

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL  
UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIES  
Département de Génie Électromécanique

PROJET DE FIN D'ÉTUDES  
En vue de l'obtention du Diplôme d'ingénieur de conception

TITRE

Gm, 0127

ÉTUDE DES CAUSES DE LA SURCHARGE  
THERMIQUE SUR UN MOTEUR DIESEL  
AGO 195 V16 RVR

Auteur : Alhassane DEME  
Directeur : Paul DEMBA  
Co-Directeur : Banda NDOYE  
Directeur externe : Abdoul Aziz NDIOUR

Juin 1996

## **DEDICACE**

A ma famille pour leur soutien matériel et moral.

A la famille polytechnicienne

A THIerno ALASSANE TOURE , que son âme repose en paix.

## **REMERCIEMENTS**

Nous avons le plaisir d'adresser tous nos remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin ont participé, chacun en ce qui le concerne, à la réussite de ce projet. Nous remercions tout le personnel assistant et plus particulièrement ceux qui nous ont encadré en ne ménageant aucun effort et dont leurs contributions ont toujours été les bienvenues; il s'agit de Mr Paul DEMBA, Mr Banda NDOYE et Mr Abdoul Aziz NDIOUR.

Nous tenons à remercier aussi tout le personnel de la MARINE pour leur excellente collaboration.

## SOMMAIRE

L'objet de notre étude est de déterminer les causes de la surcharge thermique sur un moteur diesel.

A cet effet, sur la base d'études théoriques et d'analyses effectuées nous avons pu montrer que les causes sont préjudiciables aux conditions d'exploitation du moteur d'une part, au système de refroidissement non adapté avec tout ce que cela inclut comme paramètres d'autre part et enfin au défaut d'entretien.

Après nous avons procédé à une estimation des coûts des solutions proposées avant de passer aux conclusions et recommandations.

# TABLE DES MATIERES

**Remerciements**

**Sommaire**

**INTRODUCTION**.....1

## **Chapitre I GENERALITES**

**I-1** Presentation général du MOTEUR DIESEL AGO 195 RVR - Ses particularités .....2

**I-2** Circuit interne de refroidissement du moteur.....5

## **Chapitre 2 RÉPERTOIRE DE CAUSES PROBABLES DE LA SURCHAUFFE**

**2-1** Problèmes inhérents à la qualité de l'eau.....8

**2-1-1** Nécessité du traitement de l'eau .....8

-Phénomènes d'entartrage .....8

-phénomènes de corrosion.....9

**2-1-2** Caractéristiques de l'eau avant traitement.....9

**2-2** Incident des pompes à eau.....10

**2-3** L'injection de combustible dans le moteur diesel .....10

**2-4** La suralimentation.....11

|   |    |
|---|----|
| -circuit de l'air . . . . .                       | 13 |
| -circuit des gaz d'échappement . . . . .          | 14 |
| <b>2-5</b> Encrassement du filtre à air . . . . . | 14 |
| <b>2-6</b> Marche au faible régime . . . . .      | 15 |

### **Chapitre 3 ANALYSES ET ETUDES THEORIQUES EFFECTUÉES**

|  |    |
|--|----|
| <b>3-1</b> Analyse de l'huile . . . . .                                    | 16 |
| -Présentation et interprétation des résultats . . . . .                    | 18 |
| <b>3-2</b> Analyse de l'eau de refroidissement du mteur . . . . .          | 20 |
| -Présentation et interprétation des résultats . . . . .                    | 20 |
| <b>3-3</b> Etudes théoriques. . . . .                                      | 21 |
| <b>3-3-1</b> Bilan thermique . . . . .                                     | 21 |
| - calcul des paramètres de combustion . . . . .                            | 21 |
| - calcul du réfrigérant eau/eau . . . . .                                  | 25 |
| <b>3-3-2</b> Réfrigération de l'air entre turbosoufflante et cylindre..... | 28 |
| <b>3-3-3</b> Vérification des hélices. . . . .                             | 30 |

## Chapitre 4 **ANALYSE DES CAUSES ET PROPOSITION DE SOLUTION**

|   |   |           |
|---|---|-----------|
| <b>4-1</b>                                | Eau de refroidissement. . . . .                             | 39        |
| <b>4-2</b>                                | Injection de combustibles et réglage des soupapes . . . . . | 40        |
| <b>4-3</b>                                | Alimentation en air. . . . .                                | 43        |
| <b>4-4</b>                                | Circuit de graissage . . . . .                              | 45        |
| <b>4-5</b>                                | Les hélices . . . . .                                       | 46        |
| <b>4-6</b>                                | Marche au faible régime. . . . .                            | 47        |
| <b>4-7</b>                                | Conditions de fonctionnement . . . . .                      | 47        |
| <b>4-8</b>                                | Proposition de solution.....                                | 51        |
| <b>4-9</b>                                | Evaluation financière .....                                 | 53        |
| <b>CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....</b> |   | <b>54</b> |

## **BIBLIOGRAPHIE**

## **ANNEXES**

## **LISTE DES TABLEAUX**

| <b>Tableau</b>  | <b>Page</b> |
|---|-------------|
| <b>2-2</b> Répertoire de causes probables . . . . .   | 7           |
| <b>3-1</b> Résultats d'analyse d'huile . . . . .  | 18          |
| <b>3-2</b> Résumé des pressions suivant les essais effectués . . . . .  | 19          |
| <b>3-3</b> Résultats d'analyse d'eau . . . . .  | 20          |
| <b>3-4</b> Paramètres de combustion . . . . .   | 22          |
| <b>3-5</b> Valeurs moyennes des paramètres de combustion . . . . .  | 23          |
| <b>3-6</b> Evolution des températures $T_a$ , $T_c$ , $T_z$ et $T_b$ en fonction de la température $T_o$ .....                          | 24          |
| <b>3-7</b> Caractéristiques de fonctionnement du réfrigérant . . . . .  | 27          |
| <b>3-8</b> Comparaison des débits fournis aux débits calculés . . . . .   | 28          |
| <b>3-9</b> Evolution de la température de l'air comprimé( $T_2$ )<br>en fonction de la température de l'air aspiré( $T_1$ ) . . . . .   | 30          |
| <b>3-10</b> Evolution de la température des cylindres N°1 et N°9<br>en fonction de la vitesse du moteur et suivant les essais . . . . . | 31          |
| <b>3-11</b> Tableau de dimensionnement des hélices . . . . .  | 34          |
| <b>3-12</b> Variation de la puissance motrice( $P_s$ ) en fonction du pas ( $P$ ) de l'hélice . . . . .                                 | 36          |
| <b>4-1</b> Tableau de comparaison des pressions et températures en fonction des essais . . . . .  | 41          |

|            |   |           |
|------------|---|-----------|
| <b>4-2</b> | Tableau de variation de $T_c$ en fonction de $T_a$ . . . . .                                | <b>48</b> |
| <b>4-3</b> | Tableau de variation de la masse volumique de l'air en fonction de la température . . . . . | <b>49</b> |

## LISTE DES FIGURES

| Figure   | Page |
|--|------|
| 1-1 Circuit interne de refroidissement.....  | 4    |
| 1-2 Coupe transversale du moteur.....  | 6    |
| 2-1 Principe de suralimentation par turbocompresseur . . . . .   | 11   |
| 2-2 Dispositif schématique de la suralimentation. . . . .  | 12   |
| 3-1 Circuit général de graissage du moteur suralimenté.....  | 17   |
| 3-2 Courbe d'évolution de la température de sortie( $T_2$ ) en fonction<br>de la température d'entrée( $T_1$ ) du compresseur. . . . . | 30   |
| 3-3 Courbe des coefficients de TAYLOR . . . . .  | 34   |
| 3-4 Courbe d'évolution de la puissance motrice( $P_s$ ) en fonction<br>du pas( $P$ ) de l'hélice . . . . .                             | 35   |
| 4-1 Schéma général de l'injection mécanique. . . . .   | 40   |
| 4-2 Schéma de l'injecteur à aiguille . . . . .   | 41   |

## LISTE DES ANNEXES

| <b>Annexe</b>   | <b>Page</b> |
|---|-------------|
| <b>A-1-1</b> Présentation des résultats d'analyse d'huile . . . . .       | I           |
| <b>A-1-2</b> Variation de viscosité avec la température. . . . .          | II          |
| <b>A-1-3</b> Comparaison des viscosité de divers fluides. . . . .         | II          |
| <b>A-1-4</b> Caractéristiques de l'huile MOBILGARD. . . . .               | III         |
| <b>A-2</b> Programme de calcul des paramètres de combustion . . . . .     | IV          |
| <b>A-3</b> Rappel sur le cycle du moteur diesel. . . . .                  | XI          |
| <b>A-4</b> Renseignements techniques du moteur . . . . .                  | XIII        |
| <b>A-5</b> Calcul du réfrigérant eau/eau . . . . .                        | XVII        |
| <b>A-6</b> Description des différentes phases de fonctionnement . . . . . | XX          |
| <b>A-7</b> Circuit d'air. . . . .   | XXIV        |
| <b>A-8</b> Rôle du Total Basic Number (TBN) . . . . .                     | XXV         |
| <b>A-9</b> Resultat d'essai du grand carrénage d'AVRIL 1991 . . . . .     | XXVI        |
| <b>A-10</b> Fiche de prescriptions des moteurs AGO/MGO. . . . .           | XXIX        |
| <b>A-11</b> Circuit eau douce.....  | XXX         |
| <b>A-12</b> Circuit eau de mer.....                                       | XXXI        |
| <b>A-13</b> Légendes.....   | XXXII       |

## INTRODUCTION

La propulsion du Patrouilleur Haute Mer(P.H.M) "N|AMBUUR" est assurée par quatre(4) moteurs diesel type **AGO 195 VI6 RVR**. Ce navire doit pouvoir fonctionner de façon continue au mieux de ces capacités propulsives. Il assure entre autres missions la surveillance des côtes. Mais vu les problèmes de fonctionnement auxquels il se trouve confronté pour bien accomplir cette mission, il est obligé de tourner au ralenti, ce qui a des conséquences sur le déroulement des activités de la MARINE.

La principale anomalie est l'élévation excessive de la température des gaz d'échappement qui peut atteindre 600°C pour un régime de 800 tours par minute, ce qui a comme effet de porter au rouge les collecteurs d'échappement et occasionner une fatigue des matériaux(fissures des culasses, fusion des soupapes etc...)

L'objectif de ce projet est d'étudier les causes de surcharges thermiques et de proposer des solutions tout en maintenant les caractéristiques fonctionnelles à des plages compatibles aux besoins.

Avec un répertoire de causes possibles, nous allons à l'aide d'un diagnostic, procéder par élimination à la recherche de ces causes.

Ensuite, nous allons, sur la base d'analyses et d'études théoriques effectuées confirmer nos résultats. Enfin nous procéderons à une évaluation financière de la solution proposée avant de passer aux conclusions et recommandations.

## Chapitre I **GENERALITES**

### **I-1 PRÉSENTATION GÉNÉRALE DU MOTEUR AGO 195 V16 RVR**

L'évolution récente du moteur diesel a été marquée par une augmentation spectaculaire des puissances massives liée à l'accroissement de la puissance moyenne effective (PME), rendu si possible par la réduction du taux de compression autorisant des pressions de suralimentation sans cesse plus élevées.

A vitesse moteur constante, l'accroissement de la masse d'air introduite par cycle, tout en conservant la valeur de la pression de compression, permet d'augmenter la quantité de combustible injectée et par conséquent l'énergie récupérable sur l'arbre de vilebrequin. Les fatigues liées aux pressions maximales de compression (PREMAX) restent sensiblement égales. Seules les échanges accrus nécessitent des solutions particulières pour maintenir les contraintes thermiques dans les limites raisonnables.

En outre, la réduction du taux de compression a pour conséquence, au démarrage et aux fonctionnements à faibles charges, de rendre difficile l'inflammation du mélange combustible/comburant; ce qui impose des artifices particuliers. Deux techniques sont en concurrence.

#### **Moteur Bas Taux de Compression(BTC)**

Le fonctionnement aux charges partielles est assuré par une régulation appropriée de la température. Cette régulation, associée au démarrage à un volet placé à l'échappement, alimente le réfrigérant d'air avant moteur afin de réaliser le recyclage de l'air admis.

## **Moteur HYPERBAR**

Compte tenu de la valeur très faible du rapport volumétrique de compression, ce type autorise des taux de suralimentation plus élevés mais impose en contre partie d'assurer un fonctionnement pratiquement autonome du turbocompresseur au démarrage et aux faibles charges.

## **Moteur RVR(Rapport Volumétrique Réduit)**

### **-principe de fonctionnement:**

Intermédiaire entre le diesel classique(rapport volumétrique de compression variant de **12** à **16** et un taux de suralimentation variant de **2** à **3**) et les BTC ou HYPERBAR (rapport volumétrique de compression inférieur à **9** et un taux de suralimentation supérieur à **4**), c'est une technique qui permet d'explorer les possibilités extrêmes d'accroissement de la puissance par réduction du rapport volumétrique de compression tout en limitant le recours à des dispositifs particuliers pour assurer les démarrages et les fonctionnements à faible charge.

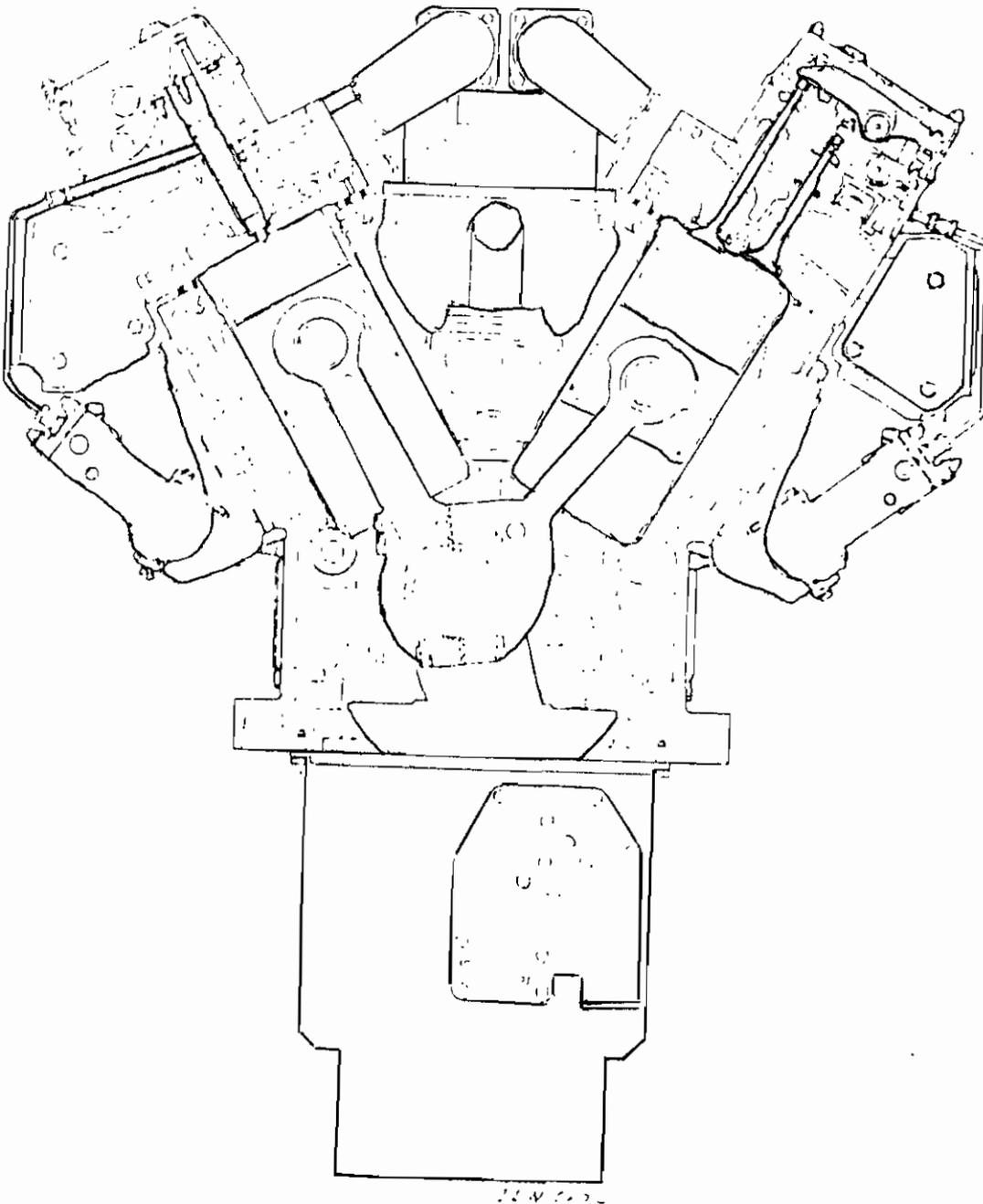
A partir du moteur **AGO V12 RVR**, une réduction du rapport volumétrique de compression de près de **1/3** accompagnée d'une augmentation de la pression de suralimentation de près de **30%**, a permis d'accroître à vitesse égale la puissance disponible dans le même rapport.

### **-démarrage**

Pour assurer un fonctionnement à faible charge et permettre des démarrages aisés, le moteur RVR utilise les artifices suivants:

- préchauffage du moteur grâce à un réchauffeur électrique
- suivi d'une régulation de température de l'air d'admission qui se fait en utilisant alternativement ou conjointement un réchauffeur électrique et un réfrigérant classique eau douce/eau de mer.

En outre, la mise au point de la technique **RVR** a conduit la **SACM**(société alsacienne de constructions mécaniques) à modifier le procédé de lancement de ses moteurs, afin d'éviter les phénomènes de "bouffée blanche" par allumage sur des cylindres trop froids. Dans le cas des moteurs **AGO 195**, le lancement s'effectue côté bielles (comme dans notre cas) ou biellettes selon que le moteur tourne dans le sens inverse horaire (**SIH**) ou dans le sens horaire(**SH**).



**Figure I-I** Coupe transversale du moteur

## **1-2 CIRCUIT INTERNE DE REFROIDISSEMENT**

le refroidissement interne du moteur est assuré par une circulation d'eau généralement traitée, pour limiter les effets de la corrosion au niveau des différentes chambres d'eau situées dans le bâti et dans les culasses .

### **1 Refroidissement du bâti**

Le refoulement de la pompe à eau du circuit haute température est relié par une bride dans le vé du moteur à la partie supérieure du bâti côté distribution, à un canal longitudinal (A) venu de fonderie. Ce canal communique avec des chambres (B) constituées par des évidements dans le bâti situé au droit de chaque cylindre entre les centrages inférieurs et supérieurs des chemises. Les chemises munies de leurs joints, une fois en place, assurent l'étanchéité des chambres .

Sur le pourtour du centrage supérieur des chemises sont percés six (6) orifices ou passages d'eau (c) qui répartissent l'eau aux culasses .

### **2 Refroidissement des culasses**

Dans les culasses sont ménagées des cavités et des chicanes (D) destinées à assurer une circulation optimum dans les endroits critiques tels que: puits d'injecteur, fond de culasse, guides de soupapes; pour favoriser les échanges thermiques .

### **3 Refroidissement des pistons**

Il est assuré par le circuit de graissage .

### **4 Refroidissement du turbo -compresseur**

Une dérivation branchée sur le canal longitudinal amène l'eau de refroidissement au carter du turbo-compresseur, l'eau revient ensuite au circuit général.

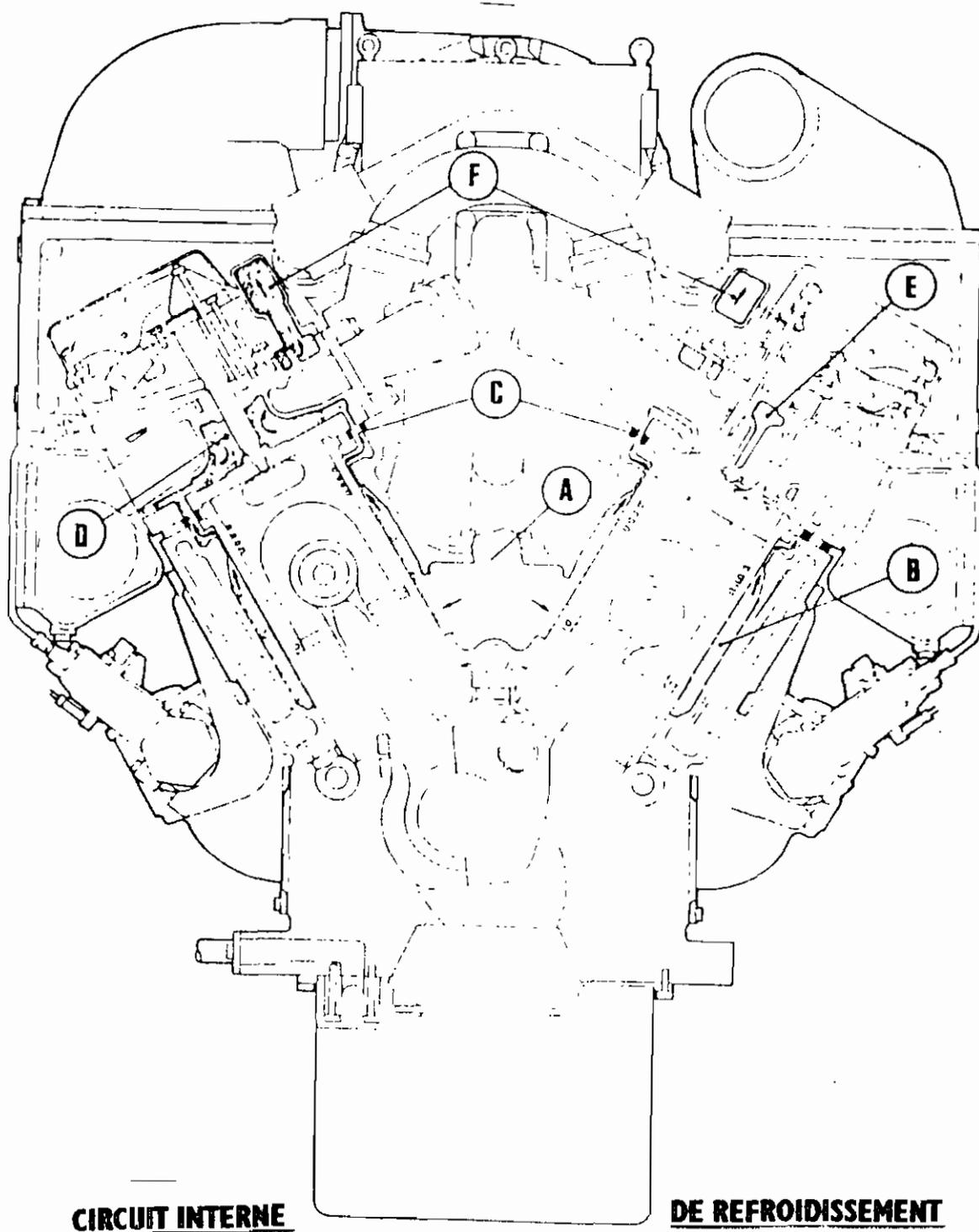
## 5 Circulation de l'eau

L'eau de refroidissement aspirée par la pompe de circulation est dirigée successivement vers le bâti, les chemises, les culasses, le carter du turbocompresseur et le collecteur de retour (F).

Puis elle est canalisée hors du moteur vers un échangeur eau/eau où s'effectue l'échange thermique.

Enfin elle retourne à la pompe de circulation.

Ce circuit est dénommé "circuit HT" du moteur (haute température).



## Chapitre 2 RÉPERTOIRE DES CAUSES PROBABLES

### DE LA SURCHAUFFE

Pour les causes possibles, nous ne pouvons donner une liste exhaustive mais il sera fourni des éléments qui peuvent être à l'origine de cette augmentation de température. Les causes seront présentées suivant les circuits (voir tableau 2-1).

| systemes                             | les éléments pouvant être à l'origine de la surchauffe  |
|--------------------------------------|---|
| circuit de refroidissement eau douce | -la qualité de l'eau utilisée<br>-l'incident des pompes à eau   |
| circuit d'alimentation               | -l'injection de combustible<br>-la suralimentation<br>-l'encrassement du filtre à air                   |
| circuit de graissage                 | -débit insuffisant de l'huile de graissage<br>-qualité de l'huile                                       |
| autres                               | -marche au faible régime<br>-les défauts de conception<br>-conditions de fonctionnement<br>-l'entretien |

**Tableau 2-1** Répertoire de causes possibles

## 2-1 PROBLEMES INHÉRENTS A LA QUALITÉ DE L'EAU

Certains sels, et en particulier le carbonate de calcium, sont moins solubles dans l'eau chaude que dans l'eau froide. En conséquence ils se déposent sur les parois des chemises et culasses dans le bâti et dans les tuyauteries. En plus de cela, si l'eau atteint sa température de vaporisation, des phénomènes de corrosion apparaissent, ce qui a encore pour effet d'enrichir en carbonate les fractions non vaporisées. D'où la nécessité de faire subir à cette eau un certain nombre de traitements

### 2-1-1 Nécessité de traitement de l'eau

L'eau doit posséder des qualités intrinsèques et en plus de cela, elle doit subir un traitement par adjonction de produits inhibiteurs qui bloquent le développement des phénomènes de corrosion et d'entartrage. Ce traitement concerne les circuits suivants:

-circuit "*Haute Température(HT)*" de réfrigération du moteur: cylindres, culasses, bâtis, sortie gaz des turbocompresseurs,

-circuit "*Basse Température(BT)*" de réfrigération de l'air de suralimentation et de l'huile de graissage.

#### -les phénomènes d'entartrage

Le dépôt de tartre dans les tuyauteries diminue la section interne de celles-ci; il provoque donc une diminution du débit d'eau qui a pour effet d'augmenter les parois structurales du moteur, donc d'accélérer les dépôts de tartre sur leur surface. Notons au passage que la conductivité thermique du tartre est voisine de  $2.3\text{w/m/k}$ . Elle est donc 25 fois plus faible que celle de la fonte qui, est égale à  $58\text{w/m/k}$ . En conséquence, une couche de tartre de 1mm

d'épaisseur équivalent à une paroi de fonte de 25mm d'épaisseur. Il s'ensuit que, en pratique, un dépôt de 1mm de tartre provoque une élévation de 7 à 9 °C de la température des parois chaudes du moteur, toutes choses étant égales par ailleurs.

### **-les phénomènes de corrosion**

D'autres anomalies pouvant apparaître sont les phénomènes de corrosion galvanique ou électrochimique, d'érosion-cavitation ou de corrosion par l'oxygène dissout dans l'eau.

## **2-1-2 Caractéristiques de l'eau avant traitement**

L'eau utilisée dans les systèmes de refroidissement doit être limpide car si elle est chargée de matières en suspension; elle donne lieu à une accumulation de dépôts aux points bas à faible courant. Elle doit posséder les caractéristiques minimales définies pour l'utilisation aux doses normales des produits de traitement prescrits.

### **-Dureté**

Elle doit être la plus faible possible afin d'éviter les précipitations et incrustations responsables de l'entartrement. Une dureté inférieure à 25 degrés français est requise.

### **-Potentiel d'hydrogène(pH)**

Il doit toujours être supérieure à 7.

### **-Teneur en chlorures et sulfates**

La concentration doit toujours être inférieure à 60 mg/l de chlorure de sodium(NaCl) et 40 mg/l de sulfure d'oxygène(SO<sub>4</sub>).

## **2-2 INCIDENT DES POMPES A EAU**

Les débits d'eau traversant le réfrigérant doit être suffisants et dans les conditions adéquates pour évacuer le maximum de calories afin de permettre un bon refroidissement de l'eau douce.

## 2-3 L'INJECTION DE COMBUSTIBLE DANS LE MOTEUR DIESEL

L' injection du combustible doit être la plus parfaite possible car sa pulvérisation influe sur le rendement et sur la pression maximale.

Avec une avance excessive, le combustible est introduit dans le cylindre à un moment où la compression est incomplète et la température de l'air peu élevée. Le délai d'alumage est relativement long , la vivacité forte et le rendement mécanique est tout aussi médiocre.

Avec une avance insuffisante, le combustible n'est introduit dans le cylindre qu'après le passage au point mort haut, alors que la pression recommence à décroître; la pression maximale est donc basse. Le travail perdu est important en début de course sans contre partie suffisante en milieu et en fin de course

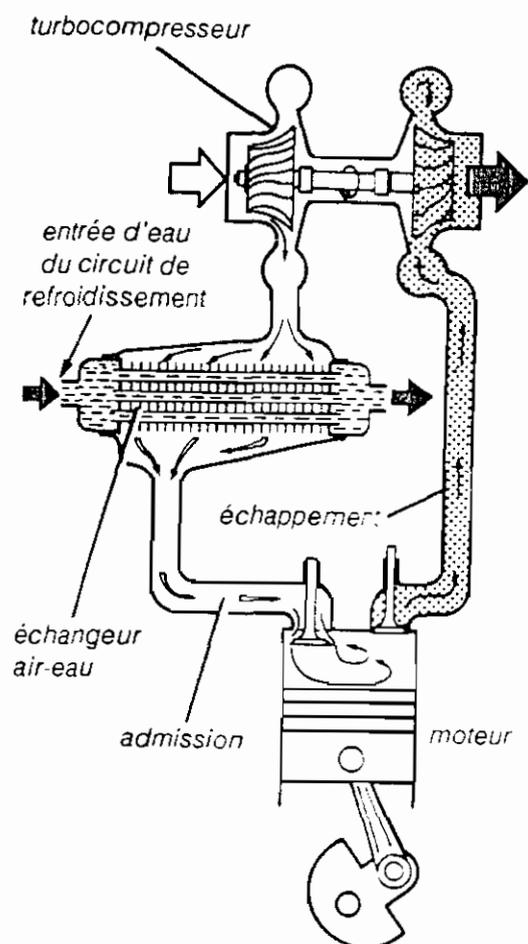
D'autres inconvénients pouvant être à l'origine du mauvais fonctionnement de ces injecteurs sont:

- l'encrassement de l'injecteur causant un abaissement de température du cylindre correspondant,
- le frottement excessif ou le grippage au niveau des pompes
- le coincement de l'aiguille à l'ouverture entraînant ainsi une injection prématurée.

## 2-4 LA SURALIMENTATION

C'est une technique destinée à accroître la puissance d'un moteur sans changer la cylindrée. Elle consiste à augmenter la masse d'air introduite lors de la phase d'admission. La suralimentation s'est toujours développée dans le domaine des moteurs diesel qui souffrent de leur conception même, d'une faible puissance spécifique.

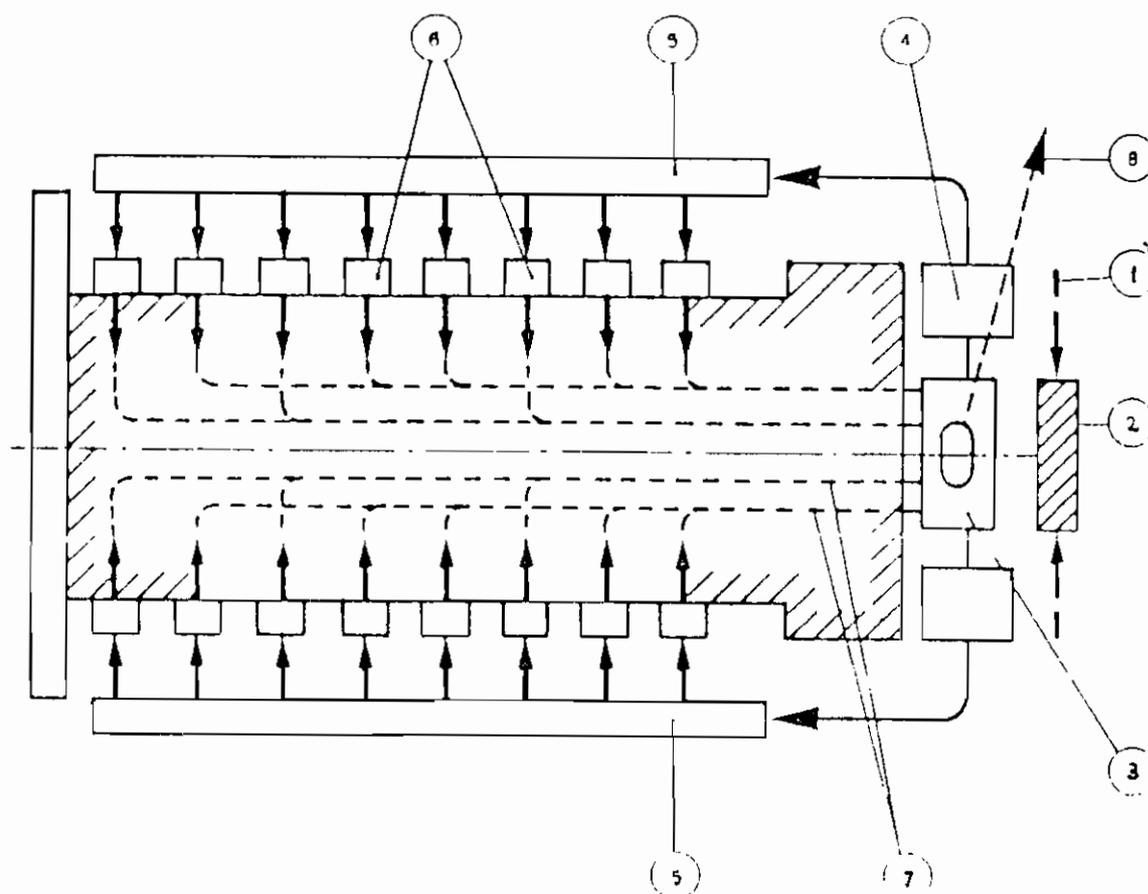
La suralimentation est réalisée par une machine volumétrique entraînée au moyen d'une turbine disposée sur le circuit d'échappement (voir figure 2-1): le turbocompresseur.



**Figure 2-1 Principe de suralimentation par turbocompresseur**

Il faut noter qu'à charge et régime faibles, le turbo-compresseur n'entre pas en action et que le moteur fonctionne de façon classique sans compression de l'air aspiré.

Une particularité du moteur suralimenté est son taux de compression relativement faible pour éviter le risque de cliquetis. La suralimentation est principalement constituée par le circuit d'air, le circuit des gaz d'échappement. (voir figure 2-2)



**Figure2-2** -Disposition schématique de la suralimentation

- |                           |                |                              |                |
|---------------------------|----------------|------------------------------|----------------|
| 1-entrée air ambiant      | 2-filtre à air | 3-compresseur                | 4-réfrigérant  |
| 5-collecteurs d'admission | 6-culasses     | 7-conduits gaz d'échappement | 8-boites à eau |

## **-circuit de l'air**

L'air est aspiré et comprimé à travers le turbo-compresseur. Cet air est ensuite refroidi pour être acheminé dans les cylindres pour la combustion.

L'étude des conditions de refroidissement de cet air fait apparaître des effets discordants:

-d'une part il y a intérêt majeur à ce que l'air en cours de compression dans le cylindre atteigne rapidement une température élevée pour diminuer le délai d'autoinflammation du gazole.

-d'autre part, il y a la nécessité de ne pas admettre au cylindre un air à température trop élevée pour :

- ne pas "griller" les soupapes d'échappement
- ne pas provoquer de résidus carbonés de combustion

Pour que les soupapes d'échappement et les ailetages de turbine possèdent une durée de vie convenable, fonctionnellement et donc économiquement il s'avère que la température de l'air aux culasses ne doit pas dépasser 100° (la valeur recommandée par certains constructeurs est de 80°C).

Le fait de refroidir l'air sortant du compresseur a pour effet de diminuer son volume, donc de réduire la contre pression régnant à la sortie du compresseur et par conséquent accroître la masse d'air débitée.

Etant donné que l'air entrant est à une température et une pression pratiquement constantes la masse d'air introduite dans le moteur augmente .

Ce refroidissement entraîne une réduction importante de la température des gaz, donc une réduction de la température des structures ce qui diminue le taux d'énergie calorifique transférée à l'eau et à l'huile.

Il importe de noter que :

\* sur le plan strictement économique, il est judicieux de refroidir l'air mais pas trop pour ne entraîner la formation de gouttelettes d'eau, provoquant usures des soupapes d'admission et microgrippage des segments.

### **-circuit des gaz d'échappement**

Les gaz d'échappement sont détendus dans une turbine qui entraîne un compresseur. Ce turbo-compresseur facilite l'entrée de l'air de combustion et améliore le rendement volumétrique.

En suivant le circuit des gaz d'échappement, l'on peut se rendre compte que la turbine est sujette à un encrassement par les imbrûlés. Cet encrassement se produit soit:

- en cas de marche avec des excès de combustible; il s'agit d'une mauvaise injection, car la puissance maximale pratique des moteurs doit correspondre à une marche sans fumée.

- en cas de marche très prolongée à une faible charge, où la température de fin de compression dépasse difficilement le seuil d'inflammation et, où les gaz d'échappement sortent à une température voisine du point de rosée.

- soit en cas de retour des gaz d'échappement au refoulement de la soufflante par les garnitures d'étanchéité; ce qui peut se produire à certaines vitesses basses et à grande vitesse de rotation.

La possibilité pour les dépôts relativement gras, de s'accumuler dans la turbosoufflante rend les moteurs plus sensibles à l'encrassement.

## **2.5 ENCRASSEMENT DU FILTRE A AIR**

L'encrassement du filtre à air de la soufflante produit une diminution de la pression de suralimentation, donc du débit d'air, la vitesse de rotation de la soufflante varie peu et son rendement diminue. Le même effet peut résulter aussi des fuites intérieures à la soufflante, des fuites aux joints du circuit d'air ou de l'obstruction du circuit d'air par des corps étrangers.

## 2.6 MARCHE AU FAIBLE REGIME

La nocivité du fonctionnement au ralenti d'un diesel suralimenté provient de ce que:

\* *La température de l'air en fin de compression est faible* du fait:

-de sa faible compression au sein du turbocompresseur recevant peu d'énergie par unité de temps, donc tournant lentement

-de l'importance des pertes calorifiques par les parois qui sont alors en général froides.

-de l'importance des pertes de pression par les fuites au niveau des segments, soupapes et éventuellement joints de culasse, pertes qui sont toutes deux proportionnelles au temps.

\* *La pression d'injection du combustible est faible*, ce qui provoque une pulvérisation et une pénétration insuffisante.

\* *La turbulence de l'air est faible*

En conséquence, une grande partie de combustible injecté subit une destruction avec craquage, génératrice de produit lourds, dont certains sont éliminés avec le gaz d'échappement, mais dont la plupart vont polluer l'huile. Ces éléments gras se déposent sous forme de laques et bloquent les segments au fond de leur gorge et les tiges de soupape d'échappement dans leur guide, ce qui a pour effet d'augmenter les fuites, donc les pertes de pression, et de dégrader la qualité de la combustion et qui risque en même temps de provoquer des accidents mécaniques graves (rattrapage des soupapes par les pistons, flambage des tiges de culbuteurs etc...)

## CHAPITRE 3 ANALYSES EFFECTUEES

### ET ETUDES THEORIQUES

Pour mieux situer le problème, nous avons effectué des analyses de l'eau douce et de l'huile utilisées. Notons auparavant que l'eau est mélangée avec de l'huile HSAC (huile soluble anti-corrosive) avant d'être introduite dans le circuit naturel.

#### 3-1 ANALYSE DE L'HUILE

L'analyse de l'huile nous renseigne sur la qualité de la combustion.

L'huile utilisée dans les moteurs est du type MC30 et elle correspond à l'huile Mobilgard 412 de MOBIL (SENEGAL). L'analyse effectuée nous a permis d'avoir ses principales caractéristiques et composantes qui sont:

**-viscosité:**

Elle traduit la résistance qu'opposent les molécules à une force tendant à les déplacer les unes par rapport aux autres. Elle peut être augmentée par la présence de particules solides ou par oxydation propre; soit diminuée par une dilution provoquée par le combustible.

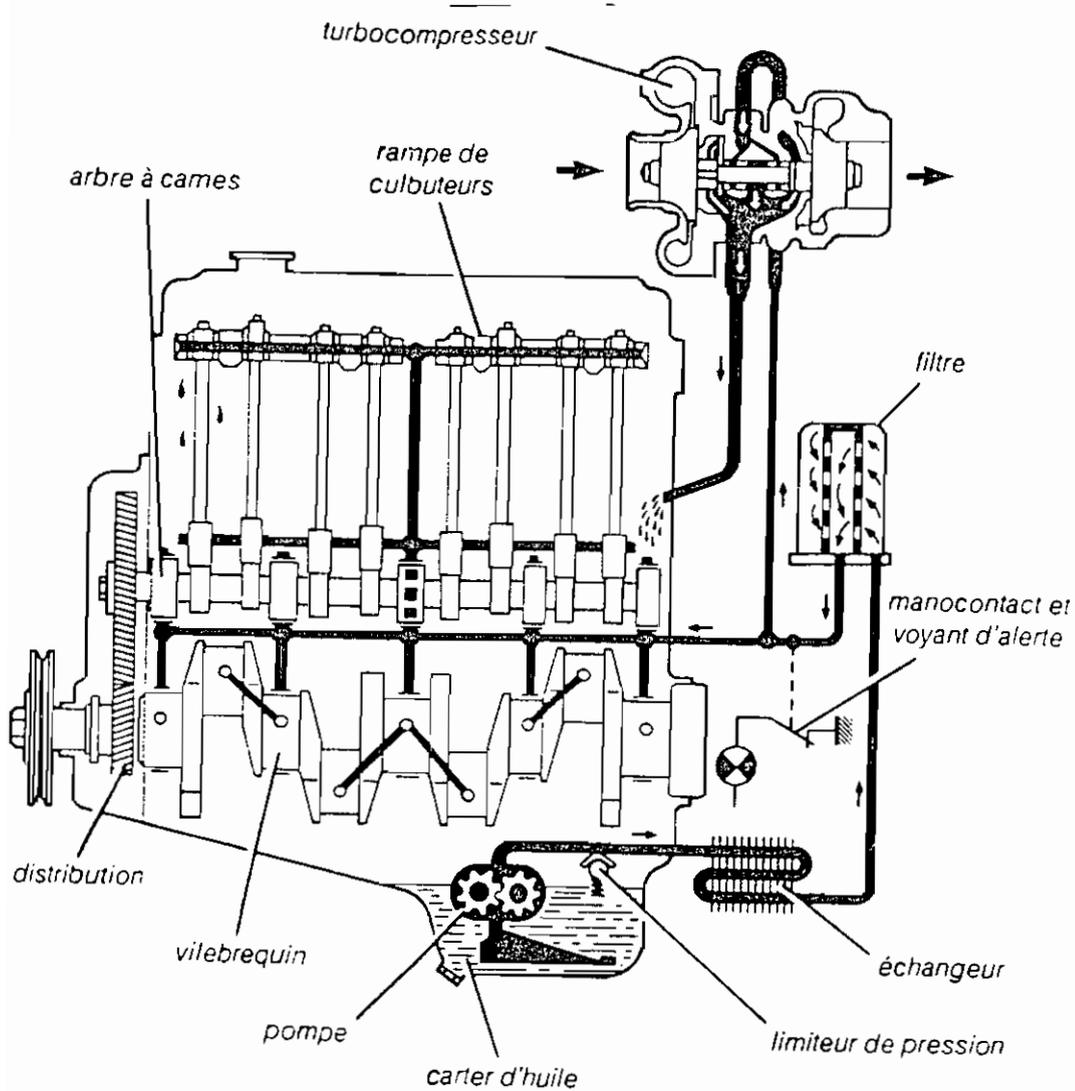
**-total basic number (TBN):**

C'est le taux d'alcalinité qui se trouve dans l'huile pour neutraliser les acides forts qui se forme au cours de la combustion.

**-matières insolubles:**

Elles comprennent les particules des matériaux d'usure, les matières charbonneuses et composés d'oxydation.

La figure 3-1 représente le circuit général de graissage du moteur suralimenté.



**Figure 3-1** Circuit de graissage d'un moteur suralimenté

## Présentation et interprétation des résultats

L'analyse de l'huile effectuée a donné les résultats ci-après.

|                      | valeurs d'origine | valeurs après analyses | écart |
|----------------------|-------------------|------------------------|-------|
| viscosité(à40°C) Cst | 141               | 103                    | 38    |
| TBN                  | 15                | 10,5                   | 45    |

**Tableau 3-1** Résultats d'analyse d'huile

Les valeurs d'origine ont été fournies par MOBIL OIL (voir annexe 1).

A l'issue de ces analyses, il a été jugé nécessaire de contrôler les injecteurs, les culbuteurs, puis la libre sortie des gaz d'échappement et enfin la propreté des filtres.

Nous constatons d'après les résultats, que la viscosité et le TBN ont subi des baisses énormes de 38 et 4.5 respectivement. La baisse normale prévue pour le TBN est de 75% de sa valeur initiale, c'est à dire jusqu'à 3.6. Ceci révèle une baisse de la qualité de l'huile qui est due d'une part à une dilution par le combustible et d'autre part par un échauffement excessif de cette huile au niveau des paliers. Les figures A-1-1 et A-1-2 nous permettent de voir que la viscosité de l'huile diminue lorsque la température augmente.

Aussi pour les phénomènes de grippage et de frottement dont l'analyse a fait état (voir tableau A-1) nous avons répertorié les résultats de quelques essais effectués dans le tableau 3-2 pour mieux voir comment la pression après filtre à l'huile varie.

| essais réception effectuée par SACM | travaux de carénage du 08/01/90 au 20/03/91 | essai effectué les 11 et 14 Avril |
|-------------------------------------|---|-----------------------------------|
| pression après filtre(bars) 4       | 3,4   | 3                                 |

**Tableau 3-3** Résumé des pressions suivant les essais

Les pressions ont été relevées pour la vitesse de 1100 tpm. Mais il faudra mentionner que pour l'essai de réception, nous avons effectuée une extrapolation à cette vitesse pour pouvoir faire la comparaison.

Ce tableau nous a permis de suivre l'évolution de la pression au niveau des paliers depuis sa mise en service. Cette diminution de pression présente l'inconvénient majeur qui est: à vitesse suffisante la lubrification hydrodynamique ne sera pas effective.

Notons au passage que la vérification de certains éléments n'a pu être effectuée parce que le moteur se trouvait dans certaines conditions d'exploitation.

### 3-2 ANALYSE DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT DU MOTEUR

De l'eau mélangée avec de l'huile HSAC(huile soluble anti-corrosive) a été prélevée à la sortie des filtres et soumise à une analyse à la SONEES(société nationale d'exploitation des eaux du SENEGAL).

#### Présentation et interprétation des résultats

|                                   | PH                      | dureté (°F)       | taux NaCl<br>(mg/l) | taux de SO4<br>(mg/l) |
|-----------------------------------|-------------------------|-------------------|---------------------|-----------------------|
| Valeurs obtenues<br>après analyse | 7.13                    | 14                | 119                 | traces                |
| valeurs<br>recommandées           | compris entre<br>8 et 9 | inférieur<br>à 25 | 60                  | 40                    |

**Tableau 3-4** Résultats d'analyse d'eau

Nous pouvons considérer ces valeurs même si l'arrêt des machines a été long. Et nous pouvons noter que c'est une eau qui est légèrement acide et que malgré le taux de soufre presque inexistant, ce qui est préjudiciable à ce long arrêt de fonctionnement, ce mélange contient un taux de NaCl trop fort.

### 3-3 ETUDES THEORIQUES

Cette partie nous permet de faire le bilan thermique du moteur, de voir l'évolution de l'air à travers le compresseur et de vérifier le dimensionnement des hélices.

#### 3-3-1 BILAN THERMIQUE DU MOTEUR

##### Calcul des paramètres de combustion

Cette partie ne reprend pas le dimensionnement du moteur en tant que tel, mais nous permet d'établir un modèle de fonctionnement.

C'est ainsi qu'avec les valeurs que nous nous sommes fixées, nous avons, à l'aide d'un logiciel réalisé en TURBO PASCAL (voir annexe 2), déterminé les paramètres de combustion.

Les données utilisées sont les suivantes:

a: coefficient de consommation d'air

$T_r$ : température des gaz résiduels

$T_{ro}$ : température des gaz résiduels donnée par la formule de MAZIN

$\theta$ : coefficient d'utilisation de la chaleur

$\lambda$ : degré d'augmentation de pression de gaz lors de la combustion

$P_a$ : pression de fin admission

$T_a$ : température de fin admission

$P_c$ : pression du temps de combustion

$T_c$ : température du temps de combustion

Pz: pression des gaz à la fin de la compression

Tz: température des gaz à la fin de la compression

Pb: pression à la fin de la détente

Tb: température à la fin de la détente

En faisant varier les paramètres  $a$ ,  $T_{ro}$  et  $\theta$  entre les valeurs imposées par le design, nous obtenons le tableau suivant.

|            |       |       |       |       |        |
|------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| a          | 1,8   | 1,9   | 1,9   | 1,9   | 1,8    |
| $T_r$      | 775   | 760   | 762   | 763   | 774    |
| $T_{ro}$   | 774.6 | 763.7 | 763.8 | 763.8 | 774.26 |
| $\theta$   | 0,7   | 0,72  | 0,72  | 0,72  | 0,7    |
| $\lambda$  | 1,5   | 1,5   | 1,5   | 1,5   | 1,5    |
| $P_a 10^4$ | 9,877 | 9,877 | 9,877 | 9,877 | 9,877  |
| $T_a$ °C   | 333,2 | 333   | 333   | 333   | 333,2  |
| $P_c 10^6$ | 2,263 | 2,263 | 2,263 | 2,263 | 2,2627 |
| $T_c$ °C   | 763   | 762,7 | 762,8 | 762,9 | 763    |
| $T_z$ °C   | 1590  | 1545  | 1545  | 1545  | 1558   |
| $P_z 10^6$ | 2,27  | 2,4   | 2,4   | 2,4   | 2,273  |
| $P_b 10^5$ | 3,63  | 2,452 | 3,452 | 3,452 | 3,53   |
| $T_b$      | 1170  | 1118  | 1118  | 1118  | 1142   |

**Tableau 3-5** Paramètres de combustion

Après cela, nous avons établi le tableau des valeurs moyennes ci-après.

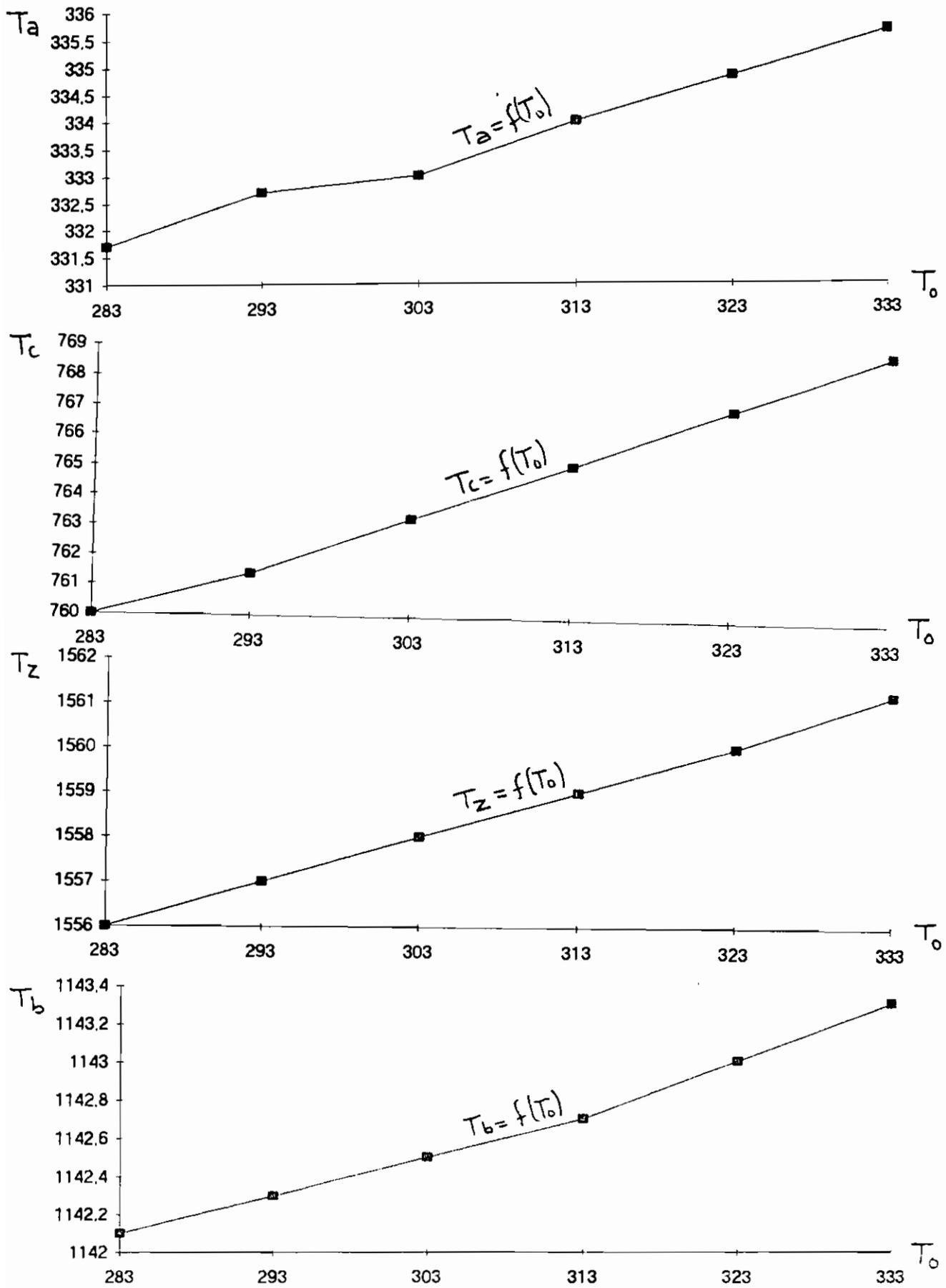
| $P_a$ (bar) | $T_a$ (°C) | $P_c$ | $T_c$ | $P_z$  | $T_z$ | $P_b$ | $T_b$ |
|-------------|------------|-------|-------|--------|-------|-------|-------|
| .9877       | 60         | 22.63 | 490   | 23.486 | 1283  | 3.5   | 860   |

**Tableau 3-6** Valeurs moyennes des paramètres de combustion

En faisant varier la température ambiante  $T_o$ , nous obtenons les courbes d'évolution des différentes températures en fonction de celle ambiante (voir figure 3-2)

$T_a$ ,  $T_c$ ,  $T_z$  et  $T_b$  en fonction de  $T_o$ .

Nous ne les avons pas regroupées parce que l'échelle ne le permet pas.

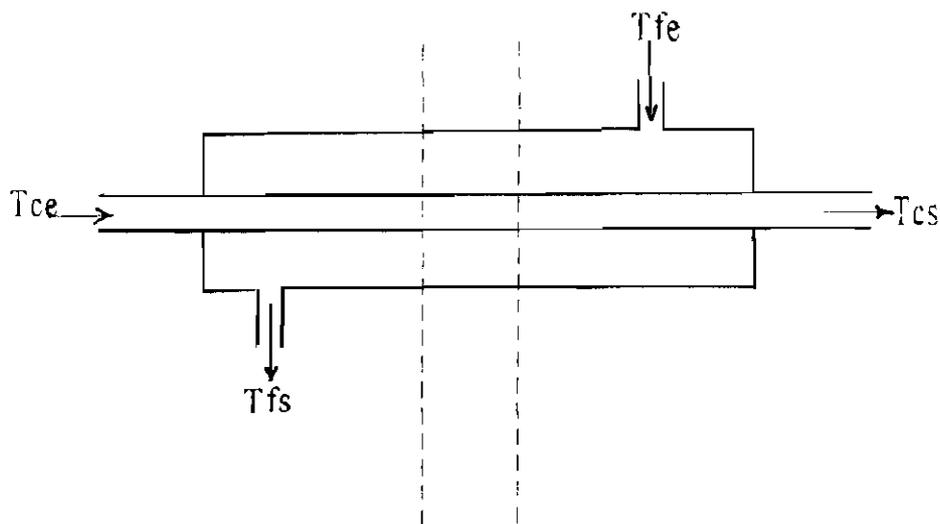


**Figure 3-2** Courbes d'évolution de  $T_a$ ,  $T_c$ ,  $T_z$  et  $T_b$  en fonction de  $T_o$

Nous pouvons dire d'après le diagramme ci-dessus que l'élévation de la température de l'air admis au cylindre est très préjudiciable à la bonne tenue des pièces, car elle entraîne l'accroissement de la température de tout le cycle. Ainsi cette augmentation de la température ambiante c'est à dire avant compression provoque des augmentations de températures des pistons, de soupapes d'échappement et gaz dans les collecteurs d'échappement.

### Calcul du réfrigérant eau/eau

Cette partie nous permet de voir si le système de refroidissement est adapté.



**Figure 3-3** Schéma d'un réfrigérant à contre-courant

Les températures limites d'entrée( $T_{ce}$ ) et de sortie( $T_{cs}$ ) du moteur données par le constructeur sont respectivement  $72^{\circ}\text{C}$  et  $78^{\circ}\text{C}$ .

Etant donné que le bateau est susceptible de naviguer dans les mers chaudes, les réfrigérants sont dimensionnés de manière à permettre l'évacuation de quantités de calories dégagées à puissance maximum, et il est recommandé

de choisir une température de l'eau de mer de l'ordre de 30°C.

Pour une meilleure approche, nous avons supposé une température  $T_h$  varie entre 35°C et 40°C.

Après avoir déterminé la température moyenne logarithmique de l'échangeur qui peut s'écrire sous la forme:

$$\Delta TLM = \frac{[(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})]}{\ln \left[ \frac{(T_{ce}-T_{fs})}{(T_{cs}-T_{fe})} \right]} \quad (1)$$

nous calculons la surface réelle de l'échangeur(A) avec :

$$A = \pi * d * n_t * L_t \quad (2)$$

où  $d$  = diamètre intérieur des tubes = 10mm

(nous avons travaillé avec une épaisseur moyenne des tubes égale à 1mm)

$n_t$  = nombre de tubes = 302

$L_t$  = longueur des tubes = 3.5m

$$A = \pi * 0.012 * 302 * 3.5 = 39.85 \text{m}^2$$

nous déterminons en suite le flux de chaleur à travers l'échangeur qui lui, peut être exprimé sous trois formes:

$$\Phi = m_c * C_{pc} * (T_{ce} - T_{cf}) = m_f * C_{pf} * (T_{fs} - T_{fe}) = U * A * \Delta TLM \quad (3)$$

et enfin nous en déduisons les débits réels  $m_c$  et  $m_f$  tels que:

$$m_c = \frac{\Phi}{C_{pc}(T_{ce} - T_{ce})} \quad \text{et} \quad m_f = \frac{\Phi}{C_{pf}(T_{fe} - T_{fe})} \quad (4)$$

Ne disposant pas la conductivité du réfrigérant qui est en cupronikel, nous ne pouvons évaluer le coefficient d'échange global(U) de ce matériau parce que U est fonction de cette conductivité.

Mais en nous basant sur une référence citée dans la bibliographie où il est mentionné que cette conductance eau/eau est comprise entre 850 et 1700w/m<sup>2</sup>°C; nous effectuerons nos calculs avec la valeur de U = 850 w/m<sup>2</sup>°C parce que l'on est en présence d'eau de mer qui comporte des éléments additifs par rapport l'eau douce.

Les chaleurs spécifiques moyennes de mer(C<sub>pc</sub>), supposée être égale à celle de l'eau salée, et de l'eau douce(C<sub>pf</sub>) sont respectivement égales à 4180 et 3977 J/Kg°C.

Après tous calculs nous obtenons le tableau 3-7 suivant:

|         |       |       |       |       |       |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Tfs °c  | 40    | 39    | 38    | 37    | 35    |
| ΔTLM    | 39.96 | 40.48 | 40.99 | 41.5  | 42.5  |
| Φ KJ    | 1353  | 1371  | 1388  | 1405  | 1439  |
| mc kg/s | 54    | 54.7  | 55.3  | 56    | 57.4  |
| mc m3/h | 194   | 197   | 199   | 201   | 206   |
| mf kg/s | 33.9  | 38.3  | 43.6  | 50.4  | 72.3  |
| mf m3/s | 122.2 | 137.9 | 157   | 181.7 | 260.5 |

**tableau 3-7** Calcul des paramètres du réfrigérant

En comparant ces valeurs à ceux qui nous ont été fournies, on établit le tableau suivant:

| débits       | valeurs theoriques | valeurs réelles | écart |
|--------------|--------------------|-----------------|-------|
| $m_c, m^3/h$ | 194                | 100             | 94    |
| $m_f, m^3/h$ | 122.2              | 110             | 12.2  |

**Tableau 3-8** Tableau de comparaison des débits

Avec toutes les approximations qui ont été effectuées, on ne pas dire que les débits traversant les réfrigérants sont insuffisants. L'autre fait est que les températures d'entrée et de sortie moteur sont toujours restées dans les limites recommandées par le constructeur c'est à dire entre 72 et 78 °C sinon même en deça.

### 3-3-2 REFRIGERATION DE L'AIR ENTRE TURBOSOUFFLANTE ET CYLINDRE

La compression de l'air dans la turbosoufflante est accompagnée d'une élévation de température donnée par la formule:

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = \rho^{-1} * \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left( 1 - \frac{1}{\gamma} \right)} - 1 \right) \quad (5)$$

où  $T_1$ : température à l'aspiration du compresseur

$T_2$ : température de refoulement du compresseur

$\rho$ : rendement par rapport à la compression adiabatique = 0.7

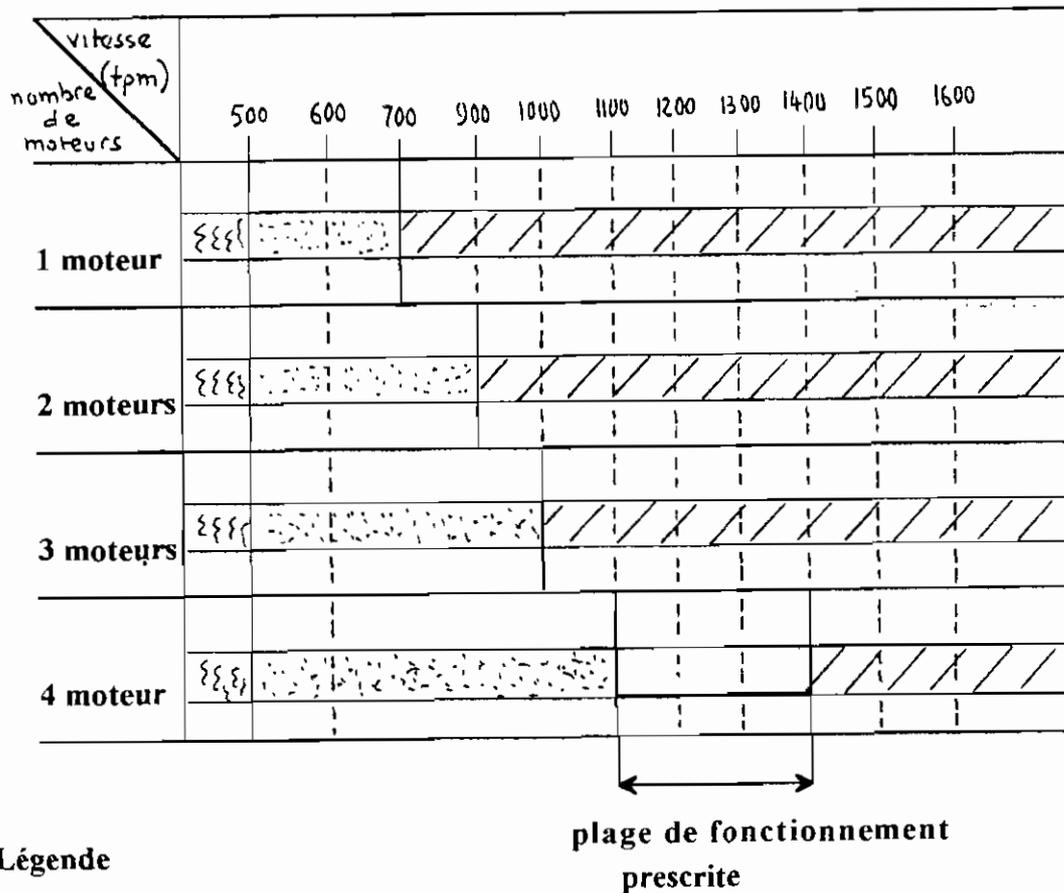
$P_1$ : pression à l'aspiration du compresseur

|  | vitesse | cylindre N°1 | cylindre N°9 |
|--|---------|--------------|--------------|
| essai de<br>réception<br>effectué à<br>Mulhouse              | 500 tpm | 100°C        | 80°C         |
|  | 1240tpm | 490          | 500          |
|  | 1500tpm | 510          | 520          |
|  | 1560tpm | 520          | 530          |
|  | 1610tpm | 520          | 560          |
|  | 1660tpm | 540          | 560          |
| essai du<br>14 Avril<br>1994                                 | 800tpm  | 520          | 500          |
|  | 900     | 580          | 560          |
|  | 950     | 620          | 560          |
|  | 1100    | 640          | 600          |
|  | 1150    | 640          | 590          |
| essai du<br>08 Mars<br>1991                                  | 1000    | 580          | 560          |
|  | 1050    | 600          | 580          |
|  | 1100    | 620          | 590          |
|  | 1190    | 610          | 600          |
|  | 1240    | 590          | 560          |
|  | 1290    | 600          | 590          |
| rapport rela-<br>tif aux tra-<br>vaux de care-<br>nage 90/91 | 900     | 580          | 560          |
|  | 1000    | 610          | 580          |
|  | 1100    | 620          | 590          |
|  | 1400    | 610          | 600          |

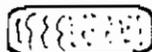
tpm = tour/min kw = kilowatte

**Tableau 3-10** Evolution des températures des cylindres N°1 et N°9 en fonction de la vitesse et suivant les essais

Pour tenir compte des conditions réelles de fonctionnement, il a été établi un tableau de guide de conduite de l'appareil propulsif et cela, à partir des prescriptions à l'issue des essais de carénage d'AVRIL 91(voir annexe A-9).



**Légende**

-  encrassement
-  excès de température d'échappement

Au vu de ce qui précède, on peut conclure que l'allure de croisière du Njambu se situe entre 1100 et 1400 rpm. Le changement du pas des hélices peut être effectué pour étendre la plage de fonctionnement des moteurs.

### Calcul des hélices

Les paramètres de fonctionnement propres au système sont les suivants:

-puissance motrice:  $P_s$ :

pour le moteur étudié, elle est égale à 3200cv

- puissance délivrée:  $P_D$ :

elle est liée à la puissance motrice par la relation suivante:

$$P_D = 0.98 * P_s \quad (7)$$

$$P_D = 3200 * 0.98$$

$$P_D = 3136 \text{cv}$$

-vitesse après réducteur:  $n$ :

elle est liée à la vitesse du moteur par le relation:

$$n = \text{vitesse du moteur} * 0.5 \quad (8)$$

(0.5 étant le facteur de réduction)

-vitesse d'avance:  $V_A$

la vitesse donnée par le constructeur est égale à **30 noeuds**.

Avec les valeurs ci-dessus nous pouvons calculer le coefficient de propulsion ( $B_p$ ) qui s'exprime sous la forme:

$$B_p = n \times \frac{\left( \frac{1}{P_D} \right)}{\left( \frac{\delta}{V_A^2} \right)} \quad (9)$$

A l'aide de la figure 3-4 nous obtenons pour un rendement optimum, le pas diamétral ( $P/D$ ) et le coefficient d'avance de TAYLOR ( $\delta$ ) qui est de la forme:

$$\delta = n \times \frac{D}{V_A} \quad (10)$$

Pour faire face aux méfaits dus à la cavitation, il importe à tout concepteur de bien dimensionner les hélices.

La plupart utilisent des critères qui permettent d'avoir la surface minimale tout en évitant les phénomènes de cavitation. Cette surface est obtenue par la relation suivante:

$$Ap^2 = T^2 / (5.44 * (p_0 - p_v)^{1.5} * V_a) \quad (m^4) \quad (11)$$

où T: poussée en N

$p_0$ : pression au centre de l'hélice due à l'eau d'amont et à l'atmosphère en N/m<sup>2</sup>

$p_v$ : pression de vapeur de l'eau en N/m<sup>2</sup>

$V_a$ : vitesse d'avance en m/s

La poussée T dérive de la formule donnant  $\eta_0$  avec:

$$\eta_0 = T * V_a / (P_D * \eta_r * 1942.4) \quad (12)$$

$\eta_r$ : efficacité relative de rotation

$$0.95 \leq \eta_r \leq 1$$

on choisit  $\eta_r = 1$

la valeur de  $\eta_0$  peut être déduite de la figure 3-4 et elle est égale à **0.716**.

si  $P_D = 3136 \text{ cv} = 2338 \text{ w}$

$$T = 1942.4 * \eta_0 * \eta_r * P_D / V_a \quad (w) \quad (13)$$

$$T = 433568w$$

La différence de pression ( $p_0 - p_v$ ) est liée à la profondeur de l'axe de l'hélice par la formule suivante:

$$p_0 - p_v = 99.629 + 10.179 * h \quad (KN/m^2) \quad (14)$$

cette profondeur h est estimée à **2.75m**

$$p_0 - p_v = 99.629 + 10.179 * 2.75$$

$$p_0 - p_v = 127621 \text{ N/m}^2$$

finalement on a :

$$A_{p^2} = 25.26 \quad \text{d'où} \quad \mathbf{A_p = 5.026 \text{ m}^2}$$

Pour une hélice à quatre pales, le diamètre serait égal à 0.97 fois celui de l'hélice à trois pales, le pas diamétral serait le même et la surface qui absorberait la même puissance serait

$$A_{p_4} = A_{p_3} * 4/3 * 0.97^2 \quad \text{d'où} \quad \mathbf{A_{p_4} = 6.31 \text{ m}^2}$$

soit une augmentation de 25%.

Ainsi pour l'hélice à quatre pales, en conservant la même forme, le diamètre serait égal à :

$$D_4 = 0.97 * 1453.6 \quad \text{d'où} \quad \mathbf{D_4 = 1410 \text{ mm}}$$

Ces calculs pouvaient être effectués pour une hélice à 5 ou 6 pales. L'intérêt qu'il y a dans tout ça est que plus le nombre de pales est important plus les risques de cavitation sont écartés.

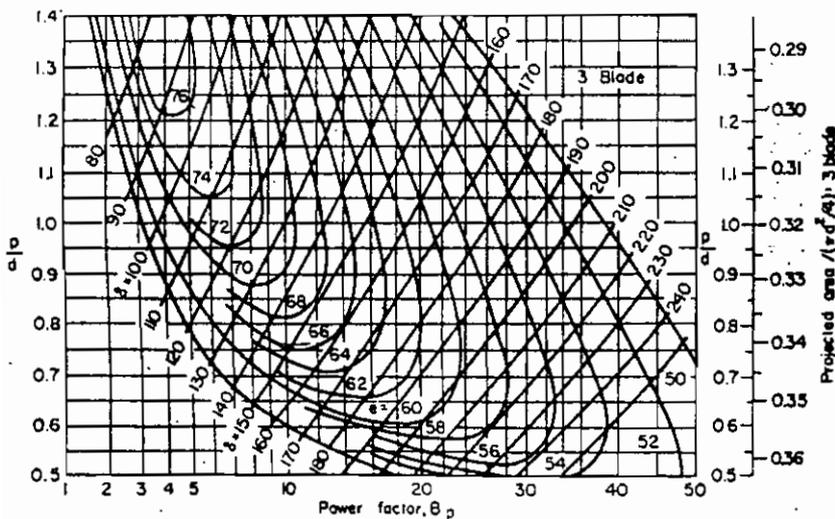
Nous obtenons finalement le tableau suivant :

|                   |        |
|-------------------|--------|
| $B_p$             | 8.86   |
| $P/D$             | 1.037  |
| rendement optimum | 0.716  |
| $\delta$          | 124    |
| $D$ (mm)          | 1453.6 |
| $P$ (mm)          | 1507   |

**Tableau 3-11** Tableau de dimensionnement de l'hélice

Ensuite nous avons établi les tableau et figure suivants pour voir comment la puissance fournie varie en fonction du pas de l'hélice.

Pour cela, à l'aide de la figure 3-4 et des données disponibles, nous avons établi la relation qui lie la puissance à fournir par le moteur ( $P_s$ ) et le coefficient de TAYLOR ( $B_p$ ).



**Figure 3-4** Courbe des coefficients de TAYLOR

Avec  $D = 1400\text{mm}$  (valeur fixée)

$n = 780\text{tpm}$

$V_A = 30$  noeuds on a:

$$P_D = \left( \left( \frac{V_A^{\frac{5}{4}}}{n} \right) \times B_p \right)^2$$

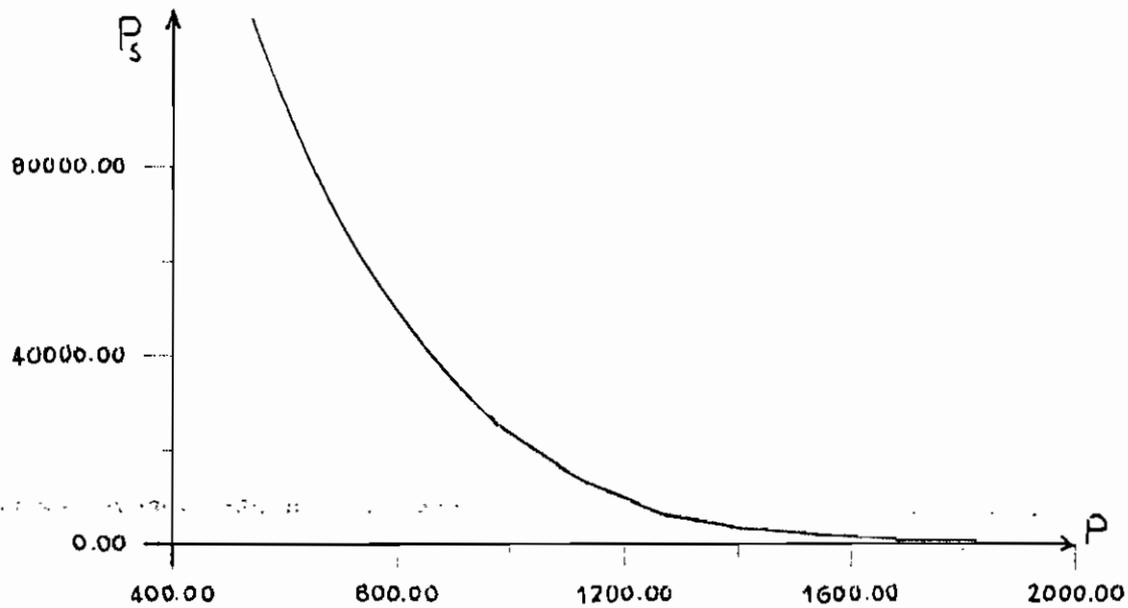
$$P_D = 39.941 \times B_p^2 \quad (15)$$

et  $P_S = \frac{P_D}{0.98} \quad (16)$

Ce qui nous donne les tableau 3-12 et figure 3-5 suivants:

| P/D | P(mm) | B <sub>p</sub> | Ps(CV) |
|-----|-------|----------------|--------|
| 5   | 700   | 62             | 156666 |
| 6   | 840   | 375            | 57313  |
| 7   | 980   | 265            | 28620  |
| 8   | 1120  | 195            | 15497  |
| 9   | 1260  | 135            | 7427   |
| 1   | 1400  | 97             | 3834   |
| 11  | 1540  | 735            | 2201   |
| 12  | 1680  | 55             | 1232   |
| 13  | 1820  | 45             | 825    |

**Tableau 3-12** Evolution de la puissance motrice Ps en fonction du pas P de l'hélice



**Figure 3-6** Courbe d'évolution de  $P_s$  en fonction de  $P$

En analysant la courbe ci-dessus, nous pouvons dire que plus le pas de l'hélice est faible plus la puissance fournie par le moteur est grande. Or le pas existant est de 213.3mm, et que celui théoriquement trouvé à l'aide de calculs est de 1507mm.

**ET PROPOSITIONS DE SOLUTIONS**

L'objectif principale de notre étude étant la détermination des causes de la surcharge thermique, nous allons sur la base de tout ce qui a été énoncé jusqu'ici répertorier les différentes causes précitées, procéder à leur analyse et proposer des solutions.

**4-1 EAU DE REFROIDISSEMENT**

En faisant référence à la partie 3-2, l'analyse effectuée nous révèle que la qualité de l'eau utilisée pour le refroidissement du moteur n'est pas une des meilleures à cause du taux de NaCl de 119mg/l qui dépasse largement la normale qui est de 60mg/l.

Notons que l'eau est restée un peu longtemps avant d'être analysée mais cela n'influence pas tellement la teneur en NaCl et la dureté mais seulement le taux de SO<sub>4</sub> qui a disparu avec le temps. Ce fort taux de NaCl a des effets néfastes dans le circuit de refroidissement car favorise les dépôts et diminue en conséquence la section des conduites.

L'autre fait est que pour avoir un refroidissement correct, il faut un débit d'eau suffisant pour éviter un échauffement excessif du moteur et une détérioration anormalement rapide de la qualité de l'huile lubrifiant.

Les températures d'eau relevées à l'entrée et à la sortie du moteur sont dans les limites recommandées par le constructeur ou tombent souvent même à des valeurs plus basses. C'est la

raison pour laquelle l'hypothèse que le réfrigérant eau/eau soit une cause de la surchauffe peut être écartée.

Ainsi nous recommandons au service de la maintenance d'utiliser une eau qui est requise; c'est à dire une eau traitée à l'aide de produits homologués par la SACM. Ces produits permettront de maintenir les différentes caractéristiques aux valeurs recommandées.

#### 4-2 INJECTION DE COMBUSTIBLE ET REGLAGE DE SOUPAPES

Des opérations d'entretien ont été effectuées durant l'étude et nous avons obtenu des relevés de la pression de refoulement d'injecteurs qui étaient détarés jusqu'à 220 bars. Or la pression de tarage fixée par le constructeur est de 250 bars. Théoriquement cette pression de tarage  $P_o$  est liée à la tension  $F$  du ressort par la relation suivante:

$$F = P_o \times \left( \frac{\pi}{4} \right) \times (D^2 - d^2) \quad (17)$$

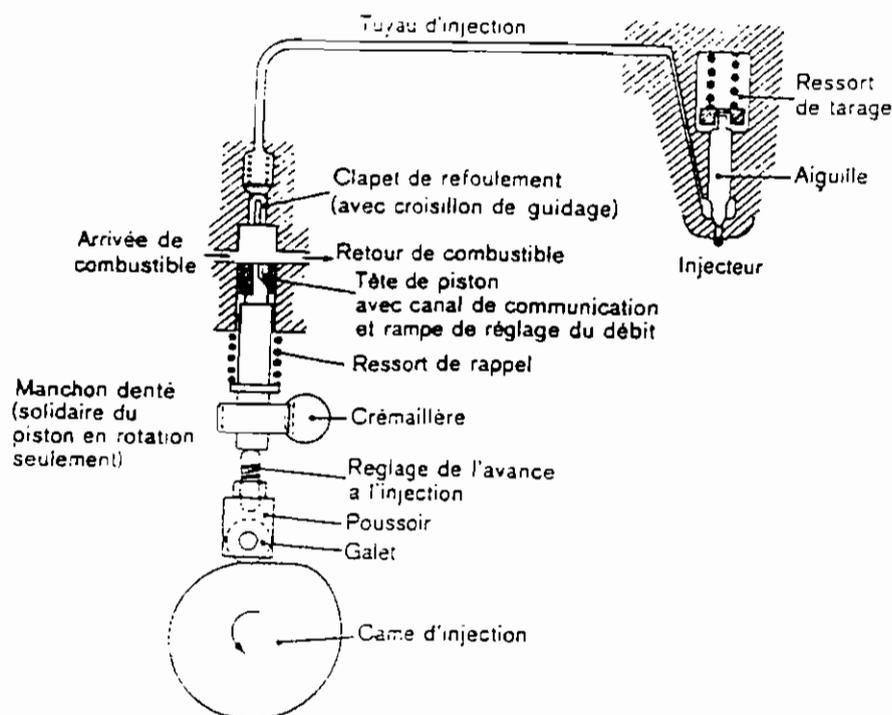
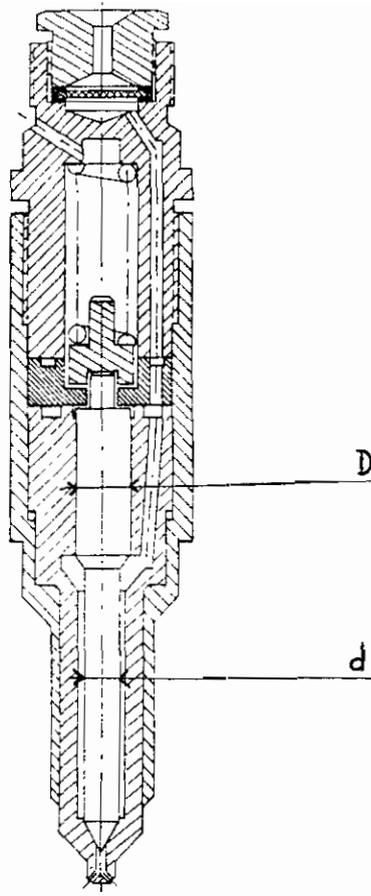


Figure 4-1 Schéma général d'un injecteur mécanique



D: diamètre de l'aiguille    d: diamètre de la portée du siège

**Figure 4-2** Schéma de l'injecteur à aiguille

En début d'injection, la pression du gazoil agit sur toute la section de l'aiguille qui se lève donc très rapidement; ceci favorise la pulvérisation.

Le débit volumique instantané injecté  $Q_i$  s'écrit selon la loi de Bernouilli:

$$Q_i = \frac{(K \times S)}{\rho^2} \times (P_i - P_c)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (18)$$

avec K: coefficient spécifique de l'injecteur

$P_i$  pression du gazoil dans l'injecteur

$P_c$  pression de l'air dans la chambre de combustion

$\rho$  masse volumique du gazoil

$s$  section de passage

Nous savons aussi que la pression d'injection  $P_i$  est liée aux pression du gazoil  $P_g$  et de tarage  $P_t$  par la relation suivante.

$$P_i = P_g - P_t \quad (19)$$

$$Q_i = \frac{[K \times S]}{\rho^2} \times (P_g - P_t - P_c)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (20)$$

D'après la formule 15, si la pression de tarage diminue, le débit augmente. D'où la nécessité de choisir une pression de tarage assez élevée pour que théoriquement, il y ait aucune introduction de combustible à une pression insuffisante.

On conçoit alors l'importance du rapport  $d/D$ ; pour améliorer la tenue du pointeau et du siège, donc pour conserver une bonne étanchéité du siège et une bonne combustion, et il y a intérêt à avoir  $d$  aussi grand que possible.

Mais si l'on augmente trop  $d$ , on encourt des risques de ratés d'injection au ralenti.

Des fois on note la possibilité d'une post-injection. Les effets d'une telle anomalie sont graves car le combustible ainsi introduit brûle trop mal du fait que:

-la pression étant faible, les gouttelettes sont grosses

-les gaz présents dans le cylindre sont en pleine détente donc leurs pression et température vont en s'abaissant.

Le rendement énergétique du moteur est donc diminué mais ce qui est plus grave, c'est l'accroissement des charges thermiques du moteur, et en particulier celles de la paroi de la chemise à un moment où cette paroi commence à être largement découverte ce qui peut avoir une influence désastreuse sur la lubrification du contact segment-chemise. Par ailleurs, cette post-injection provoque généralement des imbrûlés donc un accroissement important de l'indice de fumée. Pour améliorer cette situation, on peut, dans une certaine mesure, augmenter la pression de tarage de l'injecteur.

L'autre fait est que le réglage des jeux de soupape doit être bien effectué, sinon des imbrûlés peuvent être entraînés durant l'échappement et provoquer des incendies continus dans les conduits d'échappement. D'où la nécessité de tarer les injecteurs au moins à 250 bars.

En conséquence, l'injection du combustible et le réglage des jeux de soupapes demeurent des causes réelles.

A cet effet nous recommandons le réglage du débit de la pompe d'injection à la valeur qui sera fournie par le constructeur et le tarage des injecteurs au minimum à 250 bars.

#### **4-3 ALIMENTATION EN AIR**

Les moteurs diesel suralimentés sont prévus pour fonctionner avec un excès d'air. Donc le circuit allant du filtre à air en passant par le turbocompresseur jusqu'au aérorefrigérant doit être en bon état pour entraîner un maximum d'air et assurer une meilleure combustion.

L'objectif de tout dieseliste est de développer le maximum de puissance par litre de cylindrée.

Pour réussir cela, il faut:

- améliorer le remplissage en air pour emmagasiner la masse maximale d'air dans le cylindre
- améliorer la turbulence pour diminuer l'excédent d'air requis pour brûler le combustible.

Depuis les essais de réception, l'air à la sortie du réfrigérant est à une température réelle d'environ 65°C alors qu'il ne doit pas dépasser 50°C, valeur prescrite pour les moteurs AGO (voir annexe A-10).

D'après les informations qui ont été reçues au niveau de la MARINE, les éléments précités n'ont pas été révisés depuis l'arrivée du moteur au SENEGAL. L'hypothèse que ces éléments soient source de la surchauffe ne peut être écartée. Donc jusqu'à preuve du contraire, nous pouvons dire que l'alimentation en air constitue une cause réelle.

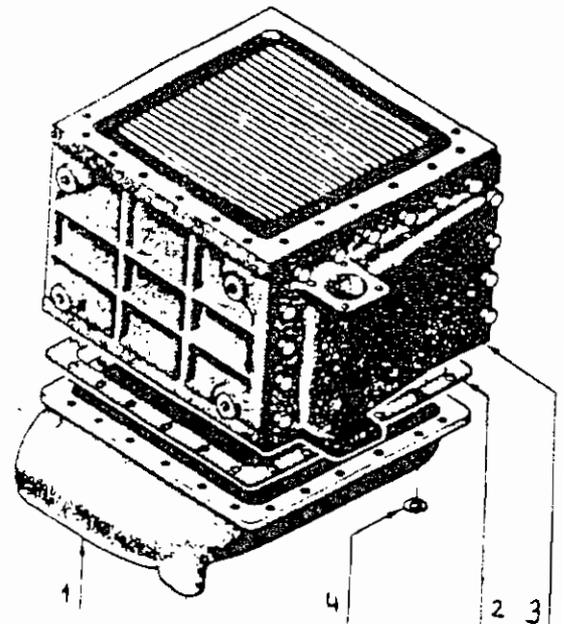
Les recommandations qui seront faites en ce sens, sont que tous les éléments concernés devront être révisés. Cette révision nécessite pour l'aéroréfrigérant (voir figure 4-3), la fourniture de deux joints boîtes à eau et six joints de bouchon dont les références sont les suivantes:

-joint boîte à eau

-côté droit référence N°38547 1016

-côté gauche référence N°385747 1015

-joint de bouchon référence N°23521 0664.



1-Hotte sortie droit 2-Joint boîte à eau 3-Refroidisseur d'air 4-Joint de bouchon

**Figure 4-3** Aéroréfrigérant côté gauche

#### 4-4 CIRCUIT DE GRAISSAGE

L'huile a une fonction double. Elle assure la lubrification et le refroidissement des paliers. Avec les relevées de pressions et de températures à la sortie du moteur, nous avons le tableau 4-1 suivant.

|                            | valeurs recommandées         | essai de reception | essai du 08/03/91 | essai du 11/04/94 |
|----------------------------|------------------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| températures relevées (°C) | 72 à l'entrée 86 à la sortie | 81 à 89            | 62 à 66           | 60 à 63           |
| pressions relevées(bar)    | 6 à 6.5                      | 4.2 à 4.6          | 3.2 à 3.9         | 2 à 3.1           |

**Tableau 4-1** Tableau de comparaison des pressions et températures suivant les essais

D'après le tableau ci-dessus, on voit apparaître à première vue la baisse de pression. Et comme cela a été dit au cours de notre développement, la pression de l'huile doit être suffisante pour assurer une bonne lubrification et évacuer le maximum de chaleur. Ainsi en comparant les valeurs du dernier essai à celles qui sont recommandées, on voit qu'il ya une baisse d'au moins 2.9 bars. Cette baisse peut être due au mauvais fonctionnement des pompes ou à une mauvaise étanchéité du circuit de graissage.

Etant donné que tous les éléments précités n'ont pas été révisés, ils demeurent une cause réelle réelle de la surchauffe.

#### 4-5 LES HELICES

Après avoir procédé à une vérification des hélices, nous avons trouvé un pas théorique de 1507mm. La valeur réelle de 213.3mm, comparée à celle théorique, est très faible. La conséquence est que le moteur devra fournir une puissance plus grande par rapport à la normale, occasionnant son étouffement et donc des températures d'échappement excessives.

Ainsi les méfaits du mauvais dimensionnement font que le faible pas des hélices constituent une cause de la surchauffe.

Les hélices à pales orientables, en marche ou à l'arrêt, constituent une solution à cela et présente un grand intérêt. Ce type d'hélice est préférable pour ces batiments parce qu'elle permet d'opérer dans des conditions différentes.

Elles permettent aussi une exploitation plus rationnelle du moteur et évitent de faire les frais d'un remplacement d'hélices mal adaptées: l'adaptation est automatique.

Même se le calage est désastreux en utilisation normale, il peut être recommandée quand il faut naviguer le plus lentement possible; le mauvais rendement de l'hélice est même favorable dans ce cas car il limite l'encrassement.

En manoevre, on opère à vitesse constante du moteur et à calage variable des pales; une vitesse de rotation pas trop basse permet des réactions plus énergiques du bâtiment.

Cette facilité de fonctionnement à vitesse réduite du bâtiment et la solution élégante apportée au problème du renversement de marche sont deux avantages importants des hélices à pales orientables en marche.

#### **4-6 MARCHE A FAIBLE REGIME**

Le fonctionnement au ralenti constitue une faiblesse pour les moteurs diesel.

Les inconvénients se résument en trois points essentiels:

- la température en fin de compression faible,
- la pression d'injection du combustible faible
- et la turbulence de l'air faible.

Tout ceci constitue une menace sur la qualité de la combustion.

Pour autant de raisons, le fonctionnement au ralenti est classée comme une cause de la surchauffe.

Les marches au ralenti doivent être réduites au strict minimum et cette recommandation devient un impératif lorsqu'il s'agit d'un moteur suralimenté à faible rapport de compression volumétrique et plus particulièrement les moteurs AGO.

#### **4-7 CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT**

C'est le point le plus complexe en ce sens que le dysfonctionnement d'un appareil peut être compensé par un autre.

Si l'on se base sur les différences de climat de la FRANCE et celui de SENEGAL, nous ne devons être étonné de l'apparition et de la persistance de ce problème de surchauffe. Par exemple à l'aide du tableau 3-9, on voit qu'à une température ambiante  $T_1=10^{\circ}\text{C}$ , la température après compression est de  $T_2=159^{\circ}\text{C}$  tandis qu'à  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $T_2=205^{\circ}\text{C}$ ; soit une différence de  $46^{\circ}\text{C}$ .

Cette différence de température d'air influence grandement celle après compression étant donné qu'elles sont liées par la relation suivante.

$$T_c = T_a \times \xi^{(n-1)} \quad (21)$$

où  $T_c$ : température en fin de compression

$T_a$ : température de l'air après compresseur

$\xi$ : taux de compression

$n$ : exposant polytropique moyen

La valeur de  $n$  est estimée à 1.36

$$\Rightarrow T_c = 2.29 \times T_a \quad (22)$$

Ceci nous permet d'obtenir les tableau et figure suivants.

|                              |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| <b>T1 (T° ambiante) (°C)</b> | 10  | 20   | 25   | 30   | 35   | 40   | 45   | 50   | 55   | 60   | 65   |
| <b>Ta (K)</b>                | 432 | 448  | 456  | 463  | 470  | 478  | 486  | 494  | 501  | 509  | 516  |
| <b>Tc (K)</b>                | 989 | 1026 | 1044 | 1060 | 1076 | 1094 | 1112 | 1131 | 1147 | 1165 | 1181 |

tableau 4.1

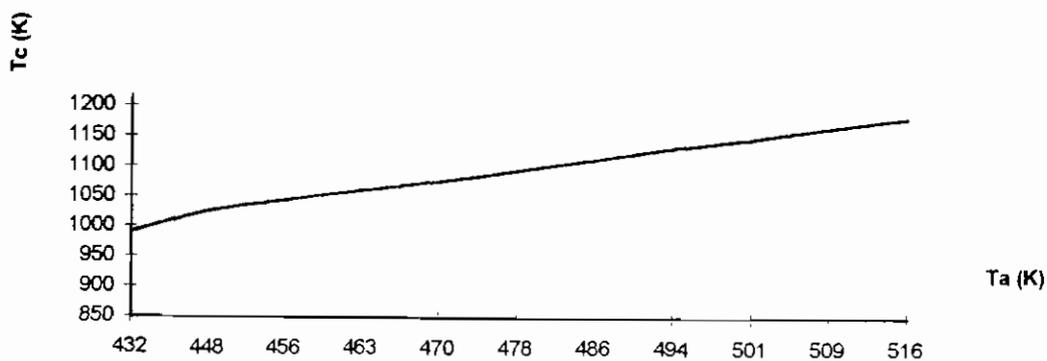


figure.4.1: Evolution de  $T_c$  en fonction de  $T_a$

D'après le tableau précédent, on voit que de l'air aspiré à une température de 10°C, peut après compression, atteindre une température de 989°K.

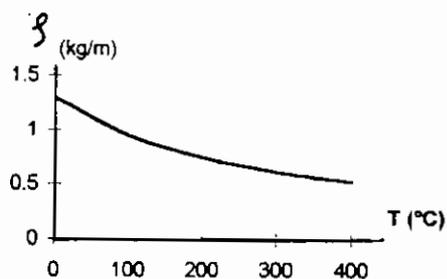
Durant les essais de réception, la température avant filtre était aux environs de 30°C; soit une température après compression de 1060°K.

A l'aide de la documentation dont la référence est citée en annexe, nous avons pu voir comment varie la masse volumique de l'air en fonction de la température. Les tableau et figure ci-après le montrent:

| T (°C) | $\rho$ (kg/m) |
|--------|---------------|
| 0      | 1.293         |
| 100    | 0.947         |
| 200    | 0.746         |
| 300    | 0.616         |
| 400    | 0.524         |

**Tableau 4-2** Tableau de variation de la masse volumique de l'air en fonction de la température

Graphiquement nous avons:



**Figure 4-2** Evolution de la masse volumique en fonction de la température

Et comme la masse d'air introduite est liée à sa masse volumique, plus  $\rho$  est faible, plus la masse est faible et plus le mélange est pauvre en air.

En faisant une comparaison avec les conditions réelles de fonctionnement au SENEGAL, la température souvent relevée par les exploitants faisait au minimum  $45^{\circ}\text{C}$ ; soit une température après compression de  $1112^{\circ}\text{K}$ .

En fait le moteur doit être alimenté en air de combustion et en air de réfrigération. A la pression atmosphérique normale, les besoins en air de combustion doivent être selon certains constructeurs de  $5 \text{ m}^3/\text{h}/\text{ch}$ . Et indépendamment des circuits internes de refroidissement de la culasse et des cylindres, il faut assurer l'évacuation de la chaleur rayonnée dans le local par le fonctionnement du diesel. Ces besoins sont de l'ordre de  $30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{ch}$  en admettant une élévation de température de l'air de  $10^{\circ}\text{C}$ . Donc pour le moteur diesel étudié on a:

-demande en air de combustion(DAC)= $3200*5=32000 \text{ m}^3/\text{h}/\text{moteur}$

-demande en air de refroidissement(DAR)= $3200*30 \text{ m}^3/\text{h}/\text{moteur}$ .

D'où la nécessité d'un choix judicieux des éléments de refroidissement.

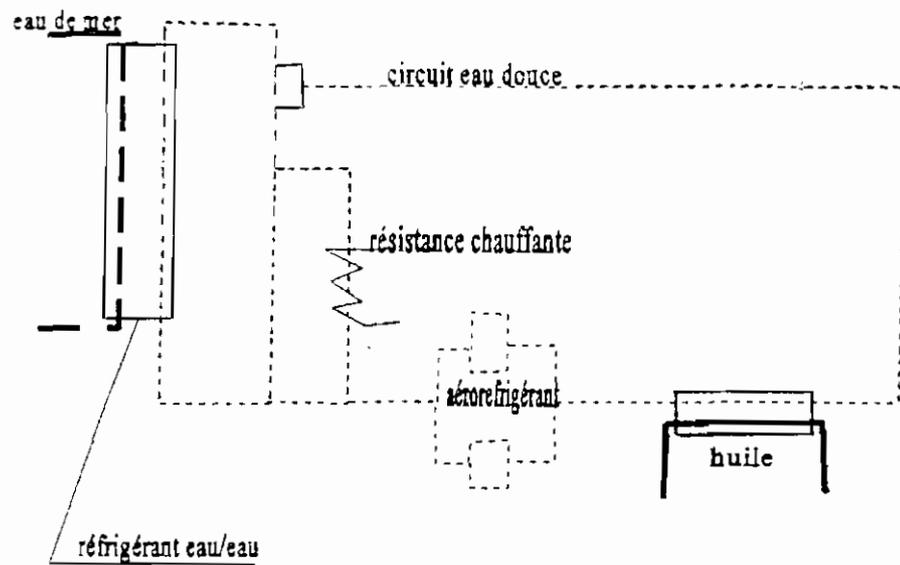
Sans ignorer les conséquences que cela peut entraîner dans le moteur, il faut tenir compte du fait qu'une partie de l'air aspirée dans la salle machine doit lécher les parois chaudes des conduits d'échappement qui sont à une certaine température et qui sont tout juste situés au dessus du filtre à air. Tout ceci contribue à la dilatation de l'air d'alimentation et la masse introduite dans le cylindre sera toujours faible.

Pour toutes ces raisons, les conditions de fonctionnement constituent une cause réelle de la surchauffe. La principale recommandation qui sera faite est que l'air soit admis et filtré dans les conditions les plus optimales c'est à dire depuis l'extérieur.

## 4-8 PROPOSITION DE SOLUTION

Nous avons déterminé les causes des problèmes évoqués tantôt dans le rapport. Il s'agit maintenant de proposer une solution à adopter pour la résolution de ce problème de surchauffe.

### circuit existant



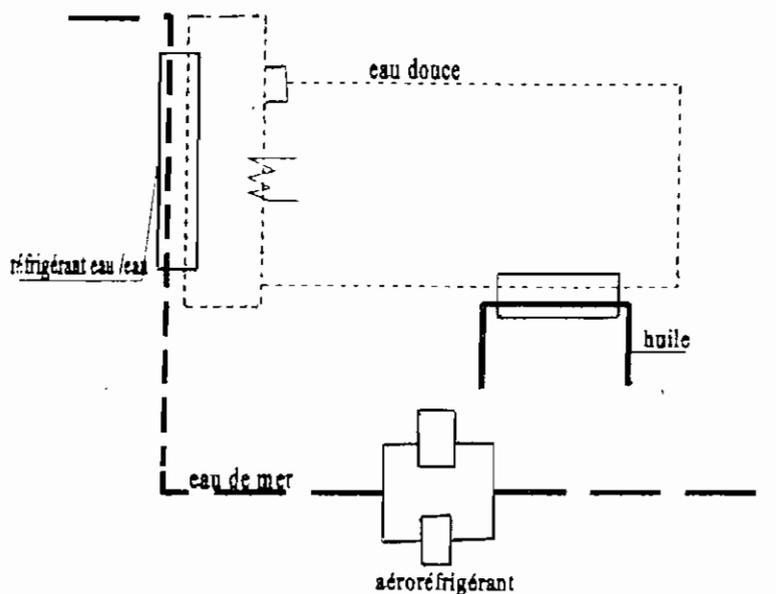
**Figure 4-4** circuit existant

L'inconvénient de ce circuit est que l'air ne peut être suffisamment refroidi pour avoir une masse suffisante pour la combustion du fait des conditions d'aspiration anormales.

L'autre fait est que la suralimentation est faussée.

Nous proposons ainsi une tropicalisation du moteur.

## circuit proposé



**Figure 4-5** circuit proposé

Cette solution consiste à éliminer le refroidissement de l'air par de l'eau douce au profit de celui de l'eau de mer. Le réfrigérant d'air sera donc placé dans le circuit d'eau de mer. Ceci permet d'améliorer son pouvoir réfrigérant, la masse d'air introduite sera plus grande, ce qui améliore la qualité de la combustion.

Toutefois, le système de préchauffage sera maintenu pour assurer un bon démarrage du moteur.

#### 4-9 EVALUATION FINANCIERE

Nous allons procéder à l'évaluation des coûts de la solution proposée.

Le tableau estimatif des coûts pour les quatre moteurs est le suivant:

| Accessoires        | Prix unitaire | Quantité  | Prix total       |
|--------------------|---------------|-----------|------------------|
| Joint boite à eau  |               |           |                  |
| -côté droit        | 200.000       | 4         | 800.000          |
| -côté gauche       | 200.000       | 4         | 800.000          |
| joint de bouchon   | 25.000        | 24        | 600.000          |
| conduit en bronze  |               |           |                  |
| -diamètre 88.9*3.2 | 25.000        | 20 mètres | 500.000          |
| <b>TOTAL</b>       |               |           | <b>2.900.000</b> |

Nous ne tenons pas compte des coûts qui sont liés à la main d'oeuvre parce que la MARINE dispose d'un personnel qualifié.

## CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Depuis la réception du moteur diesel, le personnel s'est trouvé confronté à un sérieux problème d'exploitation qui est dû à l'élévation excessive des gaz d'échappement.

Après toutes les analyses et études effectuées, nous avons pu confirmer que les causes sont dues d'une part à une mauvaise combustion liée:

- à l'injection du combustible

- à l'alimentation en air

- à la marche au faible régime,

d'autre part à des défauts d'entretien et de dimensionnement liés:

- à la qualité de l'eau de refroidissement

- au circuit de graissage

- aux hélices mal dimensionnées

et enfin aux conditions d'exploitation du moteur.

En plus de la solution proposée, nous allons émettre quelques recommandations qui sont les suivantes:

- éviter dans la mesure du possible de refroidir avec de l'eau n'ayant pas les caractéristiques requises ou bien, à la limite recourir à de l'eau distillée;

- tarer les injecteurs à 250 bars minimum;

- régler les pompes d'injection aux valeurs recommandées par le constructeur;

- installer des pyromètres à la sortie de chaque cylindre d'une part, à l'entrée et à la sortie de la turbine d'autre part. Ces pyromètres permettront de détecter les anomalies de réglage (perturbation dans l'alimentation en air, dans l'injection et défaut d'étanchéité) ou de fonctionnement;

- remplacer les hélices à trois pales fixes par des hélices à quatre pales orientables qui permettront d'éviter tout risque de cavitation et de manoeuvrer sous différentes vitesses.
- éviter les marches au faibles régime;
- vérifier les pompes, filtres, turbocompresseur et la libre sortie des gaz d'échappement;
- installer dans chaque compartiment moteur un ventilateur commandé par un thermostat en assurant un débit suffisant pour que la température du local ne dépasse pas 40°C;
- remplacer le réfrigérant eau/eau par un réfrigérant de surface double pour augmenter la capacité de décharge; cela suppose que les pompes d'eau de mer doivent aussi être remplacées;
- étudier le matériau constituant le collecteur d'échappement, leur calorifugeage ainsi que celui des conduits d'échappement parce que la sécurité du personnel l'exige. Les gaz d'échappement seront plus chauds à la sortie ce qui est sans inconvénients
- effectuer l'analyse des gaz d'échappement;
- et enfin placer les filtres à air à l'atmosphère, pour admettre l'air dans les conditions les plus optimales.

Une solution a été proposée mais il y a lieu de souligner que l'entretien devra être plus exigeant, surtout au niveau des aéroréfrigérants qui devront désormais recevoir une eau agressive qui est l'eau de mer.

## BIBLIOGRAPHIE

Carburants et moteurs-----TOMES 1 et 2 de J.C GUIBET Editions TECHNIP

Science et technique du moteur diesel industriel et de transport-----TOMES 1 et 3 de ROBERT BRUN

Les moteurs diesel Technologie et fonctionnement -----CAMILE CEDRA et DANIEL GAUTHIER 1ere édition

Moteurs diesel-----ROGER ROUDIL Dunod Paris 1970

Manuel de conduite et d'entretien -----SACM

Technique de l'ingenieur

Hand book for mechanical engineering

Initiation aux transferts thermiques-----Jean François SACADURA 4e Edition Technique et documentation

Les stations de pompage d'eau-----AGHTM

Heat transfert----- JP Holman Metric editions M.E.S

# ANNEXES

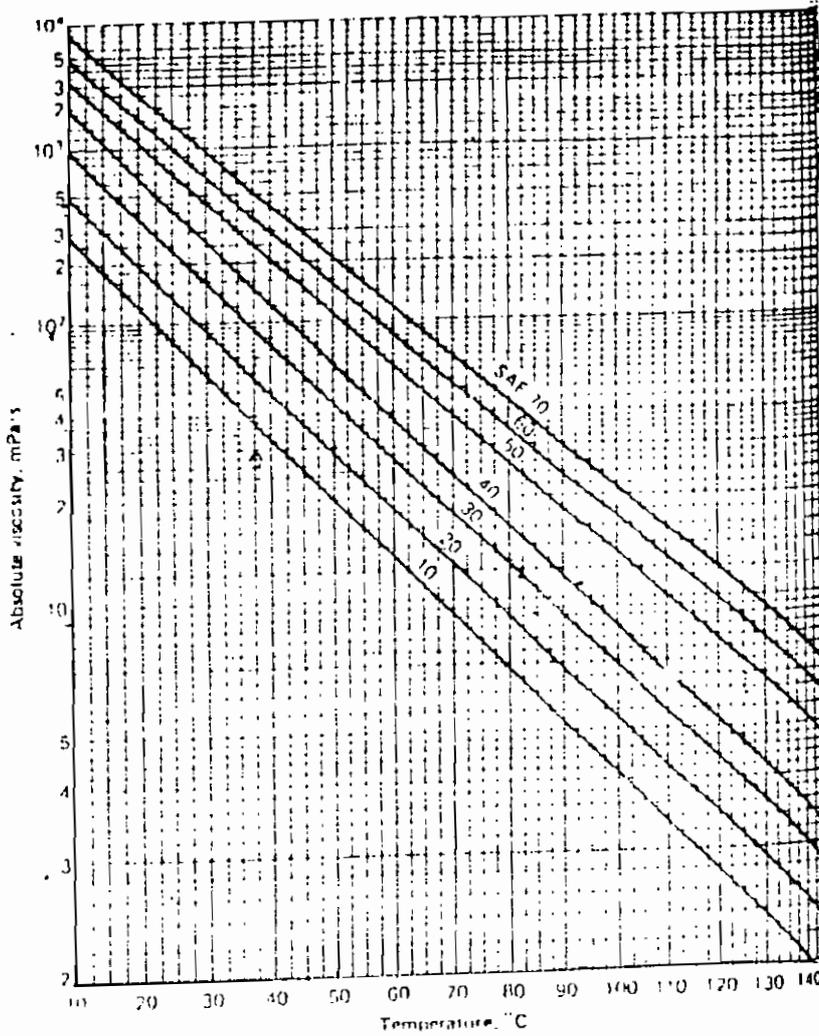
**PRESENTATION DES RESULTATS D'ANALYSE D'HUILE**

|                         |                 |
|-------------------------|-----------------|
| date de prélèvement     | 20 janvier 1995 |
| date de réception       | 30 janvier 1995 |
| nombre d'heures         | 208 heures      |
| appoint                 | 60 litres       |
| viscosité à 40°C en cST | 103             |
| teneur en eau           | traces          |
| indice de contamination | 3               |
| TBN                     | 10.5            |
| Pb                      | 3               |
| Fe                      | 143             |
| Si                      | 13              |
| Al                      | 8               |
| Cu                      | 10              |
| Cr                      | 8               |
| Na                      | 43              |
| Ba                      | 1               |
| Mn                      | 2               |

Toutes les composants sont en ppm (grammes/grammes de soluté/million de grammes de solvant)

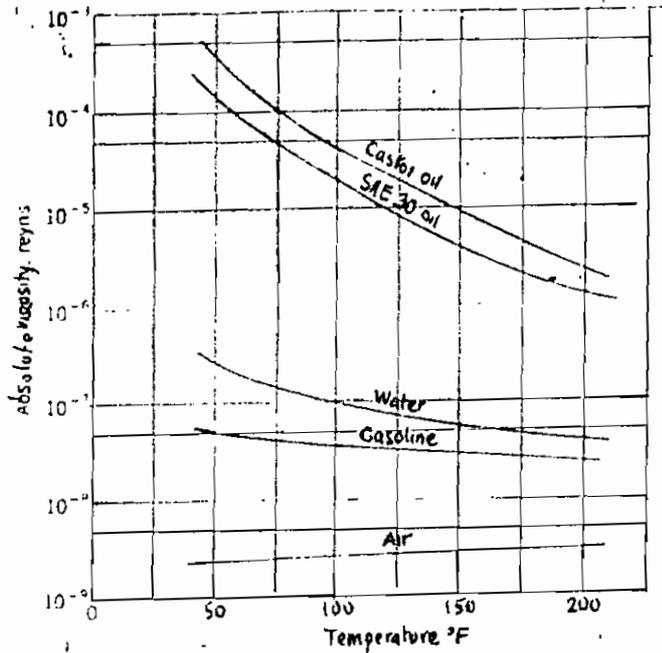
Tableau A-1-1

A-1-2



**Figure** Variation de la viscosité avec la température

A-1-3



**Figure** Comparaison des viscosités de divers fluides

# Mobilgard 12 Series

## Diesel Engine Oils

### Product Description

Mobilgard 12 Series oils are formulated to have excellent resistance to oxidation and viscosity increase over a long period of service. They have superior water separating properties and provide excellent corrosion protection. Mobilgard 12 Series has also been tested against all A.P.I. requirements for CD rating and gave a full pass in all tests.

### Benefits

- Extended periods between inspections, overhaul and cleaning
- Increased protection against corrosive wear
- Increased oil service life
- Cleaner engines

### Performance

Mobilgard 12 Series is formulated with base oils having proven successful performance in diesel engines. The additive system is balanced to provide excellent resistance to thermal degradation under moderately severe operating conditions combined with good engine cleanliness and superior wear protection.

### Application

The Mobilgard 12 Series diesel engine oils are intended for use as cylinder and bearing lubricants in marine and industrial diesel engines operating on distillate fuels or light fuel blends. They may be used as crankcase lubricants in large crosshead type diesel engines operating on high sulfur fuels. The Mobilgard 512 is recommended occasionally by some builders as a running-in oil for crosshead type engines. The primary, and proven particularly effective, recommendations for these oils are in small bore, high speed trunk engines in fishing fleets; the new more severe service engines and in many types of medium speed engines.

### Typical Characteristics

Physical and chemical characteristics of the Mobilgard 12 Series oils are shown in the table. Values shown are typical and may vary slightly.

| Characteristics                             | Mobilgard 312 | Mobilgard 412 | Mobilgard 512* |
|---|---------------|---------------|----------------|
| SAE No.                                     | 30            | 40            | 50             |
| Specific Gravity                            | 0.898         | 0.903         | 0.906          |
| Pour Point,<br>max °C(°F)                   | -18(0)        | -15(5)        | -6(21)         |
| Flash Point,<br>min °C(°F)                  | 240(465)      | 255(490)      | 249(480)       |
| Viscosity<br>cSt 40°C                       | 103           | 141           | 199            |
| cSt 100°C                                   | 11.4          | 14.4          | 18.4           |
| Viscosity Index                             | 100           | 100           | 100            |
| Total Base No.<br>min (Mobil<br>Method 308) | 15            | 15            | 15             |
| Ash, Sulfated,<br>% wt                      | 2.1           | 2.1           | 2.1            |

\*Not available in all areas.

### Health and Safety

Based on available toxicology information, when properly handled and used, these products have little or no adverse health effect. No special precautions are suggested beyond attention to good personal hygiene, including avoiding repeated prolonged skin contact. A detailed Material Safety Data Bulletin discussing Mobilgard 12 Series oils is available upon request through your Sales Contract office.

Mobil International Aviation and Marine Sales Inc.

2025 SALES CONTRACTUAL TERMS AND CONDITIONS

Figure Caractéristiques de huile MOBILGARD 412

**A-2**

## **PROGRAMME DE CALCUL DES PARAMÈTRES DE COMBUSTION**

program pfe;

uses crt, printer;

const

$\lambda_2 = 1.6;$  { degrés d'augmentation de pression de gaz lors de }

{ la combustion du combustible }

$n_2 = 1.2;$  { exposant moyen polytropique de détente }

$t_H = 1.02E + 04;$  { pouvoir calorifique inférieur }

$\epsilon = 1E-6;$

$E = 10;$  { taux de compression }

$N_v = 0.95;$

$T_0 = 303;$  { température atmosphérique }

$P_0 = 1E + 05;$  { pression atmosphérique }

$T_1 = 313;$  { température de la charge fraîche en tenant compte de la réchauffe }

$P_r = 1.1E + 05;$  { pression des gaz résiduels }

$h_2 = 0.18;$

$O_2 = 0.01;$

$c = 0.86;$

$h_c = 0.86;$

var

f,Pa,Pc,Lo,Y,Cv,Al,BI,S,rho,Pz,d,Pb,Tb,x,dI,w:real;

L0:real;

Ta:real;

Tc:real; { température en fin de compression }

t:real; { coefficient de la chaleur }

Cp:real; { chaleur massique moléculaire moyenne des produits }

{ de combustion du gazoil pression constante (en kcal/kmole%) }

Ai:real;

Bi:real;

Mg:real; { quantité des gaz résiduels des produits de combustion }

Mc:real; { quantité totale de gaz dans le cylindre en fin compression }

M: real; { nombre de moles de produit de combustion /kg de combustible }

Mz:real; { quantité de gaz dans le cylindre en fin de combustion en tenant compte des gaz résiduels }

u: real; { coefficient de variation des molécules }

Ll:real;

g:real; { coefficient des gaz résiduels }

L:real; { quantité d'air nécessaire pour la combustion de 1 kg }

sl:real; { membre de gauche de l'équation (1) }

Tz:real; { pression des gaz la fin de la combustion }

a:real; { coefficient de remplissage d'air }

```

Tr:real; {température des gaz résiduels}

Tr0:real; {temps des gaz résiduels}

cd:real; {coefficient de détente}

n:real; {exposant polytropique moyen de compression}

begin

clrscr;

writeln('<<LES PARAMETRES UTILISES>>');

writeln(' Nv:',0.95);

writeln('entrez a: 1.8 <= a <= 2.2 ');

read (a);

IF (a < 1.8) OR (a > 2.2) Then

exit;

writeln('entrez Tr0: 700 <= Tr0 <= 900');

read(Tr0);

IF (Tr0 < 700) OR (Tr0 > 900) Then

exit;

writeln('Pr:',1.1E+05);

writeln('entrez n: n = 1.36');

read(n);

{IF(n <> 1.36) then}

{exit;}

```

```

writeln('entrez t: 0.7 <= t <= 0.9');

read(t);

If (t < 0.7) OR (t > 0.9) THEN

EXIT;

writeln('entrez l: 1.2 <= l <= 1.8');

read(l);

If (l < 1.2) OR (l > 1.8) THEN

EXIT;

Pa: = ((P0*(E-l)*Tl + Pr*T0)/(E*T0))*Nv;

Ta: = E*Pa/(Nv*(E-l)*P0 + (T0*Pr/Tr0))*T0;

Pc: = Pa*exp(n*ln(E));

Tc: = Ta*2.2908;

Ai: = 1.985 + 4.8 + (0.22/a);

Bi: = (3.3/a + 3.7)*1E-04;

Cv: = 4.185 + (0.4151E-03*Tc);

writeln('<< LES PARAMETRES DU TEMPS ADMISSION >>');

writeln('Pa:', Pa);

writeln('Ta:', Ta);

writeln('<< LES PARAMETRES DU TEMPS COMPRESSION >>');

writeln('Pc:', Pc);

writeln('Tc en kelvin:', Tc);

```

```

Ll: = ((8*c/3) + (8*h2)-02)/0.23;

L0: = Ll/29; {en kmole}

L: = a*L0;

g: = Pr*T0/(P0*Tr*Nv*(E-1));

Mg: = g*a*L0;

Mc: = (1 + g)*a*L0;

M: = (a*L0) + (h2/4) + (O2/32);

Mz: = M + Mg;

u: = Mz/Mc;

writeln(' << QUANTITE DE GAZ FIN COMPRESSION >> ');

writeln('Ll:', Ll);

writeln('L0:', L0);

writeln('L:', L);

writeln(' << QUANTITE DE GAZ FIN COMBUSTION >> ');

writeln('Mg:', Mg);

writeln('Mc:', Mc);

writeln(' << QUANTITE DE GAZ DANS LE CYLINDRE FIN COMBUSTION >> ');

writeln('M:', M);

writeln('Mz:', Mz);

writeln(' u:', u);

Ai: = 1.985 + 4.8 + (0.22/a);

```

```

Bi:=(3.3/a+3.7)*1E-04;

Cv:=4.185+(0.4151E-03*Tc);

Ll:=((8*c/3)+(8*h2)-o2)/0.23;

L0:=Ll/29; {en kmole}

L:=a*L0;

sl:=(Cv+1.985*I2)*Tc+t*tH/(a*L0*(1+g));

d:=(u*u*Ai*Ai)+(4*S1*u*Bi) ;

if d<0 THEN

writeln('PAS DE SOLUTION:')

    ELSE

    begin

    dl:=sqrt(d);

    Tz:=(-u*Ai +dl)/(2*u*Bi);

    writeln('PARAMETRES DU TEMPS COMBUSTION');

    writeln('Tz:',Tz);

    Rho:=u*Tz/(1*Tc);

    Pz:=1*Pc;

    writeln('Rho:',Rho);

    writeln('Pz:',Pz);delay(2000);

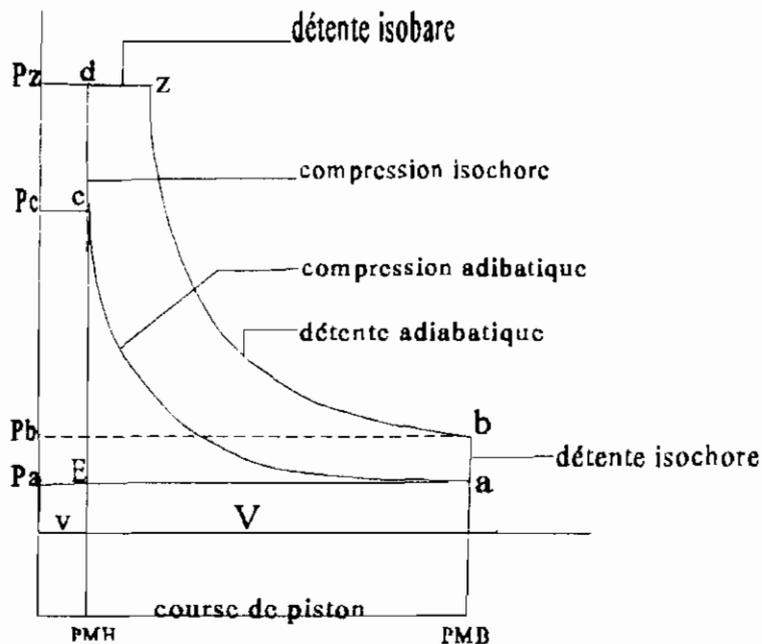
    end;

writeln('PARAMETRES DE DETENTE');

```

```
cd:=E/Rho ;  
  
Pb:=Pz/exp(1.2*ln(cd));  
  
Tb:=Tz/exp(0.2*ln(cd));  
  
Tr:=tb*exp(-1/3*ln((Pb/pr))); {formule de Mazint}  
  
writeln('Pb:',Pb);  
  
writeln('Tb:',Tb);  
  
writeln('Tr:',Tr);  
  
repeat until keypressed;  
  
end.
```

## RAPPEL SUR LE CYCLE THEORIQUE DIESEL



### cycle théorique du moteur DIESEL

Rappelons que le cycle des moteurs DIESEL modernes est un cycle intermédiaire entre le cycle DIESEL initial et le cycle de BEAU de ROCHAS. Il est souvent appelé cycle de SABATHE.

C'est un cycle qui se déroule en quatre temps:

1/ L'*admission* à pression constante

2/ La *compression* se déroule en deux phases

a- La compression adiabatique s'effectue entre a-c pendant la course du piston, sans échange de

chaleur

b- La seconde phase appelée isochore se manifeste par une vive montée en pression, à volume constant entre c-d en PMH(point mort haut), déclenchée par la combustion.

3/ La *détente* comprend trois phases.

La première appelée isobare se déroule à pression constante, puis la seconde appelée adiabatique s'effectue entre z-b sans échange de chaleur, et enfin la troisième s'achève entre b-a à volume constant(isochore) au PMB(point mort bas).

4/ L'*échappement* s'effectue à la pression atmosphérique du PMB vers le PMH entre a et E.

L'élévation de la température de l'air admis au cylindre est très préjudiciable à la bonne tenue des pièces, car elle entraîne l'accroissement de la température de tout le cycle.

**RENSEIGNEMENTS TECHNIQUES DU MOTEUR**

**I/ CARACTERISTIQUES DE CONSTRUCTION ET DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR**

**DIESEL**

1. Désignation du moteur.....A.G.O. 195 V 16 RVR n°26149 construit par la SOCIETE  
ALSACIENNE DE CONSTRUCTIONS MECANQUES DE MULHOUSE(SACM)
2. Puissance nominale.....3200ch(2355W)
3. Vitesse nominale.....1560 tr/mn  
Regime de pointe(120%).....1660 tr/mn 3840ch(2826kW)
4. Type de cycle.....4 temps simple effet,  
suralimentation par turbo compresseur Haute pression: ELLIOT type BC 425 H
5. Mode d'injection.....Injection directe mécanique avec chambre ménagée dans le piston
6. Nombre et disposition des cylindres.....16 en V<sub>6</sub> à 60°
7. Alésage.....195mm
8. Course des pistons  
-côte bielles.....180mm.  
-côte biellettes.....192mm
9. Vitesse moyenne des pistons à la vitesse nominale

- côté bielles.....9.4m/s
- côté biellettes.....10m/s
- 10. Pression moyenne effective au régime nominal.....20.4 bar
- 11. Vitesse de ralenti à vide mini.....450 tr/mn
- 12. Vitesse maximale à vide.....1750 tr/mn
- 13. Sens de rotation nominal.....sens inverse horloge
- 14. Vitesse minimum d'allumage.....140 tr/mn
- 15. Refroidissement.....par eau
  - sortie moteur.....86°C
  - entrée moteur.....72°C
- 16. Température de l'huile de grissage
  - sortie moteur.....86°C
  - entrée moteur.....72°C
- 17. Vitesse de la turbine dans
  - les conditions normales.....21000 tr/mn
- 18. Poids du moteur nu sec.....9600 kg
- 19. Poids de l'eau.....396 kg
  - (moteur + tuyauterie eau douce et eau de mer)
- 20. Poids de l'huile
  - (cuvette + tuyauteries).....288 kg
- 21. Poids de la pièce la plus lourde à mentionner au montage:

Bâti équipé des goujons et des chapeaux de paliers.....2070 kg

22. Poids des pièces les plus lourdes à manutentionner au cours de l'entretien

-culasse équipée.....58 kg

-turbo-compresseur.....650 kg

-vibrequin.....620 kg

**II/ CARACTERISTIQUES DES MATIERES EMPLOYEES**

Bâti-cylindre.....fonte spéciale

Chemises.....fonte spéciale de centrifugation

Culasses.....fonte spéciale

Sièges échappement et admission.....acier spécial

Soupapes.....acier spécial

Vibrequin.....acier au Cr-Mo durci superficiellement

Coussinets de palier de ligne d'arbre.....cupro-plomb sur acier

Segments de tête de bielles..... " " " "

Bielles.....aciers au Ni-Cr-Mo

Bagues de pieds de bielles et de biellettes.....cupro-plomb Sn sur acier

Bagues de tête de biellette..... " " " " "

Pistons.....alliages d'aluminium

Segments coup de feu.....fonte spéciale chromée

Arbres à cames.....acier au Ni-Cr

Pistons de distribution.....acier au Ni-Cr.

### III DISTRIBUTION REGLAGE

#### Pompes à injection

-côté biellettes.....BOSH monobloc PE 9 M 180/500/6V 14 085

-côté biellettes.....BOCH monobloc PE 9 M 180/900/6V 14 084

Injecteurs.....SPC DE PRECISION DE CALUIRE ARLL 170 D

Tarage des injecteurs.....250 bar + 10 bar

#### Jeu de commande des soupapes:

-admission.....0.30 mm

-échappement.....0.30 mm

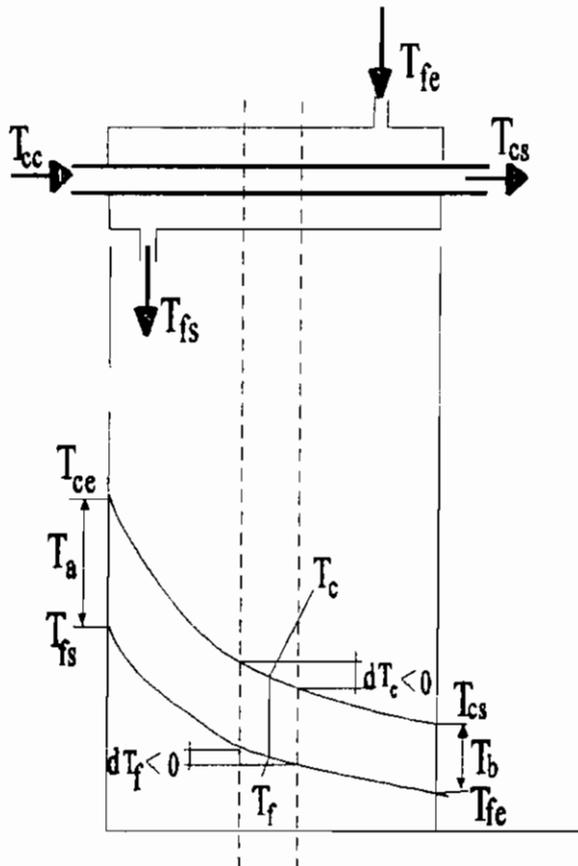
Ouverture admission.....60° avant PMH

Fermeture admission.....40° après PMB

Ouverture échappement.....60° avant PMB

Fermeture échappement.....75° après PMH

Avance statique à l'injection.....30° + 1° avant PMH combustion

**CALCULS DU REFRIGERANT****Calcul du flux de chaleur**

$$dq = U \cdot ds \cdot \Delta T \quad (1)$$

$U$ : conductance globale par unité de surface

on néglige les variations d'énergie cinétique et on suppose que l'échangeur est isolé

**bilan énergétique appliquée à la surface  $dA$**

$$\ln\left(\frac{(1-C_p/C_c) \cdot (T_{\text{centrée}} - T_{\text{sortie}}) + T_{\text{centrée}} - T_{\text{entrée}}}{T_{\text{centrée}} - T_{\text{entrée}}}\right) = -(1/C_r + 1/C_c) \cdot U \cdot A \quad (8)$$

or d'après la relation (3) on a:

$$C_p/C_c = -(T_{\text{sortie}} - T_{\text{centrée}}) / (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (9)$$

après quelques regroupements qui nous permettent d'éliminer les  $C_i$  on a:

$$\ln\left(\frac{T_{\text{sortie}} - T_{\text{sortie}}}{T_{\text{centrée}} - T_{\text{entrée}}}\right) = \frac{(T_{\text{sortie}} - T_{\text{sortie}}) - (T_{\text{centrée}} - T_{\text{entrée}})}{T_{\text{centrée}} - T_{\text{entrée}}} \cdot U \cdot A / q \quad (10)$$

$$\text{puisque } q = C_r \cdot (T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) = C_c \cdot (T_{\text{centrée}} - T_{\text{sortie}})$$

et en posant  $T_c - T_r = \Delta T$  on a:

$$q = U \cdot A \cdot (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln(\Delta T_a / \Delta T_b) \quad (11)$$

or on a:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta TLM \quad (12)$$

en comparant les relations (11) et (12) on a:

$$\Delta TLM = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln(\Delta T_a / \Delta T_b)$$

$$dq = -m_c \cdot c_{pc} \cdot dT_c = \pm m_r \cdot c_{pr} \cdot dT_r = U \cdot dA \cdot (T_c - T_r) \quad (2)$$

m: débit de fluide en kg/h

$c_p$ : chaleur spécifique à pression constante en kcal/kg °C

T: température moyenne du fluide en °C

l'écoulement est à contre courant

$$\Rightarrow dq = -m_c \cdot c_{pc} \cdot dT_c = -m_r \cdot c_{pr} \cdot dT_r = U \cdot dA \cdot (T_c - T_r)$$

on suppose que C (capacité calorifique horaire, en kcal/h °C) est indépendante des températures

$$-C_c \cdot (T_c - T_{centrée}) = C_r \cdot (T_r - T_{entrée}) \quad (3)$$

$$\text{où } C_c = m_c \cdot c_{pc}$$

$$C_r = m_r \cdot c_{pr}$$

$$T_c = T_{centrée} - (C_r/C_c) \cdot (T_r - T_{entrée}) \quad (4)$$

ce qui conduit à

$$T_c - T_r = -(1 + C_r/C_c) \cdot T_r + (C_r/C_c) \cdot T_{entrée} \quad (5)$$

en regroupant (2) et (5) on obtient:

$$dT / ((-C_r/C_c) \cdot T_r + (C_r/C_c) \cdot T_{entrée} + T_{centrée}) = U \cdot dA / C_r$$

en intégrant sur toute la longueur de l'échangeur on a:

$$\begin{aligned} & \ln(-1 + (C_r/C_c) \cdot T_{sortie} + (C_r/C_c) \cdot T_{entrée} + T_{centrée}) / \\ & (-1 + (C_r/C_c) \cdot T_{entrée} + (C_r/C_c) \cdot T_{entrée} + T_{centrée}) \\ & = -(1/C_r + 1/C_c) \cdot U \cdot A \quad (7) \end{aligned}$$

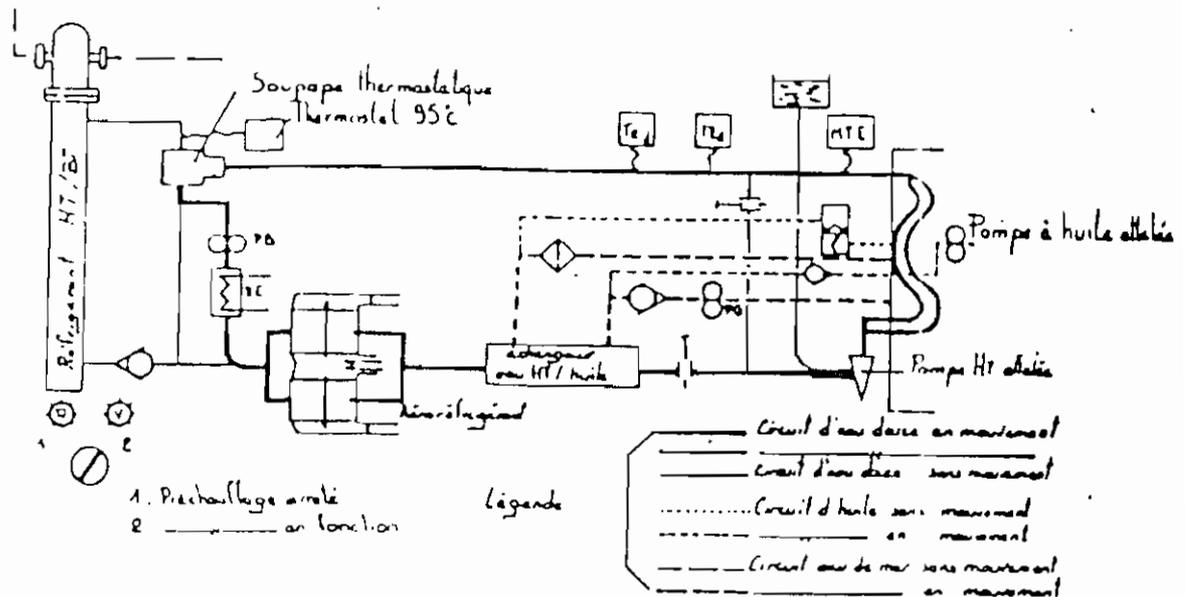
après simplification de l'équation (7) on obtient:

**DESCRIPTION DES DIFFERENTES PHASES DE FONCTIONNEMENT**

Les diverses phases de fonctionnement sont:

**\*Phase I le préchauffage.**

Son but est de porter l'eau **HT**(haute température) du moteur à l'arrêt à **50°C** pour faciliter son démarrage(figure A-5-1).



Le passage du commutateur en position "2" provoque:

**TE1:** thermostat de commande de préchauffage sous tension

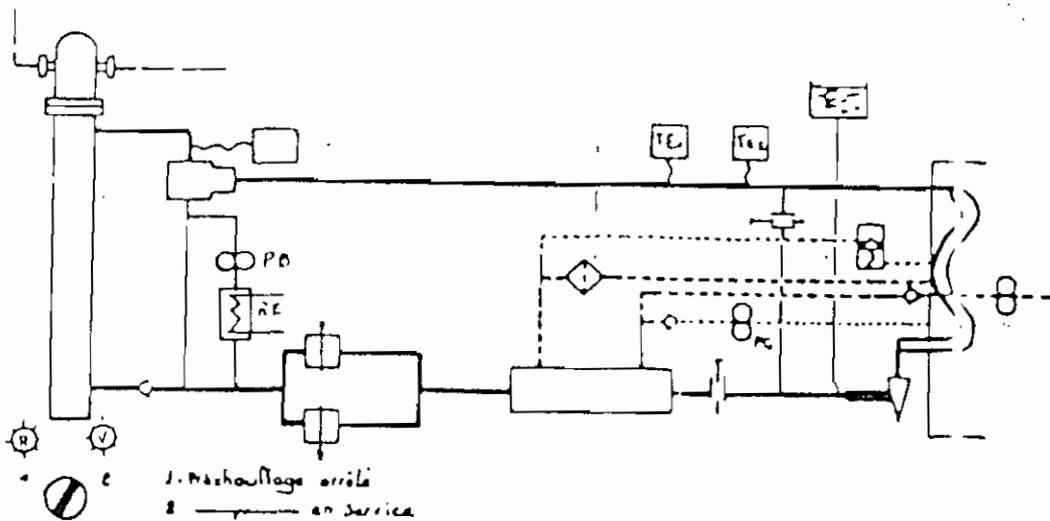
**MTE:** thermostat de signalisation manque température de l'eau douce, **HT** du préchauffage a environ **45°C** sous tension



**RE** et **PB** restent sous tension, **TE1** hors service et **TE2** en service

**\*Phase 3** le fonctionnement à pleine charge.

Le moteur étant à pleine charge, la sortie d'eau douce **HT** du moteur est régulée par une vanne thermostatique, le moteur ne reçoit plus d'eau par le préchauffage, mais au contraire dissipe sa chaleur à travers l'échangeur eau/eau (figure A-5-3).

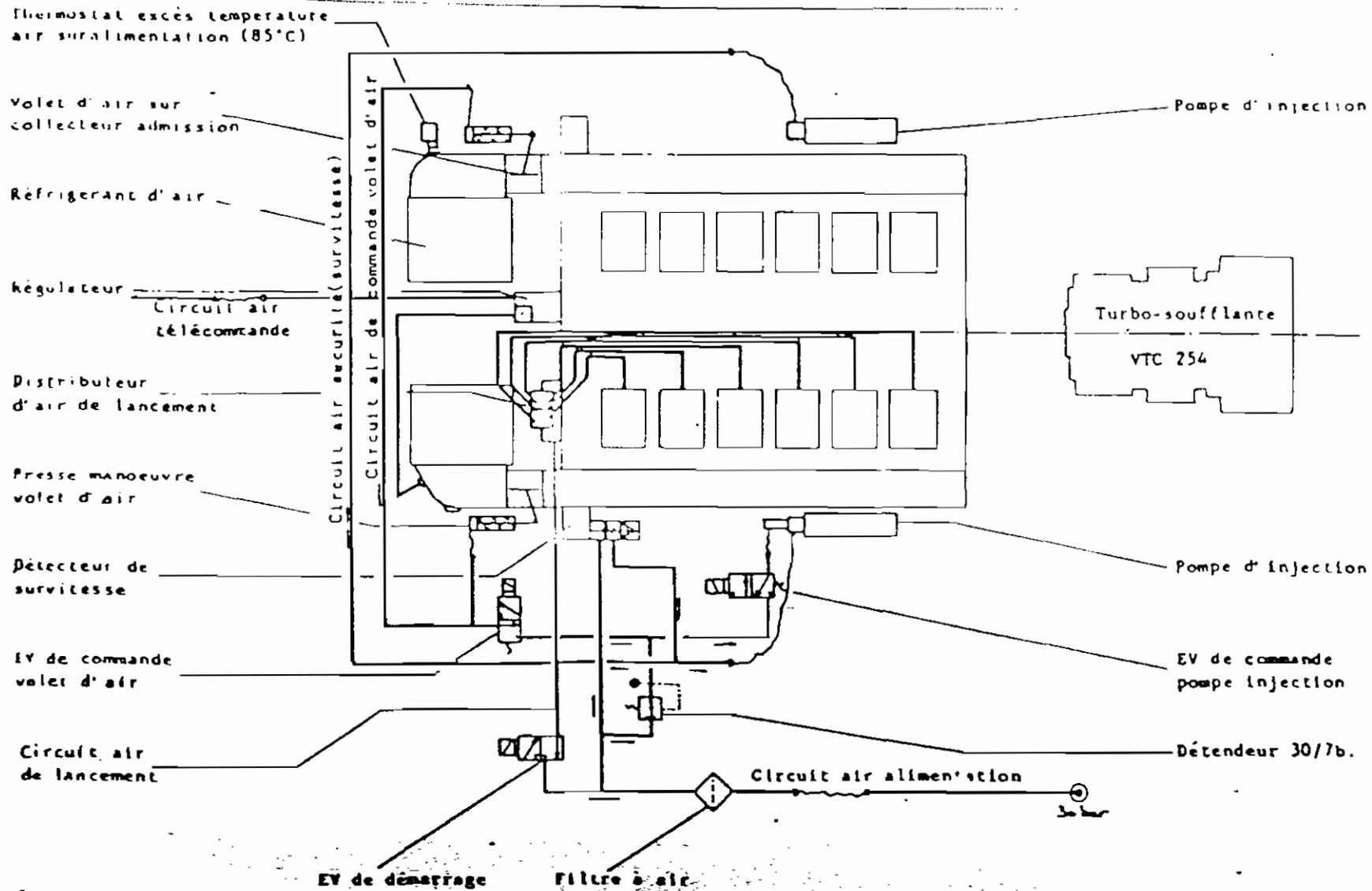


La température de l'eau douce **HT** à la sortie du moteur est supérieure à 70°C. Le passage automatique de la phase 2 à la phase 3 provoque la mise en hors service de **PG, PB** et **RE** :

Bien que le rendement du cycle soit très inférieur à celui d'un moteur normal, une meilleure adaptation de la turbosoufflante avec un remplissage amélioré de chambre de combustion ont permis de réduire la consommation spécifique du moteur **RVR** de près de 5g/ch/h.

A-7

**CIRCUIT D'AIR**



XXIV

### **ROLE DU TBN (Total Basic Number).**

Pour neutraliser les composés acides provenant du soufre contenu dans le combustible, on a recourt au pouvoir alcalin du lubrifiant. Les caractéristiques de basicité de l'huile sont mesurées par son TBN. Le chiffre exprimant le TBN représente le poids de potasse qui neutraliserait autant d'acide qu'un gramme de l'huile considérée.

La plupart des constructeurs préconisent une valeur minimale du TBN aux lubrifiants, en rapport avec le type de moteur et la qualité du combustible.

Le TBN évolue en service suivant les paramètres tels que:

- le temps (intervalle entre vidanges),
- la charge d'huile (quantité au carter, généralement faible proportionnellement à la puissance dans le cas des moteurs diesel suralimentés rapides et semi-rapides),
- l'acidité (qui résulte du soufre dans le combustible et de la consommation),
- la consommation d'huile et les appoints ( qui ralentissent la chute du TBN).

Le TBN présente l'intérêt d'être un moyen simple et commode d'apprécier le niveau quantitatif approximatif d'un lubrifiant et de situer celui-ci dans la gamme hiérarchique des huiles moteurs.

Comme l'huile participe pour 1/3 sur la lubrification du moteur, toute augmentation de température entraîne une altération de celle-ci qui perd ses propriétés de refroidissement entraînant ainsi une diminution du taux de refroidissement du moteur.

## RESULTATS DU GRAND ESSAI DE CARENAGE D'AVRIL 1991

Pour tenir compte des conditions réelles de fonctionnement, il a été prescrit des plages de fonctionnement lors du grand essai qui a eu lieu en Avril 1991. Ces prescriptions sont établies en fonction du nombre de moteurs en marche.

### 1 Marche sur un moteur

| configuration                  | Paramètres critiques  | Prescriptions   |
|--------------------------------|---|-----------------|
| marche sur un moteur à 500 TPM | - pression air de suralimentation très faible<br>- moteur insuffisamment chargé | allure à éviter |
| marche sur un moteur à 750 TPM | pression air de suralimentation très faible                                     | allure à éviter |

### 2 Marche sur deux (02) moteurs

| configuration                             | Paramètres critiques  | Prescriptions   |
|---|---|-----------------|
| marche sur 2 moteurs entre 550 et 800 TPM | moteurs insuffisamment chargés<br>pression air de suralimentation très faible | allure à éviter |
| marche sur 2 moteurs à 900 TPM            | pression air de suralimentation très faible                                   | allure à éviter |

### 3 Marche sur 3 moteurs

| configuration                             | Paramètres critiques  | Prescriptions                      |
|---|---|------------------------------------|
| marche sur 3 moteurs entre 550 et 800 TPM | pression air de suralimentation très faible<br>moteurs insuffisamment chargés | allure à éviter                    |
| marche sur 3 moteurs à 1000 TPM           | indice de fumée excessif  | allure à éviter en marche continue |

### 4 Marche sur 4 moteurs

| configuration                               | Paramètres critiques   | Prescriptions                                |
|---|--|--|
| marche sur 4 moteurs entre 550 et 1000 TPM  | pression air de suralimentation faible<br>moteur insuffisamment chargé<br>indice de fumée au dessus de la limite | allure à éviter                              |
| marche sur 4 moteurs entre 1100 et 1400 TPM | pas d'anomalie majeure   | seules allures prescrites en service courant |

A l'issue de ces essais, quelques observations ont été émises:

**Pression d'air de suralimentation:**

Il existe une valeur de la pression d'air en deça de laquelle les moteurs s'encrassent fortement.

Cette valeur n'a pas été fournie par la SACM mais elle est estimée à 0.5 bar.

**Température d'échappement**

La limite haute est fixée à 600°C en continue et 650°C en marche intermittente tandis que la limite basse est de 250°C.

**La charge minimale**

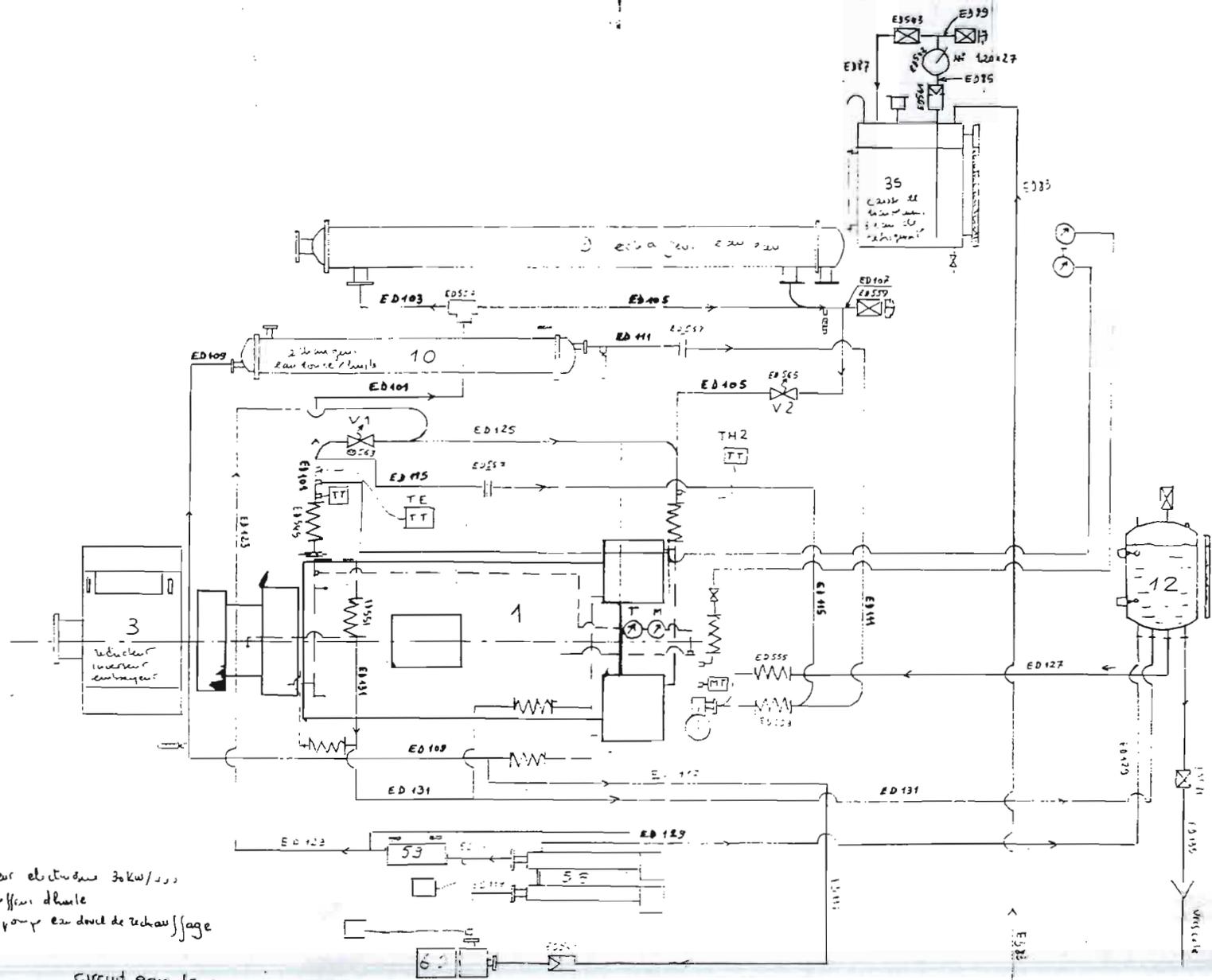
En service courant, les moteurs doivent tourner au moins à 25% de leur charge maximale, soit pour ce cas 800cv.

**Indice de fumée**

L'indice de fumée maximale est de 2.5 en continue et 3.5 en marche intermittente.

| Sécurité  | Type de moteur ou d'application                                       | Type de l'automate | Tarage   | Branchement   | Action de la sécurité  | Observations  |  |
|---|---|--------------------|--|---|--|---|--|
| Manque pression d'eau HT (P.E.)                   | Position du vase d'expansion par rapport à l'axe de la pompe.<br>2,5m | Manostat           | 0,350b<br>Ce montage est exceptionnel, sauf cas des AGO-G avec vase incorporé au moteur. | Refoulement pompe à eau HT                          | Arrête, signale et alarme.<br>Sauf moteur de propulsion : signale et alarme seulement.                           | Cette sécurité ne fait pas double emploi avec la sécurité "Excès de température eau HT".<br>Si une durite se rompt sur l'eau HT, le circuit se vide. Alors la sonde du thermostat ne fonctionnera pas car baignant dans la vapeur.<br><br>Cette sécurité peut être remplacée par une sécurité de niveau bas du vase HT. |  |
|   |   |                    | de 2,5m à 4 m  |   |  |   | 0,650b                                 |
|   |   |                    | au-dessus de 4 m   |   |  |   | 0,650 + 0,1b par mètre au-delà de 4 m. |
| Excès température d'eau HT (P.E.)                 | Ferroviaire   | Thermostat         | 94°C ± 2°  | Sortie moteur                                       | Coupe la charge et met au ralenti.<br><br>GE: coupe la charge, signale et alarme. Propulsion: signale et alarme. | Sonde du thermostat à monter verticalement de bas en haut.<br>94°C et 90°C sous réserve de l'altitude.  |  |
|   | air   |                    | 114°C ± 2°   |   |  |   |  |
|   | Centrale Marine   |                    | 90°C   |   |  |   |  |
| Excès température air de suralimentation (T.A.S.) | Ferroviaire Refroidissement air/air                                   | Thermostat         | Suivant applications   | Entrée collecteur d'admission Bielles et Biellettes | Coupe la charge et met au ralenti.<br><br>Arrête le moteur.  |   |  |
|   | Centrale A.G.O. - G gaz   |                    | 50°C   |   |  |   |  |





- 58 réchauffeur électrique 30kw/200
- 59 réchauffeur d'eau
- 60 électropompe eau douce de chauffage

Circuit eau douce

XXX XXVII

12 - usage d'expansion eau douce

## LEGENDES

| Repère | nombre | Désignation  |
|--------|--------|--|
| 1      | 4      | moteur de propulsion AGO VI6 RVR                           |
| 3      | 4      | réducteur inverseur embrayeur Messin type IRMD 220L        |
| 8      | 4      | presse étoupe de ligne d'arbre                             |
| 9      | 4      | échangeur eau de mer - eau douce MP                        |
| 10     | 4      | Echangeur eau douce - huile MP                             |
| 12     | 4      | vase d'expansion eau douce MP                              |
| 15     | 8      | clapet d'échappement MP                                    |
| 16     | 3      | moteur diesel "POYAUD" type 520 6L S2                      |
| 17     | 3      | alternateur 140 W  |
| 18     | 3      | échangeur eau de mer - eau douce DA                        |
| 19     | 3      | vase d'expansion DA  |
| 28     | 1      | bouilleur électrique 5t/jour                               |
| 34     | 1      | caisse de réserve d'eau déminéralisée 500 L                |
| 35     | 2      | caisse de traitement d'eau de réfrigération MP et DA 250 L |
| 36     | 1      | pupitre de contrôle MP et DA dans PC                       |
| 58     | 4      | réchauffeur électrique 30kw/440 à double coups             |
| 59     | 4      | réchauffeur d'huile  |
| 60     | 4      | électropompe eau douce de réchauffage MP                   |

## Circuit eau douce

| Repère | désignation  | diam ext*épais |
|--------|--|----------------|
| ED101  | sortie eau douce moteur                              | 88.9*3.2 acier |
| ED103  | entrée réfrigérant eau douce                         | -----"-----    |
| ED105  | entrée eau douce aux réfrigérants d'air du moteur    | -----"-----    |
| ED107  | remplissage circuit moteur (au point le plus bas)    | 25*2.3         |
| ED109  | entrée eau douce aux réfrigérants d'huile            | 88.9*3.2       |
| ED111  | sortie eau douce aux réfrigérants d'huile            | -----"-----    |
| ED115  | retour circuit court MP                              | 57*2.9         |
| ED117  | aspiration de la pompe de préchauffage               | 48.3*2.6       |
| ED119  | entrée eau douce au réchauffeur électrique           | -----"-----    |
| ED121  | sortie-----"-----du-----"                            | -----"-----    |
| ED123  | sortie-----"-----d'huile                             | -----"-----    |
| ED125  | entrée eau de rechauffage des échangeurs d'air MP    | -----"-----    |
| ED127  | appoint d'eau douce moteur                           | 57*2.9         |
| ED129  | dégazage rechauffeur électrique                      | 14*1.6 cuivre  |
| ED131  | dégazage circuit eau douce du turbo, échangeur air   | -----"-----    |
| ED135  | trop plein caisse d'expansion                        | 38*2.6 acier   |
| ED160  | aspiration pompe DA à l'échangeur                    | 57*2.9         |
| ED161  | sortie DA vers l'échangeur                           | 48.3*2.6       |
| ED162  | dégazage circuit DA                                  | 13.5*2.3       |
| ED163  | appoint eau douce circuit DA                         | 48.3*2.6       |
| ED164  | dégagement d'air et trop plein caisse d'expansion DA | 30*2.3         |
| ED165  | remplissage caisse d'expansion DA                    | 25*2 cuivre    |
| ED83   | remplissage caisse de traitement d'eau               | -----"-----    |

|      |   |                   |
|------|---|-------------------|
| ED85 | aspiration pompe à main pour traitement eau douce | 20*2.7 acier noir |
| ED87 | brassage eau de traitement                        | -----"-----acier  |

## circuit eau de mer

| repère | désignation   | diam. ext*epais  |
|--------|---|------------------|
| CM70   | traverse d'aspiration à la mer des auxiliaires              | 133*4 ( bronze)  |
| CM31   | aspiration à la mer   | 133*4/108*3.2    |
| CM71   | aspirationpompe DA  | 57*2.6           |
| CM33   | sortie pompe eau de mer entrée réfrigérant eau douce        | 108*3.2          |
| CM72   | refoulement pompe DA, entrée réfrigérant eau douce          | 57*2.6           |
| CM35   | sortie réfrigérant eau douce vers collecteurs d'echappement | 108*3.2/88.9*3.2 |
| CM73   | sortie réfrigérant eau douce vers collecteurs d'ehappement  | 57*2.6           |
| CM37   | entrée réfrigérant d'huileinverseur réducteur               | 76.1*3.2/57*2.6  |
| CM76   | rinçage ligne d'arbre centrale                              | 20*2             |
| CM39   | sortie réfrigérant d'huile inverseur réducteur              | 57*2.6           |
| CM77   | rinçage ligne d'arbre latérale                              | 20*2             |
| CM41   | collecteurs d'echappement aériens du MP                     | 57*2.6           |
| CF1    | collecteurs de réfrigération de secours MP et DA            | 57*2             |
| CM43   | collecteurs d'échappement sous marin de MP                  | 88.9*3.2/76*3.2  |
| CM45   | arrosage tuge tube d'etainbot ligne d'arbre latérale        | 30*2.6           |
| CF3    | collecteurs de réfrigérationsecours réducteur mach. AR      | 48.3*2           |
| CM47   | dégasage MP   | 10*1.6           |
| CF7    | secours réfrigération réducteur                             | 38*2             |