de régénération

Ces périodes dépendent des conditions de service ainsi que du point de rosée désiré

Température d'entrée °C	Temps d'adsorption (min)		Temps de régénération (min)	
	Rosée -40°C	Rosée -60°C	Rosée -40°C	Rosée -60°C
jusqu'à 40°C	5.0	3.5	4.00	2.5
jusqu'à 50°C	4.0	2.5	3.0	1.00

Tableau II.10: Périodes d'adsorption et de régénération du sécheur d'air

2.5.3.2 - fluide de régénération

La quantité de fluide sec nécessaire pour la régénération dépend de la pression de service et de l'intervalle de temps. Elle peut être calculée suivant la formule:

$$V_R = \frac{V * T_1}{(P_{eff} + 1) T_2} \quad (33)$$

V_R = quantité d'air de régénération (m^3/h)

V = débit volumique d'air (m^3/h)

P_{eff} = Pression de service en bars effectif.

T_1 = temps de séchage en min

T_2 = temps de régénération

2.5.3.3 - Réglage de l'orifice du diaphragme

Le diaphragme permet le réglage du débit d'air de régénération. La valeur du diamètre de l'orifice (D) est calculée suivant le débit nominal (V):

$$D = 1.9 \frac{\sqrt{V}}{P_{eff} + 1} \quad (34)$$

2.5.4 - Conditions théoriques de fonctionnement

L'appareil convient pour les caractéristiques de fonctionnement suivantes:

CARACTERISTIQUES	VALEURS
Débit à l'entrée	460 Nm ³ /h
Pression de service	8.5 bars eff
Température maximum de service	45 °C
Temps de séchage	4 min
Temps de régénération	3 min
% fluide de régénération	12.5%
Diamètre de l'orifice	1.2 mm
pertes de charge	160 mbar

Tableau II.11: Conditions normales de fonctionnement du sécheur d'air

2.5.5 - Influence de l'échangeur E1905

L'échangeur E 1905 est constitué:

- d'un refroidisseur multitubulaire droit avec l'air comprimé circulant à l'intérieur des tubes en cuivre de 10 mm de diamètre, et l'eau entre tube et enveloppe.
- d'un séparateur centrifuge destiné à extraire du flux d'air comprimé les condensats résultant du refroidissement.

Les conditions de fonctionnement sont les suivantes:

Ecart de température entrée sortie air comprimé et entrée eau					
10°C			15°C		
Q air (m ³ /h)	Q eau (L/h)	ΔP air (mb)	Q air (m ³ /h)	Q eau (L/h)	ΔP air (mb)
420	1600	115	540	2100	200

Tableau II.12: Conditions normales de fonctionnement du réfrigérant E19.05

L' échangeur est donc dimensionné pour un débit maximum de 540 Nm³/h, qui ramené à une pression de 7 bars et une température de 50°C ne vaut plus que 75 m³/h.

2.5.6 - Conditions réelles

Des mesures effectuées ont montré que l'appareil est largement sous-dimensionné. En effet le débit d'air instrument est largement supérieur au débit de design. Il est actuellement égal en moyenne à 650 Nm³/h. Pour palier à cet obstacle les modifications suivantes ont été apportées:

Temps de séchage	2.30 min
Temps de régénération	1.30 min
Diamètre de l'orifice	5 mm

Tableau II.13: conditions actuelles de fonctionnement du sécheur

Ces opérations ont été éphémères, car le sécheur d'air fonctionne mal. L'air instrument contient toujours une très grande quantité d'humidité. Ce qui entraîne des dépôts corrosifs au niveau des appareils de régulation.

2.5.7 - Propositions

Le sécheur d'air s'étant montré depuis fort longtemps insuffisant face à la quantité d'air instrument. Il conviendrait de choisir un autre appareil plus adapté, en remplacement de l'appareil actuel, qui, du fait de mauvaises conditions de fonctionnement, est difficilement récupérable. Présentement, il existe deux procédés pour abaisser le point de rosée de l'air:

- Le séchage par élément dessicatif comme l'appareil installé: il comprend une capacité dans laquelle se trouve un produit chimique que l'air traverse. Ce produit absorbe l'humidité contenue dans l'air sous forme de vapeur. Lorsqu'il est saturé, il faut le remplacer ou le régénérer.

- Le séchage par réfrigération : il se fait à partir d'échangeurs qui refroidissent l'air jusqu'à 10°C, ce qui provoque la condensation de l'humidité qui est présente sous forme de vapeur. La réfrigération est faite par un système mécanique.

Cependant ce choix ne peut en aucun cas se faire sans:

- une maîtrise totale des consommations
- une maîtrise du fonctionnement des compresseurs.

Nous y reviendrons dans la partie choix de nouveaux équipements.

La seconde, c'est d'installer un réchauffeur d'air à la sortie du refroidisseur final(l'usine étant grande productrice de vapeur). En effet, l'air sort de ce dernier en état de saturation. Sa température sera portée à une valeur telle que le point de rosée ne soit pas atteint pour l'appareil le plus éloigné. Cependant ce dispositif, nécessite un calorifugeage de la tuyauterie et du réservoir. Pour choisir donc ce procédé par rapport aux autres, il est nécessaire d'effectuer des études spécifiques très poussées sur le type de réchauffeur à mettre en place, le coût du calorifugeage, et enfin à adapter tout l'appareillage utilisant l'air instrument à des températures relativement élevées, de l'ordre de 80 °C. Ce qui d'ailleurs dépasse le cadre de ce présent projet de fin d'études.

Cependant, face à l'urgence du problème qui a poussé le service de régulation à installer un peu partout dans le réseau des pots de purge, nous suggérerons les mesures ponctuelles suivantes:

- Mettre en service un autre réfrigérant à la place de E 1905 pour permettre à l'air d'entrer dans le sécheur dans les limites de températures prescrites (entre 10 et 45 °C).
- Réajuster les cycles d'inversion et d'intermission en conformité avec la notice technique.
- Réajuster l'orifice du diaphragme si nécessaire.
- Purger les condensations au maximum en amont du sécheur.

2.6 - REGULATION ET ECONOMIE D'ENERGIE

Les besoins en air comprimé des installations sont irréguliers. Ils varient en fonction des périodes et des objectifs de production. Il est ainsi nécessaire pour un bon fonctionnement du réseau d'effectuer une régulation appropriée afin d'adapter la fourniture d'air comprimé aux besoins de l'usine. Ce qui par ailleurs, pourrait susciter des économies d'énergie.

2.6.1 - Régulation par " Tout ou rien "

2.6.1.1 - Alternance plein débit - débit nul

Le débit d'un compresseur à piston ne dépend que de sa vitesse de rotation et de son coefficient de remplissage. Cependant ces facteurs étant constants dans notre cas, il est donc nécessaire de régler le débit. Le compresseur est prévu pour le débit maximum réclamé par l'utilisation, et quand le débit demandé est inférieur à ce maximum, il ne débite que par intermittence dans le réservoir. Le compresseur cesse de débiter quand, par suite de l'excès d'air fourni, la pression atteint une certaine valeur maximum. Il est donc mis à vide, et recommence à débiter quand la pression tombe à une valeur minimum. L'écart entre les deux pressions limites peut théoriquement être aussi faible que possible. Les changements de régime étant d'autant plus fréquents pour un réservoir d'un volume déterminé que les deux pressions sont rapprochées.

2.6.1.2 - Marche à vide

L'arrêt momentané du débit du compresseur est obtenu par marche à vide. Le procédé consiste à assurer une communication permanente de chaque cylindre avec l'atmosphère,

qui est effectuée par un dispositif de blocage en position d'ouverture des clapets d'aspiration des étages de compression. Ainsi le piston, dans son mouvement provoque toujours une entrée et une sortie d'air à chaque tour du vilebrequin. Ce dispositif est complété pour diminuer la puissance consommée d'une mise à l'air libre des refroidisseurs à travers des soupapes.

2.6.1.3 - Programme de fonctionnement

Le réseau d'air comprimé des I.C.S fonctionne avec deux compresseurs en cascade, l'un en base et l'autre en appoint suivant un programme contrôlé par des pressostats : appareils de réglage montés principalement sur le ballon d'air service. Les consignes des pressostats sont les suivantes:

APPAREILS	Consigne
PSH 1918 pression haute air ballon R 1903	7.2
PSHH 19.18 pression très haute (alarme) R1903	8
PSL 19.18 pression basse R 19.03	6.5
PSLL 1918 pression très basse (alarme) R1903	5
PSM 19.18 pression R 19.03	7

Tableau II.14: Les appareils de régulation et leur consigne

- Mises en charge: Le compresseur en base est mis en charge lorsque la pression du ballon d'air service est inférieure au point de consigne du pressostat PSM 1918. Lorsque la pression du réservoir atteint la consigne du PSL 1918, le compresseur d'appoint est mis en charge.

- Mises à vide: le compresseur d'appoint est mis à vide lorsque la pression du ballon d'air

service est supérieure au point de consigne du PSH 1918; la base, lorsque la pression est supérieure à la consigne du PSHH 1918.

2.6.1.4 -Inconvénients

Ce système de régulation engendre un fonctionnement quasi permanent des compresseurs. Ainsi, ces derniers, une fois démarrés ne s'arrêtent plus. Ils tournent soit en pleine charge, soit à débit nul (marche à vide). Le taux de fonctionnement actuel est de 100% en charge pour la base et entre 60 à 80% pour l'appoint. Il y a donc en tout état de cause un gaspillage d'énergie, et une usure des compresseurs.

2.6.2 - Régulation par arrêt différé

2.6.2.1 - Description

Pour éviter cette dépense d'énergie en pure perte durant le fonctionnement à vide des compresseurs, il est nécessaire d'améliorer le système de régulation. La régulation proposée est une variante de la régulation par tout ou rien. Cependant le compresseur est arrêté si la période de mise hors charge (à vide) excède un certain temps fixé d'avance (temporisation). Il redémarre effectivement si la pression atteint de nouveau une valeur minimale. Suivant le taux de marche des compresseurs et la demande d'air, cette modification peut engendrer des économies d'énergie, si l'on prend en compte l'influence du moteur d'entraînement.

2.6.2.2 - Moteur d'entraînement

Les moteurs utilisés pour entraîner les compresseurs d'air présentent les caractéristiques suivantes:

Type:	asynchrone à cage	Vitesse:	1000 rpm
Puissance:	110kw	Id/In:	2
Intensité max:	209 A	Tension (l) :	380V
Démarrage:	Elimination de résistances statorique	temps:	5s

Tableau II.15: Caractéristiques du moteur d'entraînement des compresseurs

Le moteur fonctionne suivant deux régimes :

- le compresseur en charge: l' ampérage théorique du moteur (I) est de 170 A
- le compresseur tourne à vide: l'ampérage théorique du moteur (I) est de 70 A

Le taux de charge du moteur est déterminé par la formule suivante:

$$\% C = \frac{I}{I_{\max}} \quad (35)$$

et la puissance consommée:

$$P = \sqrt{3} UI \cos\varphi \quad (36)$$

avec $\cos \varphi = 0,85$ en moyenne.

nous pourrons dresser le tableau des paramètres suivant:

Compresseur	% C moteur	Puissance(kw)	Rendement
en charge	81 %	95.10	90%
à vide	33 %	39.16	70%

Tableau II.16: Puissance et rendement du moteur pour marche à vide et en charge

Il apparait que les compresseurs en marche à vide dépensent 40 % de leur puissance en charge en pur gaspillage, d' où l' intérêt de la régulation par arrêt différé.

2.6.3 - Economies d'énergie

2.6.3.1 - marche à demi charge pour le compresseur en appoint

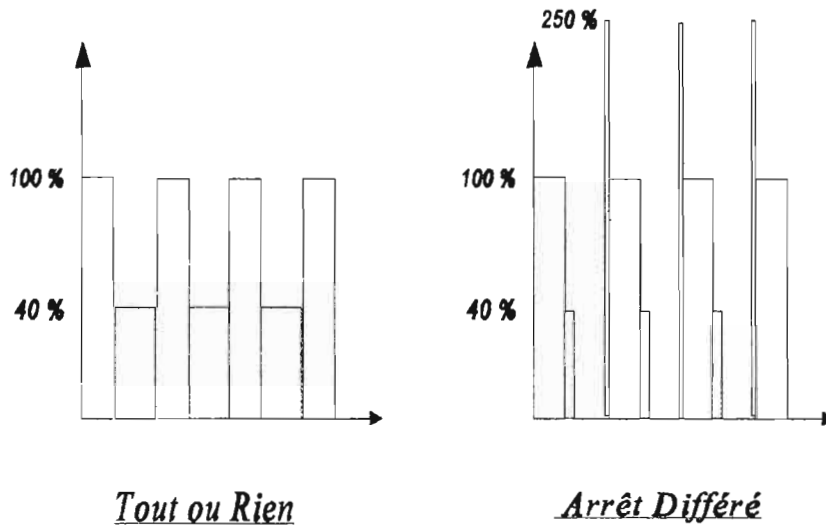


Figure II - 5: Consommation d'énergie pour une marche à mi-charge

Entre 6,5 et 7,2 bars effectifs, valeurs extrêmes de réglage du compresseur, la variation de volume du réservoir ramené aux conditions d'aspirations est donnée par:

$$\Delta V = V \frac{\Delta P * T_0}{P_0 * T_1} \quad (37)$$

$$\Delta P = 7,2 - 6,5 = 0,7 \text{ bars}$$

P_0 = pression atmosphérique = 1,013 bars

T_0 = température à l'aspiration = 303 K en moyenne

T_1 = température dans le ballon d'air service = 323 K en moyenne

V = volume du réservoir = 30 m³

On trouve $\Delta V = 18,9$ m³

En fonctionnement, pendant une moitié de temps, le compresseur est utilisé à la charge du réservoir jusqu'à ce que la pression de 7,2 bars soit atteinte. Le réservoir se charge à partir de cet instant d'alimenter le réseau pendant l'autre moitié jusqu'à ce que sa pression tombe à 6,2 bars. Les durées des périodes de plein débit et de débit nul sont donc égales et ont pour valeur:

$$\tau = \frac{\Delta V}{Q} \quad (38)$$

avec Q = débit réel d'un compresseur = 650 Nm³/h environ, on a $\tau = 3,47$ minutes

L'intervalle de temps entre deux mises en charge consécutives est donc de 6,94 minutes, ce qui correspond à 9 démarrages par heure.

Quand le compresseur débite, le groupe moteur absorbe avec un rendement de 90% une puissance effective d'environ 122 kW. Lors de la marche à vide, avec un rendement cette fois ci de 70 % environ, cette valeur se réduit à 56 kW.

- En régulation par tout ou rien, la consommation horaire totale est de 89 Kwh avec un gaspillage de 31,5 % en marche à vide.

- En régulation par arrêt différé, la consommation horaire est constituée de:

* 61 kwh pour la marche en charge

* 8,4 kwh en marche à vide de temporisation d'une minute.

* 3,81 kwh pour les 9 démarrages

Ce qui donne un total de 73,21 kwh, d'où une économie de 18 % d'énergie par rapport au système de régulation précédent.

2.6.3.2 - Autres taux de marche

En adoptant la même démarche, nous obtenons pour d'autres taux de marche les résultats suivants:

Charge %	nbre de démarrages/heure	ENERGIE CONSOMMEE (kW)		% Economies
		Tout ou Rien	Arrêt Différé	
25	7	72.5	39.35	46
33	8	78	51.4	34
66	8	100	92	8
75	7	105.5	100.5	5
80	6	108.8	105.3	3

Tableau II.17: Economies d'énergie sur modification système de régulation

Les implications financières de ces économies d'énergie seront traitées au chapitre 5.

2.7 - CAPACITE DES RESERVOIRS

En général, les installations d'air comprimé comportent un réservoir d'air sous pression entre les compresseurs et les postes d'utilisation. Le réservoir doit être bien dimensionné

pour assurer un service continu d'air à l'utilisation et diminuer ainsi le taux de marche des compresseurs.

2.7.1 - Rôle d'un réservoir

Les compresseurs du réseau d'air comprimé des I.C.S sont à piston et produisent ainsi un mouvement alternatif. La production n'est donc pas continue. Pour alimenter le réseau en général, il est nécessaire de prévoir un réservoir avec les rôles possibles suivants:

- Réglage de la pression de l'air refoulé par un compresseur à pistons en étouffant les pulsations dues à l'intermittence ou à l'irrégularité du refoulement.
- Réglage du débit , moyennant de légers écarts de pression, quand le compresseur réglé par " tout ou rien " doit satisfaire à une demande d'air variable.
- Emmagasiner de l'énergie, sous forme d'air comprimé mis en réserve pour être utilisé au moment opportun.
- Assurer l'évacuation des condensats, s'il est muni d'un purgeur d'eau.

2.7.2 - Dimensions

Pour remplir les objectifs précités, la capacité du réservoir doit être déterminée convenablement. Dans la pratique, son volume doit représenter au moins le débit en une minute des deux compresseurs en marche mesuré aux conditions de refoulement. Cependant, pour une régulation de débit efficace, ce volume devra être beaucoup plus important si:

- les besoins en air comportent des pointes de courte durée que le réservoir doit étaler

pour éviter l'emploi d'un compresseur trop important qui travaillerait normalement à trop faible charge dans des conditions désavantageuses.

- le réglage du débit des compresseurs s'effectuant par " tout ou rien ", il convient d'éviter les changements de régime trop fréquents qui fatiguent la régulation.

Il est donc conseillé d'adopter un volume de l'ordre de 6 à 10 fois le volume refoulé par minute.

2.7.3 - Réservoirs (R 19.03) et (R 19.06)

Le réseau d'air comprimé des I.C.S comprend deux réservoirs:

- Le réservoir principal (R 19.03) à la sortie du collecteur commun d'une capacité de 30 m³
- Le réservoir auxiliaire d'air instrument (R 27.06) en série avec le premier d'une contenance de 10m³.

Comme on a eu à l'indiquer plus haut, la production d'air comprimé est assurée par deux compresseurs, l'un en base et l'autre en appoint avec des taux de marche respectifs de 100% et de 80% environ. La régulation de débit étant du " tout ou rien ", la capacité des réservoirs sera déterminée avec le débit cumulé des deux compresseurs ramené aux conditions de refoulement (7 bars effectifs, 60°C).

Cette capacité (C_r) est donnée par la formule suivante:

$$C = \frac{6 * Q * T_r}{p * T_N} \quad (39)$$

Q = débit théorique cumulé des deux compresseurs = $34,4 \text{ Nm}^3/\text{min}$

ρ = rapport de compression = $7,93$ pour un refoulement à 7 bars effectif

T_r = température de refoulement = 333 K environ pour un refoulement à 7 bars

T_N = température dans les conditions normales = 293 K

On trouve un volume théorique $29,5 \text{ m}^3$. Le réservoir (R 19.03) de capacité 30 m^3 est satisfaisant, d'autant plus que le débit réel cumulé des compresseurs est égal à $23,33 \text{ Nm}^3/\text{min}$, inférieur au débit théorique.

L'étude générale du réseau de production a montré les points suivants:

- Les compresseurs ne sont pas en mesure dans leur fonctionnement actuel de satisfaire les besoins en air comprimé.
- Les conditions d'aspirations ne sont pas avantageuses.
- Les réfrigérants dissipent moins de calories.
- Le sécheur d'air est inadapté.

Il est donc nécessaire pour une fiabilisation du réseau d'air comprimé eu égard à son importance de se doter de nouveaux compresseurs et d'un sécheur d'air plus adapté.

Cependant, il serait préférable dans un cadre global d'optimisation d'étudier d'abord le réseau de distribution avant de songer à acquérir de nouveaux équipements.

CHAPITRE III : LE RESEAU DE DISTRIBUTION

Le réseau de distribution comprend les tronçons de tuyauteries reliant les réservoirs aux points d'utilisation. Dans ce chapitre, il sera fait cas :

- des règles de disposition à adopter pour les tuyauteries.
- des fuites et de leurs incidences.
- des pertes de charge.

3.1 - PENTE DE LA TUYAUTERIE

3.1.1 - Règles à adopter

En distribution d'air comprimé, il est impératif d'adopter les règles suivantes:

- Les tuyauteries doivent respecter une pente minimum de 8mm/m dans le sens de l'écoulement de l'air. Cette précaution est essentielle. En effet, la pente descendante permet à l'eau de condensation qui s'y forme d'être continûment véhiculée vers les points de purges pour leur évacuation.
- d'observer un espacement maximum de 25 à 30m entre les points de purge.
- les purgeurs doivent être réalisés à l'aide de Té à branches égales de façon à changer le sens de l'écoulement et assurer ainsi une bonne évacuation de l'eau.
- tout piquage doit être fait à la partie supérieure des conduites principales afin que l'eau ne s'y écoule pas.

- le bas des conduites verticales doit être aussi purgé.

3.1.2 - Incidences d'une pente montante

Le collecteur principal de refoulement du réseau des I.C.S qui relie les compresseurs au ballon a une pente montante de 3 degrés. Ainsi, la condensation qui s'y forme a tendance à refluer vers l'arrière. Mais le courant d'air comprimé qui a normalement une vitesse de 3 à 4 m/s a pour effet de contrarier ce retour en arrière. Ainsi le courant d'eau sera happé et véhiculé vers l'aval à une vitesse obéissant aux caprices des vitesses de l'air, pour y former des amplitudes progressives, et ainsi provoquer des coups de bélier dangereux. Du reste, ce balaiement continu de l'eau par le courant d'air a pour effet d'humidifier ce dernier, rendant ainsi la purge très aléatoire car l'eau y est maintenant vésiculaire. D'où l'impératif même de monter sur la tuyauterie un séparateur d'eau.

Cependant, il est toujours possible de se trouver en face de circonstances, dues notamment aux accidents du terrain où il n'est pas pratique d'orienter le courant de l'air comprimé dans un sens autre que le sens ascendant.

En pareil cas, une attention spéciale doit être accordée à la vitesse de l'air en ces endroits et à la fréquence des purges, la condensation y est sollicitée à revenir en arrière à contre courant par rapport à l'écoulement de l'air. Il faut donc réduire la vitesse de l'air de telle façon qu'elle n'ait pas la force de balayer le condensat en le repoussant vers l'avant. Sur ce tronçon de tuyauterie montante il est nécessaire d'augmenter le diamètre de la tuyauterie, de sorte que la vitesse de l'air y baisse, et placer des points de purge plus rapprochés, en vue de prévenir toute accumulation de condensation.

Dans le réseau de distribution d'air des I.C.S, toutes ces règles et dispositions sont loin d'être respectées. Du moins dans le cas de l'air service qui est le plus patant, le sens des pentes n'est pas du tout conforme, et il n'existe pratiquement pas de purgeurs. Ce qui laisse entrevoir des accumulations de condensation.

Les figures suivantes montrent les principales règles à adopter au maximum dans la réalisation d'un réseau optimum de distribution d'air comprimé.

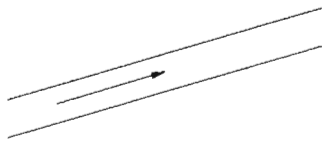


Figure III -1 : Pente à éviter pour un réseau d'air comprimé



Figure III-2 : Pente normale pour un réseau d'air comprimé:

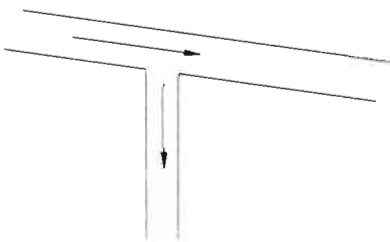


Figure III-3 : Mauvais piquage

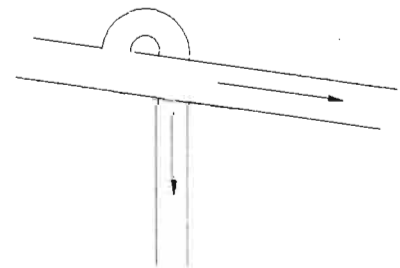


Figure III - 4 : Piquage indiqué: col de cygne

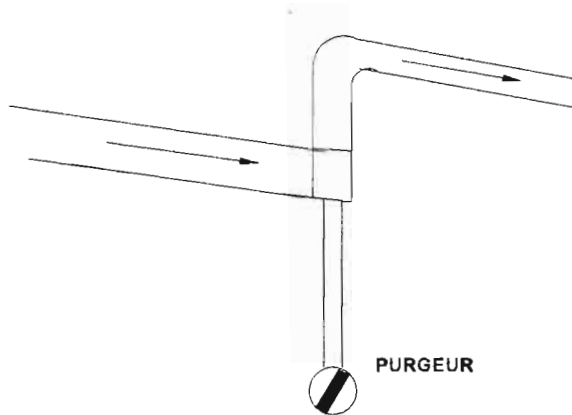


Figure III - 5 : Technique de piquage pour relier un point à un autre plus élevé

3.2 - FUITES

3.2.1 - Incidences des fuites

C'est le problème le plus important des réseaux d'air comprimé. Les fuites d'air ne créent ni gênes, ni pollution. On y accorde en général peu d'intérêt. Elles se produisent dans la plupart des cas au niveau des raccords, des joints de vanne, des purges et des flexibles. Elles peuvent être également dues à la corrosion, ce qui justifie l'intérêt d'un sécheur d'air pour éviter la rouille.

Ce taux de fuite devrait être si possible de 5% et ne jamais dépasser 10%. Ainsi pour une pression effective de 7 bars effectifs, voici les conséquences d'une fuite d'air.

diamètre trou (mm)	1	2	4	6	8	10
fuites (l/min)	50.5	205	815	1830	3255	5085
pertes de puissance (kW)	0.3	1.1	4.5	10.1	17.9	28

Tableau III.1: Conséquences d'une fuite en fonction du diamètre du trou

Ce taux de 10% de fuite se rencontre dans les réseaux d'air comprimé assez bien entretenu. Pour les autres réseaux comme celui des I.C.S caractérisé par le non respect des règles disposition des tuyauteries, on peut s'attendre à un taux plus important.

Les pertes minimales d'énergie engendrées dans ce cas seront d'environ 25 kW. Or, quelle que soit la variation de la consommation, les fuites elles restent bien constantes tout le long de l'année et les 25 kW se transforment inexorablement en 220 000 kWh/an, soit plus d'un mois de fonctionnement.

3.2.2 - Mesures et repérage des fuites

Estimer et mesurer l'importance des fuites font partie des impératifs. Nous proposerons la méthode suivante:

On isole la partie du réseau à vérifier en s'éloignant progressivement du centre de production, tous les appareils consommant de l'air comprimé concernés étant arrêtés. Des débitmètres ou des compteurs placés en ligne permettent ainsi de déterminer le débit de fuite. On peut donc pour chaque partie du réseau ajoutée, évaluer ses fuites par déduction de celles précédemment calculées.

D'autres méthodes comme le chronométrage existent mais sont difficilement applicables

dans notre cas de figure.

Les fuites étant mesurées, il faut maintenant les situer:

- en isolant successivement les différents tronçons et en comparant la rapidité de la chute de pression.
- en introduisant dans l'air aspiré par le compresseur des produits odorants qui permettent de déceler facilement les secteurs de fuite.
- en repérant à l'écoute le sifflement correspondant à chaque point probable de fuite, au niveau des joints bridés, des points de purges, des points bas sans purgeurs où l'eau de condensation en stagnant peut oxyder la tuyauterie.
- en badigeonnant les parties douteuses avec de l'eau savonneuse.

3.3 - PERTES DE CHARGE

Lorsque l'air circule dans les conduites, il se produit un frottement qui a pour conséquence une diminution de la charge donc une perte d'énergie. Ces pertes peuvent survenir aussi du fait de divers obstacles. Elles sont fonction de nombreuses variables:

- la longueur et le diamètre de la conduite.
- la rugosité de sa paroi
- la vitesse de l'air
- la viscosité et le poids spécifique

3.3.1- viscosité

Nous admettrons que la viscosité absolue de l'air est indépendante de la pression et varie avec la température absolue suivant la loi:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{0.76} \quad (40)$$

avec $\mu_0 = 1.753 \cdot 10^{-6} \text{ Kgs / m}^2$

Connaissant le poids spécifique de l'air ρ , on obtient la viscosité relative (ν).

Si l'air a une pression p différente de $p_0 = 1\text{bar}$ on a :

$$\nu = \nu_0 \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right) = \frac{\nu_0}{\rho} \quad (41)$$

avec $\nu_0 =$ viscosité relative à la pression atmosphérique P_0 (voir annexe A1)

3.3.2 - Type d'écoulement

L'étude expérimentale du mouvement d'un fluide dans une conduite montre qu'il existe deux régimes d'écoulement différents: l'écoulement laminaire et l'écoulement turbulent.

Ils sont caractérisés tous les deux par le nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (42)$$

Le régime laminaire est celui des vitesses faibles, dans les tubes de petit diamètre, des fluides de grande viscosité cinématique, avec $Re < 2300$. Il se rencontre rarement dans les canalisations d'air comprimé.

Le régime turbulent correspond aux vitesses usuelles dans les canalisations, $Re > 2300$.

La présence de tourbillons constitue un obstacle à la détermination des lois de l'écoulement.

On démontre que la perte de charge est définie par:

avec $\Delta h =$ perte de charge

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{\lambda v^2}{2dg} \quad (43)$$

$$g = 9,81 \text{ m / s}^2$$

$d =$ diamètre de la tuyauterie

$v =$ vitesse d'écoulement

On détermine $\lambda =$ coefficient de rugosité suivant la formule de Blasius:

$$\lambda = 0.316 R_e^{0.25} \quad (44)$$

pour $R_e < 400000$

ou par la formule de Nikuradse

$$\lambda = 0.032 + 0.2 R_e^{-0.237} \quad (45)$$

pour $Re > 400000$

Cependant dans la pratique, nous préférons la formule de Hopf et Fromm

$$\lambda = 0.01 \left(\frac{k_0}{d} \right)^{0.314} \quad (46)$$

avec $k_0 = 1,5$ pour les tubes métalliques à peu près lisses et $k_0 = 2,5$ pour les tubes en fonte ou en acier légèrement oxydés.

Des abaques en annexe offrent des méthodes rapides de détermination des pertes de charge.

En dehors des pertes de charges linéaires par frottement, qui sont proportionnelles à la longueur de la conduite, chaque obstacle (changement de direction, ou de section, robinet,...) provoque des remous et des chocs qui sont la cause d'une perte de charge supplémentaire. Elles sont de la forme:

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{KV^2}{2g} \quad (47)$$

avec K qui est fonction de la nature de l'obstacle et dont les différentes valeurs sont données en annexe C.

La prévision des pertes de charge dans un réseau en partant des débits admissibles dans les éléments successifs du collecteur et dans divers branchements, exige un calcul assez laborieux, alors que l'on cherche pratiquement un ordre de grandeur plutôt qu'un résultat précis, d'ailleurs impossible à obtenir à cause de l'incertitude des hypothèses. On préférera déduire ces pertes à partir de mesures de pression entre les points d'utilisation et le réservoir.

Dans la pratique, on admet une perte de charge maximale de 15% entre le point le plus éloigné du réseau et le réservoir. Or, cette valeur est largement dépassée dans le réseau d'air comprimé des I.C.S. Ainsi elle atteint plus de 35% pour les postes de grande consommation (Ateliers phosphorique et sulfurique) et 90% pour les points les plus éloignés (piscines).

3.3.3 - Flexibles

Les flexibles sont le siège de pertes de pression très importantes. Ils peuvent causer 15 à 25% des pertes de charge dans un réseau, et ne doivent être utilisés que dans le strict minimum. Contrairement à ce qui est observable au niveau de l'atelier phosphorique des I.C.S où des flexibles de mauvaise qualité sont purement et simplement utilisés comme réseau de distribution pour les nécessités de barbotage.

3.3.4 - Remèdes au manque de pression

Les remèdes au manque de pression sont aussi précis que ses causes et ses effets. Si l'on manque de pression, c'est généralement qu'on a pas fait à l'origine des prévisions correctes, ou encore que l'on a augmenté les utilisations de l'air comprimé au delà des possibilités de l'installation. Il s'agit après l'analyse du réseau de distribution de prendre les dispositions suivantes:

- Appliquer rigoureusement toutes les règles énoncées au paragraphe (III.1.1)
- Contrôler et éliminer les fuites.
- Déposer purement et simplement les tronçons de tuyauteries menant à des postes qui

ne sont plus utilisés.

- Réduire au maximum l'utilisation des flexibles, qui ne doivent servir qu'à alimenter l'appareil à partir du réseau.

- Augmenter la capacité des canalisations en vue de diminuer les pertes de charge.

Parfois, on posera une canalisation parallèle à celle d'origine, avec de nombreuses interconnexions; d'autres fois ce sera une boucle avec des prises sur la nouvelle canalisation pour soulager l'ancienne; dans d'autre cas, on procédera à la réfection complète du réseau.

Si la perte de charge reste toujours supérieure à 15% pour certains postes d'utilisation, il serait préférable de les doter de réseaux autonomes.

3.3.5 - Décentralisation de la production

L'emplacement relatif d'une installation de production d'air comprimé par rapport aux points d'utilisation doit être étudié très soigneusement.

Une salle centrale contenant tous les compresseurs a beaucoup d'avantages:

- unité de conduite et d'entretien.

- meilleure surveillance et main d'oeuvre réduite

De plus on a pas besoin de faire fonctionner plus de compresseurs qu'il n'en faut pour maintenir la pression à la valeur voulue. L'installation doit par conséquent être disposée aussi près que possible du plus grand centre de consommation, Il va en résulter un meilleur rendement global.

Dans le cas où une salle centrale ne puisse pas assurer une distribution et une pression

satisfaisante de l'air sans entraîner des frais de canalisations et des pertes de charges excessifs, il sera préférable de décentraliser la production. Les groupes de compression peuvent être répartis entre deux ou plusieurs installations situées à proximité des centres de consommation importante. On prévoira une interconnexion de toutes les tuyauteries de distribution afin de faire plus aisément face à des pointes locales.

Par rapport à tous ces critères, il apparait que l'emplacement des compresseurs du réseau d'air comprimé des I.C.S est optimum. En effet, l'installation est placée entre les deux centres principaux de consommation l'atelier phosphorique et l'atelier sulfurique. Cependant, il serait intéressant pour enrayer l'effet des longues canalisations génératrices de pertes de charges, de déconnecter le SEFICS, l'atelier Schlamm et les piscines du réseau et de les doter de centrales autonomes.

CHAPITRE IV : CHOIX DE NOUVEAUX EQUIPEMENTS

Suite aux conclusions tirées après l'étude du réseau de production, nous allons dans ce chapitre proposer de nouveaux équipements susceptibles d'améliorer le fonctionnement du réseau d'air comprimé

4.1 - LES COMPRESSEURS

4.1.1 - Les types de charges

Quelles que soient les conditions réelles auxquelles un compresseur pourra être soumis, le mode de travail sera déterminé par l'un des trois besoins suivants:

- 1) Compensation des pertes de charges
- 2) Pression ou augmentation de charges constantes
- 3) Combinaison d'augmentation de charge ou de pression constante et de compensation des pertes de charge.

La compensation des pertes de charges est la pression nécessaire pour vaincre les résistances de frottements dues à l'écoulement à travers les canalisations et les appareils associés.

Le fonctionnement à pression constante est celui qui est utilisé pour la régulation (équilibrage de hauteur de liquide, ou une contre pression bien déterminée), c'est le cas de l'air instrument, tandis que l'augmentation de charge constante comme le barbotage

est le cas de l'air service.

Le 3^e mode de fonctionnement est celui que l'on rencontre toujours. C'est le fonctionnement réel de tous les réseaux: une combinaison des deux modes précédents.

Sur la figure (IV.1), les 3 modes de fonctionnement ont été représentés graphiquement.

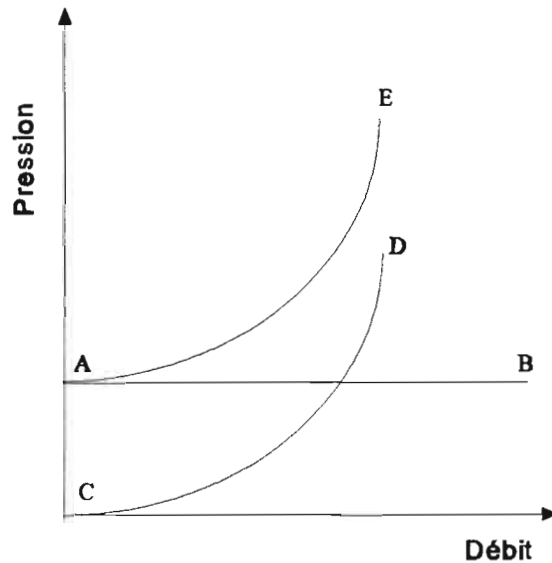


Figure IV.1 : Courbes de charge d'un compresseur

La courbe CD représente une compensation des pertes de charges.

La courbe AB représente une augmentation de charges fixes.

La courbe AE représente la combinaison des deux.

4.1.2 - Adaptation au travail demandé

Comme nous l'avons indiqué précédemment, un compresseur volumétrique à piston est essentiellement une machine à pression variable et à débit constant. Il est représenté à

la figure (IV.2) par la courbe JK. En fait, en raison de la baisse de rendement volumétrique à mesure que la pression augmente, le compresseur volumétrique aura une courbe caractéristique inclinée représentée par la ligne JL. Un compresseur centrifuge est essentiellement une machine à pression constante et à débit variable représenté par la courbe FM. En raison des pertes internes, la courbe caractéristique du compresseur n'est pas une ligne, mais une courbe se rapprochant de la ligne FG.

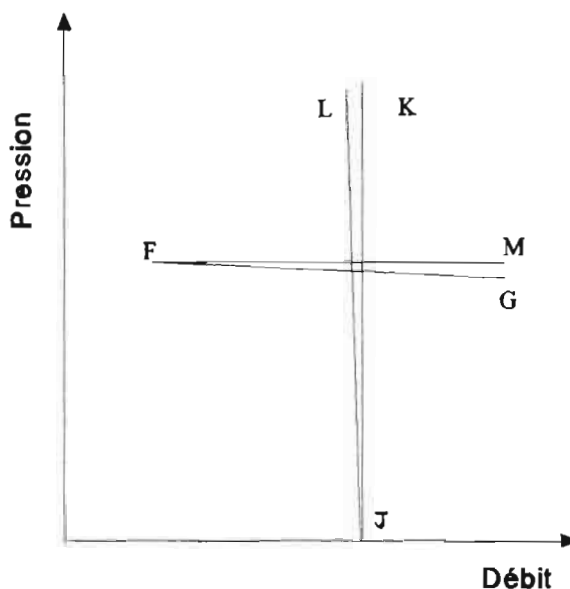


Figure IV.2 : Courbes caractéristiques de deux compresseurs différents

4.1.3 - Mode de fonctionnement

4.1.3.1 - Compresseur volumétrique à piston

Ils sont de type alternatif, avec l'air qui est comprimé par un piston. Ils peuvent être à simple cylindre, à cylindres en opposition, en cylindre en V mono ou multi-étagé.

Les compresseurs à piston sont les plus répandus et ils ont un champ d'utilisation extrêmement vaste. Les constructeurs ont su réaliser des machines d'un bon rendement mécanique et d'une grande longévité de marche.

Cependant, les compresseurs à pistons possèdent les inconvénients inhérents à toutes les machines alternatives:

- transmission de l'effort par un mécanisme bielle manivelle
- effets d'inertie sur les organes mobiles
- irrégularité du couple résistant qu'il faut atténuer par un volant
- réactions variables sur les fondations susceptibles de causer des vibrations.
- budget d'entretien élevé.....

La nécessité de limiter les effets de l'inertie conduit à adopter des vitesses de rotation relativement lentes. La plupart des compresseurs à piston tournent à des vitesses comprises entre 250 et 1000 RPM; ce sont donc des machines lourdes.

Ces inconvénients ont stimulé l'imagination de nombreux constructeurs pour la recherche de compresseurs rotatifs. Nous étudierons les compresseurs rotatifs volumétriques, par différence des dynamiques qui sont des appareils à grand débit sous faible pression, ce qui est hors de notre propos.

4.1.3.1 - Compresseur volumétrique à vis

Les compresseurs rotatifs sont également de différents genres. Nous nous attarderons sur le compresseur à vis communément appelé à engrenages hélicoïdaux. Il est formé de deux rotors l'un mâle l'autre femelle. Le volume offert au fluide dans le creux d'une dent n'est plus constant, mais varie pendant la rotation. On peut ainsi obtenir une compression

progressive, ce qui permet d'avoir un Diagramme PV (Pression versus Volume) correct. Ces compresseurs offrent en outre d'un bon rendement organique et d'un bon rendement adiabatique, ils sont de plus les plus légers des compresseurs volumétriques. Les autres avantages et particularités sont:

- absence de pulsations durant le fonctionnement
- simplicité dans la conception
- maintenance réduite
- le circuit de lubrification joue en même temps le rôle de refroidisseur intermédiaire
- système de régulation souple intégrant les régulations charge/hors charge, par arrêts départs automatiques, par modulation de débit.

Un compresseur à vis est donc plus adapté pour les conditions d'utilisation de l'air comprimé à la plate-forme de Darou. Cependant, l'on prendra la peine de spécifier dans toute commande que le compresseur devra fonctionner dans un milieu acide

4.1.4 - Nombre de compresseurs

Le nombre d'unités entre lesquelles la capacité totale doit être répartie est important. Les compresseurs à air ont comme pour tous les appareils mécaniques et électriques besoin d'entretien et doivent même être à l'occasion temporairement arrêtés. Dans le cas des I.C.S où la fourniture d'air comprimé est continue, on a intérêt à disposer d'au moins deux compresseurs, l'un en base et l'autre en appoint et ou secours. Nous proposerons donc l'achat de deux compresseurs à vis d'une capacité individuelle 1750 Nm³/h.

4.2 - SECHEUR D'AIR

La présence d'eau dans l'air comprimé entraîne beaucoup trop d'inconvénients qui rendent indispensable le séchage de l'air, d'où une dépense d'énergie. Mais, il est nécessaire d'essayer de réduire cette dépense au minimum.

Les deux techniques utilisées sont rappelons le:

- le séchage par adsorption
- le séchage par réfrigération

Le sécheur qui est présent dans le réseau est par adsorption, et s'est montré largement insuffisant. En effet il est prévu pour un débit d'air de 460 Nm³/h, alors que la quantité effective qui le traverse est égale à environ 650 Nm³/h. Il s'agit donc de choisir un nouveau sécheur d'air mieux adapté aux exigences.

Il faut d'abord rechercher le point de rosée sous pression optimum qu'il faut obtenir en fonction de la qualité de l'air exigée. Ainsi un sécheur donnant un point de rosée de 10°C (température qui ne peut être atteint dans cette zone) pour une pression effective de 8.5 bars est largement suffisant. En effet, l'air dépourvu d'humidité est nécessaire pour l'alimentation des appareils de régulation, où toute condensation est inadmissible. Ces appareils fonctionnent avec de l'air détendu à 3.5bars dans le cas le plus défavorable, et à cette pression, le point de rosée est aux environs de - 5°C, ce qui élimine tout risque de condensation.

Les sécheurs par adsorption donnent d'excellents points de rosée, cependant ils sont plus appropriés pour les pays froids où la température ambiante est parfois très basse. Pour

amener l'air au point de rosée demandé 10 °C, à la pression de 8.5 bars, le sécheur par adsorption consomme trop d'énergie. De plus de par sa conception fonctionnelle, il présente beaucoup d'inconvénients:

- nécessité de renouveler périodiquement l'agent dessicatif.
- nécessité de porter l'air à la température la plus basse possible à l'entrée du sécheur, car le pouvoir d'adsorption est inversement proportionnel à la température.
- fuites d'air non négligeable d'environ 15 à 25% dues essentiellement aux purges et aux périodes de régénération.

Les sécheurs par réfrigération où l'on refroidit l'air par échange thermique avec un groupe frigorifique semble plus indiqués du fait de leur consommation en énergie beaucoup moins importante. Le mode de fonctionnement consiste à porter l'air à une certaine température pour condenser et éliminer au maximum la vapeur d'eau en suspension, ce qui permet de déplacer le point de rosée. Le groupe frigorifique possède l'avantage d'être à régulation par arrêt départ automatique ou par vanne thermostatique. Ce qui proportionne la production de frigories donc la dépense en kilowatts à la quantité effective d'air passant par le sécheur. Cette dépense d'énergie peut par ailleurs être réduite par l'utilisation d'un économiseur pré-échangeur. C'est un échangeur entre l'air qui entre dans le sécheur et l'air qui en sort de manière à commencer à refroidir l'air qui entre et à ramener à la température ambiante l'air qui sort. La figure (IV.3) montre une description fonctionnelle du système.

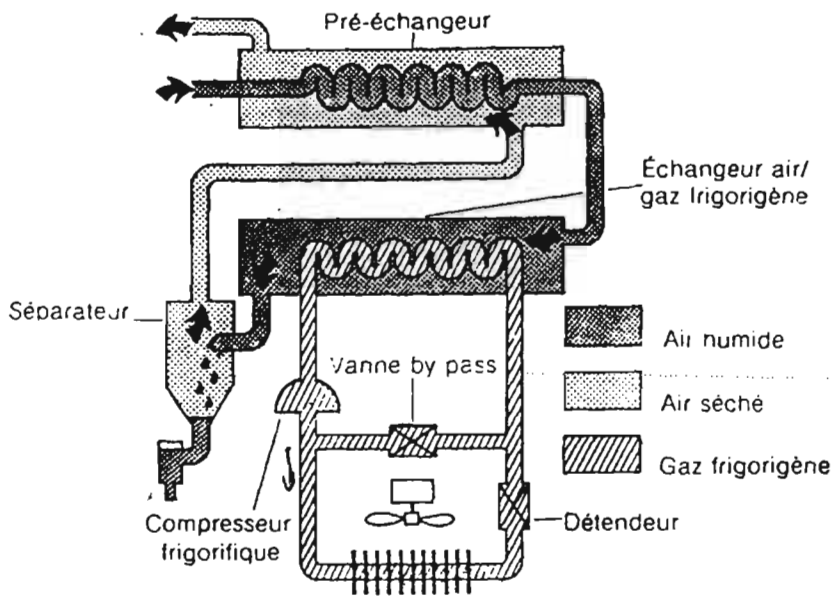


Figure V.3 : Schéma fonctionnel sécheur d'air à réfrigération muni d'un pré-échangeur

Les conditions de fonctionnement de l'économiseur sont les suivantes:

- L'air sec entre à la température de 5°C, et sort à 30°C.
- L'air humide entre à la température de 60°C et sort à 40°C.
- Le débit maximum est de 1000 Nm³/h (capacité maximale du sécheur).

La quantité d'énergie échangée est donnée par la formule (11) du chapitre II. Elle est égale à 8.51 kW.

A partir de la formule (14), la valeur de la D.T.L.M de cet échangeur est 27.42°C d'où la formule (15) donne le coefficient global de transfert US qui est égale à 0.310 kW/°C.

CHAPITRE V : ETUDE DES COUTS

5.1 - PRIX DE REVIENT DE L'AIR COMPRIMÉ

Le prix de revient de l'air comprimé est la résultante de plusieurs facteurs. Les principaux sont:

- Les frais de fonctionnement: énergie, graissage, réparation..
- L'amortissement des investissements.

Le réseau des I.C.S est composé de trois compresseurs, mais par souci de simplification, tous les coûts seront répartis entre deux compresseurs (la base et l'appoint).

Les différents éléments entrant dans le calcul du prix de revient sur la base des deux compresseurs sont:

- L'investissement initial: il est de l'ordre de 15 millions de FCFA par compresseur, cependant nous n'en tiendrons pas compte car les compresseurs comptent plus de dix ans de service. Ils sont donc amortis.
- Durée de fonctionnement: le compresseur en base fonctionne en charge à un taux de 100% , le compresseur d'appoint fonctionne en moyenne 70% du temps en charge et le reste à vide. Le fonctionnement est continu 24h/24.
- Charges fixes: nous considérerons les frais globaux d'entretien du réseau d'air comprimé par mois ramenés par compresseur.
- Eau de refroidissement: en pleine charge, le débit moyen d'eau de refroidissement est de 8 m³/h par compresseur.

- Tarif puissance: la puissance nominale est de 110 Kw pour le compresseur en base, et 81.5 kw pour l'appoint. Le montant de la prime fixe est de 2755,35 FCFA par Kw et par mois.

- Tarif énergie: la consommation d'énergie dépend de la puissance nominale et du mode de fonctionnement. Le prix moyen du Kwh est de 52,51 FCFA.

Les tableaux suivants montrent en détail la procédure de calcul du prix de revient de l'air comprimé.

	compresseur en base	Compresseur appoint	
		en charge	à vide
Puissance du moteur (kw)	110	110	40
Débit réel (N m ³ /h)	650	650	-
Durée de marche mensuelle (h)	720	514	206
Eau de refroidissement m ³ /mois	5760	4112	-

Tableau V.1: Caractéristiques des compresseurs

	Compresseur en base	Compresseur en appoint
Entretien	1.040.000	1.040.000
Eau de refroidissement	-	-
Total	1.040.000	1.040.000

Tableau V.2: Charges fixes mensuelles

L'eau de refroidissement étant recyclée dans des aéroréfrigérants et réutilisée, nous allons considérer son coût négligeable.

	Compresseur en base	Compresseur en appoint
Production d'air /mois (m ³)	468000	327600
Puissance kW	110	81.5
Consommation mensuelle kWh	79200	64700

Tableau V.3: Charges de puissance et d'énergie des compresseurs

Prix de revient de l'air comprimé

	Compresseur en base	Compresseur en appoint
Frais fixes mensuels (FCFA)	1.040.000	1.040.000
Electricité frais énergie (FCFA)	4.000.000	3.272.037
Electricité frais puissance	303.088	227.345

Tableau V.4: Prix de revient de l'air comprimé

Le prix de revient total de l'air comprimé est de 9.882.470 FCFA. Pour un production mensuelle de 795600 m³ d'air comprimé, le prix de revient unitaire sera de 12,42 FCFA.

5.2 - INCIDENCES DE L'OPTIMISATION

Dans toute installation d'air comprimé, il y a les pertes inévitables estimées en moyenne à 5% du débit total. Cependant, le taux de fuite de l'installation d'air comprimé des I.C.S doit être important (voir chapitre 3). La valeur de 15% nous paraît être un minimum. En procédant au repérage et à l'élimination systématique des fuites, les I.C.S pourront récupérer environ 10% du débit total, soit 79560 m³ d'air comprimé par mois. Ce qui va se

traduire par des économies substantielles d'environ 12.000.000 FCFA par année.

Les économies réalisables en améliorant le système de régulation du compresseur d'appoint sont ainsi présentées .

Taux de marche %	Economies d'énergie (kwh/an)	Economies annuelles (FCFA)
25	286416	14.466.875
33	229824	11.608.410
66	69120	3.491.251
75	43200	2.182.032
80	30240	1.527.422

Tableau V.5: Economies d'argent réalisables sur système de régulation

5 - 3 INVESTISSEMENTS

Suite aux propositions énoncées au chapitre IV, les I.C.S devront impérativement renouveler les équipements pour fiabiliser l'installation d'air comprimé. Cet investissement est ainsi détaillé.

EQUIPEMENTS	PRIX ESTIME (FCFA)
1 compresseur à vis (1750Nm ³ /h, 8.5 bars)	50.000.000
1 compresseur à vis (1750Nm ³ /h, 8.5 bars)	50.000.000
1 sécheur par réfrigération (1000Nm ³ /h)	10.000.000
Total	110.000.000

Tableau V.6: Coût des investissements

L'étude de rentabilité de cet investissement sera effectué par la méthode du Délai de

Recouvrement du Capital (DRC). Cette méthode consiste à déterminer le temps nécessaire pour reconstituer le capital investi pour un projet A, par rapport à un autre projet B

$$D.R.C = \frac{\text{Capital investi}}{\text{Dépenses annuelles}} \quad (48)$$

L'achat de nouveaux équipements constitue le projet A, et le maintien des équipements actuels le projet B. Ce dernier projet nécessite, du fait du mauvais fonctionnement des appareils, les dépenses annuelles suivantes:

DEPENSES	COUT ESTIME (FCFA)
Réparations et entretien	27.000.000
Location courante compresseurs	3.500.000
Location compresseurs pour arrêt annuel	4.000.000
Total	34.500.000

Tableau V.7: dépenses annuelles approximatives pour les besoins en air comprimé

Le DRC est de 3 ans 2 mois, nous choisirons donc le projet A. Cependant les remarques suivantes s'imposent quant à l'utilisation de cette méthode.

* Ce DRC peut être considérablement réduit si l'on prend en compte les conséquences d'un arrêt de la production de l'usine par suite de défaillances du réseau d'air comprimé. Ce qui est d'ailleurs très probable à l'heure actuelle.

* Les économies réalisables en réduisant les fuites et en optimisant le système de régulation permettraient de diminuer davantage le DRC.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Les causes du mauvais fonctionnement du réseau d'air comprimé sont de divers ordres.

Ainsi l'étude diagnostic que nous avons effectué fait ressortir les éléments suivants:

- Par suite de l'augmentation constante de la demande, la capacité maximale de production de l'installation est en deçà des besoins. Les compresseurs, contrairement aux affirmations du constructeur, ne sont pas en mesure de fournir le débit et la pression indiqués. Cette baisse de performance est relative aux conditions d'aspiration défavorables, au taux de marche élevé et à une déficience des circuits de refroidissement.
- L'air aspiré contient beaucoup d'humidité et de poussières du fait d'échappements de vapeur au niveau de la salle des machines et du mauvais emplacement des filtres qui engendre une détérioration des pièces mobiles des compresseurs.
- Les performances des circuits de refroidissement sont fortement diminuées par la nature entartante et la température assez élevée de l'eau de refroidissement.
- Le mode de séchage ne peut pas garantir de l'air instrument dépourvu d'humidité. En effet le débit et la température de l'air comprimé qui traverse le sécheur par adsorption excède ses capacités. L'appareil est d'ailleurs inadapté pour les conditions d'utilisation exigées.
- Le réseau de distribution (principalement celui de l'air service) est le siège de pertes de charges importantes estimées à plus de 35% pour les grands centres de consommation et 90% pour les postes d'utilisation éloignés. Ce qui est largement supérieur au taux admissible de 15%.

- L'absence de points de purge, la mauvaise disposition des tuyauteries et les nombreux points bas favorisent la corrosion d'où des fuites importantes.

Les conséquences du mauvais fonctionnement du réseau d'air comprimé sont multiples.

Nous insisterons sur les trois suivantes:

- Les risques d'arrêt total de la production par défaut du circuit d'air sont élevés car les I.C.S sont tributaires de cette énergie.

- Le prix de revient du mètre cube d'air comprimé est cher (environ 12,5 francs).

- Des dépenses importantes en location de compresseurs sont souvent consenties pour faire face à des pointes d'exploitation locales ou exceptionnelles (arrêt annuel) du fait de l'insuffisance de la production d'air comprimé..

Nous proposons pour fiabiliser ce réseau de renouveler complètement le réseau de production. Ainsi les I.C.S. devront se doter de deux compresseurs à vis (1750 Nm³/h, 8.5 bars) et d'un sécheur d'air par réfrigération (1000 Nm³/h) qui sont plus adaptés .Ce surplus de capacité permettra d'ailleurs de faire face aux différentes pointes. Cependant ceci devra être précédé, par la mise en pratique, des recommandations suivantes qui, en plus de diminuer le délai de recouvrement du capital (DRC) de l'investissement, vont engendrer des économies d'argent substantielles. Ce sont:

- Une réduction des pertes de charges dans le réseau de distribution en modifiant les tracés et en appliquant les règles de disposition des tuyauteries.

- Une détection et une élimination systématique des fuites.

- Une utilisation minimale des flexibles dans le réseau.

- L'aménagement d'une chambre d'aspiration à l'extérieur de la salle des machines pour

les compresseurs.

- La mise sur pied d'un plan de suivi régulier du réseau d'air comprimé avec l'installation d'appareils de contrôle (débitmètre, manomètre, thermomètre) et des consignes sévères pour éviter tout gaspillage.
- Une étude de l'opportunité de sécher tout l'air (instrument et service).
- Une étude économique sur la décentralisation de la production.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) - Jean LEFEVRE, **L'air comprimé tome I Production**, Editions Baillière , Paris 1952
- (2) - Jean LEFEVRE, **L'air comprimé tome II Utilisation** , Editions Baillière, Paris 1973
- (3) - Air compressed and gas institute, **Manuel de l'air comprimé**, Editions Eyrolles, Paris 1957
- (4) - R. LEBON, **Economies d'énergie et air comprimé: Guide pratique des économies d'énergie dans la production d'air comprimé**, Ingersoll - Rand, Paris 1980
- (5) - Sonntag, Van Wylen, **Thermodynamique Appliquée**, Editions du Renouveau Pédagogique Inc, 2e édition Montréal 1988
- (6) - Groupes de professeurs, **Heat transfer problems solver**, R.E.A, New York 1982
- (7) - F. BERNARD, **Eléments de construction tome6**, Dunod, Paris 1969
- (8) - Spirax Sarco, **Cahier technique de l'air comprimé**, Paris 1980
- (9) - M. THIOYE, **Notes de cours Air climatisé et et réfrigération**, EPT 1995
- (10) - P. DEMBA, **Notes de cours Plomberie et application de tuyauteries**, EPT 1995

ANNEXES

CARACTERISTIQUES DE L'AIR ET DE L'EAU

Température(°)	0	20	40	60	80	100	120
$10^6\mu$ (Kg.s.m ²)	1,75	1,85	1,95	2,04	2,13	2,22	2,66
ρ (Kg/m ³)	1,25	1,17	1,09	1,33	0,97	0,92	0,72
v (m ² /s)	13,7	15,5	17,5	19,5	21,6	23,7	36,2

Tableau A-2: Viscosité de l'air en fonction de la température

T (°c)	ρ (Kg/m ³)	Cp (kcal/Kg°C)	k (kcal/kg°C)	Pr
0	1,296	0,24	0,0208	0,72
38	1,136	0,24	0,023	0,72
93	0,96	0,241	0,0259	0,72
149	0,832	0,243	0,0287	0,71
204	0,735	0,245	0,0318	0,689

Tableau A-2: Autres propriétés de l'air

T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (kcal/Kg.°C)	μ (kg.s/m ²)	10^6v (m ² /s)	k (kcal/kg.°C)	Pr
4	1000	1	1,55	1,55	0,483	11,6
10	1000	1	1,31	1,31	0,493	9,55
16	997	0,999	1,13	1,132	0,505	8,03
21	997	0,998	0,978	0,985	0,516	6,82
27	995	0,998	0,86	0,864	0,525	5,89
32	994	0,998	0,763	0,765	0,534	5,13
38	992	0,998	0,681	0,686	0,541	4,52
66	979	1	0,434	0,443	0,57	2,74

Tableau A-3: Propriétés de l'eau

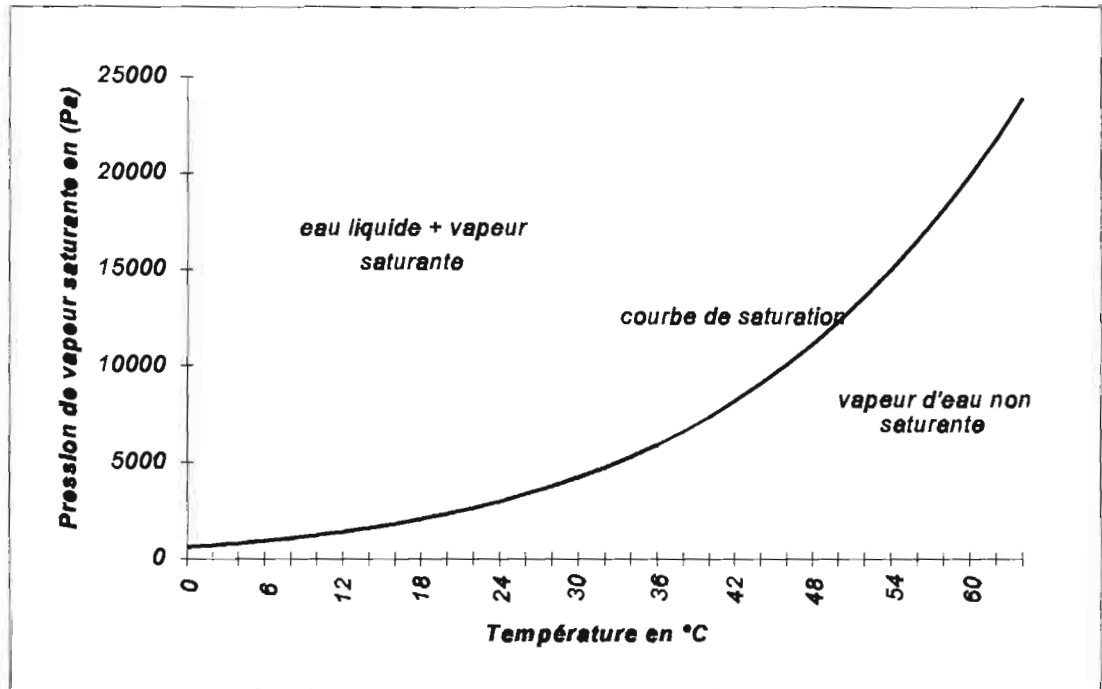
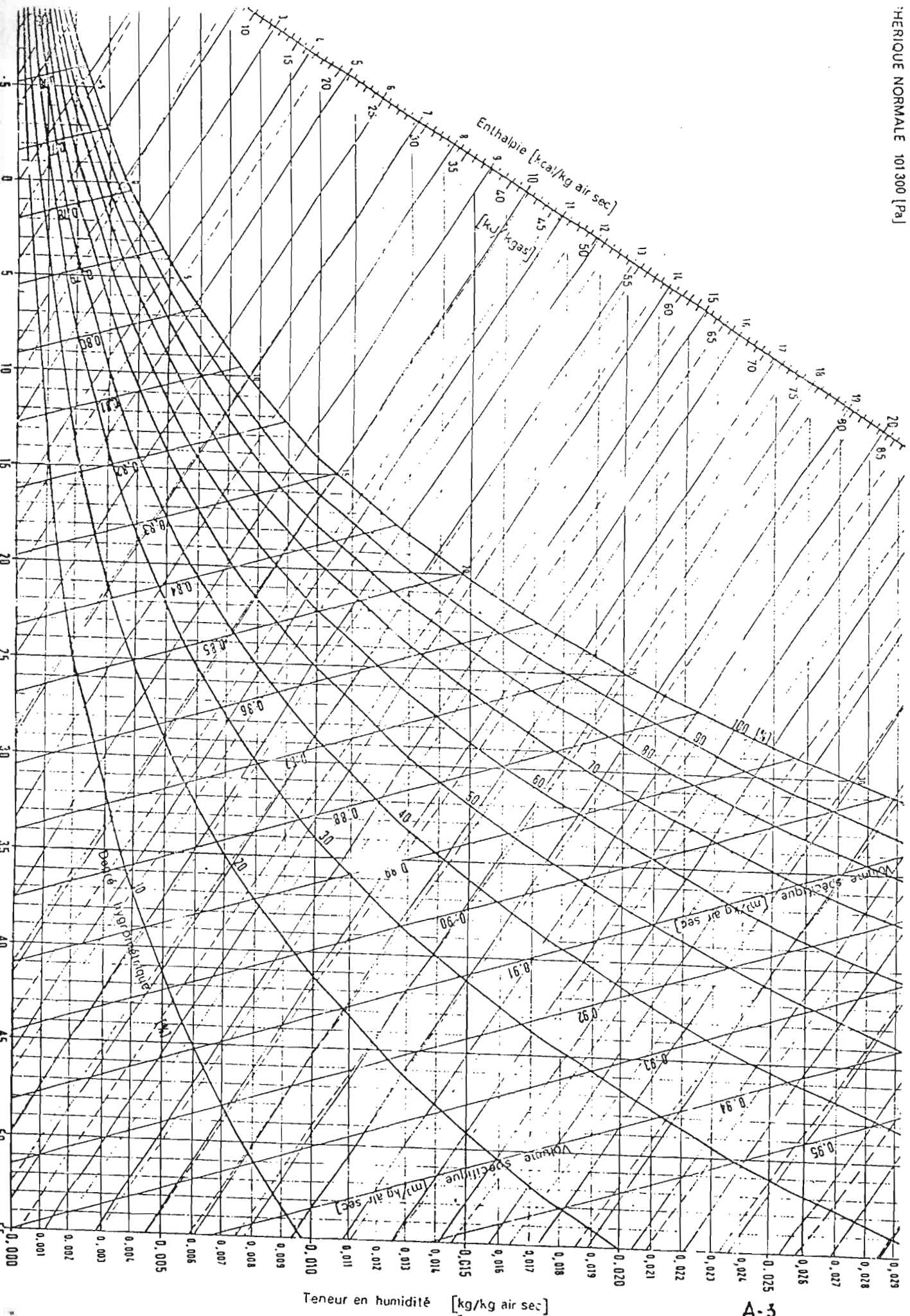


Figure A-1: Pression de vapeur saturante en fonction de la température

A.3 : DIAGRAMME DE CARRIER DE L'AIR

PHÉRIQUE NORMALE 101300 [Pa]



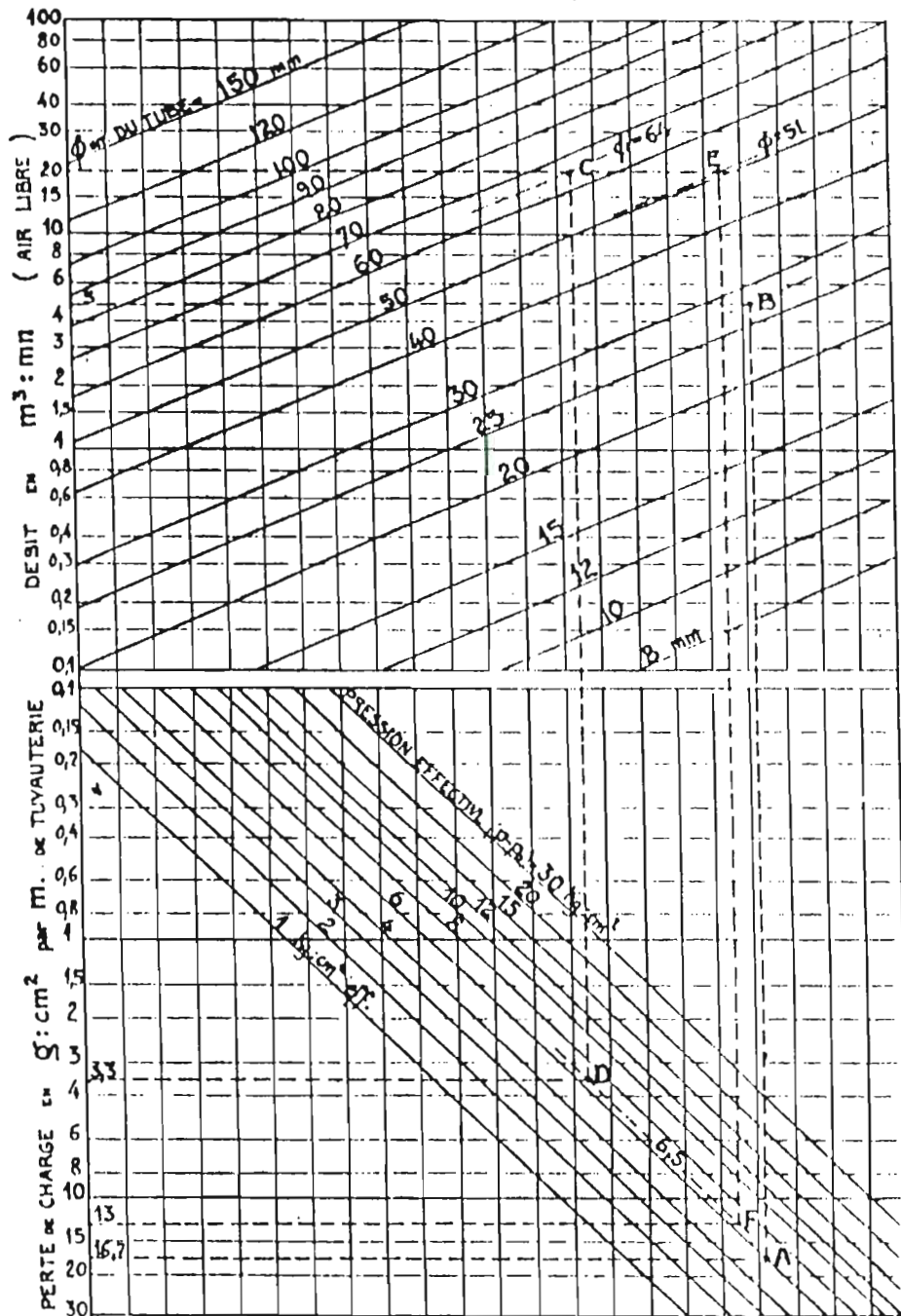


FIG. 219. — Abaque pour la détermination rapide des pertes de charge dans les canalisations d'air comprimé.

Pour les installations industrielles courantes (tubes rugueux avec quelques coudes et robinets) majorer de 25% les pertes lues sur l'abaque (d'après documents HEISSER)

NATURE DES OBSTACLES ou « accidents de route »	COEFFICIENT de perte de charge K	PERTES DE CHARGES EN QUINCES : cm ² pour de l'air à 6 kg : cm ² eff. et 20° C m : 8,2 kg : m ³) et différentes vitesses V en m : s				
		V = 5	V = 10	V = 15	V = 20	V = 25
Entrée de conduite { à angles vifs..... à bords bien arrondis * ..	0,5	0,52	2,10	4,70	8,4	13
	0,05	0,05	0,21	0,47	0,8	1,3
Sortie de conduite (vitesse perdue)	1	1,05	3,20	9,40	16,8	26
Coudes à 90° { angle vif..... arrondi r : d = 1..... arrondi r : d = 3.....	1	1,05	4,20	9,40	16,8	26
	0,3	0,32	1,26	2,80	5	7,8
	0,13	0,14	0,55	1,22	2,2	3,4
Coudes à 45° { angle vif..... arrondi r : d = 1..... arrondi r : d = 3.....	0,19	0,20	0,80	1,79	3,2	4,9
	0,15	0,16	0,63	1,41	2,5	3,9
	0,07	0,07	0,29	0,66	1,2	1,8
Branchement en té à 90° { réduction s : S = 0,75 " s : S = 0,5 " s : S < 0,4	1,05	1,10	3,40	9,85	18,5	27,3
	1,3	1,37	5,17	12,20	21,8	33,8
	1,5	1,57	6,30	13,10	25,2	39
Robinet à soupape ou à poiteau *	5	5,25	24	47	84	130
Robinet à boiseau *	0,5	0,52	2,10	4,70	8,4	13
Raccords express p. tubo flexible..	2	2,10	6,40	18,80	33,6	52

Aux obstacles indiqués * correspond une perte de charge très variable avec la construction; la valeur indiquée n'est qu'un ordre de grandeur. Pour l'entrée de conduite et le branchement en té considérer la vitesse en aval; pour la sortie de conduite considérer la vitesse en amont.

Les lectures de pertes de charge sur cet abaque sont pessimistes pour des tubes lisses. Mais au contraire, pour des conduites industrielles, il convient de les majorer de 25 % pour tenir compte de la rugosité des tubes et des obstacles se trouvant normalement dans une canalisation.

Si, pour des projets importants, on préfère effectuer le

PERFORMANCE DES COMPRESSEURS

1 - Rendement volumétrique

Il caractérise la bonne utilisation utilisation du cylindre. C'est le rapport du débit réel au volume engendré par unité de temps. Pour les compresseurs poly-étagés, ce rendement sera déterminé à partir du cylindre basse pression.

$$\eta_v = \frac{Q_0}{Q_e}$$



Q_0 = débit aux conditions d'admission (m^3/s)

Q_e = volume engendré = $1380 m^3/h$

2 - Rendement isothermique

Pour apprécier la valeur d'une installation, il faut connaître l'importance de la part d'énergie utilisée relativement à l'énergie mise en jeu, c'est-à-dire son rendement. Ce dernier doit être déterminé par rapport à une évolution idéale préalablement choisie qui sera suivant le cas, l'évolution isothermique ou l'évolution adiabatique.

Dans le cas des compresseurs du réseau d'air comprimé des I.C.S, où l'air ne peut être utilisé qu'après refroidissement, l'évolution isothermique sera utilisée comme référence.

On définit ainsi le rendement isothermique:

$$\eta_{iz} = \frac{P_0 * Q_0}{W} * \ln \frac{P}{P_0}$$

P_0 = pression entrée étage (Pascal).

W = puissance mesurée sur l'arbre du compresseur = 91.2 kW

3 - Rendement polytropique

Contrairement au rendement isothermique, le rendement polytropique ne définit pas la valeur énergétique globale d'un compresseur, mais il permet l'analyse de son fonctionnement. La puissance polytropique inclut en effet le supplément de travail dû à l'échauffement pendant la compression. Le rendement polytropique est ainsi défini:

$$\eta_{pol} = \frac{K}{K-1} * P_0 * \frac{Q_0}{W} * \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

avec K = coefficient polytropique

- Le complémentaire à 1 du rendement polytropique indique les pertes dues aux imperfections des détails du cycle en fonction de la puissance sur l'arbre.

4 - Mesures effectuées

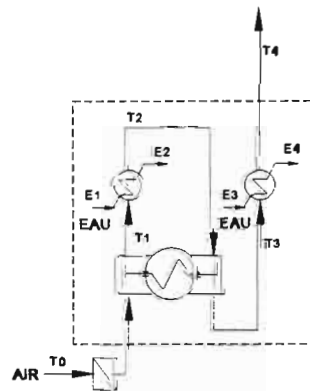


Figure B.1: schéma d'un compresseur

T0	T1	T2	T3	T4	E1	E2	E3	E4
26	141	47	164	59	29	34	30	36
27	151	49	178	63	30	35	30	38
25	154	50	179	62	30	35	30	37
24	123	47	159	53	25	30	25	36
25	134	43	126	53	25	30	25	36
27	140	47	162	56	25	30	25	36

Tableau B.1: Températures mesurées sur compresseur

5 -Caractéristiques des compresseurs

	Théorique	Réel
Débit Nm ³ /h	1032	700
K premier étage	1.42	1.47
K second étage	1.37	1.42
Rendement volumétrique (%)	75	50
Rendement isotherme (%)	67	45
Rendement polytropique (%)	77	53
Pertes dues aux imperfections (kW)	20.97	42.86

Tableau B.2: Performances des étages de compression

6 - Puissance des réfrigérants

Pour rendre la compression isotherme, Les réfrigérants doivent dissiper une puissance maximale W_{\max} :

$$W_{\max} = (1 - n_{is}) * W$$

On trouve $W_{\max} = 50$ kW par étage de compression, en fixant ΔT pour l'eau à 6°C, ce qui est normal par rapport à sa température d'entrée, l'équation (12) du chapitre II nous

permet de déduire le débit optimum d'eau de refroidissement ($Q_{opt} = 7200 \text{ l/s}$).

Le mauvais fonctionnement des réfrigérants malgré un débit actuel d'eau de refroidissement de 8000 l/s montre l'influence du facteur d'encrassement sur l'efficacité de l'échange.

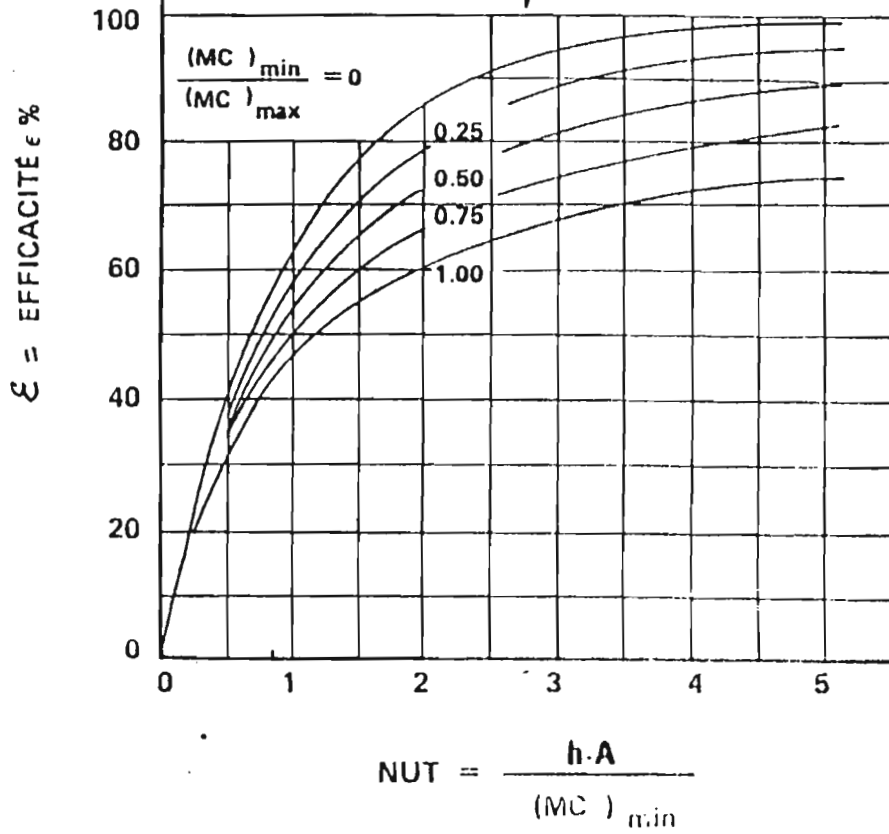
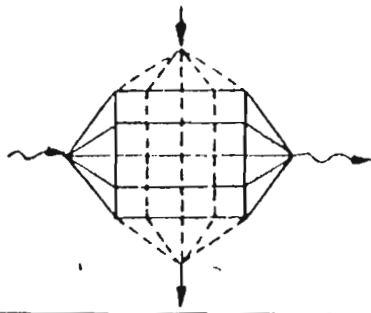
7 - Echauffement de l'air aspiré

Les imperfections suivantes: compression éloignée de l'isotherme, espace mort, mais aussi pertes de charge sont aisément détectables. Il n'en est pas de même pour d'autres imperfections comme l'échauffement de l'air aspiré ou les fuites qui sans influencer le travail dépensé diminuent le débit effectif.

En effet, suite au mauvais refroidissement, la paroi du cylindre est beaucoup plus chaude que l'air aspiré. Ainsi l'air remplit le cylindre à une température nettement plus élevée que celle qu'il avait avant l'aspiration et à une densité plus faible. Comme le débit se mesure aux conditions de l'aspiration, il se trouvera donc réduit en raison inverse des températures absolues et ceci pour un même travail dépensé. Cet échauffement de l'air aspiré peut représenter une perte importante et explique pour une large part les écarts appréciables de rendement constatés.

FIG.4 ÉCHANGEUR A COURANTS CROISÉS

Deux fluides non mélangés



E-1

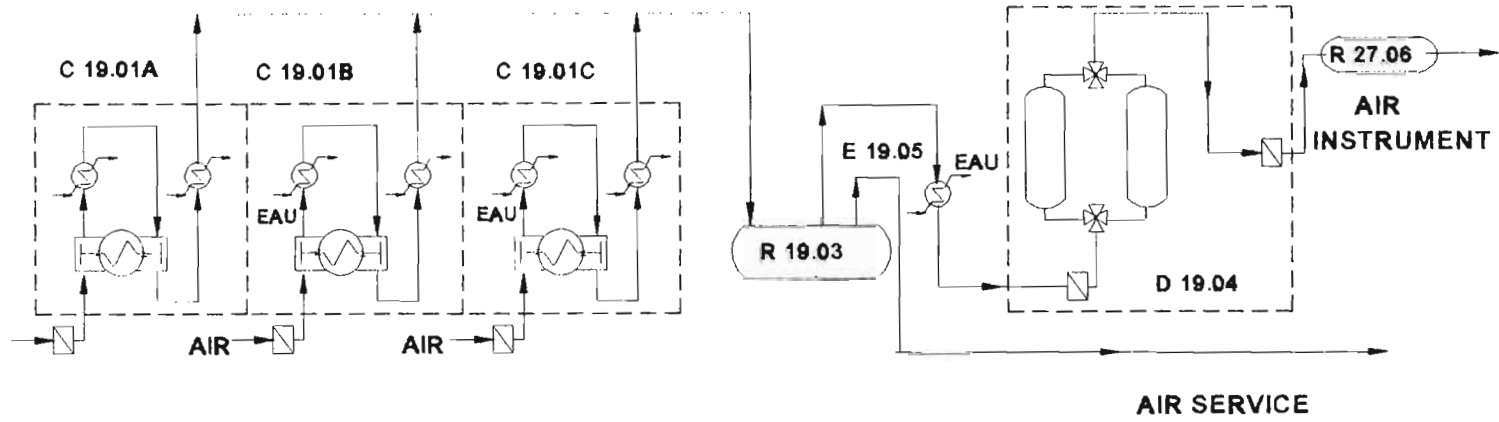
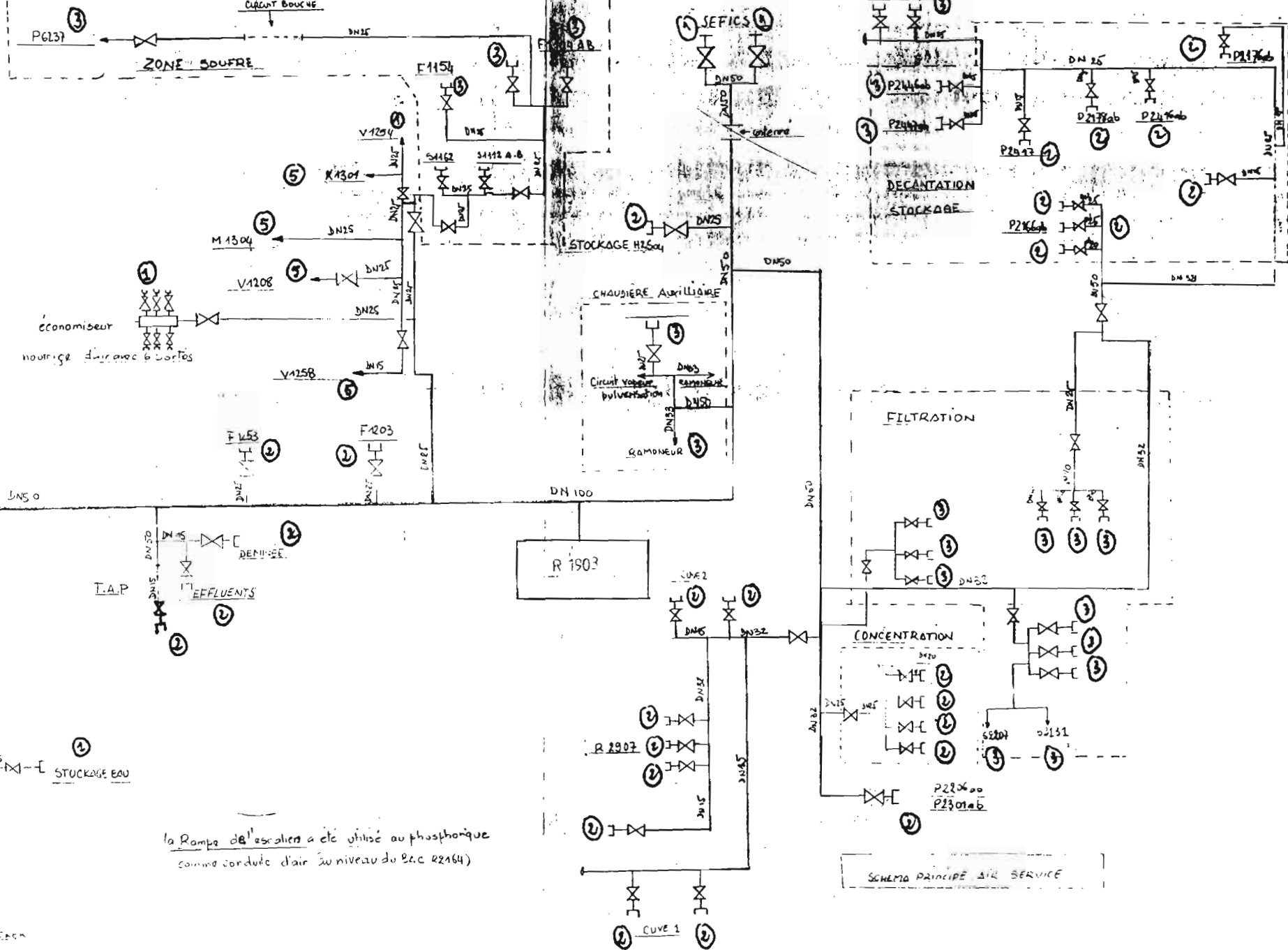


figure B.1 : RESEAU DE PRODUCTION D'AIR COMPRI ME



C-2

la rampe de l'escalier a été utilisée au phosphorique
comme conduite d'air au niveau du B.C.C R2464

SCHEMA PRINCIPAL AIR SERVICE

ESV/H

Modèle	Moteur kW	Débit m ³ /min.	Pression (bar) Maximum
7 x 5	19.2	2.66	8.5
8 x 5	22.2	3.68	7.0
8 x 7	28.8	3.94	8.5
9½ x 7	24.1	5.72	4.0
11 x 7	40.7	6.88	7.0
12 x 7	40.2	9.49	4.0
10 x 9	45.2	6.09	8.5
12 x 9	53.9	9.20	7.0
13½ x 9	71.0	12.12	7.0
15 x 9	72.5	17.4	4.0
12 x 11	66.3	10.0	8.5
14 x 11	91.8	15.6	7.0
17 x 11	98.7	24.1	4.0
19 x 11	116.8	28.5	4.0

Double effet, mono-étagé, refroidi par eau, lubrifié ou non lubrifié, vilebrequin en acier forgé, coussinet flottant, bielle en acier, racleur d'huile, garniture métallique sur tige de piston, piston en aluminium ou fonte, clapets channel mise à l'air libre, lubrification sous pression par pompe.

L.L.E.

Modèle	Moteur kW	Débit m ³ /min.	Pression (bar) Maximum
LL2	76.1	12.49	10.5
LL3	94.7	15.10	10.5
LL4	116.4	20.4	8.5
LL5	114.0	24.9	8.5

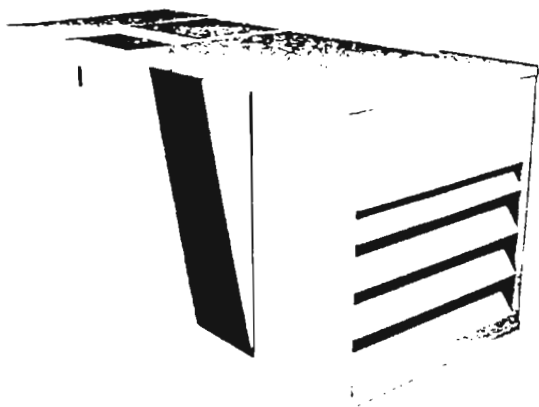
Bi-étagé, double effet, compresseur d'air alternatif refroidi par eau à rendement exceptionnel, complet avec réfrigérants d'air intermédiaire et final, clapets channel, vilebrequin acier forgé, tige de piston en acier forgé, roulements à rouleaux sphériques, crosse et pistons de poids léger mise à l'air libre, pompe de lubrification sous pression, filtre silencieux d'aspiration.

X.L.E.

Modèle	Moteur kW	Débit m ³ /min.	Pression (bar) Maximum
L7	125	24.3	17
H7	149	29.8	14
HH7	164	32.8	8.5
L8½	211	37.4	14
M8½	216	42.5	14
L10	261	51.5	10.5
M10	287	56.6	10.5
HH10	371	70.8	8.5
HHH10	433	83.7	8.5

Bi-étagé, double effet, compresseur d'air alternatif refroidi par eau à rendement exceptionnel, complet avec réfrigérant intermédiaire, clapets channel, vilebrequin en acier forgé, tige de piston en acier forgé, coussinets flottants, mise à l'air libre ou poches clearance de mise hors charge, pompe de lubrification sous pression, lubrifié ou non lubrifié, filtre silencieux d'aspiration.

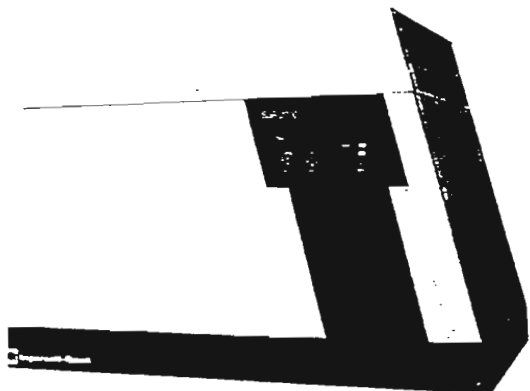
SSR. 1000



Modèle	Moteur kW	Débit m ³ /min.	Pression (bar) Maximum
2.3L/H/HH	15.7	2.3	10.0
3.0L/H/HH	18.6	3.0	10.0
4.3L/H/HH	29.1	4.3	10.0

Compresseur à vis lubrifiées, mono-étagé refroidi par air, complet avec réfrigérant d'huile, réfrigérant d'air final, démarreur étoile triangle, capotage insonorisant, tableau de commande et de contrôle, sécurités, moteur entraîné par boîte d'engrenage intégré, séparateur air-huile à deux étages, filtre d'aspiration, séparateur de condensats, filtre à huile.

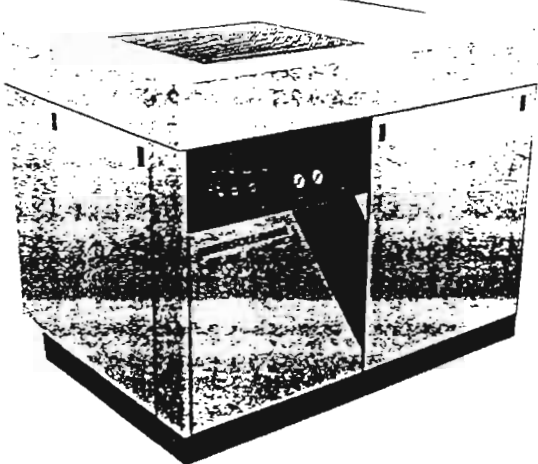
SSR. 2000



Modèle	Moteur kW	Débit m ³ /min.	Pression (bar) Maximum
6L/6H	38.1	6.0	8.5
7L/7H	46.3	7.0	8.5
8L/8H	50.7	8.0	8.5
10L/10H	63.4	10.0	8.5
12L/12H	74.6	12.0	8.5
15L/15H	93.0	15.0	8.5
18L/18H	110.4	18.0	8.5
22L/22H	129.1	22.0	8.5
28L/28H	167.9	28.0	8.5
34L/34H	206.0	34.0	8.5

Compresseur à vis lubrifiées, mono-étagé, refroidi par air ou par eau, complet avec réfrigérant d'huile, réfrigérant d'air final, démarreur étoile triangle, capotage insonorisant, tableau de commande et de contrôle, sécurités, moteur entraîné par boîte d'engrenage intégré, séparateur air-huile à deux étages, filtre d'aspiration, séparateur de condensats, filtre à huile.

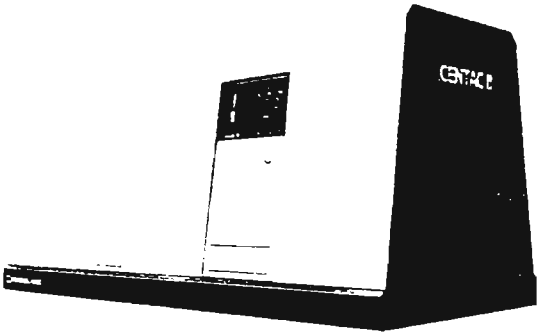
R.D.L.



Modèle	Capacité Nominale	Pression maximum (bar)
6.0	6.09	8.5
7.5	7.36	8.5
8.5	8.50	8.5
10.5	10.30	8.5
14.0	14.16	8.5
18.5	18.41	8.5
22.5	22.66	8.5
28.5	28.32	8.5
35.5	35.40	8.5
42.5	42.4	8.5

Compresseur bi-étagé à lobes non lubrifiés complet avec moteur, démarreur étoile triangle, panneau de commande et de contrôle, sécurités, réfrigérants d'air intermédiaire et final, circuit de lubrification avec pompe et filtre, séparateur de condensats, capotage insonorisant, l'ensemble monté sur un châssis rigide. Modèles a refroidissement par eau et par air.

CENTAC



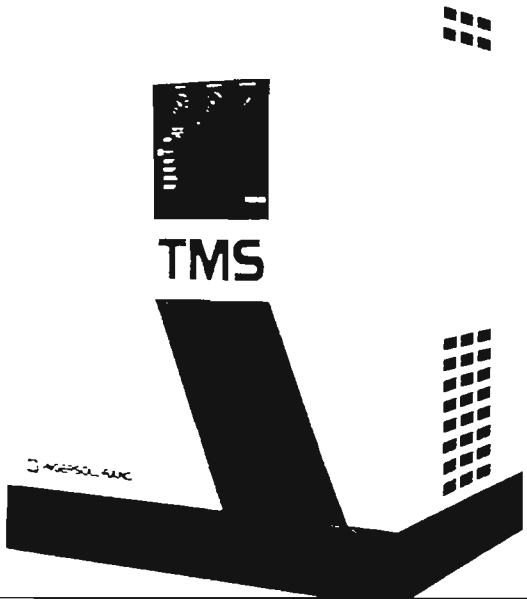
Modèle	Débit nominal $m^3/min.$	Pression bar aH
SX.37-02	37	7-9
SX.47-02	47	7-9
SX.60-02	60	7-9
SX.70-02	70	7-9
SX.80-02	80	7-9
SX.90-02	90	7-9
SX.100-02	100	7-9
SX.115-02	115	7-9
SX.125-02	125	7-9

D'autres modèles pour des débits jusque $850 m^3/min.$ et des pressions jusque 22 bars sont disponibles.

Compresseur d'air centrifuge, exempt d'huile, fiable, à un, deux ou trois étages de compression.

Monté en ensemble compact sous un capotage insonorisant garantissant un niveau de bruit à un mètre de 68 dB(A).

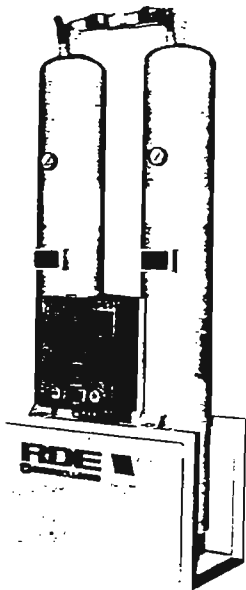
TMS



Modèle	Débit nominal $m^3/min.$	Pression bar Maximum
TMS3	0.33	13.0
TMS6	0.62	13.0
TMS12	1.12	13.0
TMS24	2.4	13.0
TMS37	3.75	13.0
TMS55	5.40	13.0
TMS80	8.10	10.0
TMS105	10.60	10.0
TMS150	15.0	10.0
TMS190	18.8	10.0
TMS225	22.5	10.0
TMS350	33.0	10.0
TMS430	42.5	10.0
TMS540	54.0	10.0

Sécheur d'air par réfrigération à masse thermique avec régulation marche-arrêt automatique, échangeurs tubes cuivre, point de rosée stable et réglable entre $2^{\circ}C$ et $10^{\circ}C$ circuits de commande et de contrôle complets.

RDA



Modèle	Débit $m^3/min.$	Modèle	Débit $m^3/min.$
RDA-1	0.12	RDA-100	10.0
RDA-2	0.20	RDA-120	12.0
RDA-4	0.40	RDA-160	16.0
RDA-6	0.56	RDA-200	20.0
RDA-10	1.0	RDA-260	25.5
RDA-16	1.6	RDA-300	30.0
RDA-27	2.7	RDA-375	37.5
RDA-44	4.4	RDA-420	41.5
RDA-70	7.0	RDA-560	56.0

Sécheur d'air à adsorption à régénération par chauffage électrique (modèles RDE) ou par air sec. Point de rosée jusque à $-40^{\circ}C$.

Complet avec tous les circuits de commande et contrôle nécessaires.