

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Nomenclature

Q : Consommation en air comprimé

X_b : Nombre de tirs dans les conditions normales

X_m : Nombre de tirs dans les conditions de mesurage

ΔP : Pertes de charge

λ : Coefficient de perte de charge linéaire

ρ : Masse volumique du fluide

V : Vitesse du fluide

\varnothing : Diamètre

L : Longueur de la conduite

λ : Coefficient de perte de charge

Re : Nombre de Reynolds

μ : viscosité dynamique

K : rugosité de la canalisation

I : pente de la canalisation

S : section d'écoulement

R : rayon hydraulique

θ : Angle du segment circulaire

Re : limite d'élasticité

R_m : contrainte maximale avant rupture

E : Module d'élasticité longitudinale

ν : Coefficient de poisson

G : Coefficient d'élasticité transversale

λ : Dilatation

σ_D : Limite d'endurance

N_i : Durée de vie

σ_i : L'amplitude de la contrainte

σ_{VM} : Contrainte équivalente de Von Mises

σ_x : Contrainte aux fibres extrêmes

V_L : Volume des fuites

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Liste des figures

Figure 1: Organigramme de l'usine	15
Figure 2: CIMAT de Ben-Ahmed	16
Figure 3: Les principales étapes dans la fabrication du ciment	16
Figure 4: Synoptique de la fabrication du ciment	17
Figure 5: Extraction et transport de la matière première	17
Figure 6: Concasseur	17
Figure 7: Dosage dans le laboratoire.....	19
Figure 8: Broyeur cru.....	19
Figure 9: Refroidissement	20
Figure 10: Stockage clinker.....	21
Figure11 Broyage ciment :	22
Figure 12: livraison en vrac.....	22
Figure 13: Robot CARICAMAT et ensacheuse rotative.....	23
Figure 14: Palettiseur	23
Figure 15: Diagramme Gantt du projet de fin d'étude.....	24
Figure 16: Répartition des coûts de l'énergie industrielle	26
Figure 17: Composantes du réseau.....	27
Figure 18: Les compresseurs de la zone cuisson	27
Figure 19: Schéma du principe d'un compresseur	28
Figure 20: Compresseur centrifuge.....	28
Figure 21: Les composantes du compresseur rotatif à vis	29
Figure 22: Les étapes de compression d'air par la rotation à vis	29
Figure 23: Compresseur à pistons	30
Figure 24: Les étapes de compression par pistons	30
Figure 25: Compresseur a palettes.....	30
Figure 26: Les étapes de compression par palettes	31
Figure 27: Le sécheur frigorifique.....	32
Figure 28: Sécheur frigorifique et a absorption	33
Figure 29: Les ballons d'air.....	34
Figure 30: Schéma du séparateur huile/eau	35
Figure 31: Filtre d'huile et filtre d'air.....	35
Figure 32: Filtre de dépoussiérage a manches	38
Figure 33: Filtre process charbon	39
Figure 34: air-chocs	39
Figure 35: Application traduite de l'équation de transformation	41
Figure 36: Application de conversion KAESER.....	42
Figure 37: Conversion du débit des compresseurs en Nm ³ /h par l'application 1	44
Figure 38: Conversion du débit des compresseurs en Nm ³ /h par l'application 2	45
Figure 39: Consommation spécifique du maître	47
Figure 40: Consommation spécifique de l'esclave 1	48
Figure 41: Consommation spécifique de l'esclave 2	48
Figure 42: Consommation spécifique de l'esclave 3	49
Figure 43: Application de calcul des fuites	50
Figure 44: Taux et débit des fuites du compresseur maître.....	51
Figure 45: Taux et débit des fuites de l'esclave 1.....	51
Figure 46: Taux et débit des fuites de l'esclave 2.....	52
Figure 47: Taux et débit des fuites de l'esclave 3 STAND-BY	52
Figure 48: L'indice de rugosité de la conduite.....	55

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Figure 49: Application de calcul des pertes de charges KAESER	56
Figure 50: Calcul des pertes de charges de la conduite	56
Figure 51: Tableaux de régulation BM/BA	57
Figure 52: Position des vannes sur la tour préchauffage	57
Figure 53: Chronométrage du cycle de filtre process BM	59
Figure 54: Maintenance des compresseurs	60
Figure 55: Composantes du compresseur	61
Figure 56: Arbre des causes des compresseurs	62
Figure 57: Présence de la rouille sur le joint	62
Figure 58: Purgeur et piquage des conduites	63
Figure 59: Absence d'un purgeur et la conduite reliée par le bas	64
Figure 60: Collecteur ou conduite principal	66
Figure 61: Relation de calcul du rayon hydraulique selon le type de la conduite	68
Figure 62: Conduites en S235JR	69
Figure 63: Equivalences de normes pour les aciers de construction	69
Figure 64: Approximation de la courbe S-N pour les aciers	70
Figure 65: Dessin industriel du réseau	72
Figure 66: Dessin industriel des quatre compresseurs	72
Figure 67: Conception complète du réseau	73
Figure 68: Piquage par le haut	73
Figure 69: Les ballons d'air	74
Figure 70: Les compresseurs	74
Figure 71: Schematisation de contrainte de Von Mises	75
Figure 72: Conduite principale	76
Figure 73: l'application de la force verticale	76
Figure 74: Maillage généré par le logiciel de calcul	77
Figure 75: Contrainte de Von Mises	77
Figure 76: Schématisation de la contrainte à la fibre extrême	77
Figure 77: Moment quadratique d'une section circulaire	77
Figure 78: Valeurs extrêmes de la contrainte de Von Mises	78
Figure 79: La concentration des charges dans la conduite principale	79
Figure 80: Purgeur de vapeur	79
Figure 81: L'emplacement des purgeurs dans le cas 1	80
Figure 82: L'emplacement des purgeurs dans le cas 2	80
Figure 83: L'emplacement des purgeurs dans le cas 3	81
Figure 84: L'emplacement des purgeurs dans le cas 4	81
Figure 85: Accumulation de condensat a l'intérieur de la conduite	82
Figure 86: Mauvaise circulation du condensat	82
Figure 87: L'inclinaison de la conduite	82
Figure 88: Evacuation de la conduite par le purgeur a la fin	82
Figure 89: Présence d'eau dans le circuit après avoir installé un purgeur	83
Figure 90: Solution théorique choisie	83
Figure 91: Purgeurs installés pour les quatre compresseurs	83
Figure 92: Schéma des compresseurs de la zone cuisson	84
Figure 93: La liste des canons des air-chocs de la zone tour de préchauffage	85
Figure 94: l'emplacement des canons sur la tour préchauffage	86
Figure 95: La liste groupes des canons a air de la zone tour de préchauffage	87
Figure 96: Emplacement des vannes de ringardage	88
Figure 97: Les nouveaux réservoirs installés	89
Figure 98: Conduites a installés	90
Figure 99: Ballon d'air de volume 500L et 1000L	93
Figure 100: Réservoir monté	94

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Figure 101: L'ajout de la vanne de réglage de pression ($P_{max}=12bar$)	94
Figure 102: La liaison entre la salle des compresseurs et le ballon installé	95
Figure 103: La Description de montage du réservoir	95

Liste des tableaux

Tableau 1: Les types du ciment	16
Tableau 2: Débit des consommateurs en Nm^3/h	45
Tableau 3: Les caractéristiques mécaniques du S235JR.....	69
Tableau 4: La composition chimique du S235JR	70
Tableau 5: Informations du maillage réalisé	76
Tableau 6: Le dimensionnement des réservoirs	89
Tableau 7: nouveau dimensionnement des réservoirs	89

Liste des équations

Équation 1: La consommation en Nm^3	40
Équation 2: Transformation du m^3/h en Nm^3/h	41
Équation 3: Durée d'exploitation	47
Équation 4: les pertes de charge linéaires	53
Équation 5: Le coefficient de perte de charge	54
Équation 6: Le nombre de Reynolds.....	54
Équation 7: Les pertes de charge singulières.....	55
Équation 8: La perte de charge totale.....	55
Équation 9: Formule de Manning Strickler.....	66
Équation 10: Formule de Colebrook	67
Équation 11: Rayon hydraulique	68
Équation 12: Angle du segment circulaire	68
Équation 13: Durée de vie	70
Équation 14: Amplitude de contrainte.....	71
Équation 15: Contrainte équivalente de TRESCA.....	75
Équation 16: Contrainte équivalente de Von Mises.....	75
Équation 17: La force appliquée de l'air comprimé	75
Équation 18: Contrainte aux fibres extrêmes	77
Équation 19: La valeur maximale du contrainte de Von Mises.....	78
Équation 20: Condition sur le volume du réservoir à installer.....	89
Équation 21: La surface des conduites.....	90
Équation 22: Débit de l'air comprimé dans les conduites.....	90
Équation 23: Taux d'amélioration	91
Équation 24: Volume des fuites	92

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Tables des matières

Chapitre I : Contexte général du projet	17
Présentation de l'entreprise	18
Organigramme de l'usine	19
Gamme de produit	20
Procédés de fabrication du ciment	21
Exploitation de carrière	22
Concassage	23
Pré homogénéisation	24
Dosage	24
Broyage de cru	25
Homogénéisation	25
Atelier cuisson	26
Refroidissement	27
Broyage charbon	28
Stockage du clinker	28
Broyage ciment	28
Ensachage et expédition	28
Cadre du projet	29
Objectif du projet	29
Planification du projet	29
Conclusion	29
Chapitre II : Description de l'installation des compresseurs	30
Principe de fonctionnement des composantes du réseau	31
l'importance de l'air comprimé	31
les composantes de l'installation	31
<i>Compresseur</i>	32
<i>Sécheur</i>	37
<i>Réservoir d'air comprimé</i>	39
<i>Séparateur huile/eau</i>	40
<i>Les filtres</i>	40
<i>Les purges de condensat</i>	41
<i>Conclusion</i>	41
Chapitre III : la problématique	42
Définition de l'anomalie	43
Introduction	43
Description des grands consommateurs	44
<i>Filtre de dépoussiérage</i>	45
<i>Filtre commun</i>	45
<i>Filtre process charbon</i>	46
<i>Air choc</i>	46
Calcul du besoin des consommateurs en air comprimé	46
Relations de calcul	47
<i>Consommation en air comprimé</i>	48
<i>Transformation du m³/h en Nm³/h</i>	48
Application de conversion du m ³ en Nm ³	48

Chapitre 1 : Contexte général du projet

<i>Application 1</i> _____	49
Calcul du besoin en air des consommateurs _____	49
<i>Consommation des air-choc</i> _____	50
Calcul du débit des compresseurs _____	50
<i>Débit du compresseur air de service</i> _____	50
<i>Débit du compresseur air de service stand-by</i> _____	51
<i>Conversion en Nm³/h par l'application KAESER</i> _____	51
Comparaison entre le besoin en air des consommateurs et le débit des compresseurs _____	53
Conclusion _____	53
Chapitre IV : les causes de la différence de débit _____	54
Examiner l'installation _____	55
Marche des compresseurs _____	55
<i>Temps de fonctionnement en charge et les temps d'exploitation de l'installation</i> _____	55
<i>Analyser l'existant</i> _____	55
<i>Etude de cas</i> _____	55
Conclusion _____	58
Contrôle des fuites _____	58
Calcul des fuites par mesure du temps de marche à vide du compresseur par l'application KAESER _____	58
<i>Compresseur Maitre</i> _____	59
<i>Compresseur esclave1</i> _____	59
<i>Compresseur esclave 2</i> _____	60
<i>Compresseur STAND-BY</i> _____	60
pertes par frottement des canalisations _____	61
<i>Perte de charge</i> _____	61
Conclusion _____	65
comparaison entre la consommation d'air comprimé Beni Mellal/Ben Ahmed _____	65
Anomalie _____	65
Résultats de la visite _____	65
<i>Points de différence</i> _____	65
Récapitulatif _____	67
<i>Points de déférence</i> _____	67
Conclusion _____	68
historique de maintenance des compresseurs d'air comprimé _____	68
Arbre des causes _____	70
<i>Défaillance clapet anti-retour</i> _____	70
Conclusion _____	72
Chapitre V : Solutions proposées _____	73
Introduction _____	74
Etude de la 1ère proposition _____	74
le choix de la pente _____	74
Formule de calcul _____	74
<i>Formule de Colebrook</i> _____	74
<i>Formule de Manning Strickler</i> _____	75
Etude de cas _____	75
<i>Realtion de calcul</i> _____	75
Calcul de la durée de vie _____	77

Chapitre 1 : Contexte général du projet

<i>Matériau utilisé</i>	77
Calcul de la durée de vie de la conduite principale dans le cas du fonctionnement normale	78
<i>Relation de calcul</i>	78
<i>Etude de cas</i>	79
Modélisation géométrique de la pièce sous CATIA V5	80
<i>Dessin industriel de l'installation</i>	80
<i>La conception du reseau sous CATIA V5</i>	81
Etude de plasticité par la contrainte de Von mises	83
<i>Formulation des critères pour la théorie des poutres</i>	83
Concentration des charges dans la conduite principale	87
Etude de la 2eme proposition	88
Définition	88
Evacuation du condensat	89
<i>Bien choisir l'emplacement des purgeurs</i>	89
<i>Assurer le support et l'inclinaison des conduites</i>	91
Etude de cas	92
Etude de la 3eme proposition	93
Constatation	93
Analyse du circuit existant	94
<i>Schéma des compresseurs de la zone cuisson</i>	94
<i>Consommation dans le circuit</i>	94
La solution proposée	99
<i>Etude des réservoirs a installés</i>	99
<i>Etude des conduites a installés</i>	100
<i>Comparaison Avant /Après</i>	101
<i>Taux d'amélioration</i>	102
<i>Détermination du volume des fuites Avant/Après</i>	102
Realisation de la solution	104
Annexes	111

C i m e n t s d e l ' A t l a s

Chapitre 1 : Contexte général du projet

Introduction générale

L'air comprimé est de plus en plus utilisé par l'industrie ou les services grâce à sa souplesse de mise en œuvre ; les impératifs économiques incitent les utilisateurs à mieux anticiper les coûts de production afin de maîtriser les dépenses en énergie et en maintenance. L'apparition sur le marché de nouveaux matériels, de compression et de traitement, les contraintes imposées par les normes de qualité et le respect de l'environnement amènent les décideurs à considérer l'air comprimé comme une énergie à part entière et à en confier sa production à des spécialistes capables de gérer l'ensemble de ces paramètres. Au fur et à mesure que les utilisations de l'air comprimé se développent, les industriels installent dans leurs usines ou sur leurs chantiers des centrales d'air comprimé et des réseaux de distribution. Donc la gestion de cette énergie est primordiale. C'est dans ce sens que s'inscrit notre projet de fin d'études qui comporte une analyse détaillée de la marche anormale des compresseurs de la zone cuisson.

Ce rapport se compose de cinq grandes parties. La première partie donne une vision générale sur le contexte du projet en présentant l'organisme d'accueil et en définissant le périmètre du projet. La deuxième partie est consacrée à la description de l'installation des compresseurs, avant de présenter dans la troisième partie la définition de la problématique qui nous a permis de définir les différents éléments intervenant dans la défaillance. La quatrième partie consiste en une analyse détaillée des causes de la différence de débit entre l'offre en air comprimé des compresseurs et le besoin des consommateurs. Quant au dernier chapitre, il présente les solutions proposées et l'estimation des coûts.

Chapitre I : Contexte général du projet

Dans ce chapitre, nous présenterons le contexte général du projet qui sera décliné en deux parties : la première présentera la société d'accueil, et la seconde décrira le contexte et l'objectif attendu du projet ainsi que la planification du projet.

1. Présentation de l'entreprise

L'entreprise Ciments de l'Atlas CIMAT est une filiale cimentière nationale du groupe ADDOHA chargée de l'approvisionnement des entités industrielles et des clients en général en ciment et elle existe dans deux sites :

- Le site de Ben Ahmed : situé à 95 km au sud de Casablanca. Le choix de cette zone n'est pas fait arbitrairement, mais la disponibilité de la matière première dans cette zone et sa proximité du réseau Kenitra –El-Jadida qui représente un client potentiel pour CIMAT, ces deux facteurs principaux étaient derrière le choix de ce site ;
- Le site de Béni Mellal : il se situe 35 km au nord de Béni Mellal, comme il est installé dans la région de Tadla-AZILAL il sert de fournisseur potentiel en ciment pour les régions de Marrakech-Tensift et Meknès-Tafilalt.

D'un point de vue construction et caractéristiques techniques les deux usines se ressemblent :

- Constructeur : POLYSIUS SA
- Capacité de Production Clinker : 3600 tonnes/jour
- Capacité de Production Ciment : 1'600'000 tonnes/an
- Atelier d'ensachage et expédition complètement automatisé : Chargement sac par CARICAMAT et Palettisation

Atelier d'ensachage et expédition complètement automatisé : Chargement sac par CARICAMAT et Palettisation.

D'autre part, le montant d'investissement qui a été alloué à la construction des deux cimenteries est de 5 milliards MAD.

1.1. Organigramme de l'usine :

CIMAT a opté pour une structuration bien organisée pour une meilleure collaboration entre les différents départements. La structure principale est présentée comme suite :

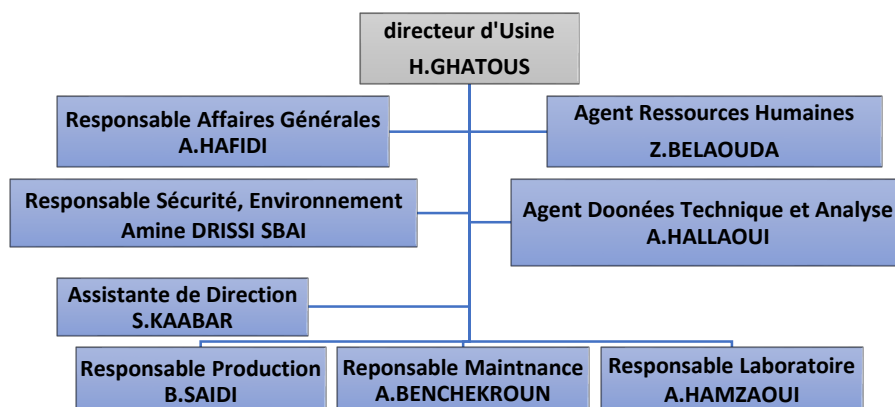


Figure 1: Organigramme de l'usine

1.2. Gamme de produit

CIMAT Ben Ahmed dispose d'une large gamme de ciments conformes aux normes marocaines et adaptés aux différentes catégories d'application, à savoir : CPJ35, CPJ45, CPA55 et les ciments spéciaux. La différence entre ces produits réside dans les pourcentages d'ajouts des différents additifs, qui affectent la résistance, ainsi que dans leurs champs d'utilisation :



Figure 2: CIMAT de Ben-Ahmed

Le groupe CIMAT s'intéresse à la fabrication des trois catégories de ciments, à savoir : CPJ35, CPJ45 et CPA55. En outre, les trois types de ciments (CPJ35, CPJ45, CPA55) se différencient selon des pourcentages précis des ajouts au clinker.

Ciments Compositions	CPJ35	CPJ45	CPA55
Calcaire	35.60%	24.00%	0.00%
Cendres volantes	3.21%	6.52%	0.00%
Gypse	2.80%	3.14%	5.64%
Clinker	58.39%	66.34%	94.36%

Tableau 1: Les types du ciment

1.3. Procédés de fabrication du ciment

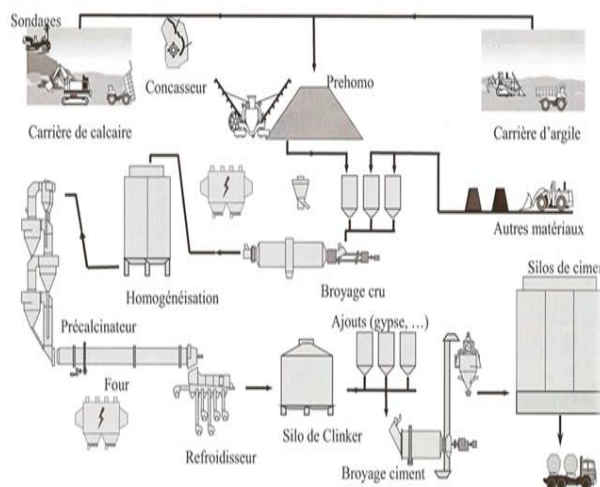


Figure 3: Les principales étapes dans la fabrication du ciment

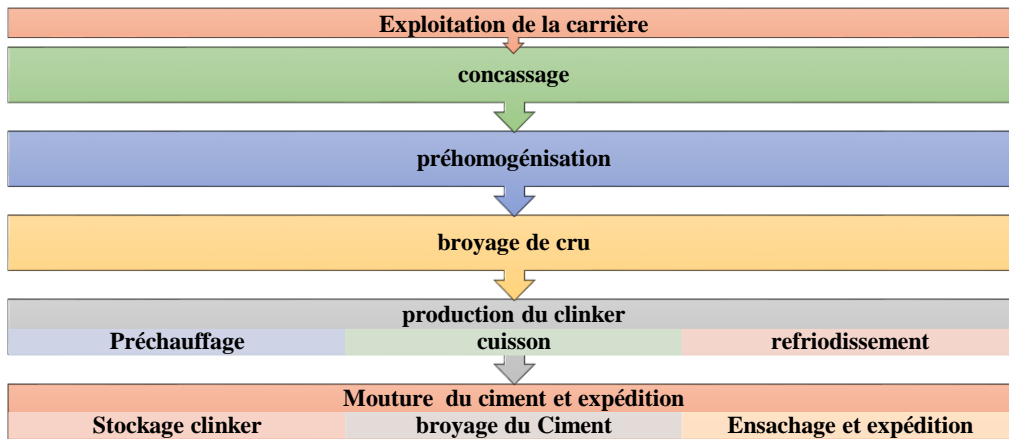


Figure 4: Synoptique de la fabrication du ciment

1.3.1. Exploitation de carrière

La carrière en cimenterie constitue la source en matières premières qui subiront des transformations pour fabriquer le produit-ciment.

L'extraction des roches se fait par abatage à l'explosif qui consiste à fragmenter le massif exploité en procédant par : forage, mise en place de l'explosif et le sautage. CIMAT dispose d'une carrière qui présente des réserves estimées à plus de 50 ans, située à 2.7 Km de l'usine. Une fois la roche disposée en tas, il faut la charger dans des dumpers au moyen de chargeuses ou de pelles, et la transporter vers le concasseur.

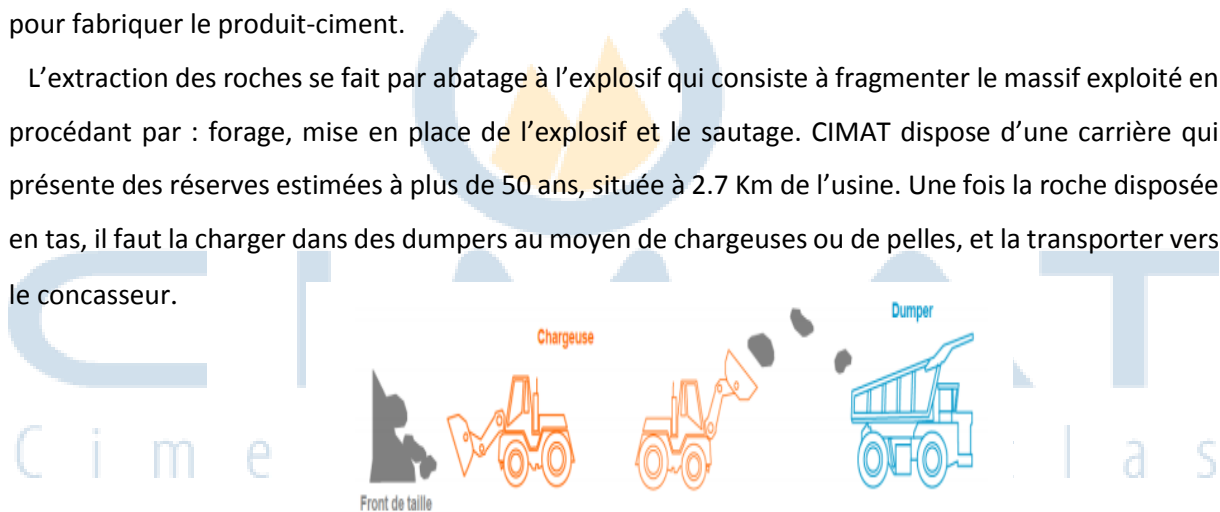


Figure 5: Extraction et transport de la matière première

1.3.2. Concassage

Pour réduire les dimensions de la matière première, et donc faciliter le stockage, on passe par une opération de concassage qui consiste à soumettre les matières premières à des efforts d'impact, d'attrition, de cisaillement et de compression. L'usine CIMAT dispose d'un concasseur à marteaux d'un débit de 1200 T/h.



Figure 6: Concasseur

1.3.3. Pré-homogénéisation

C'est l'étape qui suit le concassage et qui consiste à mélanger les différentes composantes de la matière première ainsi que les ajouts qui entrent dans la composition du ciment, tout en respectant les pourcentages de matières relatifs à chaque composant, pour obtenir à la fin une composition chimique appelé le cru.

Les matériaux venant de la carrière après concassage présente une composition hétérogène. Pour remédier à ce problème, il faut passer par la phase de pré homogénéisation. Cette opération s'effectue dans de vastes hangars où le cru est rationnellement analysé et mélangé. Elle a pour but de former un tas pré-mélangé sous forme de couches superposées des matières selon une composition chimique bien déterminée. Le hall de pré homogénéisation comprend deux tas, l'un en constitution et l'autre en consommation. Le mécanisme de formation et de reprise du tas s'appuie sur deux organes principaux qui sont :

- **Le Stackeur** : installation de mise en tas des matières premières ou combustibles
- **Le gratteur** : grâce à ses godets, il assure la reprise de la matière vers le broyeur cru

Après cette opération, le tout-venant est transporté, via des convoyeurs, jusqu'à la station d'échantillonnage, afin d'établir un contrôle de qualité. Cette dernière a pour objectif de déposer les matières conformément à une composition chimique donnée. Cette composition est définie selon un certain nombre de seuils à respecter, qui déterminent les paramètres de contrôle à prendre en considération. Ainsi l'échantillonnage se fait chaque deux heures.

1.3.4. Dosage

Les matières premières composant le clinker ont une composition chimique déterminée. Le laboratoire de contrôle de l'usine définit la composition optimale de chaque constituant. Il fixe alors les proportions de correction afin de s'approcher de la composition recherchée. La correction se fait donc par les quatre trémies de dosage :

- Doseur du mélange calcaire + schiste
- Doseur de calcaire riche dont la fonction permet la correction de la matière provenant du mélange quand son titre en CaCO_3 est faible
- Doseur de sable dont la fonction permet la correction d'un manque de Silice SiO_2
- Doseur de cendre pyrrhotine : sa fonction est la correction de la matière provenant de la pré-homo quand sa teneur en fer est faible.



Figure 7: Dosage dans le laboratoire

La matière dosée est acheminée vers le broyeur du cru.

1.3.5. Broyage de cru

Les matières premières pré homogénéisées doivent être finement broyées pour être chimiquement plus réactives au cours de leur cuisson dans le four, elles passent donc dans des doseurs alimentant un broyeur sécheur. La fonction du séchage est nécessaire car le broyage ne peut s'effectuer que dans la mesure où la matière ne s'agglomère pas sous l'effet conjugué de son humidité et du compactage produit par les outils de broyage. A la fin

Du broyage, la matière est dirigée vers un séparateur qui sélectionne les particules selon leur grosseur. La farine produite par le broyeur est transportée par des élévateurs vers des silos d'homogénéisation où elle va être stockée. Le processus d'homogénéisation assure la régularité chimique et granulométrique de la matière. Cette opération se fait par un système de supprimeur et de vannes. Elle a pour rôle le soufflage de l'air par secteurs à l'intérieur du silo pour rendre la farine plus fluide et homogène.

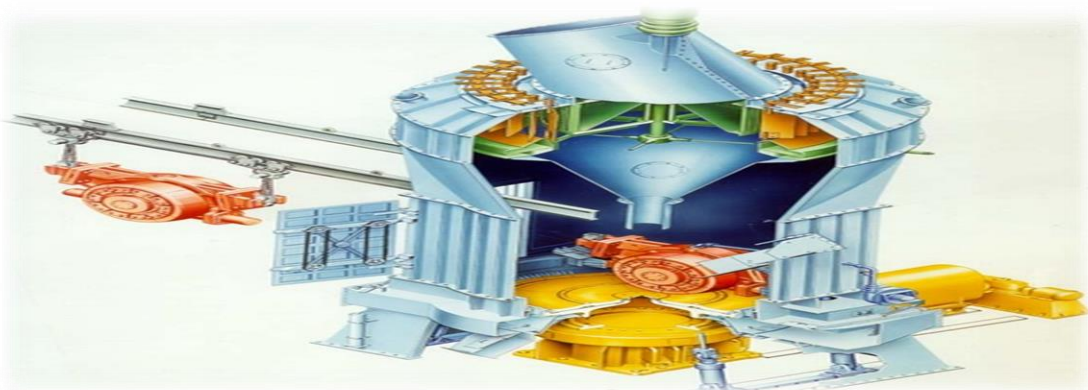


Figure 8: Broyeur cru



1.3.6. Homogénéisation

Avant de procéder à la cuisson, une ultime étape de préparation va être conférer à la matière crue, il s'agit de l'homogénéisation en continu. Un grand silo reçoit de la farine produite par le broyeur, celle-ci est déversée par le haut et distribuée par un réseau de transfert en pattes d'araignée sur le périphérique du silo jusqu'au deux tiers de sa hauteur. La farine passe ensuite, par le fond du silo, dans une chambre de mélange où se passe une homogénéisation instantanée par air choc. Les silos sont équipés de suppresseurs qui soufflent de l'air actif, ce dernier assure une bonne homogénéisation de la farine à l'aide des aéro-glissières. Traversant un doseur, la farine arrive aux cyclones de pré calcination.

1.3.7. Atelier cuisson

▪ Echangeur à cyclone

L'échangeur pré chauffeur se compose d'une série de cyclones, disposés verticalement sur quatre étages ; huit cyclones, quatre par colonne ces cyclones sont reliés entre eux par des gaines de matière et des gaines de gaz. La matière s'introduit dans la partie supérieure, mise en suspension dans les gaz chauds, arrivant du four. Elle gravite d'étage en étage, et arrive partiellement décarbonatée au dernier étage sous une température d'environ 845°C.

▪ Pré-calcination

C'est un procédé récent utilisé souvent dans la voie sèche, destiné à accroître la décarbonatation de la farine avant la cuisson, elle s'effectue dans le pré-calciateur placé entre le préchauffeur et le four.

▪ Clinkerisation

A la sortie du préchauffeur la farine arrive dans le four rotatif où s'effectue l'étape la plus importante de sa transformation. Le processus de la cuisson est comme suit : A l'entrée du four la carbonatation de la farine se poursuit et s'achève. Au fur et à mesure que la farine avance sous l'effet rotatif, et grâce à l'inclinaison du four, sa température augmente, ce qui permet la formation des minéraux du clinker à partir de 1250°C environ, le franchissement de la clinkerisation se fait dans la zone la plus chaude du four entre 1450°C et 1500°C. Entre la zone de clinkerisation et la sortie du four, le clinker subit un pré refroidissement. C'est la zone de trempé. L'atelier cuisson présente sur la figure suivant :

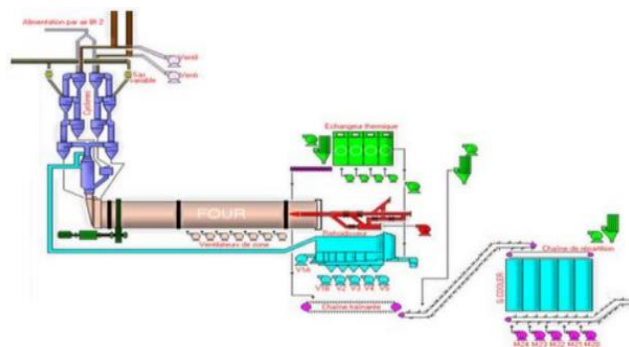


Figure 9: Refroidissement

1.3.8. Refroidissement

Une fois que le clinker sort du four à une température très élevée, deux opérations doivent être effectuées :

- Elle s'agit d'une première opération de nature économique qui consiste à récupérer la chaleur après refroidissement par soufflage d'air et la renvoyer à la tour échangeur pour abaisser la température de 1450°C à 100°C
- Une seconde opération est d'ordre mécanique, qui consiste à transporter le clinker vers le stockage clinker.

Après refroidissement le clinker se présente sous forme de nodules gris foncées.

1.3.9. Broyage charbon

L'énergie utilisée par le four est une énergie calorifique. Elle se base sur le charbon comme combustible. L'usine reçoit le charbon ou le coke brut par des camions. Il est ensuite déchargé dans une aire de stockage pour être repris par des chargeuses dans une trémie d'alimentation de coke brut. Après, la trémie alimente le broyeur à boulets.

1.3.10. Stockage du clinker

Le stockage du clinker se fait dans un Park de stockage comme le montre la figure suivant :

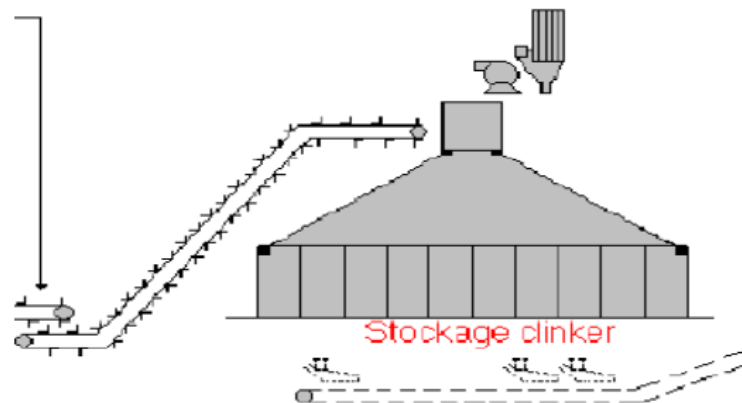


Figure 10: Stockage clinker

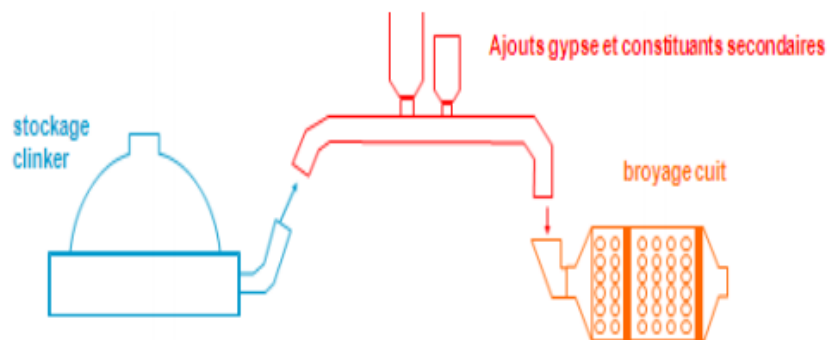
1.3.11. Broyage ciment

Après son refroidissement, le clinker est broyé très finement avec les adjuvants éventuels, dans des broyeurs à boulets rotatifs. La chaleur à l'intérieur du broyeur est d'environ 100 à 110°C. L'atelier de broyage du ciment de CIMAT comprend deux broyeurs alimentés chacun par 4 trémies munies des

doseurs. Ces trémies comprennent chacun un type d'ajout, dont le débit dépend du pourcentage déterminant les caractéristiques physicochimiques voulues du ciment. Ces ajouts ont pour rôle de :

- Diminuer le pourcentage du clinker
- Diminuer le coût de fabrication tout en gardant les caractéristiques requises
- Donner une bonne coloration au ciment

Le ciment broyé est véhiculé par l'aérogliasseur vers l'élévateur à godets qui l'achemine au séparateur dynamique. A ce niveau est faite la séparation granulométrique du ciment suivant la finesse. Le produit grossier est recyclé dans le broyeur, tandis que les fines (produit fini) sont envoyées dans des silos de stockage en béton armé avant d'être ensachées et expédiées.



Broyage ciment :11 Figure

1.3.12. Ensachage et expédition

Les expéditions comprennent le stockage du ciment, son conditionnement (ensachage) en cas de livraison par sacs et son chargement. C'est l'interface de l'usine avec le client.

Le ciment prêt à l'emploi est transféré vers des silos de stockage du ciment. Suivant la demande du client, le ciment est livré soit en vrac soit en sacs.

- Livraison en vrac : les véhicules à citerne sont placés sur un pont bascule sous une tête de chargement télescopique est adaptée à l'ouverture de la citerne et un système de commande contrôle le chargement. Il existe un poste de livraison en vrac



Figure 12: livraison en vrac

- Livraison en sac : des sacs de poids net égale à 50 Kg sont mis vides dans des ensacheuses permettant leur remplissage par le ciment. Les sacs du ciment sont dirigés par la suite pour une étape de chargement dans les camions à l'aide d'un robot (CARICAMAT) formé d'une tête de chargement équipée de ventouses (une par sac) qui transfère sur la plateforme du camion les couches de sacs préparées.

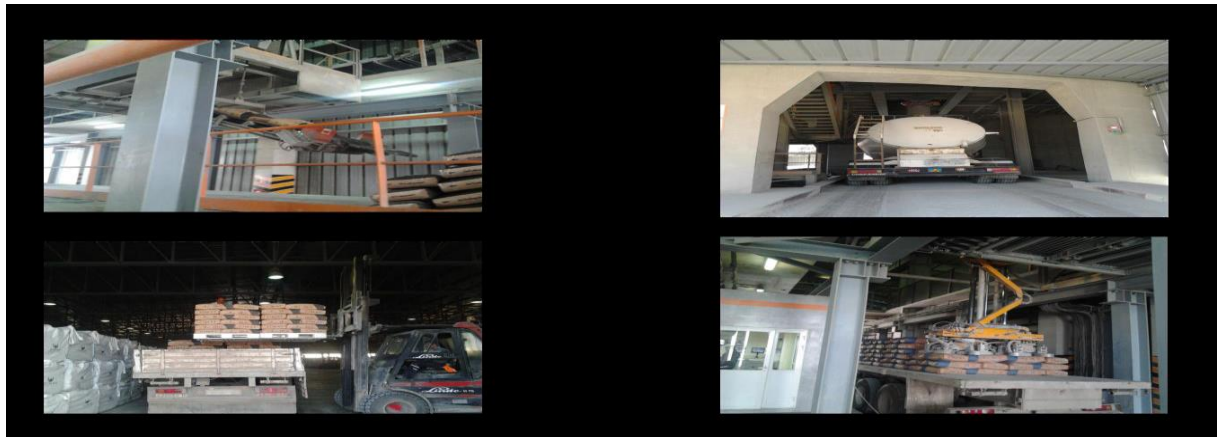


Figure 13: Robot CARICAMAT et ensacheuse rotative



Figure 14: Palettiseur

2. Cadre du projet

2.1. Objectif du projet

- Analyse du fonctionnement anormale des compresseurs
- Analyse des causes du defaillance
- Détermination des sources du problème
- Proposition des solutions
- Etude de faisabilité et conception des solutions proposées

2.2. Planification du projet

Le projet a été réalisé en plusieurs étapes, une partie du travail était consacré à la documentation et à la recherche, une autre à la prise en connaissance du projet pour se familiariser avec son environnement.

Ci-dessous le diagramme de GANTT représentant la planification initiale de déroulement du projet.

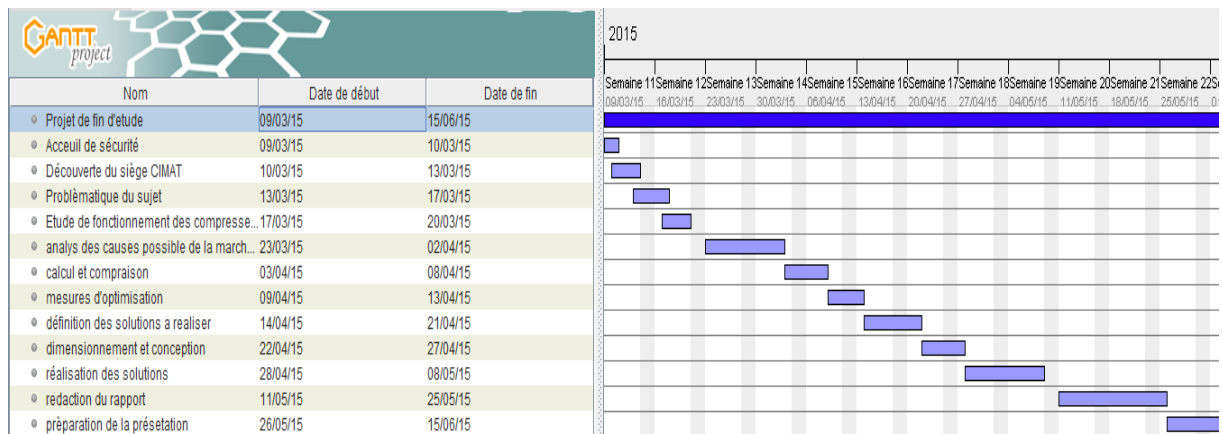


Figure 15: Diagramme Gantt du projet de fin d'étude

3. Conclusion

Après avoir présenté l'organisme d'accueil, les différentes étapes nécessaires à la production du ciment et le cadre du projet, on va entamer dans le chapitre suivant, le fonctionnement des compresseurs.

Chapitre II : Description de l'installation des compresseurs

Dans ce chapitre, nous présenterons le fonctionnement et les composantes de l'installation des compresseurs

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

1. Principe de fonctionnement des composantes du réseau

1.1. l'importance de l'air comprimé

L'air comprimé c'est la deuxième source d'énergie industrielle, après l'électricité, c'est pour ça qu'il doit légitimement bénéficier d'études particulières pour optimiser sa production et son utilisation. C'est pourquoi, les réseaux qui véhiculent l'air comprimé constituent logiquement un enjeu d'importance, pour chaque entreprise, en termes de coûts d'exploitation et de maintenance.

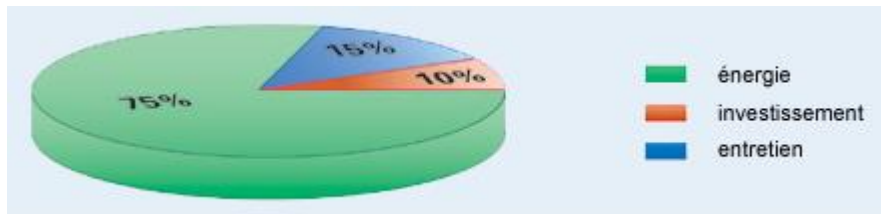


Figure 16: Répartition des coûts de l'énergie industrielle

Dans l'industrie, l'air comprimé est un vecteur énergétique unanimement adopté qui transporte la puissance, l'énergie et le travail :

- on ne peut pas faire « sans » car certains équipements sont conçus au départ en mode pneumatique ;
- sa mise en œuvre est pratique, simple, flexible, instantanée ;
- par rapport à un équivalent électrique, un outil pneumatique est plus léger à puissance égale, ou plus puissant à poids égal. Il est plus robuste ; il supporte sans problème les blocages intempestifs ; les « disparitions » d'outils sont plus rares ;
- l'air comprimé est également une « utilité » : son usage peut devenir très large. Car en plus d'être un vecteur de puissance facilement stockable et transportable, il est également utilisé comme moyen incomparable de séchage, de refroidissement, de nettoyage, d'éjection de déchets, de transport, de levage... avec la sécurité d'un fluide non inflammable et antidéflagrant ;
- il offre enfin des utilisations spécifiques dans l'industrie, la plongée sous-marine, les centres hospitaliers et peut participer directement aux processus de production dans les secteurs tels que les industries chimiques, agroalimentaires, pharmaceutiques, papetières, le raffinage, la production électrique.

1.2. les composantes de l'installation

Un réseau optimal doit offrir une capacité d'air comprimé et un débit suffisants pour une certaine pression de service. Les pertes d'énergie doivent être évitées. Ce réseau se compose essentiellement de :

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs



Figure 17: Composantes du réseau

- Ventilateur
- Séparateur huile/eau
- Compresseur
- Prise d'air
- Réservoir d'air comprimé
- Sécheur
- filtres

1.2.1 Compresseur

Un compresseur mécanique est un organe mécanique destiné à augmenter par un procédé uniquement mécanique la pression d'un gaz.



Figure 18: Les compresseurs de la zone cuisson

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

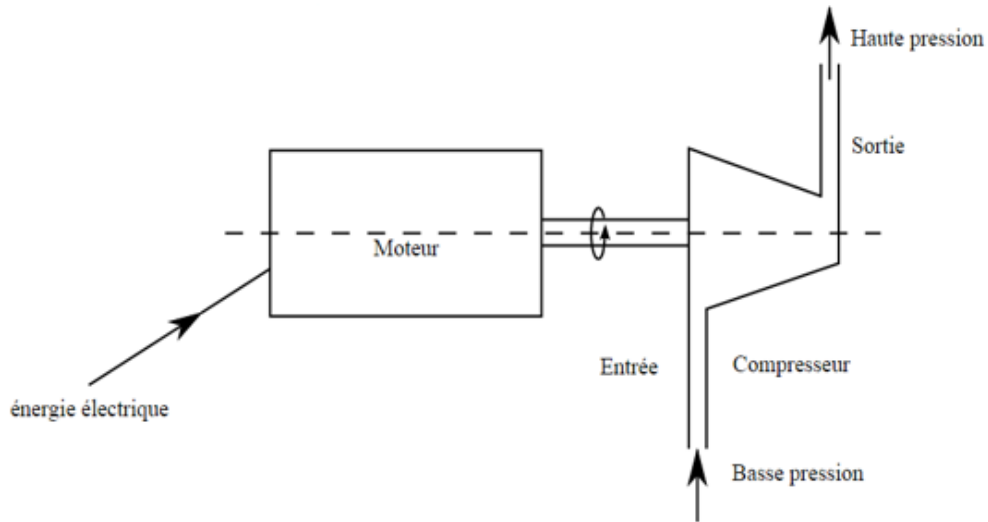


Figure 19: Schéma du principe d'un compresseur

➤ Les Types des compresseurs:

Il existe deux grandes catégories de compresseur en fonction de la façon dont le fluide frigorigène est comprimé.

Les compresseurs volumétriques ou alternatifs à piston :

Le fluide est comprimé par variation de volume d'une capacité dans laquelle il a été préalablement aspiré. La compression peut être réalisée :

- par un ou plusieurs pistons se déplaçant dans une capacité de volume donnée. Ce sont les **compresseurs alternatifs**
- par déplacement, à l'intérieur d'un corps cylindrique creux (stator), d'une masse excentrée (rotor), agissant sur une spirale fixe. Ce sont les **compresseurs rotatifs**
- par rotation d'une spirale mobile dans une spirale fixe. Ce sont les **compresseurs à spirales** (spiro compresseur ou scroll)
- par rotation de deux rotors hélicoïdaux. Ce sont les **compresseurs à vis**.

Les compresseurs centrifuges :

La compression du fluide est due aux effets de la force centrifuge.

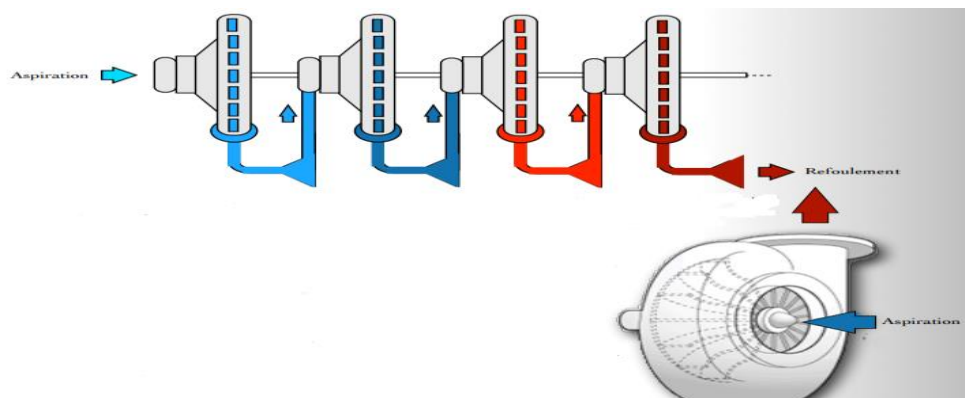


Figure 20: Compresseur centrifuge

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

✚ **Compresseurs rotatifs à vis:**

Le compresseur à vis reste le modèle plus courant. Il fonctionne avec des vis en guise de piston : lorsque les vis se resserrent, la compression s'effectue. Ce type de compresseur fonctionne avec une vis hélicoïdale. Cette pièce maîtresse se compose de deux éléments qui tournent l'un vers l'autre

- un rotor mâle,
- un rotor femelle.

Avec cette rotation, l'espace entre eux diminue et la compression s'effectue.

Selon la longueur, le profil de la vis et la forme de l'orifice de refoulement, la pression est plus ou moins forte.

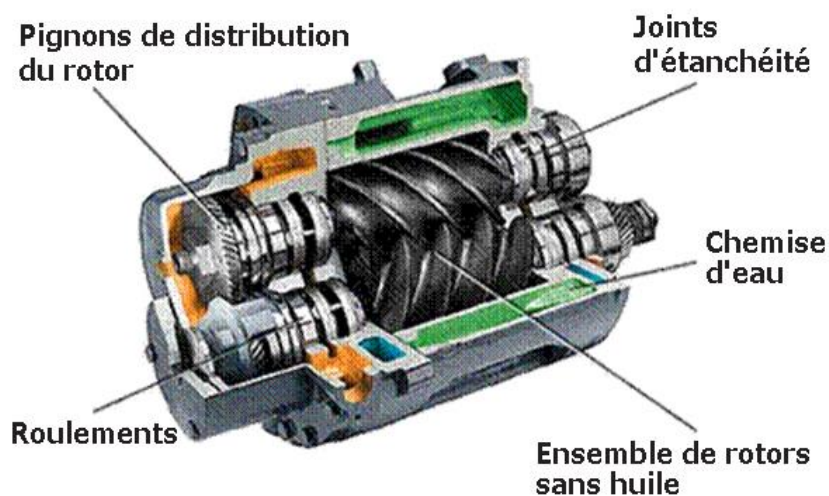


Figure 21: Les composantes du compresseur rotatif à vis

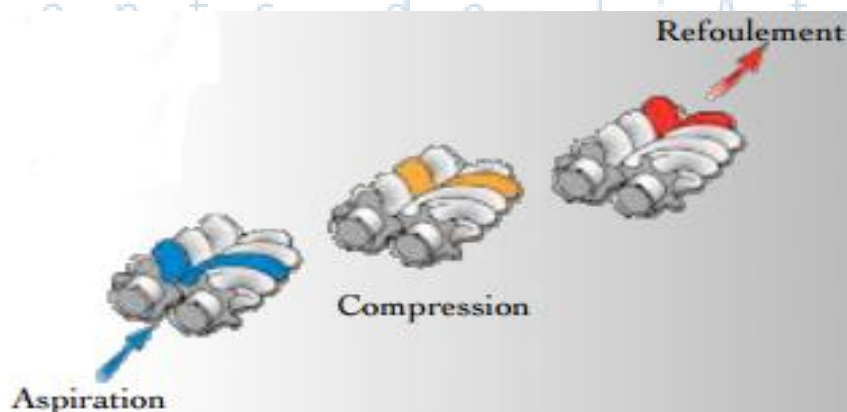


Figure 22: Les étapes de compression d'air par la rotation à vis

✚ **Compresseurs à pistons:**

Les compresseurs de ce type comportent un piston entraîné par un vilebrequin et un moteur électrique. Les compresseurs à piston à usage général sont disponibles sur le marché dans des

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

puissances comprises entre moins de 1 HP et 30 HP environ. Ils sont souvent employés pour fournir de l'air à des dispositifs de régulation et d'automatisation dans les bâtiments.

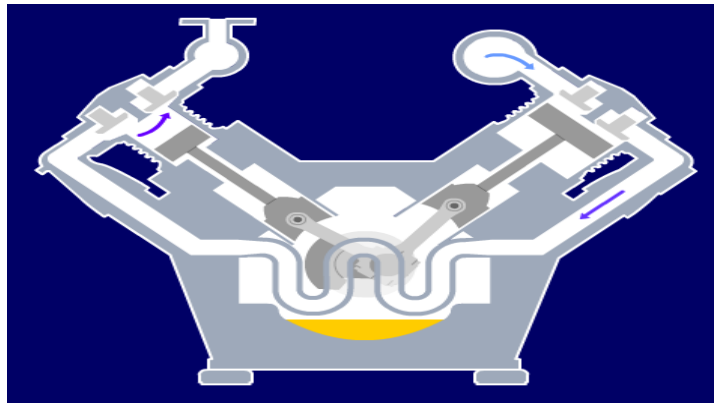


Figure 23: Compresseur à pistons

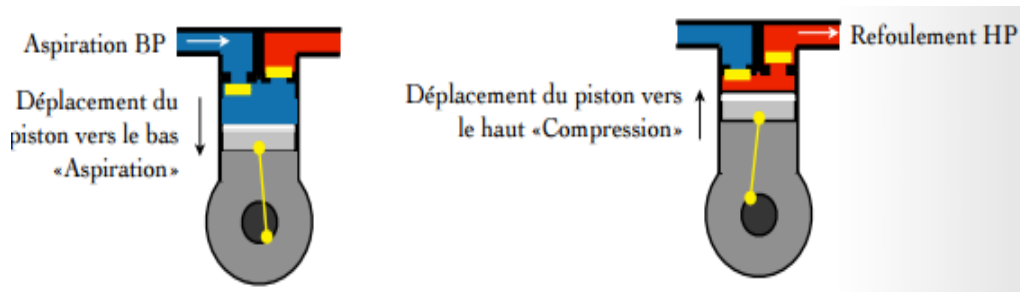


Figure 24: Les étapes de compression par pistons

✚ **Compresseurs à palettes:**

Un compresseur rotatif à palettes met en jeu un rotor à rainures excentré, situé dans un cylindre. Les rainures longitudinales du rotor sont équipées chacune d'une palette. Lorsque le rotor tourne, ces palettes sont plaquées vers l'extérieur par la force centrifuge et elles coulissent à l'intérieur des rainures en raison de l'excentricité du rotor par rapport au stator. Les palettes balayent le cylindre, aspirant l'air d'un côté et le rejetant de l'autre. Les compresseurs à palettes servent généralement dans des applications de petite puissance lorsqu'existent des problèmes d'encombrement; ils ne sont toutefois pas aussi efficaces que les compresseurs rotatifs à vis.

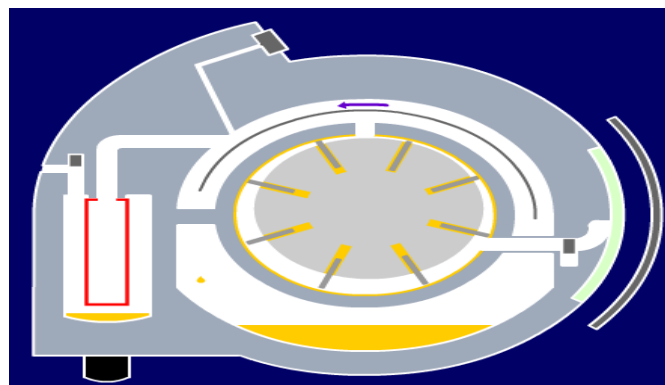


Figure 25: Compresseur à palettes

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

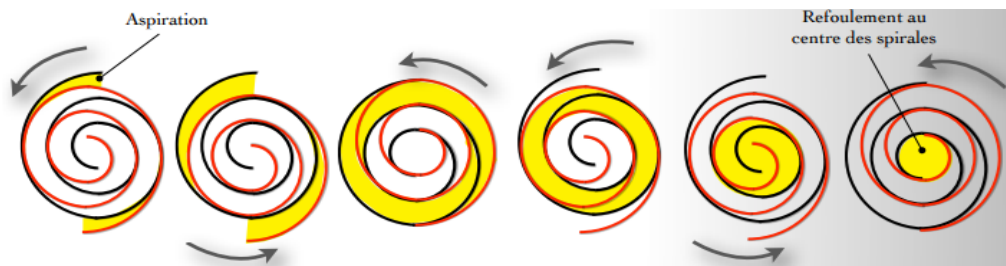


Figure 26: Les étapes de compression par palettes

➤ Régulation des compresseurs:

Vu que les systèmes d'air comprimé fonctionnent rarement à leur pleine puissance en permanence, il est essentiel de pouvoir en contrôler le débit avec précision sous des charges partielles.

- **Mode tout ou rien:**

Il s'agit de la stratégie de régulation la plus simple et la plus efficace. Elle s'applique tant aux compresseurs à piston qu'aux compresseurs rotatifs à vis. Son principe est le suivant : le moteur entraînant le compresseur est mis en marche ou arrêté en fonction de la pression de refoulement de la machine. Dans ce mode, un pressostat délivre le signal marche/arrêt du moteur. Des démarrages répétés peuvent conduire à une surchauffe du moteur et exiger un plus grand entretien des composantes du compresseur. C'est pour cela que le dimensionnement des réservoirs de stockage et le maintien de larges plages de pression de fonctionnement devront faire l'objet d'une attention particulière, de façon à maintenir le nombre de démarrages du moteur dans des limites acceptables.

- **Mode en charge/à vide :**

Ce mode de régulation est parfois nommé régulation directe/indirecte. Le moteur fonctionne en permanence, mais le compresseur est délesté lorsque la pression de refoulement est appropriée. Les compresseurs rotatifs à vis fonctionnant à vide consomment de 15 à 35 % de leur puissance absorbée en charge, alors qu'ils ne produisent pas d'air comprimé. Des minuteries de délestage facultatives permettent d'économiser de l'énergie en arrêtant automatiquement le compresseur et en le gardant en réserve s'il fonctionne à vide pendant une période de temps donnée (normalement 15 minutes).

- **Régulation par modulation :**

Ce mode de régulation fait varier le débit du compresseur pour répondre à la demande en réglant la vanne d'aspiration, réduisant ainsi l'entrée d'air du compresseur. Même dans le cas où ils sont modulés pour un débit nul, les compresseurs rotatifs à vis consomment environ 70 % de leur consommation à pleine charge. L'emploi de dispositifs de régulation de délestage actionnés par pressostats peut réduire la consommation de fonctionnement à vide entre 15 et 35 % de la consommation à pleine charge. La régulation par modulation est spécifique aux compresseurs à vis lubrifiés et constitue la méthode la moins efficace de les faire fonctionner.

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

1.2.2. Sécheur

Un sécheur d'air (ou sécheur d'air comprimé) est un équipement technique qui est utilisé pour réduire le taux d'humidité relative de l'air comprimé et éviter les problèmes liés à l'eau condensée ou à la corrosion dans un réseau d'air comprimé.

Le rôle du sécheur est de diminuer la teneur en vapeur d'eau contenue dans l'air comprimé. Cette vapeur d'eau, en se condensant, peut en effet avoir de graves conséquences sur le réseau et l'outillage.



Figure 27: Le sécheur frigorifique

➤ Les Types des sécheurs :

✚ Sécheur frigorifique:

Ce type de sécheur consiste à refroidir l'air comprimé à une température inférieure à son point de rosée à l'aide d'un échangeur de chaleur raccordé à un groupe frigorifique conventionnel (compresseur-condenseur-évaporateur) ce qui provoque de la condensation de l'humidité qu'il contient. L'eau liquide ainsi formée est récupérée par un séparateur d'eau, tandis que l'air comprimé assèché est dirigé vers le réseau.

Avec :

Le point de rosée ou température de rosée est la température la plus basse à laquelle une masse d'air peut être soumise, à pression et humidité données, sans qu'il se produise une formation d'eau par saturation. Le point de rosée sous pression obtenu est de l'ordre de 3°C

✚ Sécheur à adsorption:

Ce type de sécheur consiste à utiliser les propriétés de certains des séchant (Composantes chimiques) qui attirent les molécules d'eau et, par conséquent, assèchent l'air comprimé.

Le niveau des points de rosée de fonctionnement sont généralement inférieurs ou égaux à -20°C.

Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

Ce type des sècheurs sont plus gourmands en énergie électrique ou pneumatique que les systèmes de séchage par réfrigération. Ils sont habituellement constitués de deux colonnes : pendant que l'une sèche l'air comprimé, l'autre est mise en mode régénération. Le cycle dure environ deux minutes.



Figure 28: Sécheur frigorifique et à absorption

✚ Sécheur à absorption

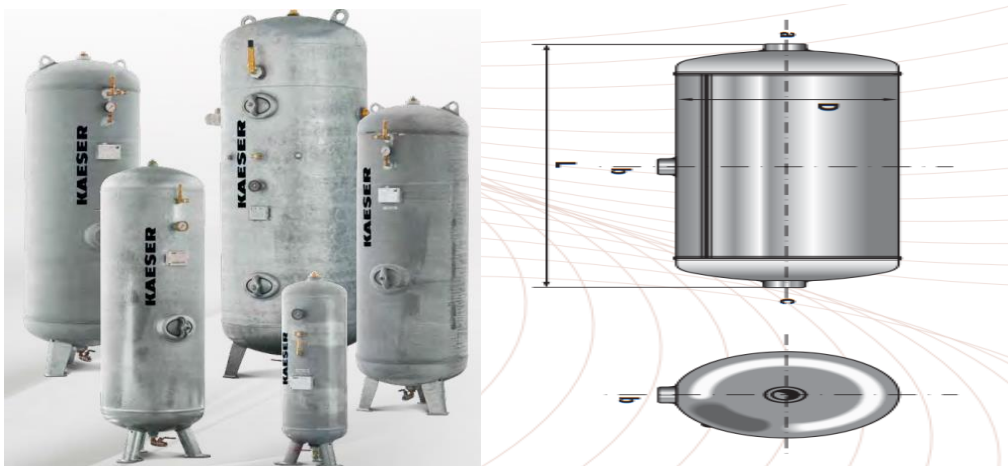
Ce type de sécheur se distingue des sècheurs à adsorption par le fait que la déshydratation n'est jamais régénérée. Ils sont de ce fait peu utilisés en milieu industriel ; par contre ils sont utilisés lors du stockage de matériel ou lors du transport de produits sensibles à l'humidité.

✚ Sécheur à membranes :

Ce type de sécheur repose sur le principe de perméation. L'air comprimé traverse des fibres creuses et poreuses qui ne laissent échapper que les molécules d'eau. L'air ainsi asséché est dirigé vers le réseau. Le point de rosée sous pression obtenu peut varier entre +3 °C et -70 °C environ.

Ces sècheurs, généralement très compacts, sont réservés au traitement de faibles débits d'air comprimés (moins de 100 m³·h⁻¹).

1.2.3. Réservoir d'air comprimé



Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

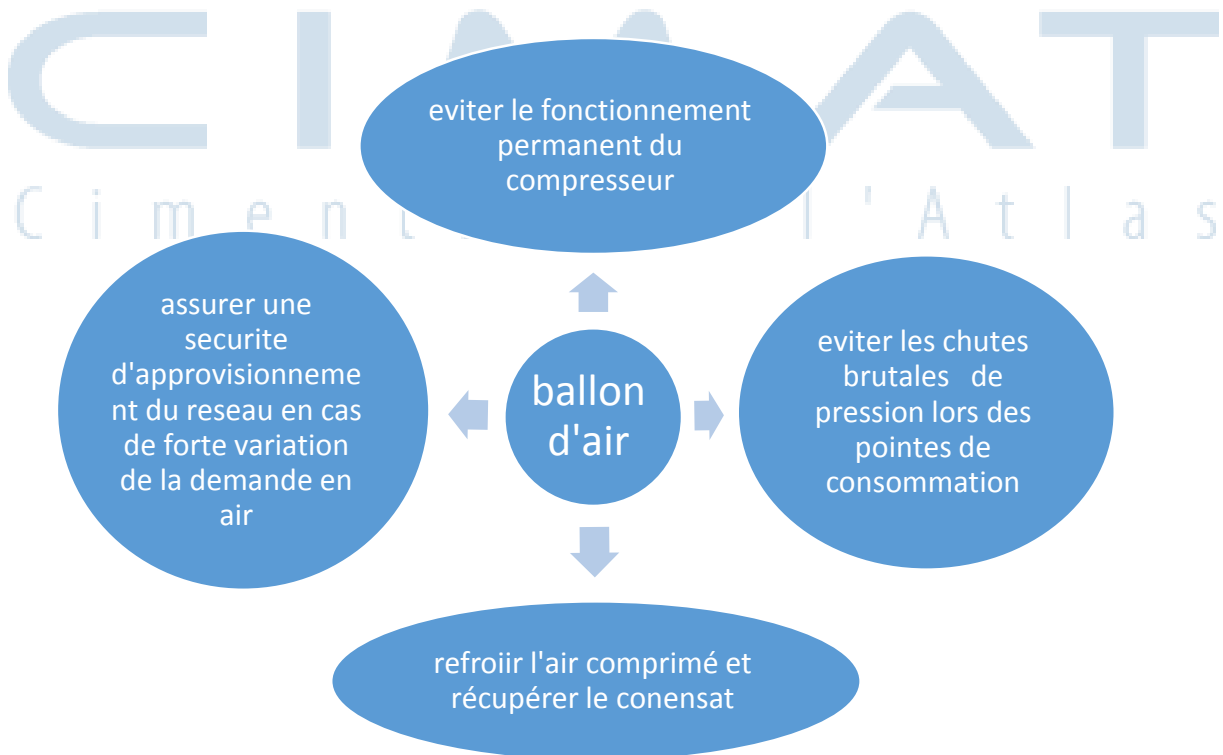


Figure 29: Les ballons d'air

➤ **Fonction:**

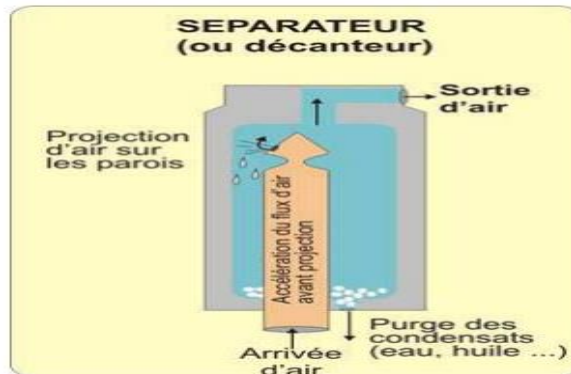
Le réservoir d'air comprimé est destiné à son stockage. Généralement installé après le compresseur et le sécheur, il permet de stocker une quantité suffisante d'air à la pression de travail du compresseur.

Le réservoir permet :



Chapitre 2 : Description de l'installation des compresseurs

1.2.4. Séparateur huile/eau



Chocs de l'air contre les parois = séparation des molécules (huiles, eau)

Figure 30: Schéma du séparateur huile/eau

Le séparateur reçoit les condensats en provenance des purges. Sa fonction est de séparer l'huile de l'eau, évitant ainsi tout risque de rejet polluant.

1.2.5. Les filtres

Les filtres limitent la concentration des particules, de l'huile et de l'eau qui sont véhiculées par l'air comprimé dans le réseau.



Figure 31: Filtre d'huile et filtre d'air

1.2.6. Les purges de condensat

Les purges évacuent les condensats (eau condensée mélangée avec de l'huile) générés par la production d'air comprimé.

Conclusion

Après la présentation des composantes de l'installation des compresseurs nous allons entamer l'étude et l'analyse de l'anomalie.

Chapitre III : la problématique

Dans ce chapitre, nous allons travailler sur la définition de l'anomalie et la comparaison entre le débit fourni par les compresseurs et l'autre demandé par les consommateurs

C i m e n t s d e l ' A t l a s

Chapitre 3 : La problématique

1. Définition de l'anomalie

1.1. Introduction

La production de l'air comprimé au niveau de la zone cuisson est assurée par trois compresseurs qui fonctionnent en charge si la pression est inférieure à son seuil bas, et a vidé si la pression est supérieure à son seuil haut. Un quatrième compresseur est mis en stand-by pour remplacer les autres en cas de panne.

Le besoin en débit est déterminé en fonction de nombre des équipements consommateurs de l'air comprimé, il doit être inférieur au débit fourni par les 3 compresseurs à la fois

On a remarqué une élévation de la consommation de l'air comprimé au niveau des salles de compresseurs de l'atelier cuisson ce qui a rendu l'entretien de ces dernier difficile à réaliser à cause des points suivant :

- a. Les 4 compresseurs y compris le stand by sont en fonctionnement presque continue pour garantir le bon fonctionnement de l'atelier cuisson.
- b. Dès l'arrêt de l'un de ces compresseurs la pression chute brusquement ce qui ne nous laisse pas le temps de faire les essais.

Parmi les consommateurs de l'air comprimé au sein de l'usine BA, on trouve :

Les air-choc ;

Les filtres communs et les filtres de dépoussiéage ;

Les volets et quelques registres ;

Les systèmes de ringardage ;

Les systèmes de nettoyage.

1.2. Description des grands consommateurs

1.2.1. Filtre de dépoussiéage

➤ Définition

Les filtres à manches sont des dispositifs de dépoussiéage utilisés en milieu industriel, ils sont composés d'un caisson métallique dans lequel sont disposées des manches ou des poches filtrantes qui lorsque elles sont traversées par les gaz vont retenir les poussières.

➤ Constitution

Le filtre a manche est principalement constitué de :

- Un caisson métallique de grande dimension pouvant être réalisé en plusieurs sections
- De medias filtrants dont les plus utilisés sont les manches cylindriques

Chapitre 3 : La problématique

- D'une trémie de récupération des poussières
- D'un système d'évacuation des poussières qui est le plus souvent une vis sans fin comme les électrofiltres
- D'un système de nettoyage des medias filtrants

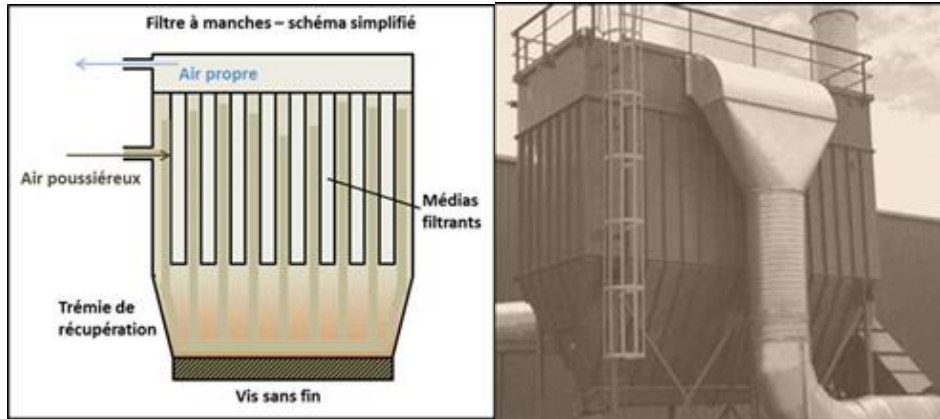


Figure 32: Filtre de dépoussiérage à manches

➤ Données techniques

Nombre : 2

Surface de filtration : $315m^2$

Débit d'air : $5000m^3/h$

Consommation air comprimé : $16 \frac{Nm^3}{h}$ à 6 bar

Puissance moteur : 55 kw

Le parc des filtres de dépoussiérage au niveau de la zone cuisson se compose de 25 filtres, chaque filtre a au plus 3 réservoirs à air comprimé, la plupart des filtres fonctionnent d'une manière cyclique, à l'exception de quelques-uns qui fonctionnent selon la valeur de Δp , nous supposons par la suite que tous les filtres fonctionnent d'une manière cyclique et que le temps de battage est 10s.

On a:

$$n = 25 * 2 \quad V = 10L \quad Nbre \frac{tirs}{h} = 360tirs/h \quad P = 7 \text{ bar}$$

Avec :

N: nombre

V: volume

P: pression

1.2.2. Filtre commun

➤ Définition

Le filtre commun permet de traiter le gaz d'exhaure du refroidisseur clinker avec le gaz d'exhaure du four.

Chapitre 3 : La problématique

➤ Données techniques :

Le filtre commun est un filtre à manche, il se compose de 16 réservoirs à air comprimé, le volume de chaque réservoir est 130L et le temps de changement entre eux est 12s.

On a:

$$n = 16 \quad V = 130L \quad Nbre \frac{tirs}{h} = 19tirs/h \quad P = 4 \text{ bar}$$

1.2.3. Filtre process charbon



Figure 33: Filtre process charbon

➤ Définition

En cimenterie, le contrôle du process et des émissions est un défi. Un grand nombre de gaz doit être mesuré avec une grande précision dans un environnement poussiéreux et corrosif. L'utilisation des filtres process permet de nettoyer l'air des poussières avant de le rejeter ailleurs et les poussières accumulées sous forme de farine se transforment vers le processus pour la reproduire à nouveau.

➤ Données techniques :

$$\text{On a : } n = 5 \quad V = 130L \quad Nbre \frac{tirs}{h} = 60tirs/h \quad P = 7 \text{ bar}$$

1.2.4. Air choc

➤ Définition

Le canon à air AIRCHOC® a été particulièrement conçu pour éliminer efficacement les problèmes de colmatages (voûte, pont, cheminée) et les problèmes de concrétions.

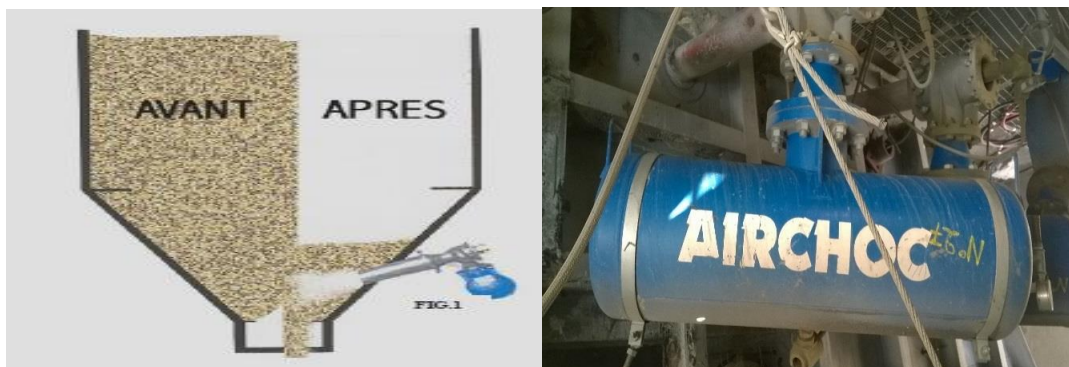


Figure 34: air-chocs

Chapitre 3 : La problématique

➤ Données techniques :

Le parc des air-choc se compose de 39 canons à air au niveau de la tour préchauffeur et 15 canons à air au niveau du refroidisseur, le volume de la majorité des air-choc est 100L ; ils sont répartis sous forme de groupe allant de 1 canon par groupe jusqu'à 9 canons par groupe.

-Groupe 1 (temps cycle 1 min)

On a :

$$n = 1 \quad V = 100L \quad \text{Nbre} \frac{\text{tirs}}{h} = 60 \text{tirs/h} \quad P = 8 \text{ bar}$$

-Groupe 2 (temps cycle 5 min)

On a :

$$n = 14 \quad V = 100L \quad \text{Nbre} \frac{\text{tirs}}{h} = 12 \text{tirs/h} \quad P = 8 \text{ bar}$$

-Groupe 3 (temps cycle 8 min)

On a :

$$n = 9 \quad V = 100L \quad \text{Nbre} \frac{\text{tirs}}{h} = 7,5 \text{tirs/h} \quad P = 8 \text{ bar}$$

-Groupe 4 (temps cycle 10 min)

On a :

$$n = 20 \quad V = 100L \quad \text{Nbre} \frac{\text{tirs}}{h} = 6 \text{tirs/h} \quad P = 8 \text{ bar}$$

-Groupe 5 (temps cycle 20 min)

On a :

$$n = 10 \quad V = 100L \quad \text{Nbre} \frac{\text{tirs}}{h} = 3 \text{tirs/h} \quad P = 8 \text{ bar}$$

2. Calcul du besoin des consommateurs en air comprimé

2.1. Relations de calcul

2.1.1. Consommation en air comprimé

$$Q = \frac{N \cdot L \cdot P \cdot X}{1000} \text{ en Nm}^3$$

Équation 1: La consommation en Nm³

N: nombre

L: volume en litre du réservoir

P: pression du réseau d'air

X: nombre de tirs par heure

Chapitre 3 : La problématique

2.1.2. Transformation du m3/h en Nm3/h

$$V_b = C \cdot V_m$$

Équation 2: Transformation du m3/h en Nm3/h

Avec :

$$C = \frac{P}{P_b} \cdot \frac{T_b}{T} \cdot \frac{Z_b}{Z}$$

$Z = P \cdot M \cdot \frac{m}{RT}$: Facteur de compressibilité

P en bar

T en Kelvin

V en m^3

X_b dans les conditions normales

X_m dans les conditions de mesurage

$$M = 28,96 \text{ g/mol}$$

2.2. Application de conversion du m3 en Nm3

2.2.1. Application 1

The screenshot shows a web-based application for converting gas volume from m³/h to Nm³/h. The interface is divided into two main sections: 'From' and 'To'. The 'From' section includes input fields for Gas Volume (931 m³/h), Pressure (8.0000 Atm Abs), Temperature (75.0000 °C), and Compressibility Factor (10). The 'To' section includes output fields for Nm3/h, Pressure (1.00 Atm Abs), Temperature (0.00 °C), and Compressibility Factor (1). The 'From' section is highlighted with a yellow background, while the 'To' section is highlighted with a grey background. The application is titled 'Application traduite de l'équation de transformation'.

Figure 35: Application traduite de l'équation de transformation

Chapitre 3 : La problématique

2.2.2. Application 2

➤ Introduction de KAESER compresseurs :

Kaeser Compresseurs Inc. est l'un des leaders européens dans la fourniture de compresseurs et de systèmes d'air comprimé, c'est une filiale américaine de Kaeser dont le siège est à Coburg, Allemagne, il fabrique les produits d'air comprimé y compris les compresseurs rotatifs à vis, compresseurs à piston sans huile, surpresseurs à pistons rotatifs, des sècheurs réfrigérés et déshydratant, filtres, systèmes de gestion de condensat et d'autres produits connexes.

➤ Conversion en Normaux m³ :

Il suffit de faire entrer la valeur en m³, la pression et la température pour avoir la conversion de cette valeur en Nm³ suivant le DIN et l'ISO

Conversion Normaux m³

Utiliser un point et non une virgule pour indiquer la décimale !

Le Volume Normal est calculé suivant les conditions standard::
à la pression de 101.325 kPa (760 Torr) et suivant
DIN 1343 : à la température de 273.15K (0°C / 32°F)
ISO 2533 : à la température de 288.15K (15°C / 59°F)

Suivant DIN 1343		Valeurs réelles	
Volume Normal	<input type="text" value="0"/> m ³	Volume	<input type="text" value="0"/> m ³
	<input type="text" value="0"/> scf		<input type="text" value="0"/> ft ³
	<input type="text" value="0"/> kg		
Humidité relative	0 %		
Température	0 °C / 32 °F		
Pression	101.325 kPa 14.696 psia		
		Altitude	<input type="text" value="0"/> m
Suivant ISO 2533		Pression	<input type="text" value="101.3"/> kPa
Volume Normal	<input type="text" value="0"/> m ³		<input type="text" value="1013"/> mbar
	<input type="text" value="0"/> scf		<input type="text" value="14.6885"/> psia
	<input type="text" value="0"/> kg		<input type="text" value="1.0333"/> at
Humidité relative	0 %		<input type="text" value="1.0029"/> atm
Température	15 °C / 59 °F		<input type="text" value="10332.6"/> mm Colonne d'eau
Pression	101.325 kPa 14.696 psia		<input type="text" value="759.75"/> Torr
		Vapeur d'eau saturante	<input type="text" value="6.108"/> mbar(a)

Figure 36: Application de conversion KAESER

2.3. Calcul du besoin en air des consommateurs

2.3.1. Consommation des air-choc

Groupe1 :

$$Q_1 = \frac{1.100.60.8}{1000} = \frac{48000}{1000} = 48 Nm^3/h$$

Groupe2 :

$$Q_1 = \frac{14.100.12.8}{1000} = 134,4 Nm^3/h$$

Chapitre 3 : La problématique

Groupe3 :

$$Q_1 = \frac{9.100.7,5.8}{1000} = 54 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Groupe4 :

$$Q_1 = \frac{20.100.6.8}{1000} = 54 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Groupe5 :

$$Q_1 = \frac{10.100.3.8}{1000} = 24 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Filtre commun :

$$Q_1 = \frac{16.130.19.4}{1000} = 158,08 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Filtre process charbon :

$$Q_1 = \frac{5.130.60.7}{1000} = 273 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Filtre de dépoussiérage :

$$Q_1 = \frac{25.2.10.360.7}{1000} = 1260 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

2.3.2. Consommation du nettoyage en air comprimé

réservoir de $V = 1000L$ $P = 8bar$

temps de remplissage 5 min

$$Q = \frac{1000.8}{5.60} = \frac{8000}{300} = 26,67 \frac{L}{S} \cdot 3600 = 96012 \frac{L}{h} \cdot 0,001 = 96,012m^3/h$$

2.4. Calcul du débit des compresseurs

2.4.1. Débit du compresseur air de service

Nombre : 3

Type : DSD202

Débit : $15,52 \text{ m}^3/\text{min}$

Pression différentielle: 10 bars

Puissance moteur: 110 Kw

2.4.2. Débit du compresseur air de service stand-by

Nombre : 1

Chapitre 3 : La problématique

Type : DSD202

Débit : 15,52 m³/min

Pression différentielle: 10 bars

Puissance moteur: 110 Kw

On a : $15,52 \frac{m^3}{min} = 15,52 \cdot 60 = 931,2 m^3/h$

2.4.3. Conversion en Nm³/h par l'application KAESER

➤ Définition :

Le normo mètre cube, anciennement noté normaux-mètres cubes ou encore mètre cube normal ou encore cube normo mètre, ou encore normo cube mètre, de symbole : Nm³ ou parfois m³(n), est une unité de mesure de quantité de gaz qui correspond au contenu d'un volume d'un mètre cube, pour un gaz se trouvant dans les conditions normales de température et de pression (0 ou 15 ou plus rarement 20 °C selon les référentiels et 1 atm, soit 101 325 Pa).

Il s'agit d'une unité usuelle, non reconnue par le Bureau international des poids et mesures qui considère qu'il n'y a qu'un seul mètre cube : c'est la quantité mesurée qui change, pas l'unité utilisée pour la mesure. « Le symbole de l'unité ne doit pas être utilisé pour fournir des informations spécifiques sur la grandeur en question, et il ne doit jamais être la seule source d'information sur la grandeur. Les unités ne doivent jamais servir à fournir des informations complémentaires sur la nature de la grandeur ; ce type d'information doit être attaché au symbole de la grandeur et pas à celui de l'unité. »1. En outre, sa définition (notamment la température de référence retenue) varie selon le pays ou selon la profession qui l'utilise.

Pour un gaz pur, un normo mètre cube correspond à environ 44,6 moles de gaz.

- DIN 1343 : une température de 273,15 K (0 °C) : généralement adopté en France2.
- ISO 2533 : une température de 288,15 K (15 °C) : conditions parfois qualifiées de « standard » ou normo mètre cube standard pour les différencier des conditions « normales »

➤ Conversion

- **Application 1** : On obtient :

Based on Gas Laws :

$$V2 = V1 \cdot (P1/P2) \cdot (T2/T1) \cdot (Z2/Z1)$$

Converting to uniform units

V1 = 931.000 m³/h

P1 = 8.000 Atm Abs

T1 = 348.150 °K

T2 = 273.150 °K

$$V2 = 931.000 \cdot (8.000/1.000) \cdot (273.150/348.150) \cdot (1.000/10.000)$$
$$V2 = 584.352 Nm^3/h$$

Figure 37: Conversion du débit des compresseurs en Nm³/h par l'application 1

Chapitre 3 : La problématique

- Application 2 :

Conversion Normaux m³

Utiliser un point et non une virgule pour indiquer la décimale !

Le Volume Normal est calculé suivant les conditions standard::
à la pression de 101.325 kPa (760 Torr) et suivant
DIN 1343 : à la température de 273.15K (0°C / 32°F)
ISO 2533 : à la température de 288.15K (15°C / 59°F)

Suivant DIN 1343		Valeurs réelles		Humidité relative	
Volume Normal	576.8344 m³	Volume	931.2 m³		0 %
	20368.4464 scf		32881.35593 ft³		
	746.4237 kg				
Humidité relative	0 %				
Température	0 °C / 32 °F				
Pression	101.325 kPa 14.696 psia				
		Altitude	0 m		
		Pression	80 kPa	Température	75 °C
			800 mbar		348.15 K
			11.6 psia		167 °F
			0.816 at		
			0.792 atm		
			8160 mm Colonne d'eau		
			600 Torr	Vapeur d'eau	385.499 mbar(a)

Figure 38: Conversion du débit des compresseurs en Nm³/h par l'application 2

On a d'après les deux applications presque la même valeur.

3. Comparaison entre le besoin en air des consommateurs et le débit des compresseurs

equipment	Consumation en air comprimé
Filter de dépoussiérage	1260Nm ³ /h
Air-choc	356,4Nm ³ /h
Filter commun	158,08Nm ³ /h
Filter process charbon	273Nm ³ /h
Système de nettoyage	289,79Nm ³ /h

Tableau 2: Débit des consommateurs en Nm³/h

Alors comme le calcul l'indique , on a : *debit des grands consommateurs: 2337,27 $\frac{Nm^3}{h}$ >*

debit des quatre compresseurs: 15,52.60 = 931,2 $\frac{m^3}{h}$ = 2307,32 Nm³/h

Conclusion

Le cas normale que nous devons rencontrer est la satisfaction complète du besoin des consommateurs par les trois compresseurs seulement ,mais c'est pas le cas, alors dans le chapitre suivant nous allons chercher les causes de ce manque d'air comprimé.

Chapitre IV : les causes de la différence de débit

L'objectif de cette phase est de déterminer et analyser les causes susceptibles de provoquer la chute du débit

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

I. Examiner l'installation

1. Marche des compresseurs

1.1. Temps de fonctionnement en charge et les temps d'exploitation de l'installation:

- Les durées sous charge

Les durées sous charge sont les temps durant lesquels le compresseur comprime de l'air et consomme de l'énergie a cette fin.

- Les durées en marche à vide

Les durées en marche à vide sont les temps durant lesquels le moteur du compresseur à vis fonctionne, mais sans que de l'air ne soit comprimé.

- Les durées d'exploitation

$$\text{durée d'exploitation} = \frac{\text{temps sous charge}}{\text{temps d'exploitation}} * 100 \%$$

Équation 3: Durée d'exploitation

1.2. Analyser l'existant:

- si la valeur est comprise entre 80 et 90%: > l'installation est bien réglée ;
- si la valeur est comprise entre 50 et 80%: > il faut prendre des mesures ;
- si la valeur est inférieure à 50%: > il faut prendre des mesures d'urgence ;

1.3. Etude de cas:

1.3.1. Calcul de charge des compresseurs :

La consommation spécifique CS (en anglais : specific fuel consumption - SFC), est un terme technique qui est utilisé pour quantifier le rendement énergétique d'un moteur par rapport à sa puissance ou sa poussée. Il permet de comparer le rendement de moteurs différents.

- Compresseur maître :TB1.02.08.01

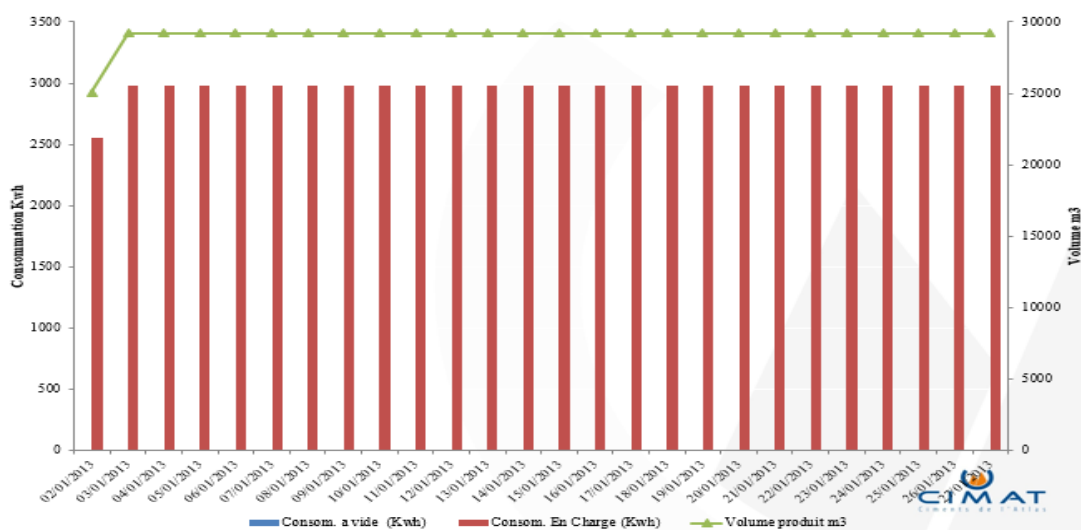


Figure 39: Consommation spécifique du maître

Heures de fonctionnement:

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

Heures de consommation en charge : 32311h

Heures de consommation à vide : 0h

Charge du maitre :

$$\frac{32311}{32311} \cdot 100 = 100\%$$

>> Situation du maitre est bien réglée

- **Compresseur esclave 1 :TB1.01.08.01 :**

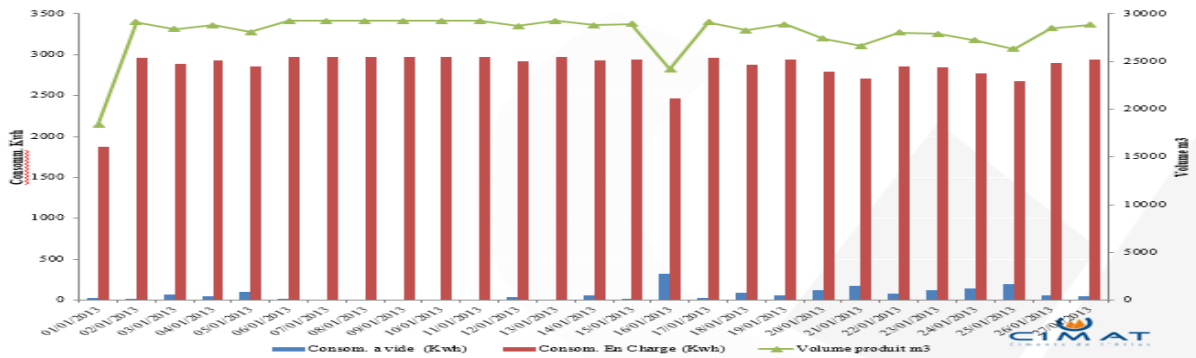


Figure 40: Consommation spécifique de l'esclave 1

Heures de fonctionnement:

Heures de consommation en charge : 27776h

Heures de consommation à vide : 30113-27776=2337h

Charge de l'esclave 1 :

$$\frac{27776}{30113} \cdot 100 = 92,24\%$$

>> Situation du maitre est bien réglée

- **Compresseur esclave 2 :TB1.03.08.01:**

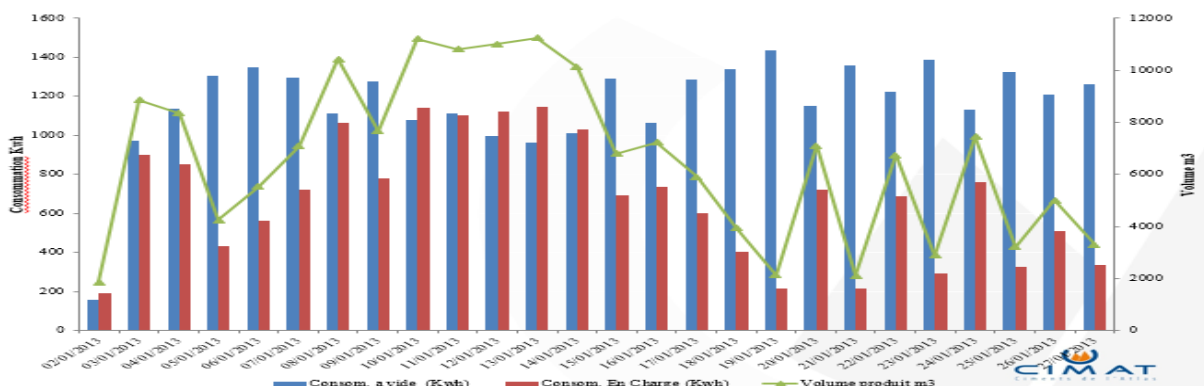


Figure 41: Consommation spécifique de l'esclave 2

Heures de fonctionnement:

Heures de consommation en charge : 31103h

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

Heures de consommation à vide : 31647-31103=544h

Charge de l'esclave 2 :

$$\frac{31103}{31647} \cdot 100 = 98,28\%$$

>> Situation du maitre est bien réglée

- **Compresseur STAND-BY :TB1.12.08.01**

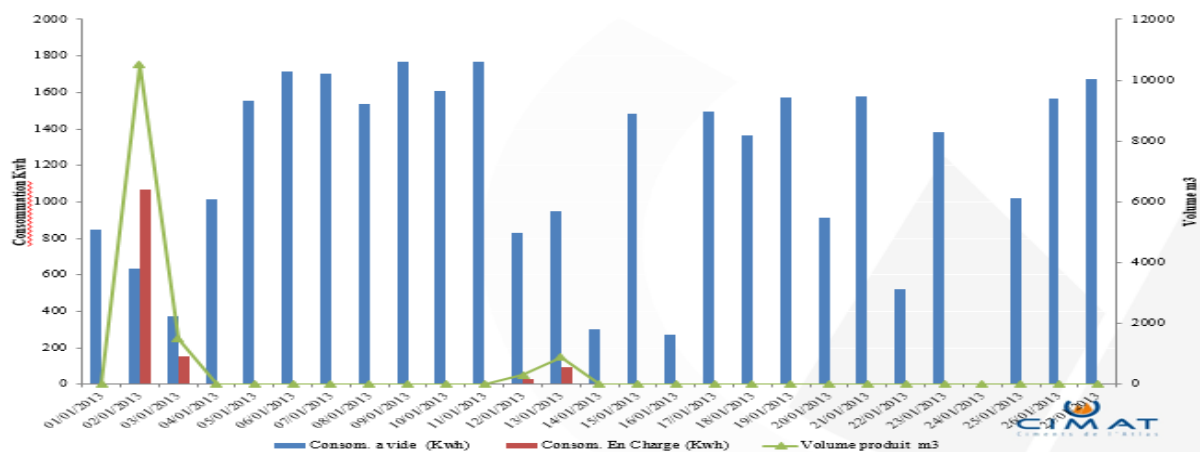


Figure 42: Consommation spécifique de l'esclave 3

Heures de fonctionnement:

Heures de consommation en charge : 30751h

Heures de consommation à vide : 30751-24164=6587h

Charge du stand-by :

$$\frac{30751}{37338} \cdot 100 = 82,36\%$$

>> Situation du maitre est bien réglée

1.3.2. Calcule de charge de l'installation:

Temps sous charge des compresseurs :

$$32311 + 27776 + 31103 + 30751 = 121941h$$

Temps d'exploitation :

$$32311 + (27776 + 2337) + (31103 + 544) + (30751 + 6587) = 131409h$$

La charge des compresseurs :

$$\frac{121941}{131409} \cdot 100 = 92,79\%$$

>> Situation de l'installation est bien réglée

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

2. Conclusion

D'après le calcul réalisé et les résultats obtenus nous avons arrivé à conclure que l'installation des 4 compresseurs est bien réglée. Alors l'anomalie étudiée provient d'une autre cause.

II. Contrôle des fuites

Les fuites représentent une part importante du débit à fournir par les compresseurs et peuvent s'élever a une valeur de 20% à 30% et parfois plus du débit totale. Elles sont pernicieuses, car elles n'empêchent pas l'usine de fonctionner, il est facile d'oublier de les combattre ou de remettre leur traitement à plus tard. Pourtant elles représentent souvent une grosse perte énergétique, donc économique .elle sont malheureusement impossibles à éliminer a 100% mais leur contrôle serre peut représenter des économies significatives.

1. Calcul des fuites par mesure du temps de marche à vide du compresseur par l'application KAESER

Calcul du coût des fuites

Utiliser un point et non une virgule pour indiquer la décimale !
Les resultants sont soulignés en bleu !

ISO - Unités
 US - Unités

Calcul en fonction de la chute de pression mesurée sur la cuve
 Calcul par mesure du temps de marche à vide du compresseur

Débit à P max.	<input type="text" value="0"/>	m³/min
Temps total de marche à vide du compresseur	<input type="text" value="0"/>	min
Temps total mesuré	<input type="text" value="0"/>	min
Puissance absorbée moteur à P max	<input type="text" value="0"/>	kW
Rendement moteur	<input type="text" value="0"/>	%
Coût énergie	<input type="text" value="0"/>	€/kWh
Heures de service/ans	<input type="text" value="0"/>	h
Consommation électrique	<input type="text" value="0"/>	kW
Coûts /ans	<input type="text" value="0"/>	€
Débit de fuite	<input type="text" value="0"/>	m³/min
Taux de fuite	<input type="text" value="0"/>	%

Figure 43: Application de calcul des fuites

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

1.1. Compresseur Maitre :

Débit à P max.	15.52	m³/min
Temps total de marche à vide du compresseur	0	min
Temps total mesuré	32311	min
Puissance absorbée moteur à P max	110	kW
Rendement moteur		%
Coût énergie		€/kWh
Heures de service/ans		h
Consommation électrique	5500	kW
Coûts /ans	0	€
Débit de fuite	0	m³/min
Taux de fuite	0	%

Figure 44: Taux et débit des fuites du compresseur maitre

Conclusion 1 :

Alors d'après l'application nous remarquons que le compresseur maitre a un taux de fuite nulle

1.2. Compresseur esclave1 :

Débit à P max.	15.52	m³/min
Temps total de marche à vide du compresseur	2337	min
Temps total mesuré	30113	min
Puissance absorbée moteur à P max	110	kW
Rendement moteur		%
Coût énergie		€/kWh
Heures de service/ans		h
Consommation électrique	5500	kW
Coûts /ans	0	€
Débit de fuite	1.2045	m³/min
Taux de fuite	7.761	%

Figure 45: Taux et débit des fuites de l'esclave 1

Conclusion 2 :

Alors d'après l'application nous remarquons que le compresseur esclave 1 a un taux de fuite moyen
≈ 8%

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

1.3. Compresseur esclave 2 :

Débit à P max.	15.52	m³/min
Temps total de marche à vide du compresseur	544	min
Temps total mesuré	31647	min
Puissance absorbée moteur à P max	110	kW
Rendement moteur		%
Coût énergie		€/kWh
Heures de service/ans		h
Consommation électrique	5500	kWh
Coûts /ans	0	€
Débit de fuite	0.2668	m³/min
Taux de fuite	1.7191	%

Figure 46: Taux et débit des fuites de l'esclave 2

Conclusion 3 :

Alors d'après l'application nous remarquons que le compresseur esclave 2 a un taux de fuite négligeable $\cong 2\%$

1.4. Compresseur STAND-BY :

Débit à P max.	15.52	m³/min
Temps total de marche à vide du compresseur	6587	min
Temps total mesuré	30751	min
Puissance absorbée moteur à P max	110	kW
Rendement moteur		%
Coût énergie		€/kWh
Heures de service/ans		h
Consommation électrique	5500	kWh
Coûts /ans	0	€
Débit de fuite	3.3245	m³/min
Taux de fuite	21.4207	%

Figure 47: Taux et débit des fuites de l'esclave 3 STAND-BY

Conclusion 3 :

Alors d'après l'application nous remarquons que le compresseur esclave 3 a un taux de fuite important = 21,4%

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

2. pertes par frottement des canalisations

Les pertes de charge imputables à la canalisation sont générées par le frottement de l'air comprimé à l'intérieur des tuyauteries. Plus la canalisation est longue, plus le diamètre est faible, plus la surface interne est rugueuse ou déformée, plus la vitesse de l'air et la pression du réseau sont élevées alors plus les pertes de charge sont importantes.

Les pertes de charge dans une canalisation se calculent de la manière suivante :

2.1. Perte de charge

2.1.1. Définition :

Les pertes de charges ont un impact très négatif sur la performance énergétique des installations d'air comprimé. Une chute de pression à l'utilisation dégrade rapidement les performances des équipements pneumatiques. Les pertes de charge représentent la chute de pression totale due aux divers frottements inévitables subis par l'air en mouvement et s'expriment en Pascals. Les pertes de charge sont directement liées à la vitesse du fluide et on distingue 2 types de perte de charge :

- Les pertes de charge linéaires ou régulières qui sont dues aux frottements de l'air sur les parois des conduits.
- Les pertes de charges singulières qui sont dues aux différentes singularités du réseau (entrées et sorties d'air, coudes, réductions, etc...)
- La perte de charge totale est la somme des pertes linéaires et singulières.

2.1.2. FORMULES DE CALCUL

- **Les pertes de charge linéaires :**

$$\Delta P_{linéaire} = (L \cdot \lambda \cdot \rho \cdot V^2) / (2 \cdot \emptyset) \text{ [Pa]}$$

Équation 4: les pertes de charge linéaires

avec

λ : Coefficient de perte de charge linéaire

ρ : Masse volumique du fluide en [kg/m³]

V : Vitesse du fluide en [m/s]

\emptyset : Diamètre en [m]

L : Longueur de la conduite [m]

Le coefficient de perte de charge est déterminé par la fonction suivante :

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Équation 5: Le coefficient de perte de charge

- **Le calcul du nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds est non dimensionnel (sans unité) il combine 3 caractéristiques importantes de l'écoulement et du fluide : la vitesse, la densité et la viscosité.

Un nombre de Reynolds de 2000 au moins indique un écoulement en régime laminaire tandis qu'un nombre de 4000 au plus indique un écoulement turbulent.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Équation 6: Le nombre de Reynolds

Avec :

ρ Masse volumique en Kg/m³

V vitesse de l'écoulement en m/s

D diamètre de la conduite en m

μ viscosité dynamique en Pa/s

Application numérique :

$\rho = 999,97 \text{ Kg/m}^3$

V = 0,03 m/s

D = 115 mm

$\mu = 10^{-3} \text{ Pa/s}$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{999,97 * 0,01 * 0,115}{10^{-3}} = 1149,96$$

Alors l'écoulement est laminaire

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1149,96} = 0,056$$

$$\Delta P_{linéaire} = (L \cdot \lambda \cdot \rho \cdot V^2) / (2 \cdot \phi) = 5000 * 0,056 * 999,97 * \frac{0,03^2}{2 * 0,115} = 1095.6 \text{ Pa}$$

- **Les pertes de charge singulières:**

Chapitre 4 : les causes de la différence de débit

$$\Delta P_{\text{singulière}} = 0.5 \cdot \rho \cdot K \cdot V^2 \text{ [Pa]}$$

Équation 7: Les pertes de charge singulières

Avec

λ : Coefficient de perte de charge linéaire

ρ : Masse volumique du fluide en [kg/m³]

V : Vitesse du fluide en [m/s]

K : rugosité de la canalisation

La rugosité de la canalisation correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface. On constate que la rugosité d'une canalisation augmente les frottements et les pertes de charge, la perte de charge est donc fonction du matériau de la canalisation.

Valeurs usuelles indices de rugosité (K) en mm		
	Nature de la surface intérieure	Indice rugosité k
1	cuivre, plomb, laiton, inox	0,001 à 0,002
2	Tube PVC	0,0015
3	Acier inox	0,015
4	tube acier du commerce	0,045 à 0,09
5	Acier étiré	0,015
6	Acier soudé	0,045
7	acier galvanisé	0,15
8	Acier rouillé	0,1 à 1
9	fonte neuve	0,25 à 0,8
10	fonte usagée	0,8 à 1,5
11	fonte incrustée	1,5 à 2,5
12	tôle ou fonte asphaltée	0,01 à 0,015
13	ciment bien lissé	0,3
14	Béton ordinaire	1
15	béton grossier	5
16	bois bien raboté	5
17	bois ordinaire	1

Figure 48: L'indice de rugosité de la conduite

Application numérique :

$$\Delta P_{\text{singulière}} = 0.5 \cdot \rho \cdot K \cdot V^2 = 0,5 \cdot 999,97 \cdot 0,09 \cdot 0,01^2 = 4,499 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}$$

- La perte de charge totale

$$\text{la perte de charge totale} = \sum \Delta P_{\text{linéaire}} + \sum \Delta P_{\text{singulière}}$$

Équation 8: La perte de charge totale

Application numérique :

$$\text{la perte de charge totale} = 1095.6 + 4,499 \cdot 10^{-3} = 1095.62 \text{ Pa}$$

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

2.1.3. Application de KAESER pour le calcul des pertes de charge :

Calcul des pertes de charge

Utiliser un point et non une virgule pour indiquer la décimale !
Les resultants sont soulignés en bleu !
Le calcul est valable pour les tubes lisses.

ISO - Unités
 US - Unités

Débit	V	0	m ³ /min
Longueur tuyauterie	L	0	m
Diamètre nominal intérieur tuyauterie	Id	0	mm
Pression	p	0	bar
Pertes de charge	Δp	0	bar

Figure 49: Application de calcul des pertes de charges KAESER

Etude de cas :

Débit	V	62.08	m ³ /min
Longueur tuyauterie	L	5	m
Diamètre nominal intérieur tuyauterie	Id	115	mm
Pression	p	8	bar
Pertes de charge	Δp	0.01	bar

Figure 50: Calcul des pertes de charges de la conduite

>>On constate alors que les pertes de charge au long de la conduite sont négligeables.

3. Conclusion

Suite au calcul effectuée, le service maintenance, le contrôle rigoureux de l'installation et la facilité de détecter une fuite d'air comprimé on a arrivé a éliminé la possibilité de l'existence des fuites dans le réservoir ou la tuyauterie, ou les pertes de charges dans les conduite, mais il reste a contrôler les fuites d'air comprimé dans l'esclave 3.

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

III. comparaison entre la consommation d'air comprimé Beni Mellal/Ben Ahmed

1. Anomalie

On a remarqué une élévation de la consommation de l'air comprimé au niveau des salles de compresseurs de l'atelier cuisson ce qui a rendu l'entretien de ces dernier difficile à réaliser à cause des points suivant :

- c. Les 04 compresseurs y compris le stand-by sont en fonctionnement presque continue pour garantir le bon fonctionnement de l'atelier cuisson.
- d. Dès l'arrêt de l'un de ces compresseurs la pression chute brusquement ce qui ne nous laisse pas le temps de faire les essais.

Dance ce but, on a réalisé une visite à Béni Mellal afin de déterminer les points de différence en terme de consommation vue qu'ils ont une marche stable des compresseurs.

2. Résultats de la visite

2.1. Points de différence

2.1.1. Réglage des seuils de marche/Arrêt compresseurs :

Ben Ahmed	Comp 1	Comp 2	Comp 3	Comp 4
	Maitre	ESC. 1	ESC. 2	ESC.3
Pression arrêt	8.5	8.3	8.1	7.8
Pression démarrage	8.0	7.8	7.6	7.2

Béni Mellal	Comp 1	Comp 2	Comp 3	Comp 4
	Maitre	ESC. 1	ESC. 2	Stand by.
Pression arrêt	7.7	7.5	7.2	
Pression démarrage	7.5	7.2	7.0	

Figure 51: Tableaux de régulation BM/BA

2.1.2. Séquences de battage tour (voir schéma page suivante) :

- Sélection des vannes de ringardage Béni Mellal

La sélection des vannes de ringardage de la tour se fait par étage et 01 seule vanne à la fois :

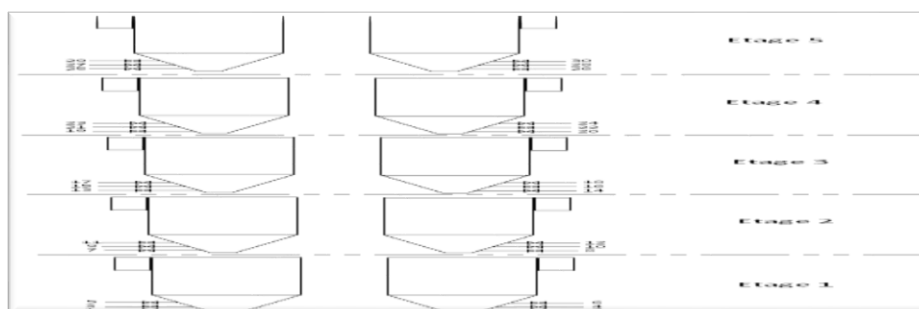
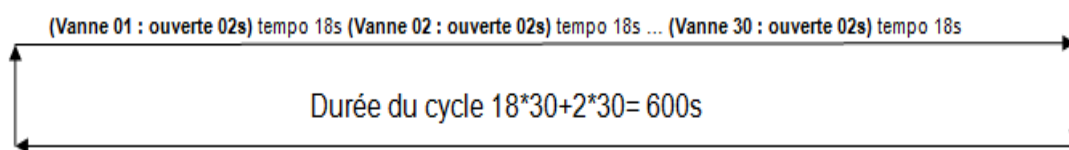


Figure 52: Position des vannes sur la tour préchauffage

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

➤ Cycle de ringardage

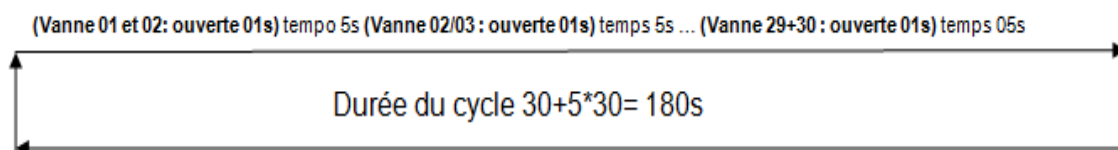


>>Soit une durée d'ouverture de 6min par heure

• **Sélection des vannes de ringardage Ben Ahmed**

La sélection des vannes de ringardage de la tour se fait par étage et 02 vannes à la fois :

➤ Cycle de ringardage



>>Soit une durée d'ouverture de 20min par heure

Conclusion 1 :

On a $\frac{20}{6} \cdot 100 = 333\%$

Alors : 333% de consommation a BA que BM, c'est à dire BM la réduction de consommation d'air comprimé est de deux cycles et 33% du cycle prochain que BA.

2.1.3. Réglages des filtres de dépolluissage :

• **Réglage sur Δ_p :**

Ce réglage signifie que le decolmatage des manches des filtres de dépolluissage s'effectue à l'aide d'un capteur qui détecte le niveau de la matière autour les manches, par contre le cycle traditionnel effectue le decolmatage d'une manière automatique programmée, ce qui signifie une perte énorme en air comprimé.

A Béni Mellal, Tous les filtres de la zone (bâtiment trémie + broyeur a cru + cuisson) sont réglés sur Δ_p sauf :

- Les filtres de la salle des compresseurs.
- Les filtres des aéroglissières et des Elévateurs.

Conclusion 2 :

Le réglage sur Δ_p a permet BM de réduire une somme remarquable d'air comprimé car cette régulation n'est pas automatique mais il s'effectue selon le besoin.

2.1.4. Réglage filtre PROCESS :

A Béni Mellal, on a contrôlé le temps du cycle de decolmatage des manches. Le temps d'un cycle est de 15s

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit



Figure 53: Chronométrage du cycle de filtre process BM

A ben Ahmed le cycle de battage du filtre procès est réglé à 12s.

Conclusion 3 :

Puisque un cycle plus long est meilleur qu'un autre répétitif, alors l'état de consommation d'air à BM est assez amélioré que celle a BA.

3. Récapitulatif

3.1. Points de déférence

3.1.1. Réglage

Les réglages des seuils de marche et arrêt des compresseurs sont plus bas en BM qu'à BA

3.1.2. Consommation

▪ Vannes de ringardage

Le cycle d'ouverture des vannes de ringardage est 3 fois plus grand à BA

▪ Air chocs

○ Nombre des airs chocs

Le nombre des airs chocs installés à Béni Mellal est plus grand par rapport à ceux installés à ben Ahmed de 13 air choc

○ Réglage des temporisations.

Les réglages des cycles de frappe des airs chocs est plus grand à ben Ahmed qu'à Béni Mellal sans compter le forçage des groupes

▪ Filtres de dépoussiérage

Les filtres de dépoussiérage de Béni Mellal sont réglés sur Δ_p alors qu'à ben Ahmed, il n'y a que 15% des filtres qui sont réglés sur Δ_p

▪ Filtre PROCESS

Il y a une seule déférence a niveau du cycle de décolmatage du filtre 15s / 12s.

4. Conclusion :

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

Après cette visite il était clair qu'il y a pas mal de changements à effectuer pour équilibrer la consommation en air comprimé entre les deux sites, mais suite à la difficulté de réaliser ces régulations dans le processus de production, il faut penser à générer plus d'air comprimé en gardant le même système.

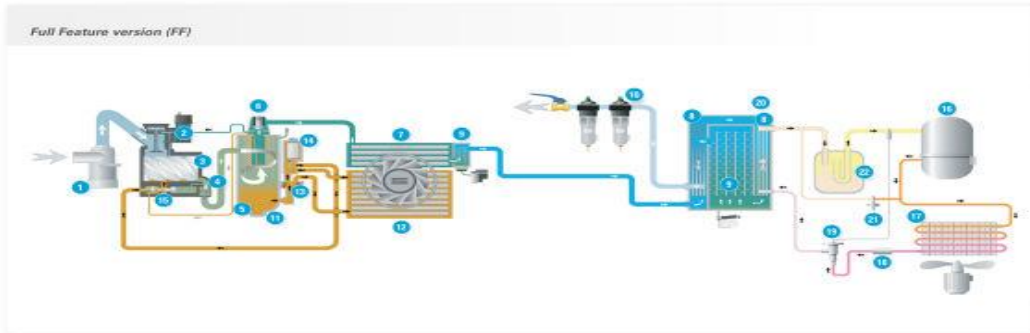
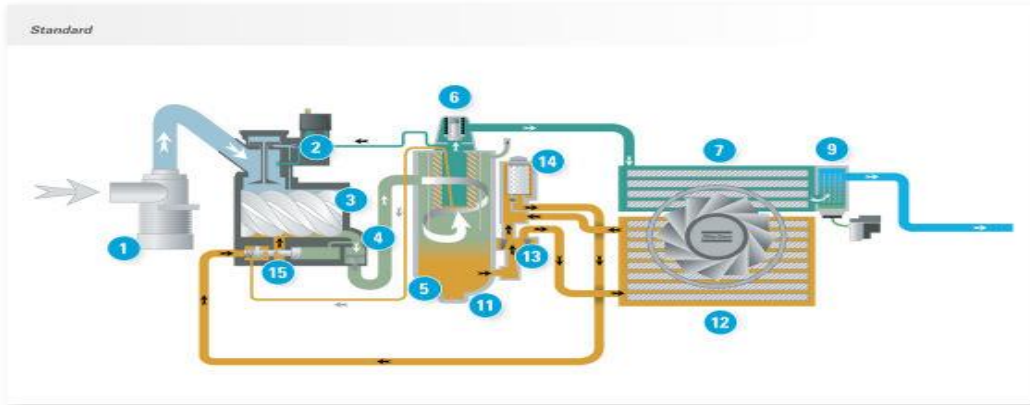
IV. historique de maintenance des compresseurs d'air comprimé



Figure 54: Maintenance des compresseurs

Chapitre 4 : les causes de la différence de débit

FLOW CHARTS



- Intake air
- Air/oil mixture
- Oil
- Compressed air without free water
- Wet compressed air
- Dry compressed air
- Water
- Refrigerant gas/liquid mixture
- High pressure, hot refrigerant gas
- Low pressure, cool refrigerant gas
- High pressure refrigerant liquid
- Low pressure refrigerant liquid

AIR FLOW

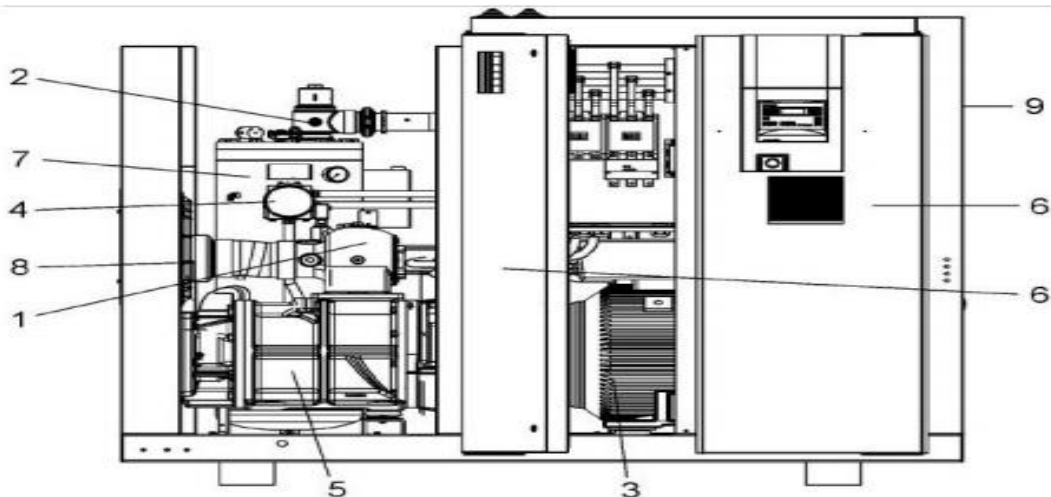
1. Air intake filter
2. Air intake valve
3. Compression element
4. Non return valve
5. Air/oil separator vessel
6. Minimum pressure valve
7. After-cooler
8. Air-air heat exchanger
9. Water separator with drain
10. DD/PO filters (optional)

OIL FLOW

11. Oil
12. Oil cooler
13. Thermostatic bypass valve
14. Oil filter
15. Oil stop valve

REFRIGERANT FLOW

16. Refrigerant compressor
17. Condenser
18. Liquid refrigerant dryer/filter
19. Thermostatic expansion valve
20. Evaporator
21. Hot gas bypass valve
22. Accumulator



- 1 : soupape d'aspiration
- 2 : soupape anti-retour
- 3 : moteur
- 4 : Filtre à huile
- 5 : compresseur

- 6 : Armoire électrique
- 7 : cuve séparatrice huile
- 8 : Filtre à air
- 9 : Refroidisseur huile / air

Figure 55: Composantes du compresseur

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

1. Arbre des causes

Pour connaître la fréquence des pannes des compresseurs, on a consulté l'historique de la maintenance des compresseurs dans la zone cuisson qui a montré que l'esclave 3 (le STAND-BY) a tomber en panne d'une façon répétitive, et grâce à cet arbre nous allons déterminer les causes principales de ce mal fonctionnement.

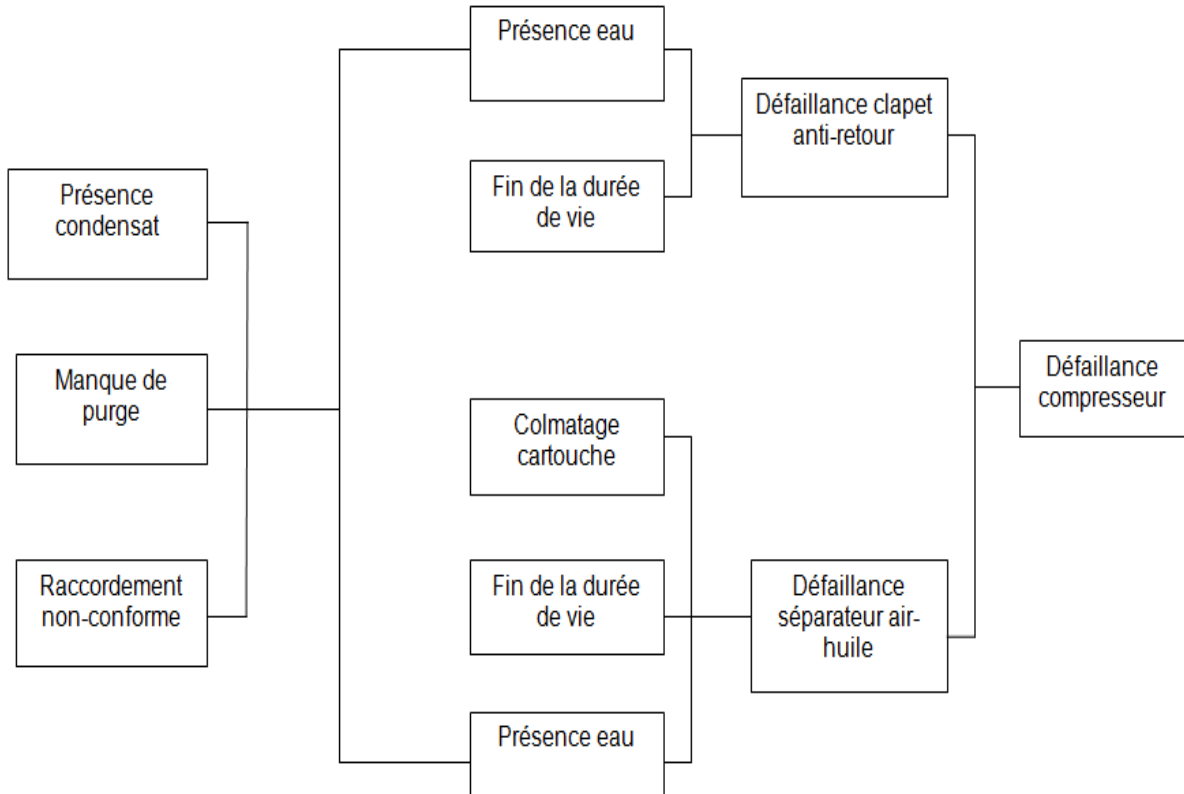


Figure 56: Arbre des causes des compresseurs

1.1. Défaillance clapet anti-retour

Le clapet anti-retour, qui assure le maintien d'une certaine pression dans le circuit de l'air comprimé, à l'intérieur du compresseur afin d'assurer une bonne circulation d'huile, est endommagé (voir photos ci-dessous).

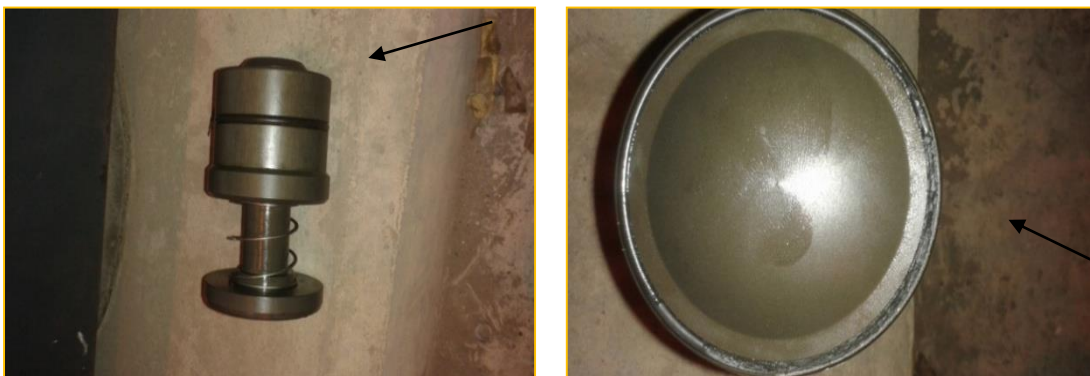


Figure 57: Présence de la rouille sur le joint

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

Deux hypothèses peuvent expliquer la défaillance du clapet anti-retour :

- La fin de la durée de vie du clapet.
- La corrosion du joint du clapet.

La corrosion du clapet est due à la présence de l'eau au niveau des conduites de l'air comprimé.

1.1.1. Les principales raisons de la formation d'eau sont les suivantes :

Condensation de l'air comprimé

La production de l'air comprimé s'accompagne toujours par la production des condensats dans les conduites, une dissipation de la chaleur de compression entraîne une formation de condensats considérablement.

Pour remédier aux problèmes de formation de condensats, il faut éviter le maximum possible le point de rosée (température de formation de condensat) pour cela on doit concevoir un système de conservation de la chaleur à l'intérieure des conduites, par exemple calorifugeage des conduites d'air comprimé entre le compresseur et le ballon d'air.

Conception non-conforme

Pour comprendre pourquoi l'eau arrive jusqu'au composants du compresseur nous avons effectué une comparaison entre le standard de la tuyauterie et la tuyauterie de CIMAT :

- **Le standard de la tuyauterie de la station d'air comprimé :**

En se référant à la documentation de KAESER pour la tuyauterie de l'air comprimé, on comprend ce qui suit :

- La conduite entre le compresseur et le sécheur ne doit pas contenir un point bas, sinon elle devra avoir une inclinaison vers ce point et un purgeur de condensat pour évacuer l'humidité (voir photo 1).
- Les composants individuels de la station d'air comprimé doivent toujours être reliés à la conduite principale par le haut (voir photo 2).

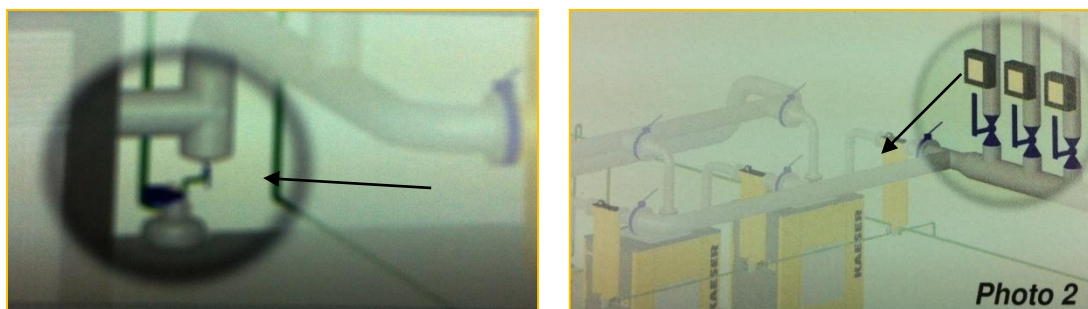


Figure 58: Purgeur et piquage des conduites

- **La tuyauterie de la station d'air comprimé de CIMAT BA :**

Chapitre 4 :les causes de la différence de débit

Le circuit d'air comprimé entre le compresseur et le sécheur est comme suit :

- Absence d'un purgeur de condensat au niveau du point le plus bas (1).
- Les conduites sont reliées à la conduite principale par le bas au lieu d'être reliée par le haut (2).



Figure 59: Absence d'un purgeur et la conduite reliée par le bas

- **Remarque:**

Le parc des compresseurs de la zone cuisson est composé de 4 compresseurs (KAESER DSD 202), un compresseur maître et 3 compresseurs esclaves, le seul compresseur qui tombe en panne est l'esclave N°3 (considéré avant comme stand-by).

L'esclave N°3 ne refoule pas de l'air comprimé, car il fonctionne dans la plus part des cas sous le mode à vide donc l'eau présente dans le circuit, par formation des condensats, ne trouve pas d'obstacle, donc il retourne vers le compresseur qui est en arrêt.

L'eau qui revient vers le compresseur provoque la rouille au niveau des composants du compresseur, notamment le clapet anti-retour.

4. Conclusion

Alors la cause principale de la marche anormale de l'esclave 3(stand-by) est l'existence d'eau dans la conduite principale, alors dans le chapitre suivant on va essayer d'analyser les problèmes rencontrés et proposer des solutions.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Chapitre V : Les Solutions proposées

Ce chapitre aborde les solutions proposées afin d'éviter
l'endommagement des compresseurs et protéger ses
équipements

C i m e n t s d e l ' A t l a s

Chapitre 5 : Les solutions proposées

I. Introduction

Les solutions proposées sont les suivantes :

- changer la conception de la conduite par la création d'une pente dans celle-ci dans le but d'évacuer le condensat et réaliser une pique par le haut afin d'éviter l'arrivée de l'eau à l'intérieure du compresseur d'une manière radicale.
- Implantation des purgeurs de vapeur dans la conduite principale
- Etude d'ajout des réservoirs d'air comprimé sur la tour de préchauffage

II. Etude de la 1ère proposition

1. le choix de la pente

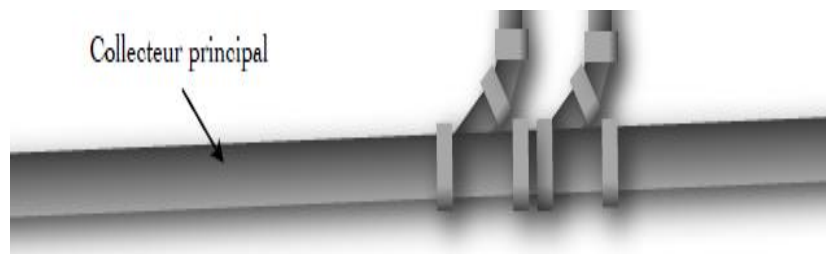


Figure 60: Collecteur ou conduite principale

Les canalisations d'évacuation doivent permettre l'évacuation rapide, sans stagnation des eaux. Pour cela, il faudra les dimensionner pour que la vitesse d'écoulement soit suffisante pour entraîner le passage. Ce dimensionnement nécessite de réaliser une pente dans la conduite principale dans laquelle passe l'air comprimé généré par les 3 compresseurs.

2. Formule de calcul

2.1. Formule de Manning Strickler

$$V = KR^{2/3}I^{1/2}$$

Équation 9: Formule de Manning Strickler

Avec :

$V \left(\frac{m}{s} \right)$ vitesse de l'effluent

$K(m)$ coefficient global d'écoulement

$I(m/m)$ pente de la canalisation

$S(m^2)$ section d'écoulement

$R(m)$: rayon hydraulique défini comme le rapport de la section d'écoulement au périmètre mouillé

Chapitre 5 : Les solutions proposées

2.2. Formule de Colebrook:

$$V = -4 \sqrt{2gRI \log \left[\frac{K}{14,84R} + \frac{2,51v}{8R\sqrt{2gRI}} \right]}$$

Équation 10: Formule de Colebrook

Avec :

$V \left(\frac{m}{s} \right)$ vitesse de l'effluent

$g \left(\frac{m}{s^2} \right)$ accélération terrestre

$R(m)$: rayon hydraulique défini comme le rapport de la section d'écoulement au périmètre mouillé

$I(m/m)$ pente de la canalisation

$K(m)$ rugosité équivalente de la canalisation (paramètre non mesurable)

$\nu \left(\frac{m^2}{s} \right)$ viscosité cinématique de l'effluent (on admet en général $1,30 \cdot 10^{-6} m^2$)

$S(m^2)$ section d'écoulement

$Q \left(\frac{m^3}{s} \right)$ débit de l'effluent

3. Etude de cas

3.1. Relation de calcul

Dans notre cas on va travailler avec la formule de Manning Strickler car elle est facile à déterminer, pour les réseaux d'eau en système séparatif on a une relation prédéfini :

$$V = 70R^{2/3} I^{1/2}$$

3.1.1. Calcul du rayon hydraulique :

Le diamètre hydraulique D_h et le rayon hydraulique R_h sont communément utilisés pour le calcul des écoulements dans un tube, une conduite hydraulique ou un canal.

	Rectangle	Trapèze	Triangle	Cercle	Parabole
Largeur, B	b	$b + 2 \times mh$	$2 \times mh$	$(\sin \frac{\theta}{2}) \cdot D$ ou $2\sqrt{h \cdot (D-h)}$	$\frac{3S}{2h}$
Surface, S	$b \times h$	$(b + mh) \cdot h$	$m \times h^2$	$\frac{1}{8}(\theta - \sin \theta) \cdot D^2$	$\frac{2}{3} Bh$
Périmètre mouillé, P	$b + 2h$	$b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2}$	$2h \cdot \sqrt{1 + m^2}$	$\frac{1}{2} \theta \cdot D$	$B + \frac{8}{3} h^2$
Rayon hydraulique, R_h	$\frac{bh}{b + 2h}$	$\frac{(b + mh) \cdot h}{b + 2h \cdot \sqrt{1 + m^2}}$	$\frac{mh}{2 \cdot \sqrt{1 + m^2}}$	$\frac{1}{4} \left[1 - \frac{\sin \theta}{\theta} \right] D$	$\frac{2B^2 h^3}{3B^2 + 8h^2}$

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Profondeur hydraulique, D_h	h	$\frac{(b+mh)h}{b+2 \times mh}$	$\frac{1}{2}h$	$\left[\frac{\theta - \sin \theta}{\theta} \right] D$	$\frac{2}{3}h$
Angle du segment circulaire, θ				$\theta = 2 \arccos \left(\frac{\frac{D}{2} - h}{\frac{D}{2}} \right)$	

Figure 61: Relation de calcul du rayon hydraulique selon le type de la conduite

$$R_h = \frac{1}{4} \left[1 - \frac{\sin \theta}{\theta} \right] D$$

Équation 11: Rayon hydraulique

$$\theta = 2 \arccos \left(\frac{\frac{D}{2} - h}{\frac{D}{2}} \right)$$

Équation 12: Angle du segment circulaire

Application numérique :

$$\text{On a : } h \cong \frac{D}{4} = \frac{115}{4} = 28,75 \text{ mm}$$

$$\text{Alors : } \theta = 2 \arccos \left(\frac{\frac{D}{2} - h}{\frac{D}{2}} \right) = 2 \arccos \left(\frac{\frac{115}{2} - 28,75}{\frac{115}{2}} \right) = 2 \arccos(0,5) = 120^\circ$$

$$\text{D'où : } R_h = \frac{1}{4} \left[1 - \frac{\sin \theta}{\theta} \right] D = \frac{1}{4} \left[1 - \frac{\sin 120^\circ}{120} \right] 115 = 28,54 \text{ mm}$$

Conclusion :

Alors la pente qui doit être réalisée dans notre cas est de la valeur suivante :

$$\sqrt{I} = \frac{V}{70R^{2/3}} = \frac{0,03}{70 \cdot (28,54 \cdot 10^{-3})^{2/3}}$$

$$I = 2,10 \cdot 10^{-5} \text{ m/m}$$

4. Calcul de la durée de vie

4.1. Matériau utilisé

4.1.1. Définition du matériau :

Le matériau utilisé dans la fabrication des tuyauteries des compresseurs est l'acier de construction métallique **S235JR2** ou **EN 10025-2** selon les normes AFNOR et DIN respectivement.

Aciers de construction métallique :

Les constructions requièrent toujours une certaine rigidité et une certaine résistance, si bien que les aciers de construction doivent toujours avoir une résistance minimale. D'un autre côté, ces aciers à résistance supérieure sont moins déformables. La résistance s'obtient par l'ajout d'éléments d'alliage. Les principaux durcissant sont par ordre d'importance le carbone, le manganèse, le silicium, etc. Plus il y a d'éléments

Chapitre 5 : Les solutions proposées

d'alliage, plus le matériau est dur. Les éléments d'alliage ont également une grande incidence sur la compatibilité de l'acier avec le soudage et la galvanisation, si bien que l'on ne peut ajouter indéfiniment des éléments d'alliage. La nuance la plus répandue est le S235JR.



Figure 62: Conduites en S235JR

Nuances	EN10025:1990 +A1:1993	Numérique	DIN 17100	NFA 35501	UNI 7070	BS 4360	ASTM (US)	JIS (japan)
S185	S185	1.0035	St33	A33	Fe320		A283B	SS34
	S235JR	1.0037	St37.2	E24.2	Fe360B	40A	A283C	
	S235JRG 1	1.0036	Ust37.2					
S235JR	S235JRG2	1.0038	Rst37.2	E24.2NE		40B		
S235J0	S235J0	1.0114	St37.3U	E24.3	Fe360C	40C		
A	S235J2G3	1.0116	St37.3N	E24.4	Fe360D	40D		
S235J2	S235J2G4	1.0117						
S275JR	S275JR	1.0044	St44.2	E28.2	Fe430B	43B	A283D	SS41
S275J0	S275J0	1.0143	St44.3U	E28.3	Fe430C	43C	A578	
A	S275J2G3	1.0144	St44.3N	E28.4	Fe430D	43D	A633	
S275J2	S275J2G4	1.0145						
S355JR	S355JR	1.0045			Fe510B	50B	A572	SMS50YA
S355J0	S355J0	1.0553	St52.3U	E36.3	Fe510C	50C	A441	SMS50YB
A	S355J2G3	1.0570	St52.3N		Fe510D	50D		
S355J2	S355J2G4	1.0577						
A	S355K2G3	1.0595		E36.4		50DD		
S355K2	S355K2G4	1.0596						
S450J0		1.0590				55C		
E295	E295	1.0050	St50.2	A50.2	Fe490			SS50
E335	E335	1.0060	St60.2	A60.2	Fe590			
E360	E360	1.0070	St70.2	A70.2	Fe690			

Figure 63: Equivalences de normes pour les aciers de construction

4.1.2. Caractéristiques mécaniques du matériau :

matériau	Re (MPa)	Rm (MPa)	Module d'élasticité longitudinale E (DaN/cm ²)	Coefficient t de poisson v	Coefficient d'élasticité transversale G (DaN/cm ²)	Dilatation λ	Masse volumique ρ (DaN/m ³)
S235 JRG2	≥235	360-510	2.1*10 ⁶	0.3	8.1*10 ⁵	11*10 ⁻⁶	7850

Tableau 3: Les caractéristiques mécaniques du S235JR

Chapitre 5 : Les solutions proposées

4.1.3. Composition chimique :

Eléments chimiques	C**	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cr+Mo+Ni	Al
% masse	0.20	0.55	1.40	0.045	0.045	0.30	0.08	0.30	0.48	0.020
Déviati on perm issible	+0.02	+0.03	+0.04	+0.005	+0.005	+0.05	+0.03	+0.05		-0.005

Tableau 4: La composition chimique du S235JR

5. Calcul de la durée de vie de la conduite principale dans le cas du fonctionnement normale

5.1. Relation de calcul

5.1.1. La Duree de vie :

Dans le cas, où la courbe S-N est non disponible, on utilise l'approximation graphique suivante pour trouver le nombre de cycles, connaissant σ_D (limite d'endurance).

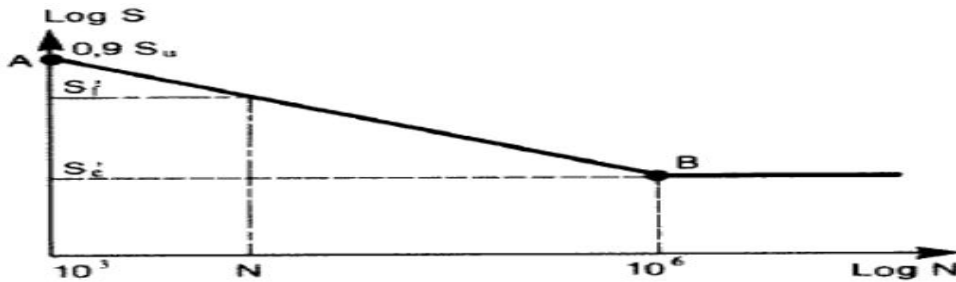


Figure 64: Approximation de la courbe S-N pour les aciers

Donc la durée de vie se calcule par la relation suivante :

$$N_i = 1000 \left(\frac{\sigma_i}{0,9 R_m} \right)^{\frac{3}{\log\left(\frac{\sigma_D}{0,9 R_m}\right)}}$$

Équation 13: Duree de vie

Avec :

σ_i L'amplitude de la contrainte appliquée sur la conduite

σ_D La limite d'endurance

5.1.2. La limite d'endurance :

Nous avons un acier S235, donc avec une limite d'élasticité garantie $R_e = 235 MPa$, et une résistance à la traction garantie $R_m = 370 MPa$. La limite d'endurance est donnée par la formule :

$$R_m < 800 MPa: \sigma_D = R_m \cdot (0,50 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot R_m)$$

$$800 \leq R_m \leq 1300 MPa: \sigma_D = R_m \cdot (0,51 - 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot R_m)$$

$$R_m > 1300 MPa: \sigma_D = R_m \cdot (0,50 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot R_m)$$

Chapitre 5 : Les solutions proposées

En accumulant les essais sur une classe de matériau, on peut déterminer des coefficients qui permettent de calculer la limite d'endurance pour une sollicitation donnée à partir de la limite d'endurance d'un cas de référence. Par exemple, pour de l'acier, en prenant comme référence la traction-compression uniaxiale⁴ :

- torsion : $0,67\sigma_D$;
- traction-compression : σ_D ;
- flexion rotative : $1,11\sigma_D$;
- flexion plane : $1,17\sigma_D$

5.1.3. L'amplitude de la contrainte appliquée sur la conduite:

$$\sigma_i = \frac{1}{2}(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN})$$

Équation 14: Amplitude de contrainte

5.2. Etude de cas

5.2.1. La limite d'endurance :

$$\sigma_D = 370 \cdot (0,50 - 1,3 \cdot 10^{-4} \cdot 370) = 171 \text{MPa}$$

Alors dans notre cas de flexion plane :

$$1,17 \cdot \sigma_D = 1,17 \cdot 171 = 200,07 \text{MPa}$$

5.2.2. L'amplitude de la contrainte appliquée sur la conduite :

$$\sigma_i = \frac{1}{2}(\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN}) = \frac{1}{2}(33,7 - 10,1) = 11,8 \text{MPa}$$

5.2.3. La Duree de vie :

$$N_i = 1000 \left(\frac{\sigma_i}{0,9 R_m} \right)^{\frac{3}{\log\left(\frac{\sigma_D}{0,9 R_m}\right)}} = 1000 \left(\frac{11,8}{0,9 \cdot 370} \right)^{\frac{3}{\log\left(\frac{200,07}{0,9 \cdot 370}\right)}}$$

On obtient : $N_i = 3,31 \cdot 10^{14} \text{cycles}$

Alors on remarque que la conduite possède une durée de vie infinie dans les conditions de fonctionnement normale.

6. Modélisation géométrique de l'installation sous CATIA V5

6.1. Dessin industriel de l'installation

6.1.1. Le reseau :

Chapitre 5 : Les solutions proposées

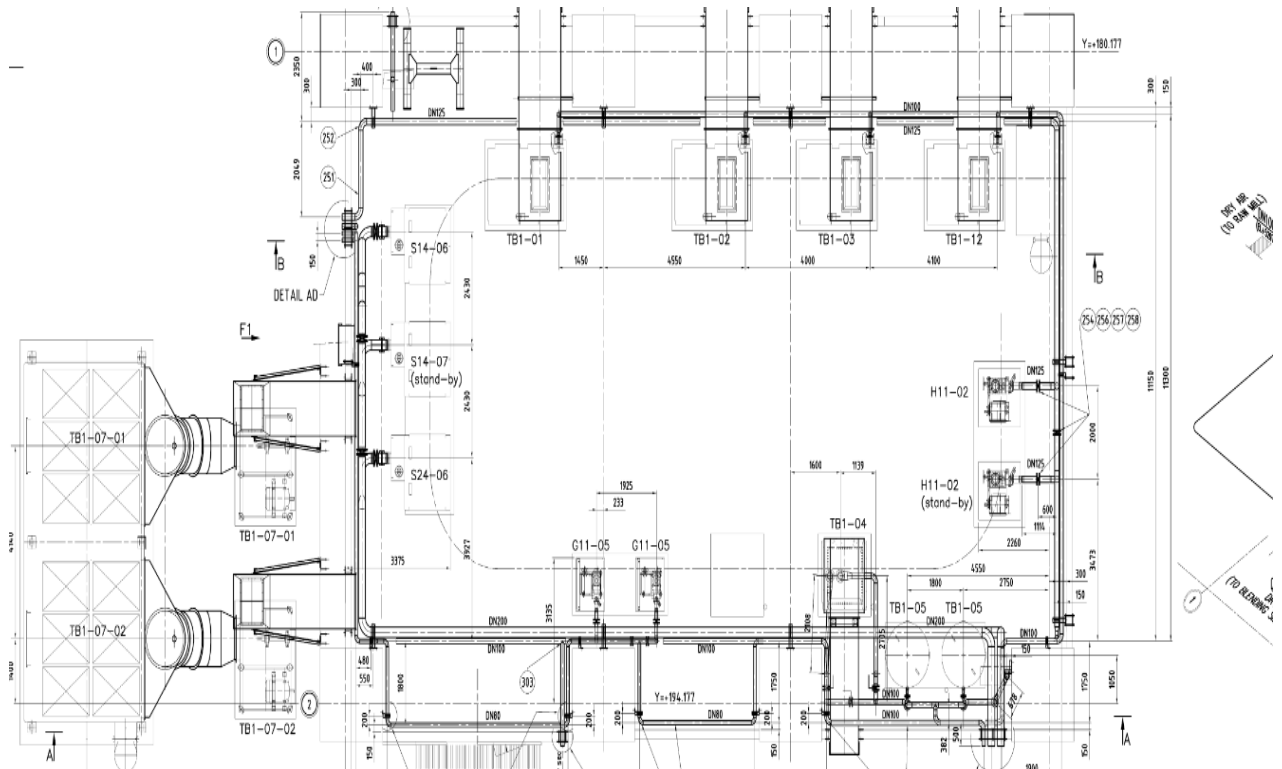


Figure 65: Dessin industriel du réseau

6.1.2. Compresseurs:

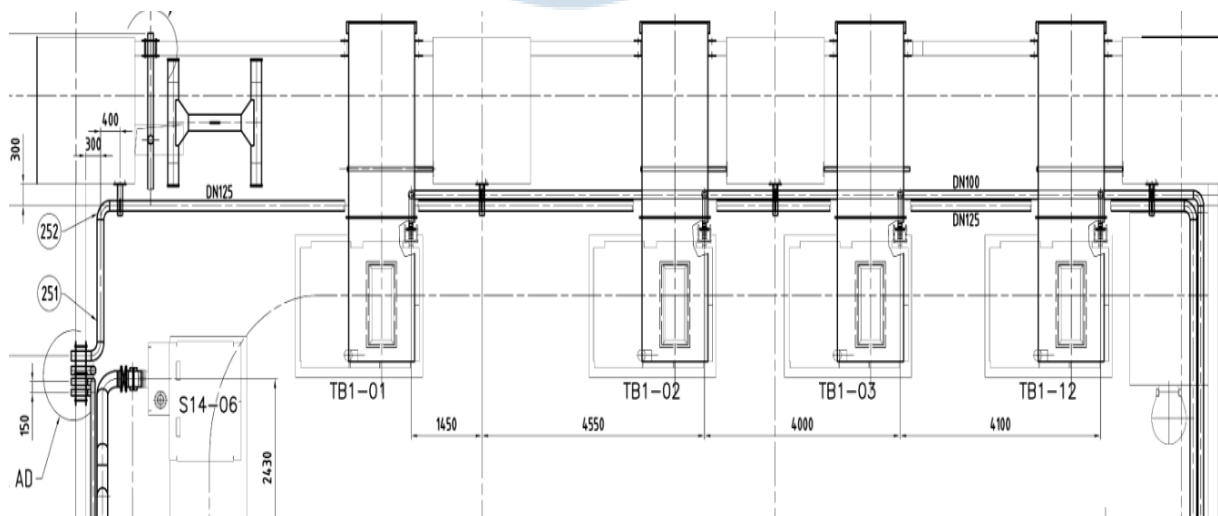


Figure 66: Dessin industriel des quatre compresseurs

6.2. La conception du reseau sous CATIA V5:

Nous avons modélisé la conduite sous un logiciel de modélisation CATIA V5

Chapitre 5 : Les solutions proposées

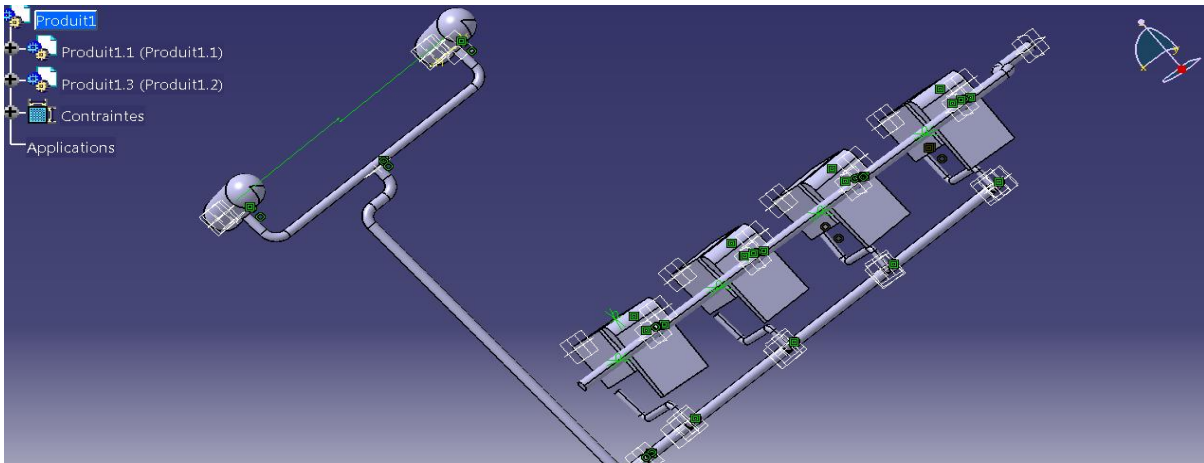
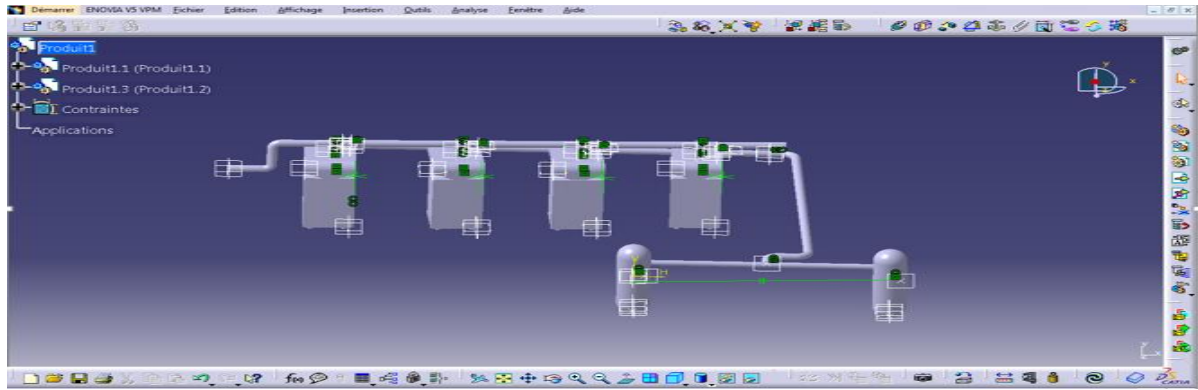


Figure 67: Conception complète du réseau

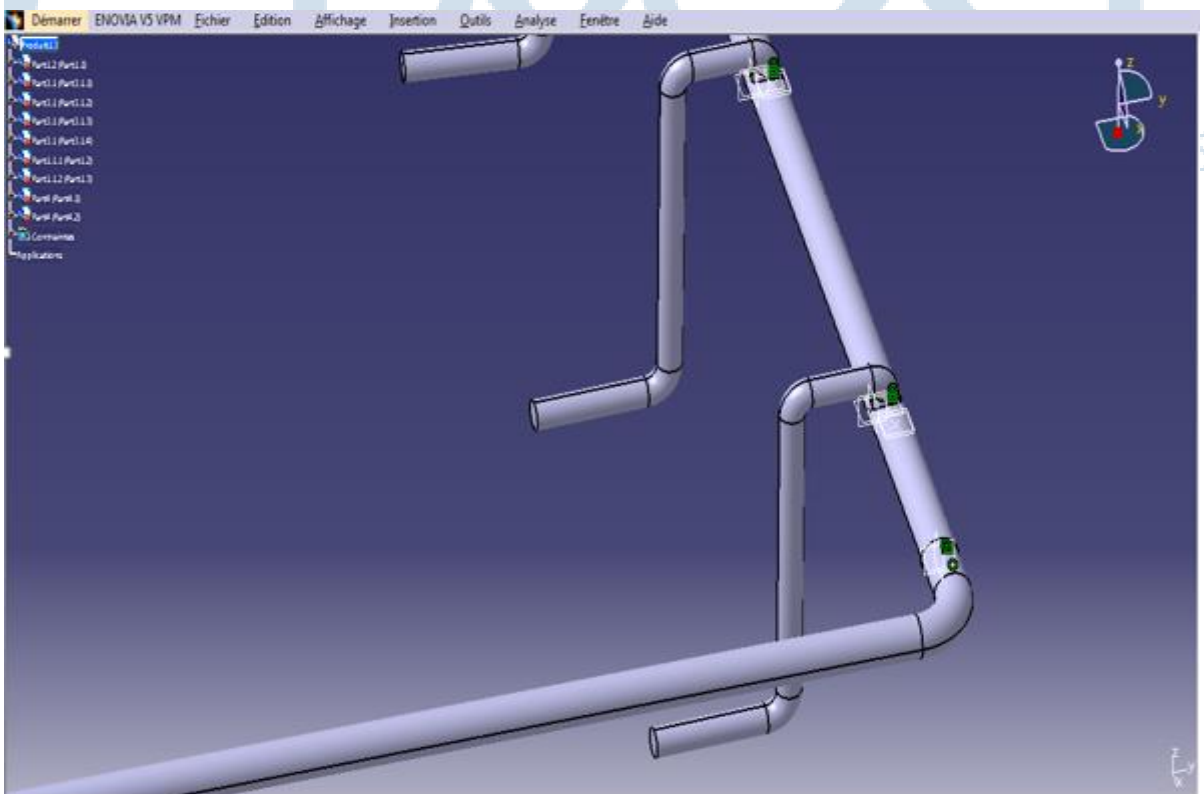


Figure 68: Piquage par le haut

Chapitre 5 : Les solutions proposées

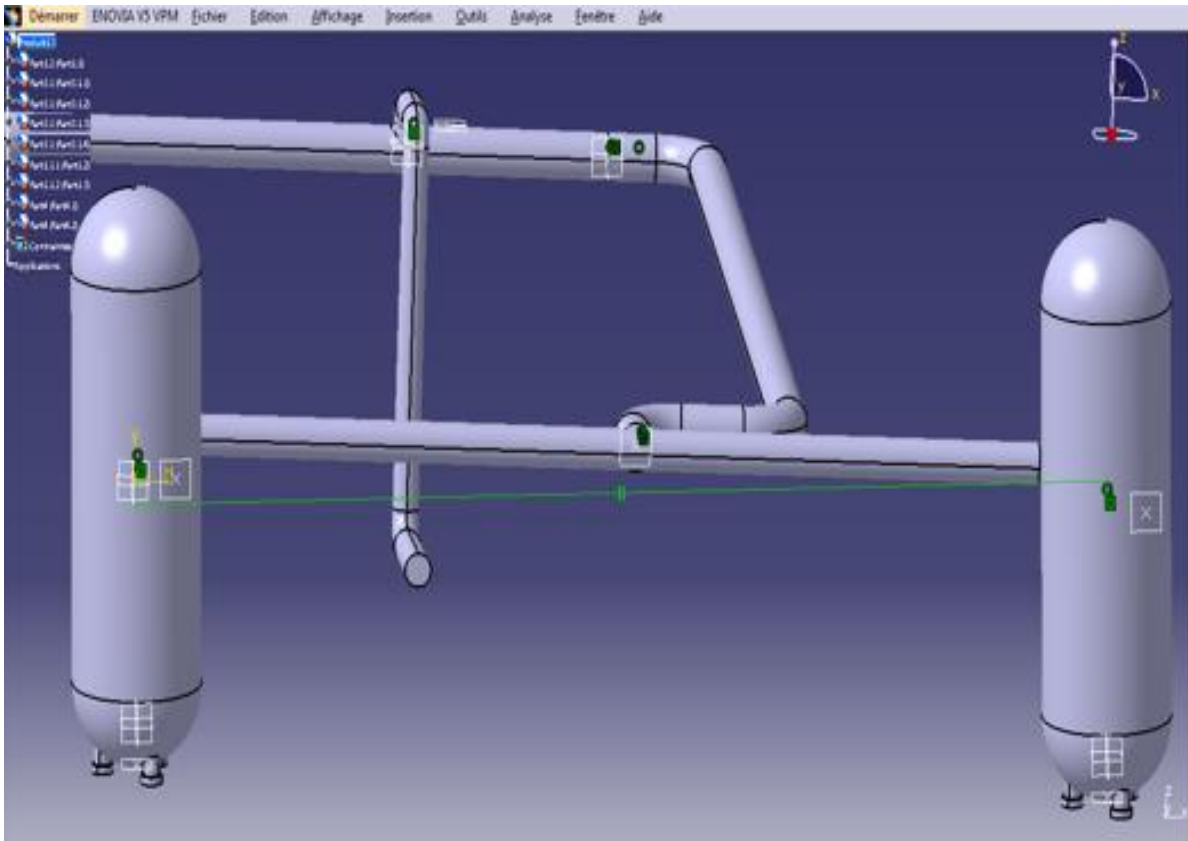


Figure 69: Les ballons d'air

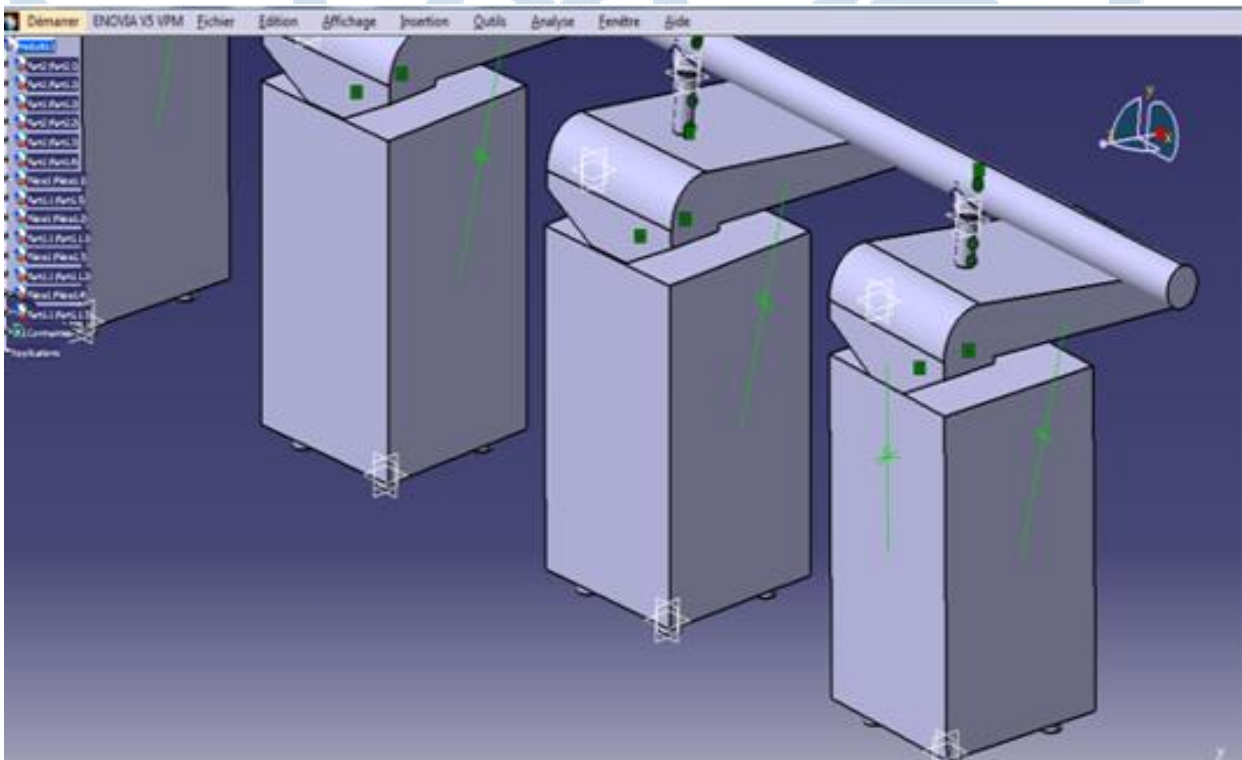


Figure 70: Les compresseurs

Chapitre 5 : Les solutions proposées

7. Etude de plasticité par la contrainte de Von mises

7.1. Formulation des critères pour la théorie des poutres

7.1.1. Critere de Von Mises et TRESCA :

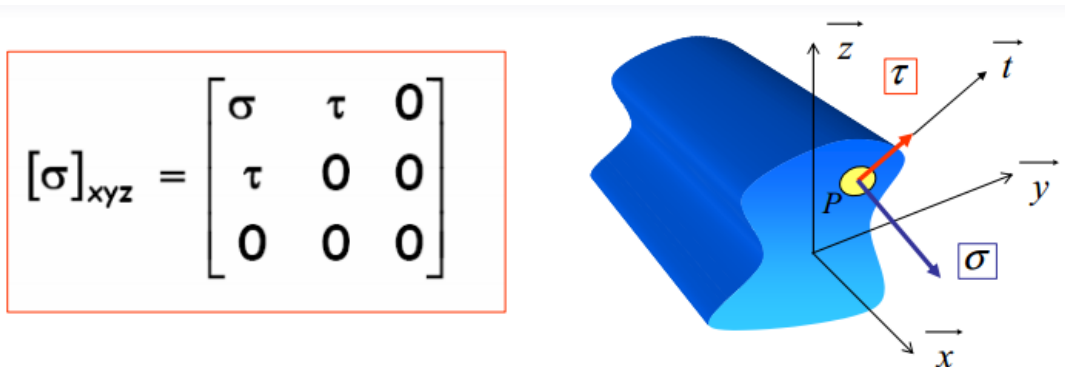


Figure 71: Schématisation de contrainte de Von Mises

$$\sigma_{TRESCA} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

Équation 15: Contrainte équivalente de TRESCA

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Équation 16: Contrainte équivalente de Von Mises

7.1.2. Calcul de la force de l'air comprimé appliquée sur la conduite :

$$F = P.S$$

Équation 17: La force appliquée de l'air comprimé

Avec :

F : force en N

P : la pression en pascals Pa

S : la surface en mètres carré m²

Application numérique :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,100^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$F = P.S = 7 \cdot 10^5 \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} = 5,495 \cdot 10^3 N$$

7.1.3. Calcule de la contrainte de Von mises :

Notre conduite est sous la forme suivante :

Chapitre 5 : Les solutions proposées



Figure 72: Conduite principale

7.1.4. Application du chargement :

La conduite est soumise à des forces de compression générées par Les charges appliquées et les encastremets sont :

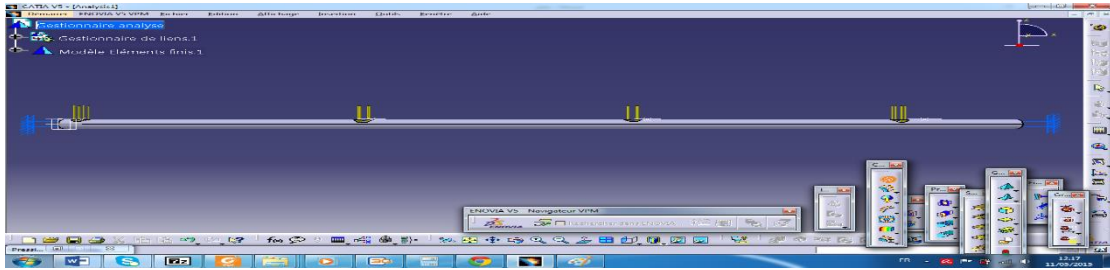


Figure 73: l'application de la force verticale

R_1 Appui 1, R_2 appui 2

F_1, F_2, F_3, F_4

Avec: $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 5,495.10^3 N$

7.1.5. Création d'un maillage :

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continu, ou aussi, une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et, éventuellement, son environnement (le milieu), dans l'optique de simulations de calculs ou de représentations graphiques.

Et peut-être caractérisé notamment par :

- sa dimension : typiquement 2D ou 3D ;
- son volume (dimension totale couverte) ;
- sa finesse : surface ou volume moyen des cellules composant le maillage ;
- la géométrie des cellules

Informations sur le maillage :

type du maillage	Taille d'élément (mm)	Tolérance (mm)	Nombre totale de nœuds	Nombre totale d'éléments
volumique	312,512	50,002	61132	277263

Tableau 5: Informations du maillage réalisé

Chapitre 5 : Les solutions proposées

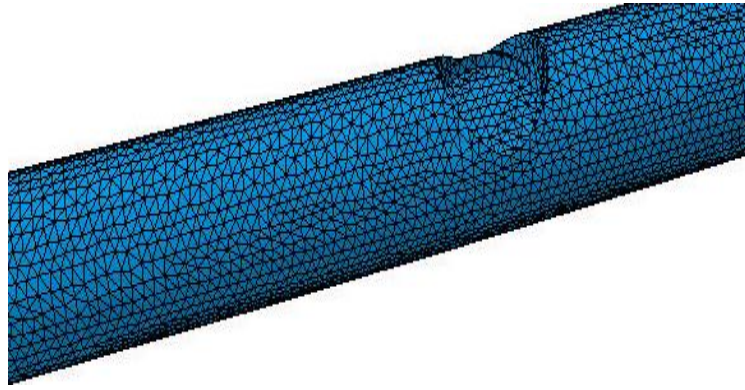


Figure 74: Maillage généré par le logiciel de calcul

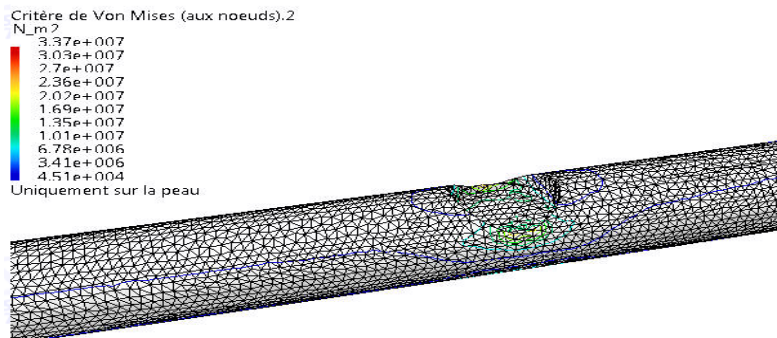


Figure 75: Contrainte de Von Mises

Puisque :

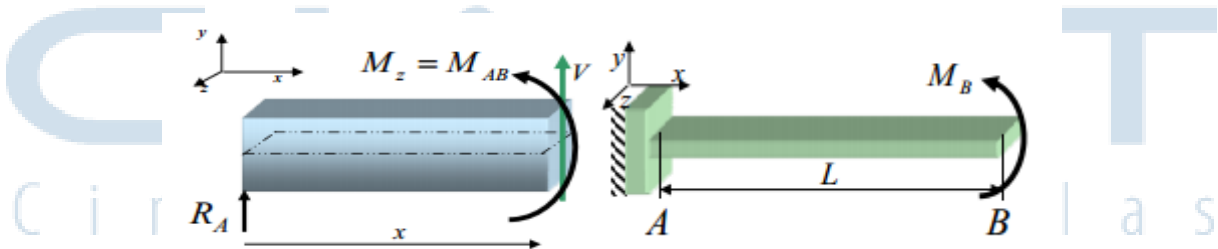


Figure 76: Schématisation de la contrainte à la fibre extrême

$$\text{Et : } \sigma_x = \mp \frac{M_{AB} \cdot C}{I_z} = \mp \frac{M_{AB}}{S_z}$$

Équation 18: Contrainte aux fibres extrêmes

Avec :

Moment quadratique d'une section circulaire :

$$I_x = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

$$I_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$$

$$I_G = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

Figure 77: Moment quadratique d'une section circulaire

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Application numérique :

$$M_B - F_4 \cdot x = 0$$

Avec :

$$x = 91.205 \text{ mm}$$

$$F_4 = 5,495 \cdot 10^3 \text{ N}$$

D'où :

$$M_B = 5,495 \cdot 10^3 \cdot 91.205 = 5,01 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$c = \frac{D}{2} = \frac{115}{2} = 57,5 \text{ mm}$$

$$I_x = \frac{\pi(115^4)}{64} = 8,58 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{5,01 \cdot 10^6 \cdot 57,5}{17,17 \cdot 10^6} = 33,5 \text{ MPa}$$

Et puisque

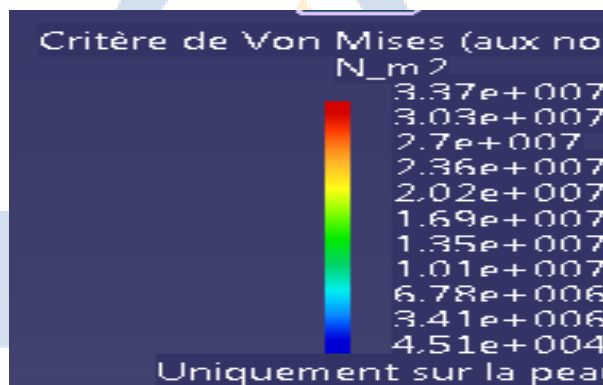


Figure 78: Valeurs extrêmes de la contrainte de Von Mises

$$\sigma_{Max} = 33,7 \text{ MPa}$$

Équation 19: La valeur maximale du contrainte de Von Mises

Alors la conduite peut résister les charges appliquées.

8. Concentration des charges dans la conduite principale :

Un critère de plasticité, ou critère d'écoulement plastique, est un critère permettant de savoir, sous des sollicitations données, si une pièce se déforme plastiquement ou si elle reste dans le domaine élastique. De nombreux essais ont montré que l'on pouvait utiliser deux critères principaux : le critère de Tresca-Guest ou le critère de Von mises.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

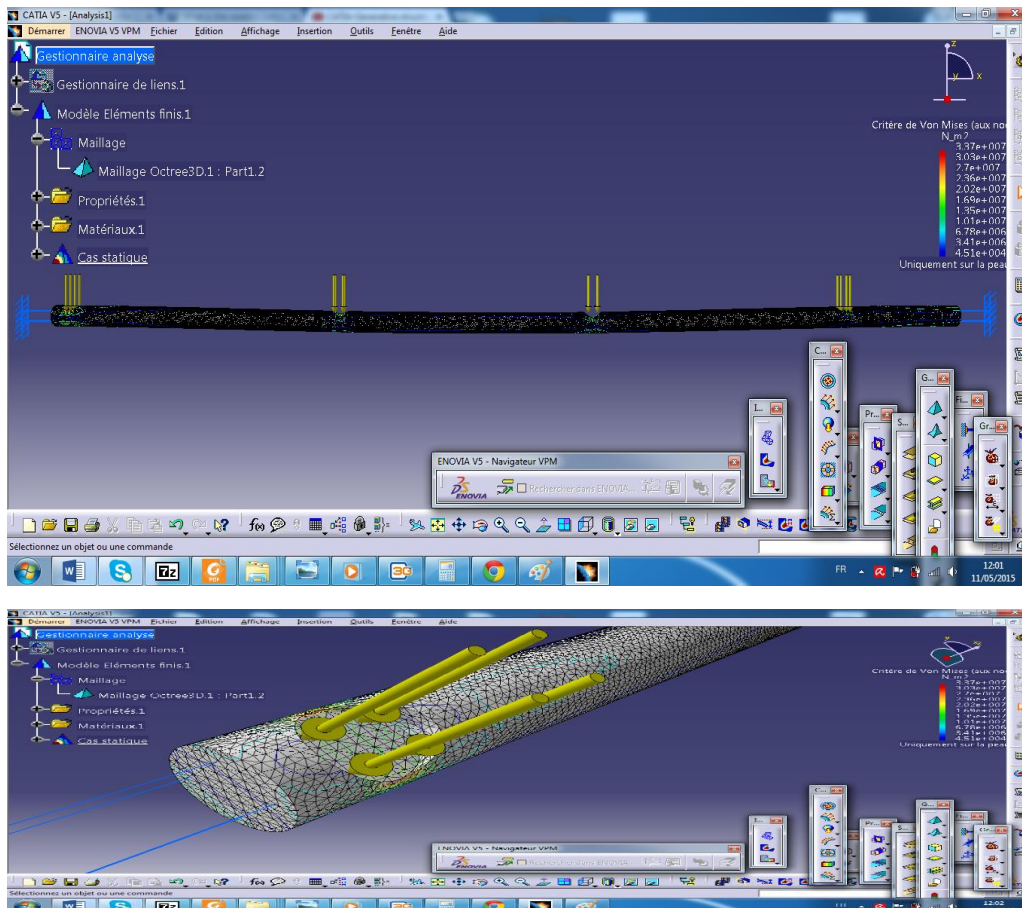


Figure 79: La concentration des charges dans la conduite principale

La figure ci-dessus montre que la force radiale génère une concentration de contrainte au niveau de la zone rouge alors il y a possibilité d'une rupture produite dans cette zone, mais d'après le calcul réalisé du contrainte maximale on a s'assurer que ce risque n'existe pas.

III. Etude de la 2eme proposition

1. Définition

Un purgeur de vapeur est une sorte de vanne autonome qui évacue le condensat (c.-à-d. la vapeur d'eau condensée) et autres gaz non condensables sans laisser échapper de vapeur. Dans le secteur industriel, la vapeur d'eau est souvent utilisée pour chauffer ou comme force motrice. Le purgeur de vapeur est un appareil utilisé pour minimiser les pertes inutiles de vapeur dans ces procédés.

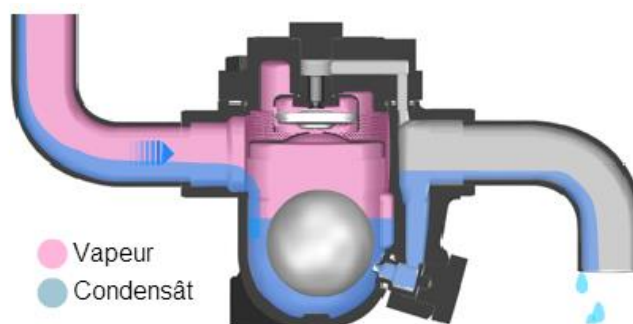


Figure 80: Purgeur de vapeur

Chapitre 5 : Les solutions proposées

2. Evacuation du condensat

Il est donc important d'évacuer le condensat rapidement et efficacement des tuyaux à l'aide de purgeurs de vapeur installés à des endroits d'évacuation de condensat bien choisis. Les purgeurs de vapeur ne peuvent pas tout simplement être installés et oubliés. Il existe certaines bonnes pratiques et méthodes à suivre lors de leur installation. Pour vous assurer le bon fonctionnement des purgeurs, il faut faire bien attention à leur emplacement et à leur méthode d'installation.

2.1. Bien choisir l'emplacement des purgeurs:

2.1.1. Cas 1 :À tous les 30 à 50 mètres (100 à 160 pieds)

Il est important d'installer un purgeur sur les conduites de vapeur au minimum tous les 30 à 50 mètres (100 à 160 pieds), même si la tuyauterie forme une ligne bien droite. Il faut aussi s'assurer d'installer un purgeur à la base des sections de tuyauterie verticales et dans tous les endroits où il pourrait y avoir une accumulation de condensat pour éviter de remplir la superficie en coupe du tuyau, ce qui pourrait créer des problèmes liés aux coups de bélier.

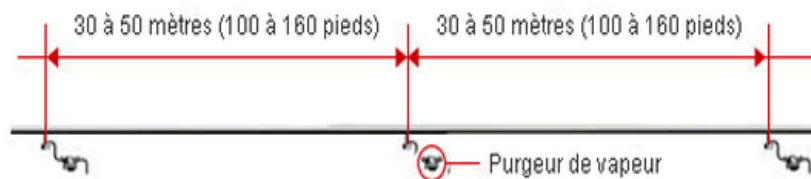


Figure 81:L'emplacement des purgeurs dans le cas 1

2.1.2. Cas 2 :En amont de détendeurs-régulateurs de pression et de vannes de régulation:

Un purgeur de vapeur devra être installé directement en amont de détendeurs-régulateurs de pression et de vannes de régulation afin d'empêcher l'accumulation de condensat lorsque la vanne est fermée. Le purgeur peut ainsi aider à réduire l'érosion du siège de la vanne causé par le condensat. De la même manière, on installe habituellement un purgeur entre deux détendeurs-régulateurs de pression installée en série pour évacuer le condensat pris entre les deux vannes durant le fonctionnement régulier ou à l'arrêt.

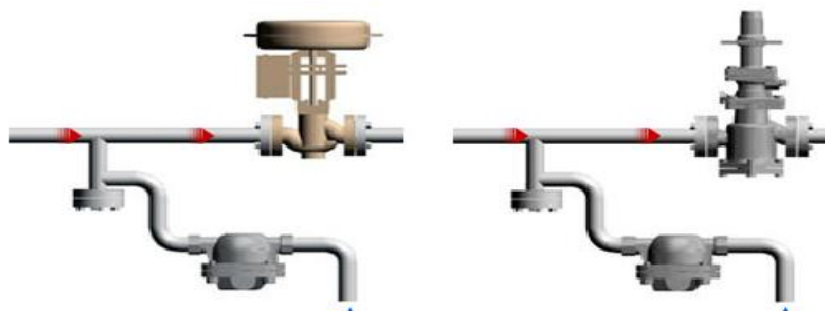


Figure 82:L'emplacement des purgeurs dans le cas 2

Chapitre 5 : Les solutions proposées

2.1.3. Cas 3 : En amont de vannes manuelles fermées un certain temps:

Un purgeur de vapeur devra être installé directement en amont de vannes manuelles fermées un certain temps afin d'empêcher l'accumulation de condensat qui pourrait être transporté à grande vitesse à travers les tuyauteries lorsque la vanne est ouverte de nouveau.



Figure 83: L'emplacement des purgeurs dans le cas 3

2.1.4. Cas 4 : À la base de sections de tuyauterie verticales:

Un purgeur devra être installé à la base de sections de tuyauterie verticales puisque le condensat a tendance à s'y accumuler à cause de la gravité et du changement de direction de la tuyauterie.

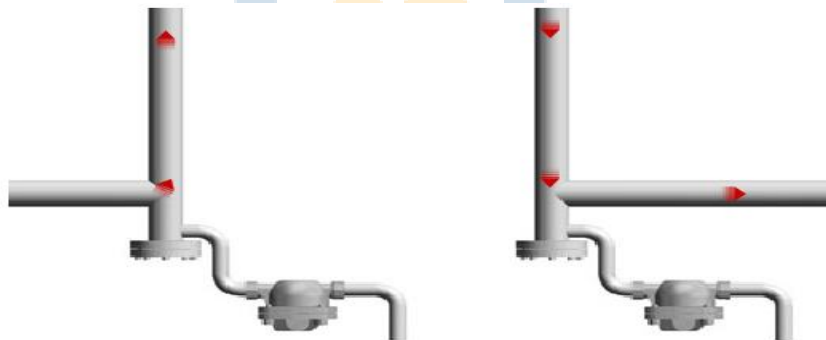


Figure 84: L'emplacement des purgeurs dans le cas 4

2.2. Assurer le support et l'inclinaison des conduites:

Si les supports ou points fixes (par ex. pendards) sont disposés trop loin l'un de l'autre, la tuyauterie pourrait se déformer sous l'effet de son propre poids. Ce genre de problème peut occasionner une accumulation de condensat à certains endroits de la tuyauterie même si elle est inclinée, IL est donc important :

- d'installer les supports/points fixes à des intervalles rapprochés
- d'incliner la tuyauterie de manière à ce qu'elle forme un angle d'au moins un centième (1:100).

2.2.1. Problème avec la distance des supports

Lorsque les supports de la tuyauterie ne sont pas assez rapprochés, la tuyauterie peut se déformer et causer une accumulation de condensat à l'intérieur de celle-ci.

Chapitre 5 : Les solutions proposées



Figure 85: Accumulation de condensat a l'intérieur de la conduite

2.2.2. Problème avec l'angle de la tuyauterie

La tuyauterie ne devrait pas être installée complètement parallèle au sol car cela pourrait empêcher la circulation de condensat.

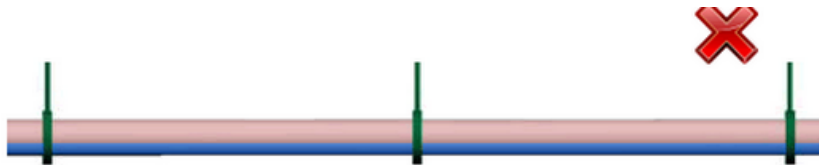


Figure 86: Mauvaise circulation du condensat

2.2.3. Supports bien installés et tuyauterie bien inclinée

La tuyauterie devra former un angle d'au moins un centième (1:100) pour faciliter la circulation de condensat.

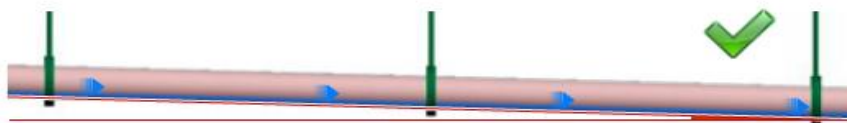


Figure 87: L'inclinaison de la conduite

2.2.4. Installation d'un purgeur à la fin d'une conduite de vapeur

L'installation d'un collecteur de condensat à la fin d'une conduite vise à recueillir le condensat en un seul endroit et à empêcher son accumulation à l'intérieur de la conduite elle-même.

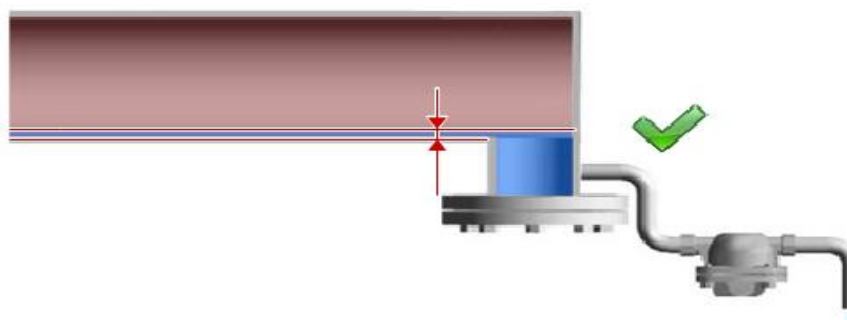


Figure 88: Evacuation de la conduite par le purgeur a la fin

En somme, les bonnes méthodes d'évacuation de condensat demandent que :

- L'emplacement des purgeurs de vapeur soit bien choisi
- Les conduites de vapeur aient le support nécessaire et qu'elles soient inclinées

Chapitre 5 : Les solutions proposées

- Les collecteurs de condensat soient conçus de manière à faciliter l'évacuation de condensat sans problème
- L'air et le condensat soient évacués correctement au bout des conduites

3. Etude de cas

3.1. Présentation de la solution

Dans notre cas la tuyauterie a des branches verticales, puisque le condensat a tendance à s'y accumuler à cause de la gravité et du changement de direction de la tuyauterie.

Nous avons arrivé à confronter le problème de dégradation des équipements par corrosion générée par la cumulation de l'eau.



Figure 89: Présence d'eau dans le circuit après avoir installé un purgeur

Alors l'installation des purgeurs doit être comme suit :



Figure 90: Solution théorique choisie

Réalisation de la solution pour les quatre compresseurs :



Figure 91: Purgeurs installés pour les quatre compresseurs

Chapitre 5 : Les solutions proposées

3.2. Estimation des coûts :

Equipement	PU	besoin	Total
Purgeur	2000	4	8000 DH

IV. Etude de la 3eme proposition

1. Constatation

On a remarqué une chute de pression de l'air comprimé au niveau des canons à air de l'atelier cuisson à cause des points suivant :

La pression au niveau des canons ne dépasse pas 5 bar au max dans tous les canon à cause de l'Insuffisance d'air comprimé réservé dans le réservoir ce qui a provoqué le fonctionnement presque continue des 04 compresseurs y compris le Stand-by.

2. Analyse du circuit existant

2.1. Schéma des compresseurs de la zone cuisson :

Dans le graphe ci-joint vous trouvez Schéma des compresseurs de la zone cuisson :

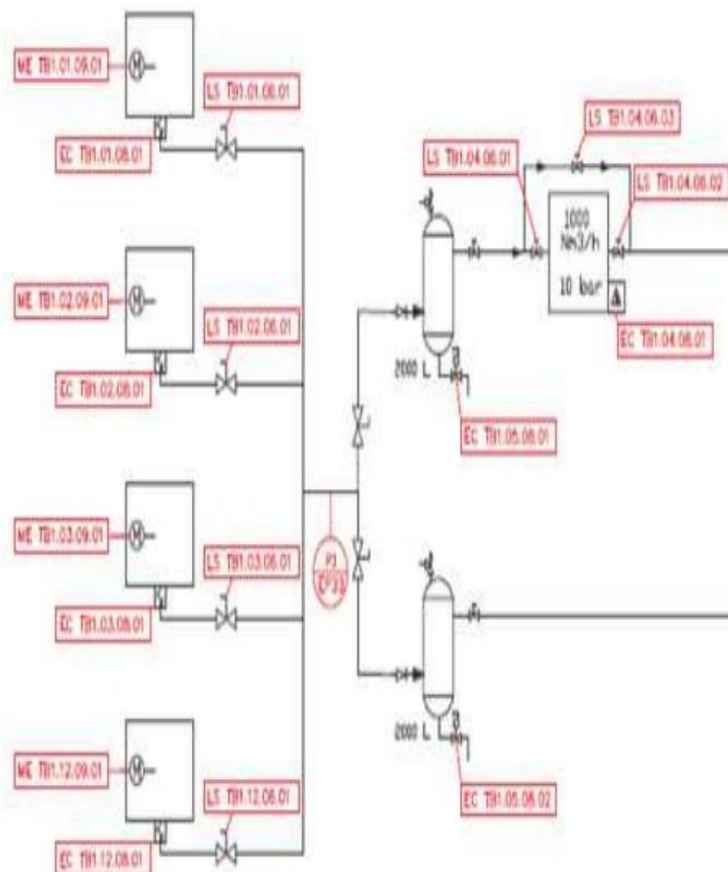


Figure 92: Schéma des compresseurs de la zone cuisson

2.2. Consommation dans le circuit

2.2.1. Liste des airs chocs installés sur la tour de préchauffage

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Dans le tableau ci-joint vous trouvez la liste des canons de la zone tour de préchauffage :

CARACTERISTIQUE DES AIRCHOCs TOUR PRECHAUFFAGE								
N°	Type	N° Série	V	Ps	Ph	T min	T max	CE
1	1001535 A	34155031	100 L	10	15	-20	120	09-0060
2	1001535 A	34148007	100 L	10	15	-20	120	08-0060
3	1001535 A	34146036	100 L	10	15	-20	120	08-0060
4	1001535 A	34155015	100 L	10	15	-20	120	09-0060
5	1001535 A	34146024	100 L	10	15	-20	120	08-0060
6	1001535 A	34148015	100 L	10	15	-20	120	08-0060
8	1001535 A	34155029	100 L	10	15	-20	120	09-0060
10	1001535 A	34146022	100 L	10	15	-20	120	08-0060
11	1001535 A	34148018	100 L	10	15	-20	120	08-0060
12	1001535 A	34146027	100 L	10	15	-20	120	08-0060
13	1001535 A	34155018	100 L	10	15	-20	120	09-0060
14	1001535 A	34146025	100 L	10	15	-20	120	08-0060
15	1001535 A	34155012	100 L	10	15	-20	120	06-0060
18	1001535 A	34155005	100 L	10	15	-20	120	09-0060
19	1001535 A	34155036	100 L	10	15	-20	120	06-0060
20	1001535 A	34155023	100 L	10	15	-20	120	09-0060
21	1001535 A	34148020	100 L	10	15	-20	120	08-0060
22	1001535 A	34148013	100 L	10	15	-20	120	08-0060
23	1001535 A	34155020	100 L	10	15	-20	120	09-0060
24	1001535 A	34148002	100 L	10	15	-20	120	08-0060
25	1001535 A	34146013	100 L	10	15	-20	120	08-0060
26	1001535 A	34148014	100 L	10	15	-20	120	08-0060
27	1001535 A	34146011	100 L	10	15	-20	120	08-0060
28	1001535 A	34194006	100 L	10	15	-20	120	10-0060
29	1001535 A	43194051	100 L	10	15	-20	120	10-0060
31	1001535 A	43194024	100 L	10	15	-20	120	10-0060
32	1001535 A	43194019	100 L	10	15	-20	120	10-0060
16	501030	34142041	50 L	12	18	-20	120	08-0060
17	501030	34142029	50 L	12	18	-20	120	08-0060
5	1001535 A	64944009	100 L	10	15	-20	120	13-0060
5	1001535 A	64944029	100 L	10	15	-20	120	13-0060
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****
5	1001535 A	****	100L	10	15	-20	120	****

Figure 93: La liste des canons des air-chocs de la zone tour de préchauffage

Dans les images ci-joints vous trouvez l'emplacement des canons à air sur la tour de préchauffage

Chapitre 5 : Les solutions proposées

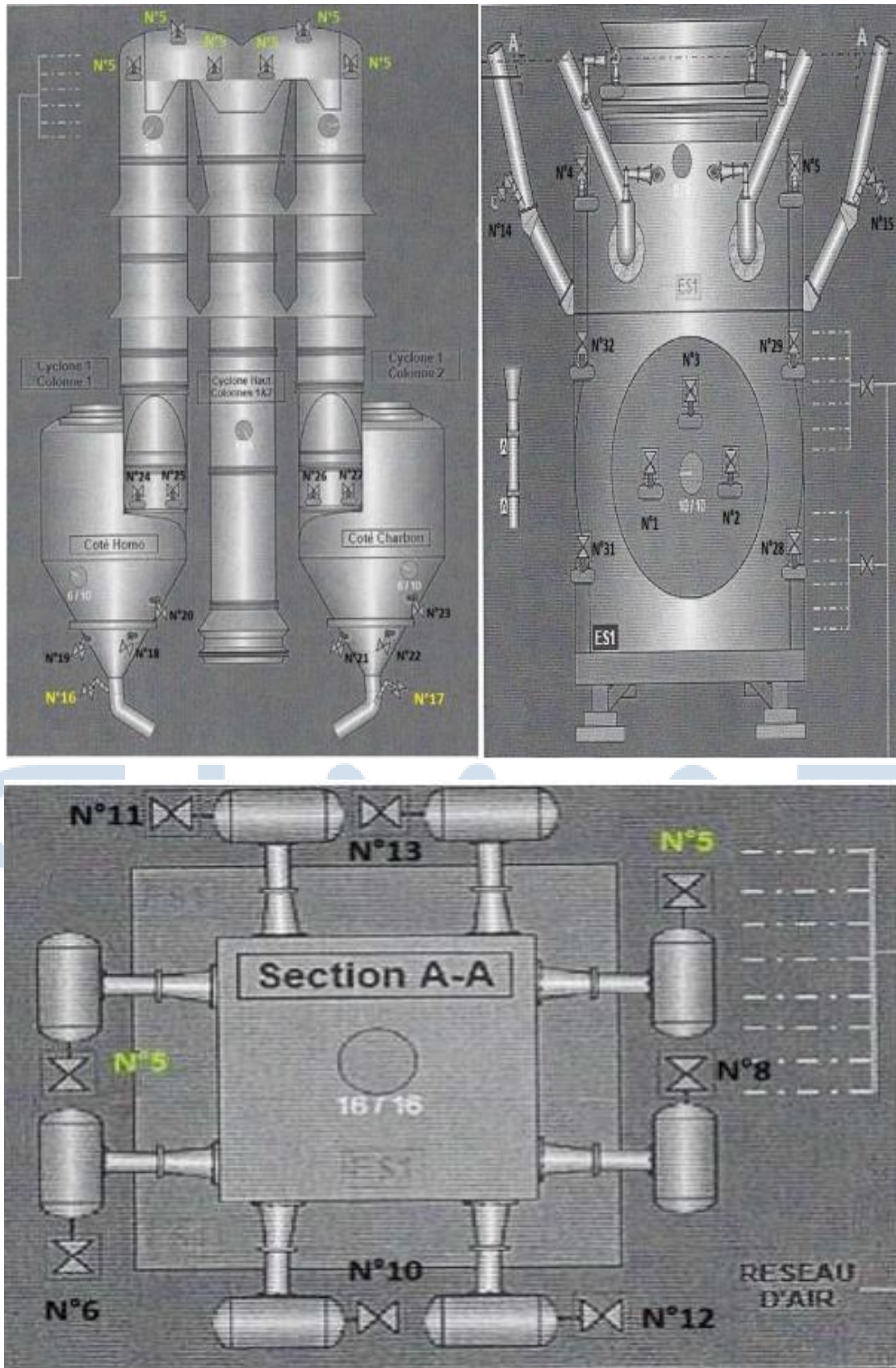


Figure 94: l'emplacement des canons sur la tour préchauffage

Chapitre 5 : Les solutions proposées

2.2.2. Les groupes des airs chocs

Dans le tableau ci-joint vous trouvez la liste groupes des canons a air de la zone tour de préchauffage :

	Zone	N°	Type	N° Série	Volume	Σ Volume
Groupe 1	BAF	1	1001535 A	34155031	100 L	900 L
		2	1001535 A	34148007	100 L	
		3	1001535 A	34146036	100 L	
		4	1001535 A	34155015	100 L	
		5	1001535 A	34146024	100 L	
		28	1001535 A	34194006	100 L	
		29	1001535 A	43194051	100 L	
		31	1001535 A	43194024	100 L	
		32	1001535 A	43194019	100 L	
Groupe 2	Retreint	6	1001535 A	34148015	100 L	800L
		8	1001535 A	34155029	100 L	
		10	1001535 A	34146022	100 L	
		11	1001535 A	34148018	100 L	
		12	1001535 A	34146027	100 L	
		81	1001535 A	**	100 L	
		82	1001535 A	**	100 L	
		13	1001535 A	34155018	100 L	
Groupe 3	Cyclone bas col-1	14	1001535 A	34146025	100 L	350L
		18	1001535 A	34155005	100 L	
		19	1001535 A	34155036	100 L	
		20	1001535 A	34155023	100 L	
		16	501030	34142041	50 L	
Groupe 4	Cyclone bas col-2	15	1001535 A	34155012	100 L	450L
		21	1001535 A	34148020	100 L	
		22	1001535 A	34148013	100 L	
		23	1001535 A	34155020	100 L	
		17	501030	34142029	50 L	
Groupe 5	Cyclone haut col-1&2	24	1001535 A	34148002	100 L	400L
		25	1001535 A	34146013	100 L	
		26	1001535 A	34148014	100 L	
		27	1001535 A	34146011	100 L	
Groupe 6	Rideau farine	07	1001535 A	**	100 L	200L
		09	1001535 A	**	100 L	
Groupe 7	Précalcinateur	92	1001535 A	**	100 L	600L
		93	1001535 A	**	100 L	
		94	1001535 A	**	100 L	
		95	1001535 A	**	100 L	
		96	1001535 A	**	100 L	
		97	1001535 A	**	100 L	

Figure 95: La liste groupes des canons a air de la zone tour de préchauffage

Chapitre 5 : Les solutions proposées

2.2.3. Sélection des vannes de ringardage

La sélection des vannes de ringardage de la tour se fait par étage et 02 vannes à la fois :

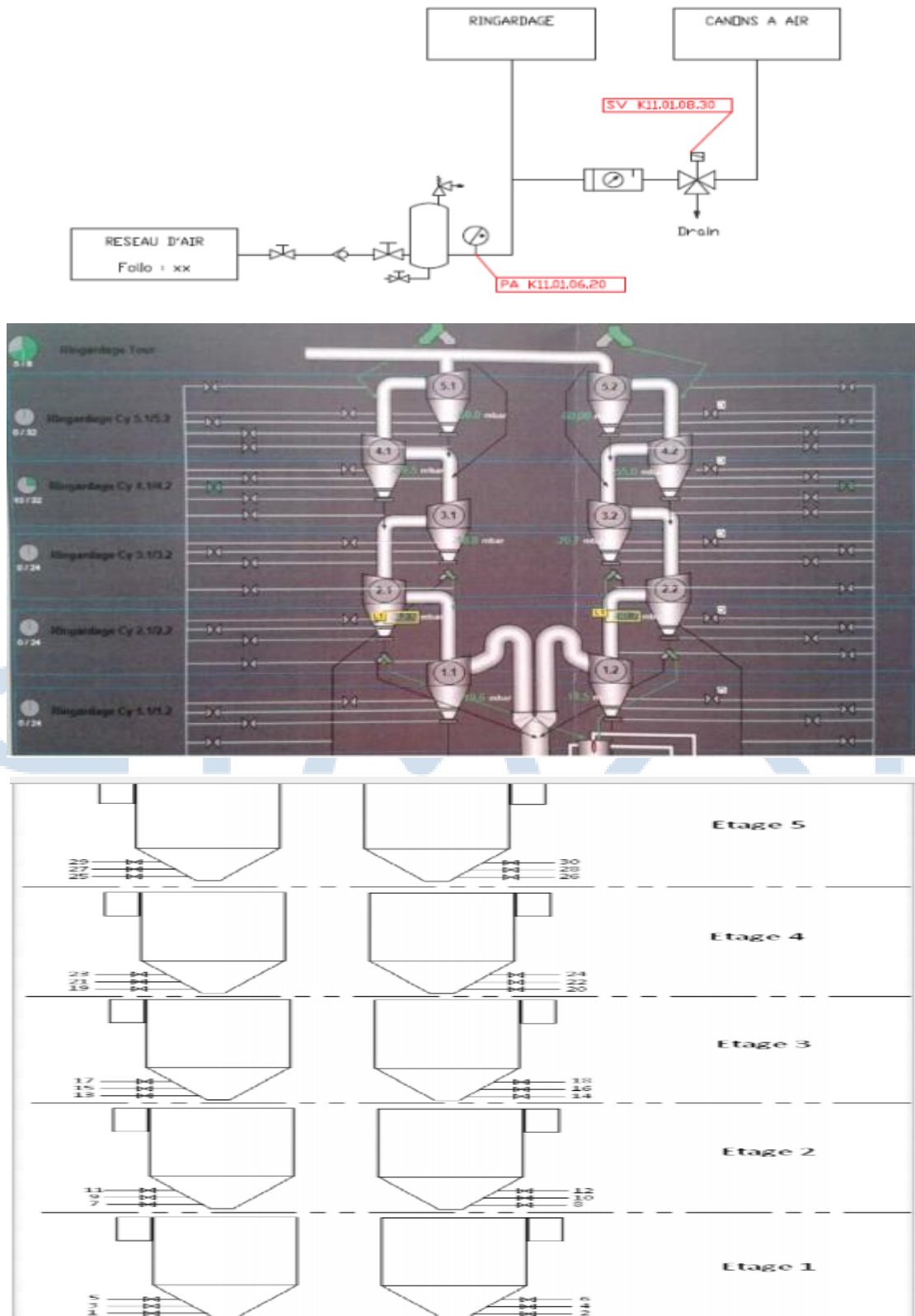


Figure 96: Emplacement des vannes de ringardage

4. La solution proposée

Chapitre 5 : Les solutions proposées

3.1. Etude des réservoirs a installés

- La solution proposée est de placer un réservoir d'air comprimé pour chaque groupe air choc et ringardage tant que :

$$V_{reservoir} > \sum V_{airchoc} + V_{ringardage}$$

Équation 20: Condition sur le volume du réservoir à installer

- Le dimensionnement des réservoirs :

Groupe	$V_R + V_{RN}$	Emplacement
01	900+100=1000L	BAF
02	800+100=900L	Retreint
03	350+100=450L	Cyclone bas col-1
04	450+100=500L	Cyclone bas col-2
05	400+100=500L	Cyclone haut col-1&2
06	200+100=300L	Rideau farine
07	600+100=700L	Pré-calciateur

Tableau 6: Le dimensionnement des réservoirs

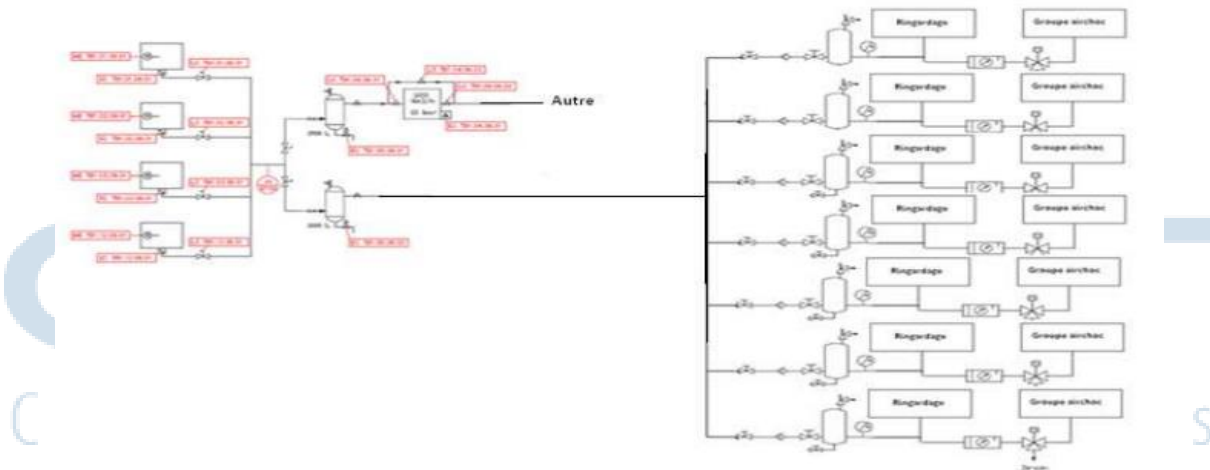


Figure 97: Les nouveaux réservoirs installés

Puisque le marché ne nous offre pas beaucoup de choix alors le dimensionnement des réservoirs d'air comprimé sera :

Groupe	$V_R + V_{RN}$	Emplacement
01	1000L	BAF
02	1000L	Retreint
03	1000L	Cyclone bas col-1
04	1000L	Cyclone bas col-2
05	1000L	Cyclone haut col-1&2
06	500L	Rideau farine
07	1000L	Pré-calciateur

Tableau 7: nouveau dimensionnement des reservoirs

3.2. Etude des conduites a installés

Chapitre 5 : Les solutions proposées

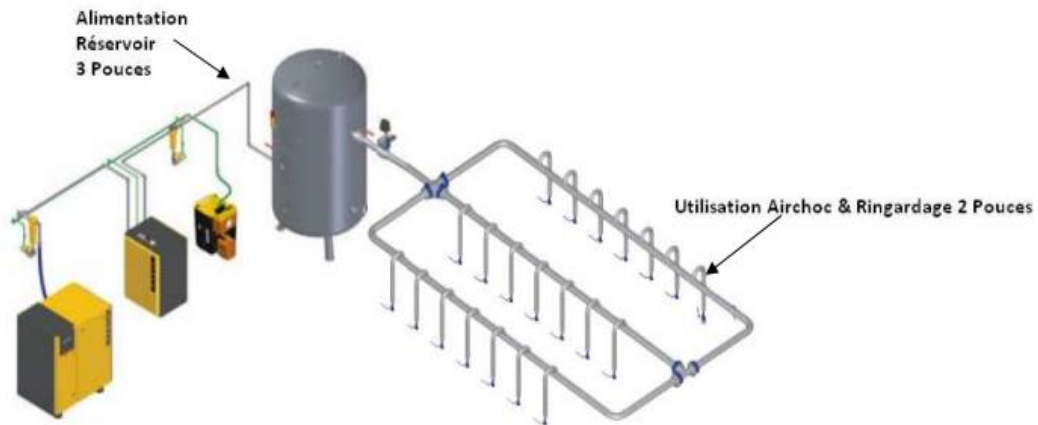


Figure 98: Conduites a installés

3.2.1. Calcul :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Équation 21: La surface des conduites

On a : $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ pour $d=3$ Pouches $=25.4 \cdot 3=76.2\text{mm}$

Donc :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0.00455\text{m}^2$$

On a $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ pour $d=2$ Pouches $=25.4 \cdot 2=50.8\text{mm}$

Donc :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0.00202\text{m}^2$$

$$D = V \cdot S$$

Équation 22: Débit de l'air comprimé dans les conduites

Le débit entrant $D = V \cdot S_E$

Le débit sortant $D = V \cdot S_S$

Donc :

$$D_E > D_S$$

Conclusion 1 :

Puisque le débit entrant est plus grand que celui sortant cela indique que l'alimentation du réservoir et la distribution de l'air comprimé sur les nouveaux ballons installés va être équilibré de telle façon que les compresseurs ont plus de temps pour récupérer le débit consommé.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

3.3. Comparaison Avant /Après

- Une comparaison du volume total réservé avant et après l'emplacement des réservoirs

Avant : Le volume réservé pour l'utilisation est $\Delta_{V_1} = 2000L$

Après : Le volume réservé pour l'utilisation est $\Delta_{V_2} = \Delta_{V_2} + 6500L = 8500L$

3.4. Taux d'amélioration :

$$\frac{\Delta_{V_2}}{\Delta_{V_1}} \cdot 100$$

Équation 23: Taux d'amélioration

$$\frac{\Delta_{V_2}}{\Delta_{V_1}} \cdot 100 = \frac{8500}{2000} = 425\%$$

On a pour un temps de cycle de 10 min :

Avant : Le volume nécessaire pour ce cycle est de $V_{RIN} + V_{AC} = 4400L$

Le volume du réservoir est 2000L

Donc :

$$\frac{2000}{4400} = 0,45 = 45\% = -65\%$$

- **Le réservoir satisfait 45% des besoins de cycle alors 65% récompensé par le compresseur**

Après : Le volume nécessaire pour ce cycle est de $V_{RIN} + V_{AC} = 4400L$ Le volume des réservoirs est 8500L

Donc :

$$\frac{8600}{4400} = 1,93 = 193\%$$

- **Le réservoir satisfait 100% des besoins de cycle et 93% du cycle prochain**

Conclusion 2 :

Après la comparaison entre l'état initial et l'état actuel, il est clair que l'installation des réservoirs a équilibré le manque en air comprimé.

3.5. Détermination du volume des fuites Avant/Après

On a :

Chapitre 5 : Les solutions proposées

$$V_L = \frac{V_K \cdot \sum t_x}{T}$$

Équation 24: Volume des fuites

Avec :

V_L volume de fuite $\left(\frac{m^3}{min}\right)$

V_K debit du compresseur $\left(\frac{m^3}{min}\right)$

$\sum X = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$
 + t_5 duree de fonctionnement en charge du compresseur (min)

T duree totale (min)

Donc :

$$V_{L1} = \frac{V_{K1} \cdot \sum T_1}{T}$$

Et

$$V_{L2} = \frac{V_{K2} \cdot \sum T_2}{T}$$

Et : V_{K2} V_{K2} $\left(\frac{m^3}{min}\right)$ debit d'air du compresseur (des trois compresseurs sans tenir compte le 4eme compresseur)

V_{L1} : volume de fuite $\left(\frac{m^3}{min}\right)$ avant l'amelioration

V_{L2} : volume de fuite $\left(\frac{m^3}{min}\right)$ apres l'amelioration

$$\frac{V_{L1}}{V_{L2}} = \frac{\sum T_1}{\sum T_2}$$

D'après la comparaison des volumes entre Avant /Après on constate que :

- **AV-** Le réservoir satisfait 45% des besoins de cycle alors 65% récompensé par le compresseur
- **AP-** Le réservoir satisfait 100% des besoins de cycle et 93% du cycle prochain

On constate que :

$$\sum T_2 = 0,5 \sum T_1 \text{ donc } V_{L1} = 2V_{L2}$$

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Conclusion 3 :

Après le calcul de fuite on constate qu'après l'amélioration le volume de fuite à diminuer de $\frac{1}{2}$ de sa valeur initiale.

3.6. Estimation du cout des réservoirs et des conduites

EQUIPEMENTS	PU	BESOIN	TOTAL (HT)
Tube en acier galvanisé 3 pouces sans soudure et pression nominale 16 bar (longueur de tube de 5.80 ml)	140.00/ml	5.8*5	<u>4 060.00 Dhs</u>
Tube en acier galvanisé 2 pouces sans soudure et pression nominale 16 bar (longueur de tube de 5.80 ml)	95.00/ml	5.8*3 1	<u>653.00 Dhs</u>
Réservoir de 500l traitement peint : - capacité : 500 L - pression de service : 11 bar - équipé de soupape de sécurité, manomètre et vanne de purge - livré avec certificat d'épreuve service des mines	9 945.00	01	<u>9 945.00 Dhs</u>
Réservoir de 1000l traitement peint : - capacité : 1000 L - pression de service : 11 bar - équipé de soupape de sécurité, manomètre et vanne de purge - livré avec certificat d'épreuve service des mines	16 575.00	06	<u>99 450.00 Dhs</u>
<u>Somme</u>			<u>115 108.0 Dhs / HT</u>

5. Realisation de la solution

4.1. Présentation de la solution :



Figure 99: Ballon d'air de volume 500L et 1000L

- Montage du réservoir :

Chapitre 5 : Les solutions proposées



Figure 100: Réservoir monté



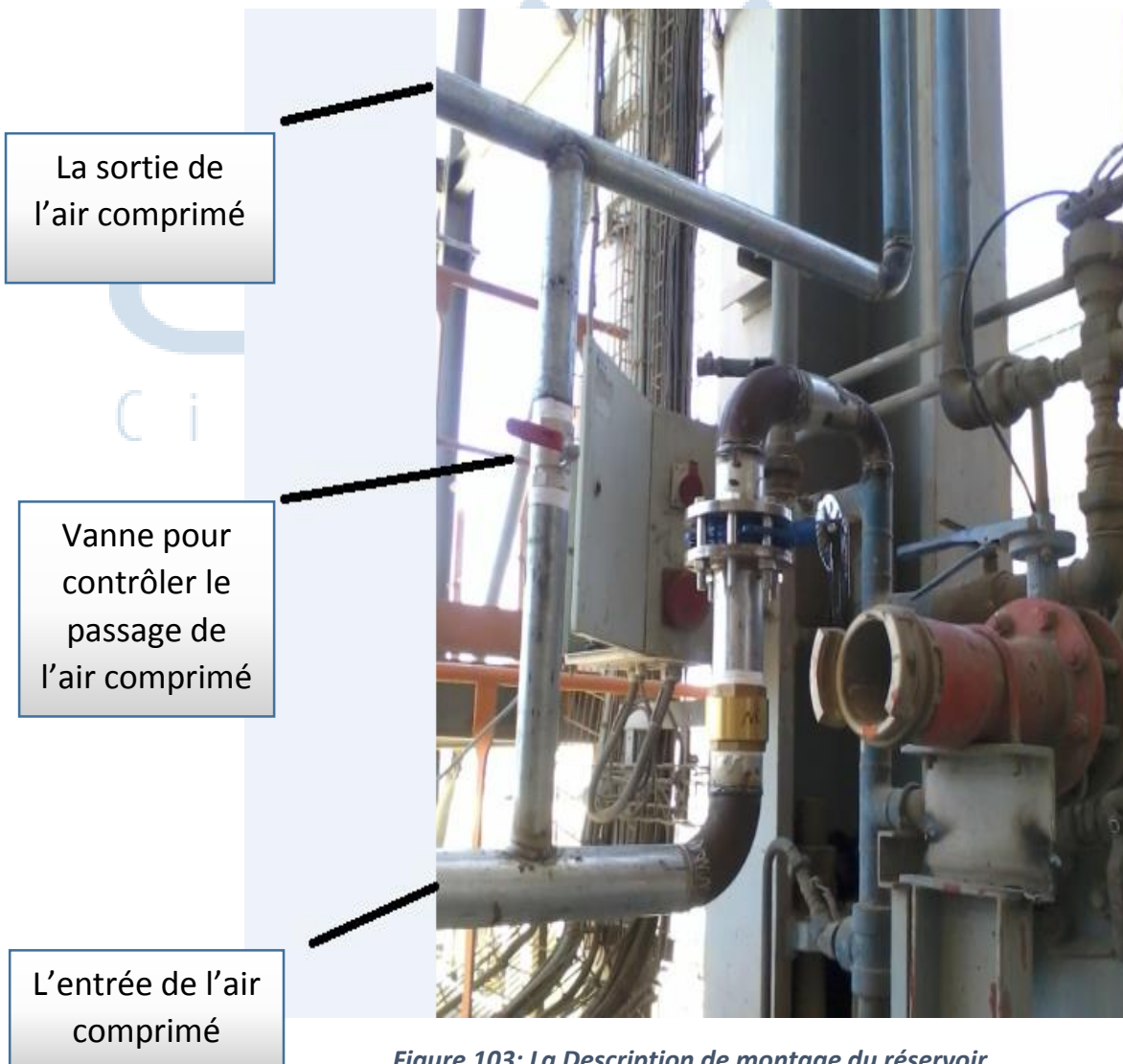
Figure 101: L'ajout de la vanne de réglage de pression ($P_{max}=12bar$)

Chapitre 5 : Les solutions proposées



Source de l'air comprimé (conduite liée a la salle des compresseurs)

Figure 102: La liaison entre la salle des compresseurs et le ballon installé



La sortie de l'air comprimé

Vanne pour contrôler le passage de l'air comprimé

L'entrée de l'air comprimé

Figure 103: La Description de montage du réservoir

Chapitre 5 : Les solutions proposées

4.2. Rentabilité :

Le taux de marche du 4eme compresseur

Voici la Consommation Électrique des compresseurs pendant le mois juin 2014 d'après le logiciel KM

Suivi compresseur ligne cuisson							
Date-Heure	Compresseur	Pression	Heure de Marche	Nbre Start	Real Energie (Kwh)		(Mwh)
		BAR	H	START	A VIDE	EN CHARGE	CUM_ENERGIE
01.06.2014 06:00	TB1.01.08.01	7,77	649,30	310,00	10 168,00	63 366,13	73,53
01.06.2014 06:00	TB1.02.08.01	7,77	649,57	2 636,00	1 504,57	78 276,53	79,78
01.06.2014 06:00	TB1.03.08.01	7,77	715,93	382,00	201,00	88 539,77	88,74
01.06.2014 06:00	TB1.12.08.01	7,77	719,78	6,00	8 069,41	75 905,73	83,98
01.06.2014 06:00	Consommation ToT						326,03

Pour le 4ème compresseur :

- Heure de Marche : **649,30 H / Mois**
- Σ ENERGIE : **73,53 (Mwh) / Mois**

Concernant les heures de marche :

On a **649,30 H / Mois**

Donc **12*649,30 = 7755.6 H / Année**

Les couts de maintenance pour 7755.6H = **63 914.00 Dhs**

Concernant l'énergie consommée :

On a **73,53 (Mwh) / Mois**

Donc **73,53*12 = 882.36 (Mwh) / Année**

Le cout de l'énergie électrique consommée pour une année est :

Puissance(Kwh)	Cout DH	Somme DH
882,36*10 ³	0,65	573534

Dépenses par année :

Entretien + consommation = 637 448.0 Dhs

Conclusion :

D'après cette étude :

- Le cout de la nouvelle installation est **115 108.0 Dhs / HT**
- Le cout de dépenses annuelles pour le 4 eme compresseur est **637 448.0 Dhs**

Et

115 108.0 / 637 448.0 = 18 %

- Donc le cout de cette amélioration représente : **18 %** de la somme totale de dépenses annuelles du 4ème Compresseur

Chapitre 5 : Les solutions proposées

- Le fonctionnement soulagé des trois compresseurs
- Le 4ème Compresseur en stand-by

Heures de marche avant l'amélioration	Heures de marche après l'amélioration
19h/jr	1,5h/jr

- Le maintien de la pression de service au niveau du circuit des airs chocs et du ringardage

Pression du circuit avant l'amélioration	4.5bar
Pression du circuit après l'amélioration	7bar
Durée de remplissage des air-choc avant l'amélioration	20s
Durée de remplissage des air-choc après l'amélioration	10s



Conclusion générale

Notre projet de fin d'études consistait à faire une analyse détaillée de la marche anormale des compresseurs de la zone cuisson, dans le but de déterminer les causes principales de celle-ci.

Nous avons effectué, dans un premier temps, une étude et des calculs qui nous ont permis de constater que le manque d'air comprimé dans la zone cuisson n'était pas à cause des fuites ou des pertes de charges car nous avons arrivé à trouver que ces derniers sont infiniment négligeables.

D'ailleurs, à travers l'étude de l'historique de la maintenance des quatre compresseurs, il s'est avéré que l'air comprimé produit par les compresseurs ne satisfait pas le besoin des consommateurs de la zone cuisson, et que le STAND-BY a subi plusieurs interventions de réparation du clapet anti-retour ceci peut mener à la conclusion qu'il y a un facteur influençant sur cet équipement.

Par la suite, l'analyse détaillée des facteurs agissant sur les équipements des compresseurs et la conception de la tuyauterie liée à l'installation nous a permis de conclure que la phénomène qui a mené à la défaillance des compresseurs est l'existence de condensat dans la conduite principale de la tuyauterie.

Finalement, Pour éliminer les problèmes rencontrés et garantir un bon fonctionnement des compresseurs de la zone cuisson nous avons proposés les solutions suivantes :

- changer la conception de la conduite par la création d'une pente dans celle-ci dans le but d'évacuer le condensat et réaliser une pique par le haut afin d'éviter l'arrivée de l'eau à l'intérieure du compresseur d'une manière radicale.
- Implantation des purgeurs de vapeur dans la conduite principale
- Etude d'ajout des réservoirs d'air comprimé sur la tour de préchauffage

Ce projet de fin d'étude nous a permis de se familiariser avec le milieu professionnel et développer les aspects techniques acquis tout long de notre formation. C'était une expérience intéressante où on a pu acquérir un ensemble de connaissance sur l'analyse et la résolution des problèmes techniques et des expériences en matière de recherche et documentation.

En effet ce projet nous a permis de se familiariser avec le logiciel de simulation CATIA V5.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Bibliographie

- [1] : DROUIN GILBERT, GOU MICHEL, THIRY PIERRE, VINET ROBERT, Eléments de machines, deuxième édition, Ecole polytechnique de Montréal, 1986, pp.74, 50, 51.
- [2] : MICHEL F.ASHBY, Choix des matériaux en conception mécanique, deuxième édition, Dunod, pp.264.
- [3] : Formation CIMAT : Processus de fabrication du ciment CIMAT.
- [4] : POLYSIUS S.A.S, 1492 CIMATFA2 -Formation procédé : Broyage cru, CIMAT Ben Ahmed, 2011.
- [5] : POLYSIUS S.A.S, Formation mécanique : Broyage cru- hydraulique Broyeur vertical, CIMAT-Ben Ahmed, 2011.
- [6] : POLYSIUS S.A.S, Formation mécanique : Broyage cru- Conception du Broyeur vertical, CIMAT-Ben Ahmed, 2011.
- [7] : 1491 – CIMATFA-utilités : Caractéristiques techniques des composantes, CIMAT Ben Ahmed
- [8] : 0702_6_Leitfaden_Druckluft_f_(6.2.07) :Mesures d'optimisation en matière d'air comprimé
- [9] : Fiches produits - Aciers de construction FR : Caractéristiques mécaniques et chimiques des aciers de construction
- [10] : 8246-guide-air-comprime-atee : Conception/rénovation des réseaux, exploitation et gestion d'une installation existante
- [11] : KAESER France – Calcul des pertes de charge : application de calcul de perte de charge
- [12] : KAESER France – Calcul du coût des fuites : application de calcul du coût des fuites
- [13] : KAESER France – Conversion Normaux m³ : application de Conversion Normaux m³
- [14] : Les étapes de la fabrication du ciment cle5d8828
- [15] : lyceejdarc.org/Hydraulique : pertes de charges
- [16] : standard de la tuyauterie KAESER France
- [17] : CERIB Edition : dimensionnement des canalisations pour assurer leur performance hydraulique, 185 E, 2009
- [18] : Séminaire VSA/EPFL Hydraulique des canalisations, Lausanne, 2013 : calcul du rayon hydraulique
- [19] : FORMULAIRE Saint GOBAIN canalisation hydraulique, Editions Lavoisier-TEC & DOC 1989
- [20] : TLV spécialiste de la vapeur : types et utilisation des purgeurs à vapeur
- [21] : Contraintes et déformations dans les poutres ESTP - Cours de Résistance des Matériaux : théorie des poutres et contraintes aux fibres extrêmes
- [22] : Orizon business économie innovation 2&3 octobre 5eme édition 2013: Importance de l'air comprimé
- [23] : Economies d'énergie dans l'industrie, service public de Wallonie : le circuit d'air comprimé
- [24] : Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique, François POYET : Air comprimé dans l'industrie
- Webographie :
- www.air-comprime.ch
- www.kaeser.fr
- fr.wikipedia.org/

Chapitre 5 : Les solutions proposées

ANNEXES

Annexe 1 : Méthodes de contrôle de fuite

1. Contrôle des fuites dans les réservoirs:

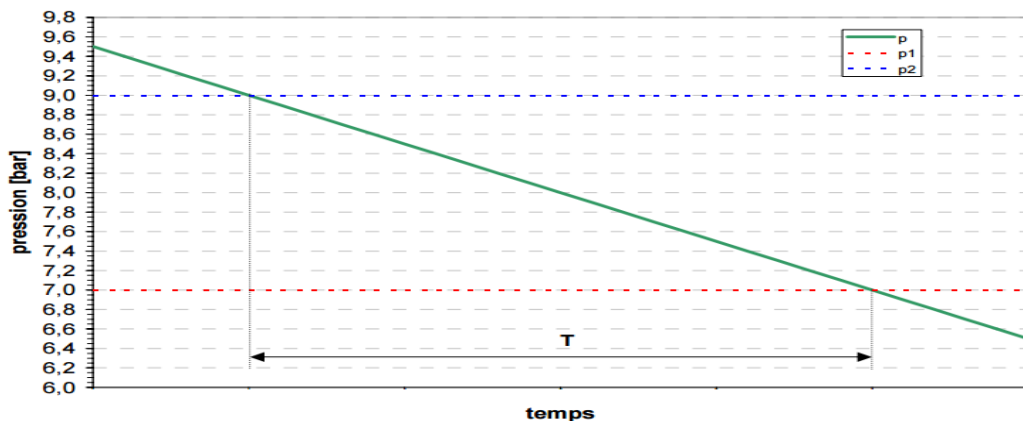
Les fuites d'air comprimé sont la cause du plus fréquent et plus important gaspillage dans le domaine de l'air comprimé, la part de la fuite est souvent méconnue, dans la suite on va proposer des méthodes simples pour déterminer ces fuites.

Conséquences importantes des fuites d'un système sont :

- des coûts d'exploitation augmentent ;
- la durée de travail des compresseurs s'accroît ;
- la fréquence des interventions de maintenance s'accélère ;

1.1. Méthode de vidage du réservoir:

- ✓ Régler la pression du réseau et du réservoir à la pression maximum admissible en veillant à tout ce que les récepteurs soient hors service de façon à ce que le réseau ne soit plus alimenté
- ✓ Mesurer ensuite le temps nécessaire pour que la pression diminue en raison des fuites (choisir librement les deux pressions entre lesquelles on effectue la mesure)



$$V_L = \frac{V_B \cdot (P_A - P_E)}{t}$$

Avec :

V_L débit de la fuite

V_B volume du réservoir

P_A pression dans le réservoir au début de la mesure

P_E pression dans le réservoir à la fin de la mesure

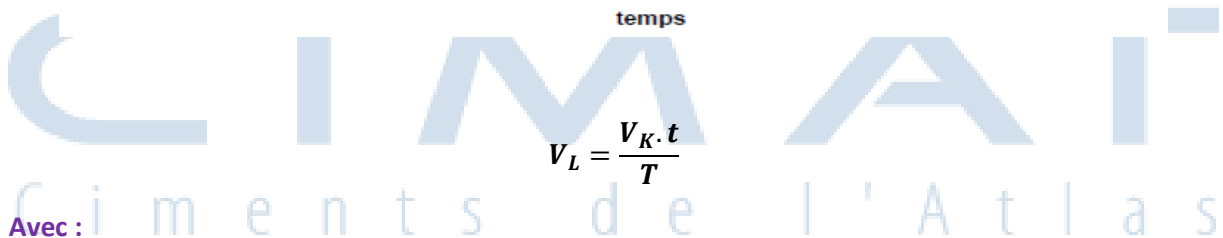
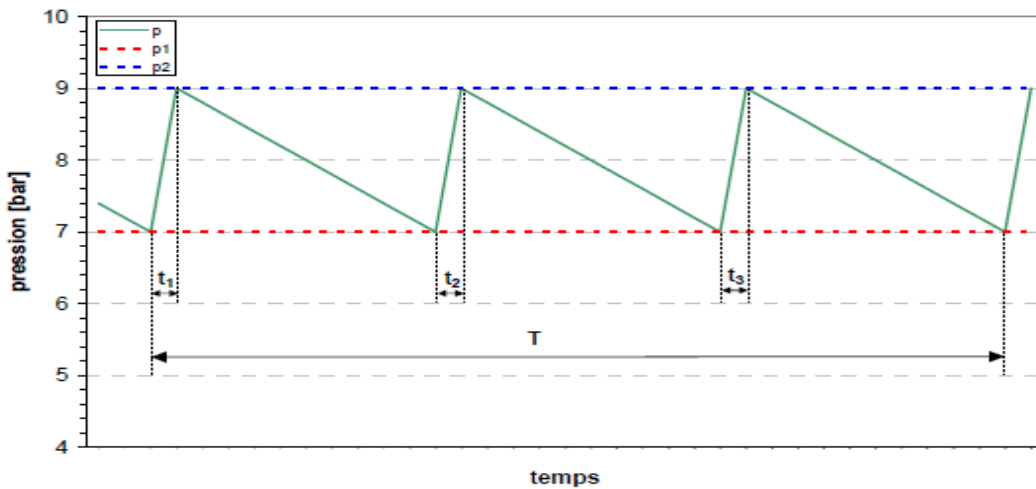
T temps de la mesure

Chapitre 5 : Les solutions proposées

1.2. Méthode de la durée de fonctionnement du compresseur:

La mesure est réalisée de la façon suivante :

Après avoir mis tous les récepteurs et le compresseur exception faite de celui nécessaire à la mesure hors service, on doit relever l'évolution de la pression dans le système au cours du temps. Pendant le temps t_i le compresseur en charge et alimente le système ce qui fait augmenter la pression du système, une fois la pression maximale est atteinte, le compresseur s'arrête et la pression se met à baisser en raison des fuites jusqu'à ce que la pression minimale soit atteinte et que le compresseur se remette en charge.



$$V_L = \frac{V_K \cdot t}{T}$$

Avec :

V_L débit de fuite m^3/min

V_K débit du compresseur m^3/min

t temps de fonctionnement du compresseur en charge min

T durée totale de la mesure min

Annexe 2 : Mesures d'optimisation en matière d'air comprimé

1. Supprimer les fuites:

Les fuites dans le système sont la principale source de pertes pour une large part des installations. Des études montrent que 25 à 60% de l'air comprimé produit est perdu en raison de fuites. Même les installations soigneusement entretenues ont régulièrement des fuites. Il est toujours profitable d'accorder une attention toute particulière à ce que le système soit hermétique et exempt de fuites.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Si l'installation présente une perte d'air comprimé de 10% ou plus, il est urgent de prendre des mesures. Dans le cas d'installations comportant un vaste système de conduites complexe et largement ramifié, il est particulièrement recommandé d'établir la proportion de fuites, avant de repérer l'endroit précis de celles-ci. Les conséquences importantes des fuites d'un système sont :

- des coûts d'exploitation augmentent ; la durée de travail des compresseurs s'accroît ; la fréquence des interventions de maintenance s'accélère ;
- au moment de leur remplacement, les compresseurs sont surdimensionnés, ce qui entraîne des investissements inutiles pour les compresseurs et le travail de préparation.

Comment déterminer la proportion de fuites

Afin de savoir si plus de 10% d'air comprimé se perd dans votre système en raison de fuites, le plus simple est de le contrôler en examinant le temps en charge de votre compresseur. Les observations suivantes constituent des indicateurs et vous livrent des signes de pertes excessives dues aux fuites dans le système :

- vous constatez que le compresseur travaille sans besoin d'air comprimé (p. ex. le dimanche matin);
- vous constatez sur la base des heures d'exploitation que le compresseur travaille durant plus de 10% du temps en dehors des heures de production;
- vous constatez que le compresseur travaille plus de 6 heures durant le week-end (de vendredi 18.00 à lundi 06.00).

Comment éliminer les fuites de manière professionnelle

Éliminez les fuites repérées et dûment marquées dans le système comme suit :

- fuites dans les raccords: revissez les raccords desserrés et remplacez les pièces périmées devenues perméables;
- fuites dans les O-Ring : insérez correctement des O-Ring en parfait état et remplacez ceux qui sont endommagés;
- fuites au niveau des couplages: remplacez;
- fuites dans les embouts: remplacez;
- fuites aux colliers de serrage: resserrez ou remplacez;
- fuites aux tuyaux flexibles: changez les tuyaux cassants et perméables (p. ex. les tuyaux friables en PVC) ou raccourcissez-les;
- fuites aux soupapes ou aux cylindres: faites réparer ou remplacer la soupape ou le cylindre par le spécialiste;
- fuites dans les actionneurs pneumatiques: remplacez les joints.

Chapitre 5 : Les solutions proposées

- fuites aux unités de maintenance ou aux filtres des points terminaux: remplacez les joints.

2. Optimiser la pression du réseau :

Une pression excessive de un bar dans le système d'air comprimé augmente de 7% les coûts énergétiques sans apporter d'utilité supplémentaire. Plus le potentiel de réduction de la pression est grand, plus la marge d'économies possibles est importante. En outre, les pertes dues aux fuites diminuent si la pression baisse. Dans les installations comptant un seul compresseur, le mécanicien d'exploitation peut optimiser la pression du réseau. En revanche, optimiser la pression du réseau lorsque l'installation comprend plusieurs compresseurs est une entreprise exigeante qui requiert de l'expérience. En cas de doute, il est recommandé de recourir à un technicien de service.

Evaluation de la pression nécessaire du réseau

Une fois connu le consommateur requérant la plus forte pression d'exploitation, vous déterminez la pression voulue du réseau selon les règles générales ci-après. On trouvera des indications quant à la pression d'exploitation nécessaire au niveau des machines et des outils dans les feuilles de données relatives à l'installation. Dans ce contexte, il faut veiller à ce que, dans les anciennes installations, la baisse de pression dans les raccords de la machine ou de l'outil soit inférieure à 0,3 bar (les tuyaux étroits ou les mauvais couplages augmentent considérablement les pertes de pression).

On peut mesurer simplement la pression d'exploitation au niveau de la machine à l'aide d'un manomètre enfichable. La valeur déterminante est celle observée durant l'exploitation de l'installation, et non la pression statique, que l'on observe lorsque la machine est à l'arrêt.

Optimisation de la pression du réseau

La pression du réseau doit être réduite pas à pas à la valeur minimale requise (en particulier pour les installations vastes comportant de nombreux consommateurs différents).

A cet effet, procédez comme suit :

- abaissez le niveau de pression petit à petit, par exemple de 0,1 bar par semaine ;
- observez ensuite le fonctionnement de l'exploitation et les réactions des employés ;
- élevez le niveau de pression d'un cran dès que le fonctionnement de l'exploitation se détériore et/ou que les employés réagissent négativement ;
- achevez l'optimisation.

Réitérez l'opération chaque année

Il faudrait vérifier au moins une fois par an les exigences posées à la pression du réseau et au réglage de la pression.

Annexe 3 : Conseils d'investissement rentables

Chapitre 5 : Les solutions proposées

1. Installer un système de débranchement automatique
2. Installer des soupapes réductrices de pression
3. Remplacer les purgeurs de condensat temporisés
4. Munir les consommateurs permanents d'électrovannes
5. Equipement à faibles pertes

Annexe 4 : Conseils d'investissement rentables

1. Les aciers de construction

1.1. Définition et avantages :

Produits laminés à chaud suivant EN10025-2:2004, aciers à grains fins, et aciers à résistance améliorée à la corrosion atmosphérique suivant EN10025-5 : 2004. Les aciers de construction sont des aciers au carbone et au manganèse présentant un niveau minimal garanti de résistance (limite d'élasticité et résistance à la traction) et une résistance aux chocs répondant aux sollicitations sévères des structures. Ils présentent une bonne aptitude au soudage par tous les procédés conventionnels. Les aciers de construction soudables à grains fins peuvent être obtenus par laminage normalisant (N).

1.2. Utilisations et applications :



Les aciers sont destinés à la fabrication d'ensembles soudés ou mécano-soudés soumis à des niveaux de sollicitation importantes. Les applications typiques sont :

- Les ponts, les poutrelles, les pylônes, les charpentes en acier et autres ouvrages architecturaux,
- Les structures de machines-outils,
- Les mâts d'éclairage publics

Les tubes soudés et profilés pour la construction,

- Les ensembles mécano-soudés, chaudronnerie et autres applications,
- Les glissières de sécurité...

Les aciers de construction sont déclinables en aciers résistants à la corrosion atmosphérique (suivant EN10025-5:2004) apportant une excellente performance à la corrosion liée aux ambiances de type :

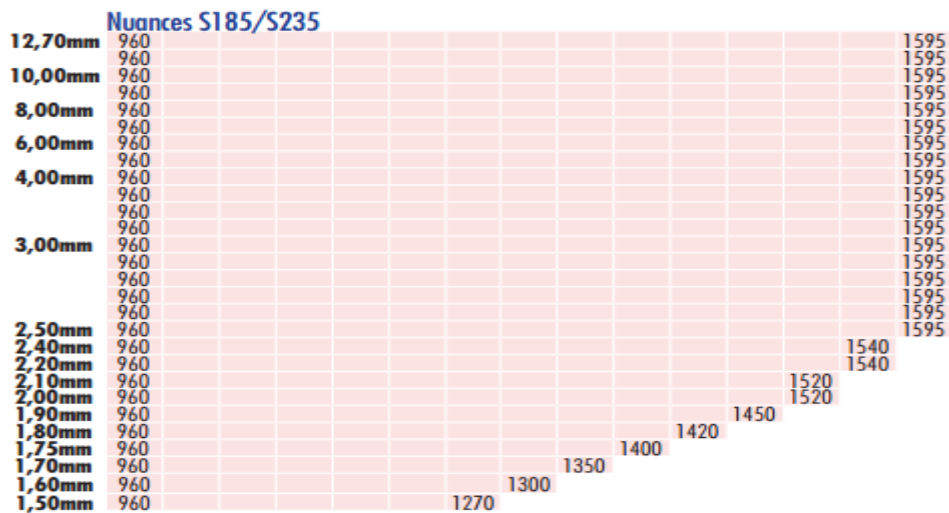
- Industrielles (Structures, cheminées, gaines de ventilation),

Chapitre 5 : Les solutions proposées

- Ferroviaires (Boggies, châssis),
- Maritimes (Navires, équipements portuaires, levage...).

1.3. Caractéristiques techniques :

Diagrammes dimensionnels



Annexe 5 : Notions sur le phénomène de la fatigue

1. L'endommagement par fatigue

Lorsqu'un matériau est soumis à une contrainte qui varie périodiquement avec le temps, la rupture peut se produire pour une valeur de la contrainte maximale bien inférieure à la charge de rupture (R_r) et même à la limite élastique (R_e). Une telle rupture est dite de fatigue. Elle peut être définie comme étant la détérioration irréversible des propriétés des matériaux avec l'application de cycles d'efforts variables dans le temps. L'importance technologique de la fatigue est considérable, du fait que de très nombreuses pièces sont soumises en service à des sollicitations cycliques. En général la fatigue se produit sans déformation plastique d'ensemble mais avec une déformation très localisée d'abord autour des défauts, au fond d'une entaille ou en surface ensuite à l'extrémité de la fissure une fois initiée. La nature de la fissuration est progressive, la rupture finale apparaît brutalement, raison pour laquelle l'estimation de la durée de vie d'une pièce est importante, déterminant la capacité de résistance à la fatigue des pièces appelée « endurance ».

1.1. Mécanisme de rupture par fatigue :

L'endommagement par fatigue mené jusqu'à la ruine de la pièce comprend trois stades d'importance variant suivant les matériaux et le système de sollicitation ces stades sont :

- Le stade de germination ou période d'amorçage ;
- Le stade de propagation ;
- Le stade de rupture brutale

1.2. Les grandeurs mécaniques caractéristiques de la fatigue

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Trois grandeurs mécaniques sont importantes pour étudier le comportement en fatigue d'une éprouvette.

- **La durée de vie** : nombre de cycles au bout duquel l'éprouvette casse sous une contrainte de valeur moyenne imposée ;
- **La limite de fatigue** : la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il n'est pas constaté de rupture après un nombre considéré infini de sollicitations ;
- **La limite d'endurance** : la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50% de rupture après un nombre fini N (appelé censure) de sollicitations en contraintes purement alternées (c'est-à-dire avec une contrainte moyenne nulle).

1.3. Chargement dynamique :

$$\text{Contrainte moyenne : } \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

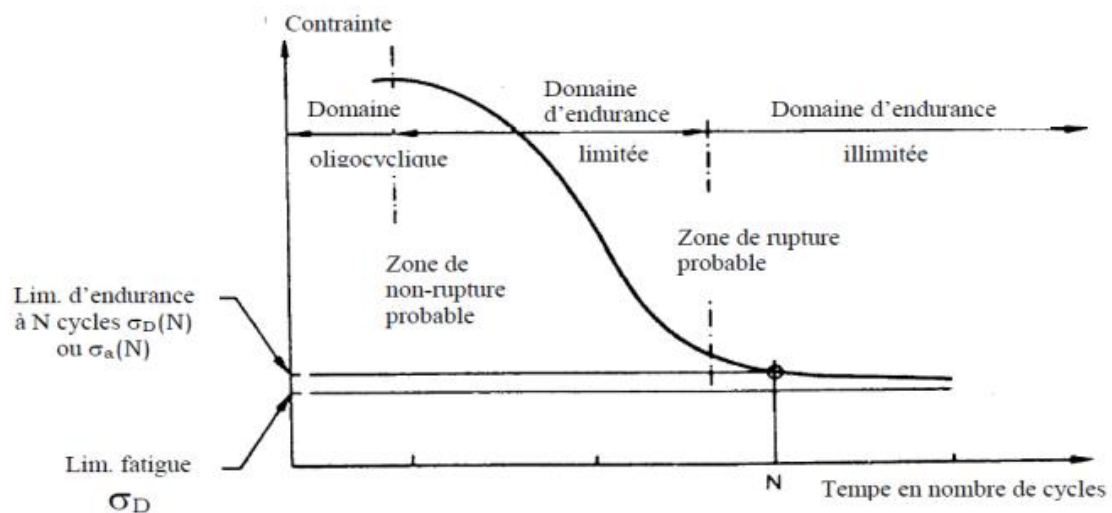
$$\text{Amplitude de la contrainte : } \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\text{Rapport contraintes : } R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

1.4. Diagramme d'endurance :

La durée de vie d'une pièce (ou d'une éprouvette) est caractérisée par le nombre de cycles à la rupture (N). La courbe de Whöler ou S-N représente la variation des contraintes dynamiques en fonction du nombre de cycles à la rupture, on porte en ordonnées les contraintes appliquées et en abscisse le logarithme décimal du nombre moyen de cycles à la rupture. Cette courbe divise le plan de coordonnées en trois domaines comme il est montré sur la figure, où le domaine de fatigue oligocyclique, sous fortes contraintes où les ruptures surviennent après un petit nombre de cycles $N \leq 10^5$ cycles, le domaine d'endurance limitée, les ruptures surviennent systématiquement après un nombre de cycles croissant avec la réduction de la contrainte $10^5 \leq N < 5 \cdot 10^6$ à 10^7 , et le domaine d'endurance illimitée sous faibles contraintes pour lesquelles la rupture ne se produit pas avant un nombre donné de cycles (10^7 , $3 \cdot 10^7$, et même 10^8 et 10^9) supérieure à la durée de vie envisagée de la pièce. Ce domaine présente un plateau qui détermine la limite d'endurance en dessous de laquelle il n'y a pas de rupture par fatigue.

Chapitre 5 : Les solutions proposées



Annexe 6 : Description des éléments du réseau

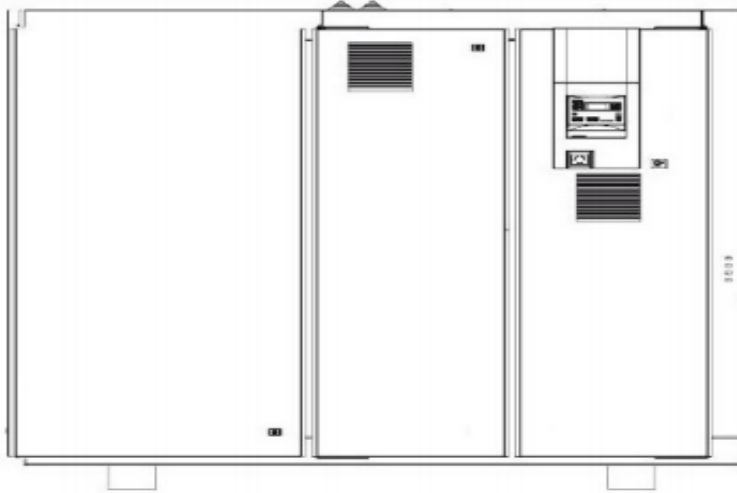
1. Description des principaux éléments

1.1. Compresseur d'air KAESER DSD 202 :

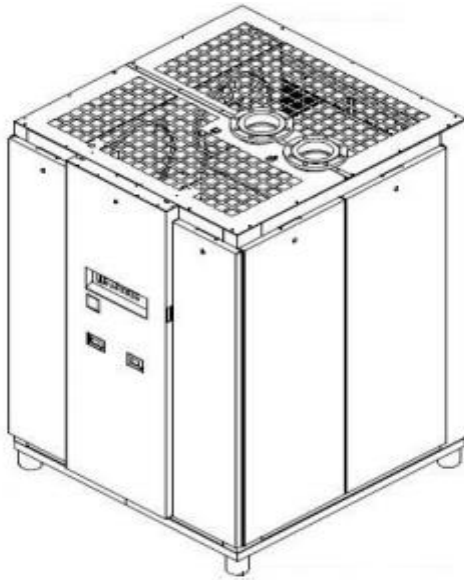
1.1.1. Fonctionnement du compresseur d'air :

L'air atmosphérique est aspiré à travers le filtre à air 8 où il est épuré. Il est ensuite comprimé dans le bloc de compression 5. Le bloc de compression est entraîné par un moteur électrique 3. L'huile de refroidissement est injectée dans le bloc de compression. Elle assure la lubrification des pièces en mouvement et l'étanchéité entre les rotors et le carter. Ce refroidissement direct dans la chambre de compression permet d'obtenir une faible température de refoulement. L'huile de refroidissement est séparée de l'air comprimé dans le séparateur air/huile 7 et refroidie dans le refroidisseur d'huile 9. Elle traverse le filtre à huile 4 puis est reconduite au point d'injection. La pression interne de la machine maintient l'huile en circulation. Une pompe individuelle n'est pas nécessaire. Une vanne thermostatique régule et optimise la température de l'huile de refroidissement. L'air comprimé éliminé de l'huile de refroidissement dans le séparateur air/huile 7 passe par le clapet anti-retour de pression minimum 2 pour être amené dans le refroidisseur d'air 9. La soupape anti-retour de pression minimum permet de maintenir une pression minimum dans le circuit pour assurer la circulation continue de l'huile de refroidissement dans la machine. Dans le refroidisseur d'air, l'air comprimé est ramené à une température de seulement 5 K à 10 K env. au-dessus de la température ambiante. La plus grande partie de l'humidité retenue dans l'air comprimé est alors éliminée.

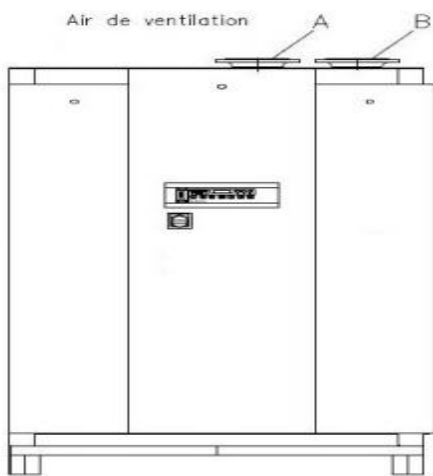
Chapitre 5 : Les solutions proposées



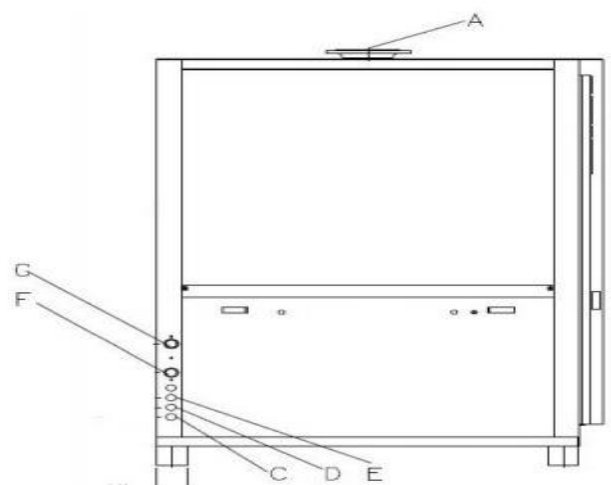
1.2. Sécheur d'air frigorifique KAESER TI 521 :



1.2.1. Description du sécheur d'air frigorifique :



- A : Entrée d'air comprimé
- B : Sortie air comprimé
- C : Evacuation condensat
- D : Evacuation condensat



- E : Evacuation condensat
- F : Sortie eau de refroidissement
- G : Entrée eau de refroidissement

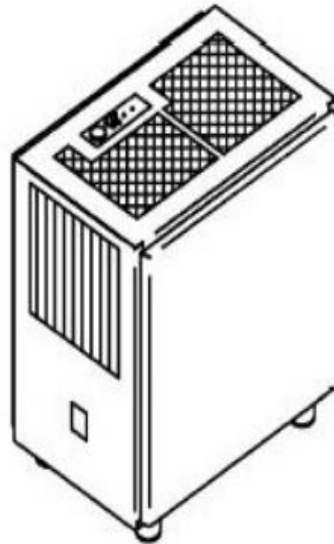
Chapitre 5 : Les solutions proposées

1.2.2. Fonctionnement du sécheur d'air frigorifique :

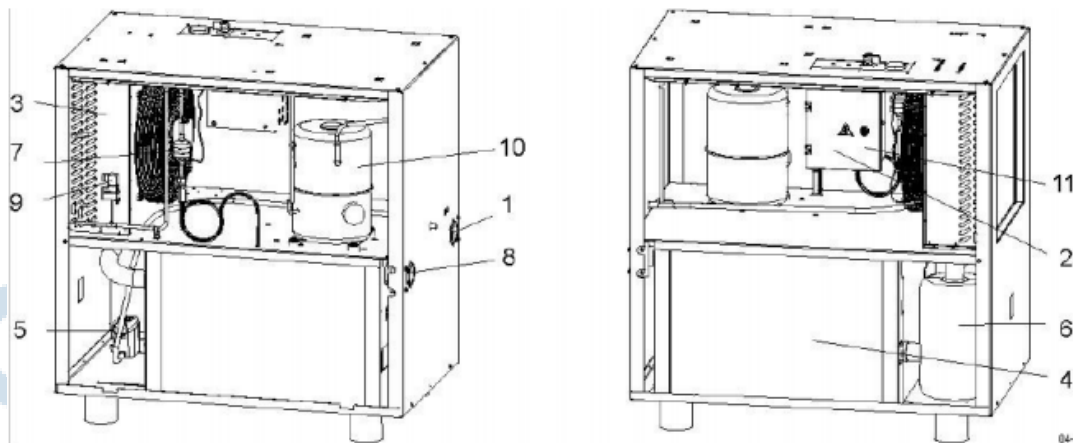
Dans le sécheur frigorifique l'air comprimé chaud et saturé est refroidi en deux étapes jusqu'à la température du point de rosée de +3°C. La première étape est un pré refroidissement de l'air entrant dans le sécheur par échange avec l'air comprimé froid sortant du sécheur. Dans la deuxième étape le refroidissement se fait par l'évaporation du fluide frigorifique. Finalement un système de filtration sépare les gouttelettes d'eau, ainsi que les particules d'huile et de poussière de l'air comprimé. Le liquide condensé dans les échangeurs de chaleur est évacué par 2 (en option : 3) purgeurs d'eau automatiques. Après le réchauffement dans l'échangeur air/air, l'air comprimé sec et chaud d'une température de 8K inférieure à la température d'entrée, quitte le sécheur. Le circuit frigorifique est hermétiquement fermé. Le compresseur frigorifique aspire le fluide frigorifique évaporé et le comprime à une pression supérieure. Dans le condenseur ce fluide frigorifique comprimé se liquéfie par refroidissement. Par un organe d'injection le fluide frigorifique liquéfié est détendu et injecté dans l'échangeur fluide frigorifique/air. Le fluide frigorifique évaporé est ré-aspiré de nouveau par le compresseur frigorifique. Un régulateur by-pass des gaz chauds règle automatiquement le refroidissement nécessaire suivant la charge du sécheur. On applique la Digital Scroll Compressor Technology dans le domaine de la charge partielle. Cette technologie permet de ne condenser au niveau du compresseur que la quantité d'agent réfrigérant nécessaire à ce moment précis. Cela génère une réduction de charge du compresseur de quasiment 90%.

1.3. Sécheur d'air frigorifique KAESER TD61 :

Chapitre 5 : Les solutions proposées



1.3.1. Description du sècheur d'air frigorifique



1 : entrée air comprimé

2 : Armoire électrique

3 : Condenseur de frigorigène

4 : Echangeur de chaleur

5 : Purgeur de condensat

6 : Séparateur de condensat

7 : Filtre déshydrateur

8 : Sortie d'air comprimé

9 : Pressostat de sécurité

10 : Compresseur frigorifique

11 : Régulateur thermostatique

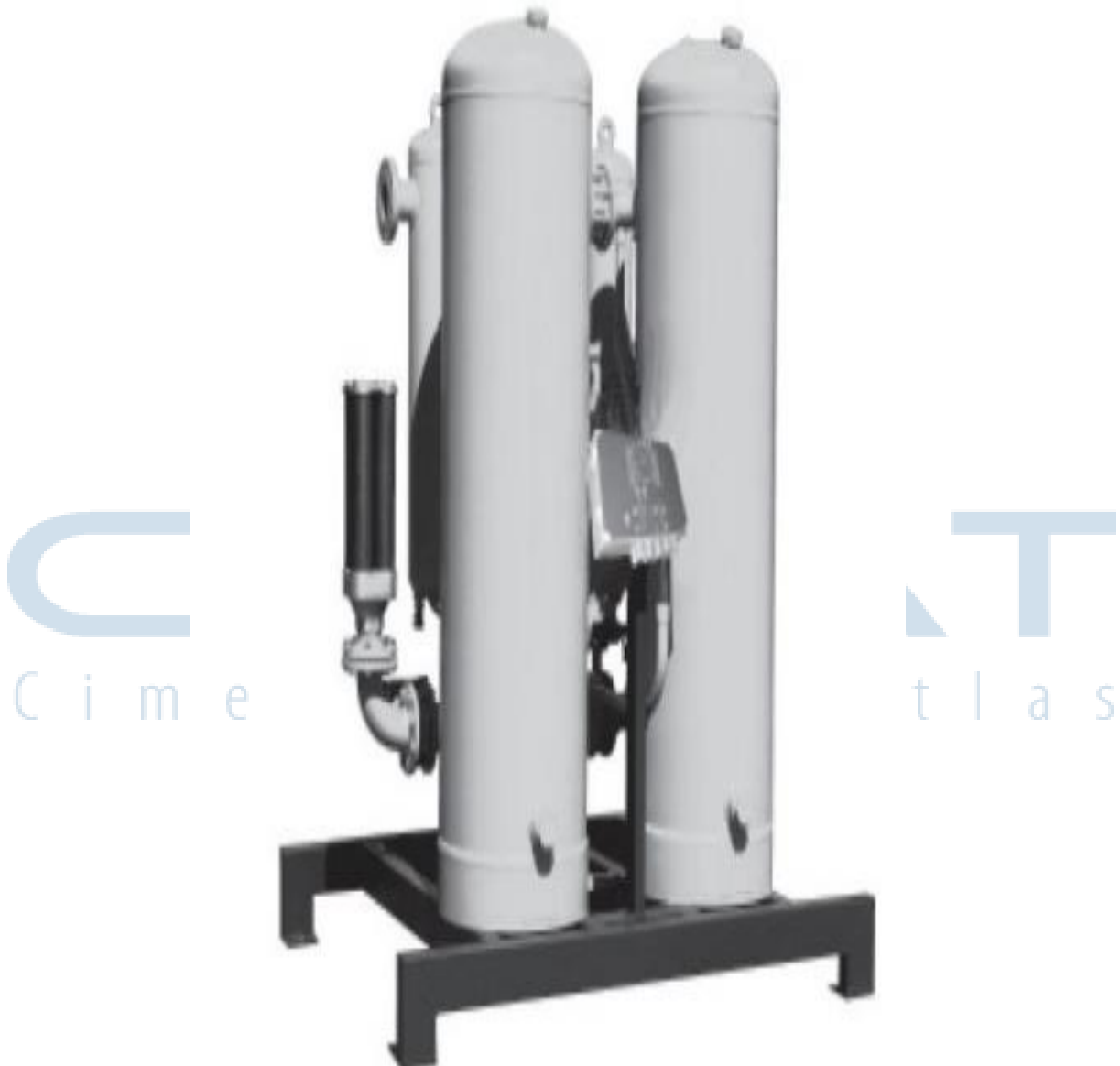
1.3.2. Fonctionnement du sècheur d'air frigorifique

L'air comprimé chaud entrant est pré-refroidi dans la 1ère partie de l'échangeur de chaleur 4 par l'air comprimé froid sortant. L'air comprimé est ensuite refroidi dans la 2ème partie de l'échangeur de chaleur 4 par un circuit frigorifique. La chaleur dissipée est conduite vers l'extérieur par le condenseur de frigorigène 3. Les condensats engendrés lors du refroidissement sont séparés de l'air comprimé

Chapitre 5 : Les solutions proposées

par un système de séparation 6 à plusieurs étages qui ne nécessite aucun entretien. Un ou plusieurs purgeurs automatiques de condensat 5 (selon le type d'appareil) assurent l'évacuation du condensat. L'air comprimé sec et froid est réchauffé dans la première partie de l'échangeur de chaleur 4. L'humidité relative de l'air comprimé est alors réduite à env. 21%.

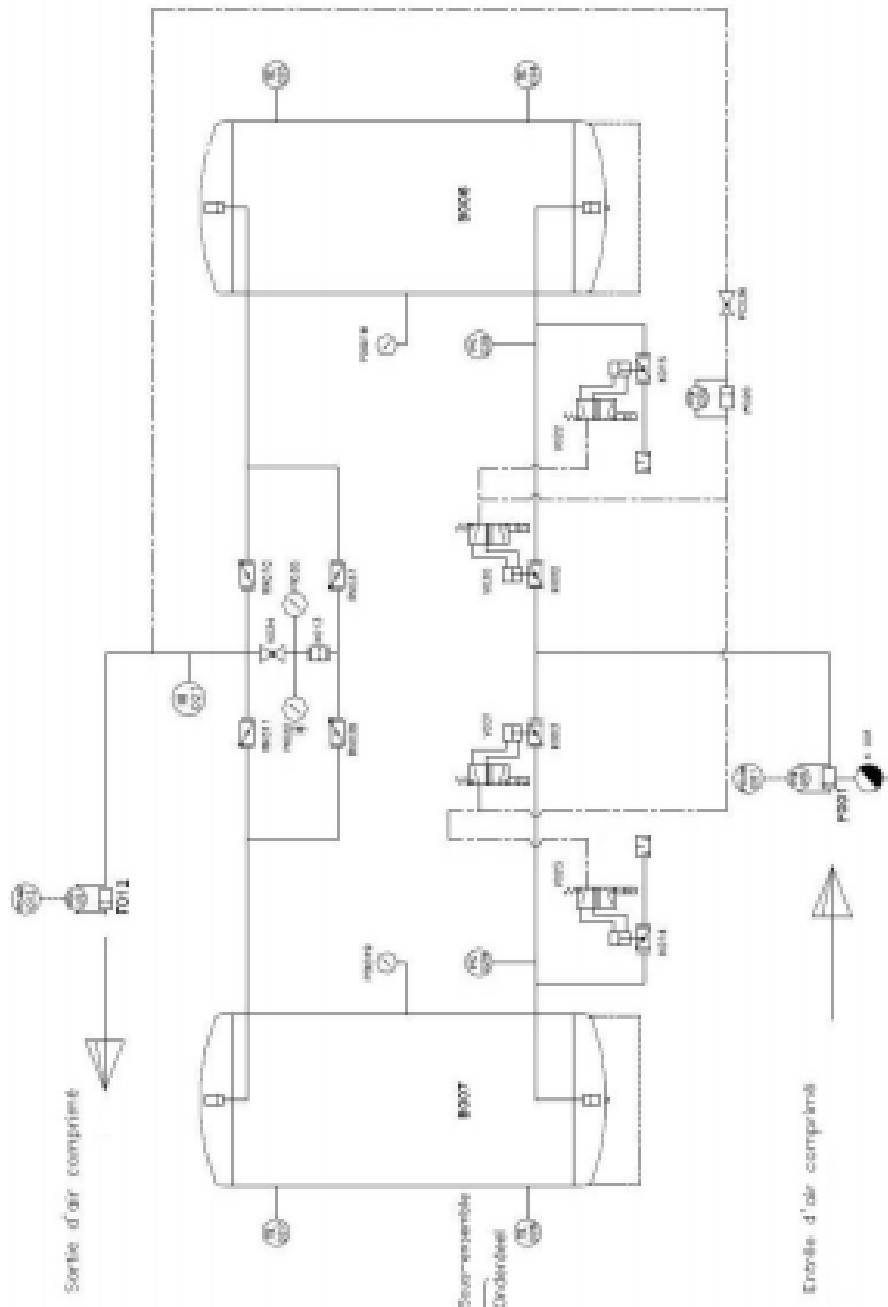
1.4. Sécheur d'air à adsorption KAESER TD61 :



1.4.1. Description du sécheur d'air à adsorption :

Chapitre 5 : Les solutions proposées

4.2.5.1 Description du sécheur d'air à adsorption



Affaire :
CIMATFA 1

Numéro affaire :
1491

Page
40/48

Rev.
0

Chapitre 5 : Les solutions proposées

Annexe 7 : Caractéristiques techniques DSD/DSDX

Puissance nominale moteur kW	Modèle	Pression de service bar	Débit réel*) à la pression de service maxi m³/min	Pression de service maxi bar	Dimensions l x P x H mm	Niveau sonore **) dB (A)	Poids kg	Puissance nominale moteur kW	Modèle	Pression de service bar	Débit réel*) à la pression de service maxi m³/min	Pression de service maxi bar	Puissance absorbée du sècheur frigorifique kW	Dimensions l x P x H mm	Niveau sonore **) dB (A)	Poids kg
75	DSD 142	7,5	13,62	9	2350 x 1730 x 2040	68	2690	75	DSD 142 T	7,5	13,62	9	2,1	3300 x 1730 x 2040	68	3140
90	DSD 172	7,5 10	16,12 13,20	8,5 12	2350 x 1730 x 2040	69	2830	90	DSD 172 T	7,5 10	16,12 13,20	8,5 12	2,1	3300 x 1730 x 2040	69	3280
110	DSD 202	7,5 10 13	20,46 15,52 12,68	8,5 12 15	2350 x 1730 x 2040	70	3230	110	DSD 202 T	7,5 10 13	20,46 15,52 12,68	8,5 12 15	2,35	3300 x 1730 x 2040	70	3680
132	DSD 238	7,5 10 13	23,80 19,92 14,80	8,5 12 15	2350 x 1730 x 2040	71 79***)	3354	132	DSD 238 T	7,5 10 13	23,80 19,92 14,80	8,5 12 15	2,35	3300 x 1730 x 2040	71 79***)	3804
132	DSDX 243	7,5 10 13	24,10 20,12 14,90	8,5 12 15	2600 x 1980 x 2040	70 78***)	3631									
160	DSDX 302	7,5 10 13	30,20 23,50 19,52	8,5 12 15	2600 x 1980 x 2040	71 78***)	4105									

Version SFC à variation de vitesse

75	DSD 142 SFC	7,5	3,6 - 14,80	9	2905 x 1730 x 2040	69	3190
90	DSD 172 SFC	7,5 10	3,6 - 16,33 3,55 - 14,2	10 10	2905 x 1730 x 2040	70	3330
110	DSD 202 SFC	7,5 10 13	4,25 - 20,30 4,00 - 17,30 3,25 - 14,95	10 10 15	2905 x 1730 x 2040	71	3485
132	DSD 238 SFC	7,5 10 13	5,93 - 22,50 5,80 - 20,00 3,56 - 16,00	10 10 15	2905 x 1730 x 2040	72 79***)	3870
132	DSDX 243 SFC	7,5 10 13	6,62 - 26,90 5,60 - 23,73 3,56 - 19,00	8,5 12 15	3155 x 1945 x 2040	71 78***)	4381
160	DSDX 302 SFC	7,5 10 13	6,62 - 30,60 5,60 - 26,70 3,56 - 21,10	8,5 12 15	3155 x 1945 x 2040	72 78***)	4431

Version T SFC avec entraînement à variation de vitesse et sècheur frigorifique intégré

75	DSD 142 T SFC	7,5	3,60 - 14,80	9	2,1	3305 x 1730 x 2040	69	3440
90	DSD 172 T SFC	7,5 10	3,60 - 16,33 3,55 - 14,20	10 10	2,1	3305 x 1730 x 2040	70	3580
110	DSD 202 T SFC	7,5 10 13	4,25 - 20,30 4,00 - 17,30 3,98 - 14,95	10 10 15	2,35	3305 x 1730 x 2040	71	3735
132	DSD 238 T SFC	7,5 10 13	5,93 - 22,50 5,80 - 20,00 4,37 - 16,00	10 10 15	2,35	3305 x 1730 x 2040	72 79***)	4120

Modèle	Pression de service bar	Débit total *) à la pression de service m³/min	Pression maxi bar	Puissance nominale du moteur kW	Dimensions l x P x H mm	Raccordement au niveau d'air comprimé	Niveau de pression acoustique **) dB(A)	Poids kg	
DSD 142	7,5	13,62	9	75	2350 x 1730 x 2040	DN 65	68	2700	
DSD 172	7,5 10	16,12 13,20	8,5 12	90	2350 x 1730 x 2040		69	2850	
DSD 202	7,5 10 13	20,46 15,52 12,68	8,5 12 15	110	2350 x 1730 x 2040		70	3200	
DSD 238	7,5 10 13	23,80 19,92 14,80	8,5 12 15	132	2350 x 1730 x 2040		71	3400	
DSDX 243	7,5 10 13	24,10 20,12 14,90	8,5 12 15	132	2600 x 1980 x 2040	DN 80	70 78***)	3650	
DSDX 302	7,5 10 13	30,20 23,50 19,52	8,5 12 15	160	2600 x 1980 x 2040		71 78***)	4100	
ESD 352	7,5 10 13	36,20 29,72 23,10	8,5 12 15	200	2800 x 2000 x 2140	DN 125	75	4935	
ESD 442	7,5 10 13	42,20 35,40 28,92	8,5 12 15	250	2800 x 2000 x 2140		76	5000	
FSD 471	7,5 10 12	47,10 40,50 35,50	8 10 12	250	3000 x 2143 x 2360	DN 125	79	6625	
FSD 571	7,5 10 13	57,20 46,40 39,45	8 12 15	315	3000 x 2143 x 2360		79	6900	
HSD 651	7,5 10 13	66,1 53,4 43,0	8,5 12 15	360	3470 x 2145 x 2350	DN 150	71	8100	
HSD 711	7,5 10 13	71,8 58,4 46,2	8,5 12 15	400	3470 x 2145 x 2350		72	8500	
HSD 761	7,5 10 13	77,6 65,1 52,3	8,5 12 15	450	3470 x 2145 x 2350		72	8600	
HSD 831	7,5	83,4	8,5	500	3470 x 2145 x 2350			73	8700
	10	70,8	12						
	13	58,4	15						