

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie Mécanique

**Projet de fin d'Etudes en vue de l'obtention du
Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique**

Thème :

**Etude et dimensionnement d'un circuit de
réchauffage d'huile lourde dans des
réservoirs de 4000 à 14000 m³**

**Proposé et encadré par :
Pr. AÏT-ALI Mohand**

**Présenté par :
BENANI Amine**

ملخص : يتمثل العمل المنجز في تصميم مقترح لنظام تدفئة الوقود الثقيل المستعمل لتزويد السفن التجارية. يتكون الحقل من خمس

خزانات يتراوح حجمها ما بين 4000 إلى 14000 م³، ويقع في ميناء الجزائر العاصمة. الإشكالية تكمن في تحديد وقت التدفئة ومساحة التبادل اللازمين لهذه العملية.

إجمالي الطاقة اللازمة لتسخين الخزانات خمس في وقت واحد هو 13984 كيلوواط. بعد الأخذ بعين الاعتبار مردود قيمته 90%، اتضح لنا أنه يجب توفير طاقة قدرها 15538 كيلو واط على مستوى المرجل. أما الطاقة الحرارية اللازمة للحفاظ على درجة حرارة 50 درجة مئوية في الخزانات فهي 924 كيلو وات، وذلك لدرجة حرارة خارجية 10 درجة مئوية، و مردود يساوي 85% .

الحل البديل المقترح يتمثل في تسخين الوقود لمدة أقصاها 72 ساعة (لخزان 13932 م³) ثم الحفاظ على درجة حرارة التخزين (بسعة إجمالية قدرها 31092 م³) 50 درجة. قد يكون هذا الحل مبررا لما عدد كبير من السفن يتوقف عند منفذ للتزود بالوقود.

الكلمات المفتاحية : نظام تدفئة، الوقود الثقيل، خزان، مساحة التبادل.

Résumé : Le travail réalisé ici porte sur un avant projet de calcul d'un système de chauffage de combustibles lourds destinés aux avitaillements de bateaux de marine marchande. Le parc de stockage comprend cinq réservoirs de tailles allant de 4000 à 14 000 m³ ; il est situé au port d'Alger. Le problème à résoudre consiste à déterminer un temps de chauffage acceptable et la surface d'échange nécessaire à cette opération. Le dimensionnement réalisé concerne tous les cinq bacs de l'installation.

La puissance totale de chauffage nécessaire aux cinq bacs simultanément est de 13 984 kW. Celle de la chaudière est de 15 538 kW en basant sur un rendement de 90%. La puissance thermique nécessaire au maintien en température à 50 °C des cinq réservoirs est 924 kW pour une température extérieure de 10°C et un rendement moyen pris égal à 85%.

L'alternative de solution d'avant projet évaluée ici consiste à chauffer le combustible pendant une durée maximum de 72 h (pour le réservoir de 13 932 m³) et à maintenir leur température de stockage (capacité totale de 31 092 m³) à 50°C; cette solution peut se justifier lorsqu'un grand nombre de bateaux relâchent au port pour se ravitailler.

Mots clés : système de chauffage, combustibles lourds, bac de stockage, surface d'échange.

Abstract: The draft study performed here is about a heavy fuel heating system to supply merchant ships docking at Algiers port. The storage tank farm is made of five tanks of 4000 to 14 000 m³ capacity. It is located at Algiers port. The problem to be solved consists in estimating an acceptable heating time and the heat transfer surface area necessary to achieve this result. The sizing calculations are made for all the five tanks of the tank farm heated at the same time.

The total heating power necessary to the five tanks simultaneously is 13 984 kW; that of the main heater is 15 538 kW based on a 90% thermal efficiency. Thermal power necessary to maintain the fuel at 50 °C in all five tanks is 924 kW for an ambient temperature of 10°C and an efficiency of 85%.

The draft project solution worked here consists in heating the fuel during a 72 hours period (for the 13 932 m³ tank) and to maintain their storage temperature (total capacity of 31 092 m³) at 50°C; this solution may be justified when a large fleet of ships dock at the port for supply.

Keywords: heating system, heavy fuel, storage tank, heat exchange area.

Remerciements

Au terme de ce travail,

Je remercie Monsieur M. Mohand AIT-ALI, Professeur à l'École Nationale Polytechnique, pour son soutien et précieux conseils et de m'avoir guidé et encadré tout au long de ce travail.

Je tiens à remercier aussi M. TITAH Samir, ingénieur chez Naftal BCM pour son implication dans le projet ainsi que l'ensemble des employés du centre marine A82 pour leur accueil en stage et conseils, et à leur tête M. le directeur GUELLATI, leur aide et leur disponibilité.

Je tiens également à remercier M. BENBRAIKA, enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique, de m'avoir fait l'honneur de présider ce jury.

Je remercie aussi M. Arezki SMAILI, enseignant à l'École Nationale Polytechnique, d'avoir accepté d'examiner et évaluer ce travail.

Je tiens aussi à remercier l'ensemble des enseignants de l'École Nationale Polytechnique, et plus spécialement ceux du département du Génie Mécanique, pour leur encadrement tout au long de ma formation.

Je n'oublie pas bien sûr mes chers et tendres parents, ma mère, ma mère, ma mère (trois fois comme a dit Errassoul (qpsl)), mon père, tous mes frères et sœurs, qui m'ont accompagné et soutenu dans toutes mes épreuves, ainsi qu'à toute ma famille.

Je remercie également tous mes amis et mes proches qui m'ont soutenu et ont contribué à la réalisation de ce modeste travail.

Enfin, je tiens à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

Dédicaces

A Mes très chers parents,

Aucune dédicace, aucun mot ne saurait exprimer tout le respect, toute l'affection et tout l'amour que je vous porte. Que ce travail, qui représente le couronnement de vos encouragements incessants et de votre patience, soit de mon immense gratitude et de mon éternelle reconnaissance qui aussi grande qu'elle puisse être ne sera à la hauteur de vos sacrifices et vos prières pour moi. Je prie Dieu, le tout puissant, de vous protéger et de vous procurer santé, bonheur et longue vie,

A mes frères, et mes sœurs,

Au reste de ma famille,

A tous mes amis, merci de m'avoir tant aidé chacun à votre façon,

A tous mes professeurs,

A toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

TABLES DES MATIERES

INTRODUCTION	01
---------------------------	----

CHAPITRE 1 : GENERALITES

1.1	Réservoir de stockage.....	03
1.1.1	Configuration d'un réservoir de stockage	03
1.1.2	Réservoirs à toit fixe	04
1.2.	Généralités sur le réchauffage.....	05
1.3	Caractéristiques techniques des fuel-oils.....	06
1.3.1	Généralités.....	06
1.3.2	Etude des caractéristiques d'exploitation.....	08
1.3.2.1	Viscosité.....	08
1.3.2.2	Chaleur spécifique.....	08
1.3.2.3	Conductibilité thermique.....	09
1.3.2.4	Coefficient de dilatation volumique.....	09
1.3.2.5	Densité et masse volumique.....	11
1.4	Rappel sur les modes de transfert de chaleur	12
1.4.1	Conduction.....	12
1.4.2	Convection.....	14
1.4.3	Rayonnement	18
1.5	Conclusion.....	21

CHAPITRE 2 : CIRCUIT DE RECHAUFFAGE

2.1	Schéma du circuit de réchauffage.....	22
2.2	Cuve d'appoint d'huile.....	22
2.3	Vase d'expansion.....	22
2.4	Chaudière.....	23
2.4.1	Type de chaudière.....	23
2.4.2	Chaudière à l'huile thermique.....	23
2.4.3	Avantage chaudière à fluide thermique.....	24
2.5	Pompe de circulation.....	25
2.6	Echangeur de chaleur.....	25
2.7	Tuyauterie.....	26
2.8	Choix du montage.....	26
2.9	Les fluides caloporteurs.....	27
2.10	Considérations pratiques.....	29
2.11	Conclusion.....	30

CHAPITRE 3 : ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DU PROBLEME

3.1.	Bilan thermique du réservoir.....	31
3.1.1	Hypothèses.....	31
3.1.2	Calcul des pertes thermique à travers le réservoir.....	31

3.1.3	Calcul du coefficient global d'échange fuel-oil/huile thermique.....	37
3.1.4	Calcul du temps de réchauffage.....	38
3.1.5	Détermination de la surface d'échange du serpentín de réchauffage.....	39
3.1.6	Calcul de la température moyenne de l'huile thermique.....	41
3.1.7	Calcul du temps de refroidissement.....	43
3.1.8	Rendement de l'opération de réchauffage.....	43
3.1.9	Rendement réel d'exploitation.....	44
3.2	Pertes de charge.....	45
3.2.1	Pertes de charge linéaires.....	46
3.2.2	Pertes de charge singulières.....	46
3.3	Puissance de pompage.....	47
3.4	Conclusion.....	47

CHAPITRE 4 : CALCUL DES PARAMETRES DE PERFORMANCE DE L'INSTALLATION DE RECHAUFFAGE

4.1	Description du parc de stockage.....	48
4.1.1	Présentation de la Branche Carburant.....	48
4.1.2	Présentation du parc de stockage de la Branche Carburant Marine.....	48
4.1.3	Description du centre marine A82 port d'Alger.....	49
4.2	Estimation des besoins de réchauffage.....	50
4.2.1	Calcul des déperditions des réservoirs de stockage.....	50
4.2.1.1	Méthode de calcul des coefficients d'échanges.....	53
4.2.1.2	Récapitulatif des déperditions dans les différents bacs de stockage.....	55
4.2.2	Calcul de la quantité de chaleur à apporter.....	55
4.2.3	Calcul de l'énergie de réchauffage.....	57
4.3	Esquisse du dispositif de chauffage pour un réservoir 14 000 m ³	63
4.4	Conclusion.....	64

CHAPITRE 5 : SYNTHESE DES RESULTATS, CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

5.1	Synthèse des résultats.....	65
5.2	Conclusion et recommandations.....	67

Bibliographie.....	68
---------------------------	-----------

Annexes

LISTE DES FIGURES

1.1	Schéma de l'installation.....	06
1.2	Schéma représentant la convention de signe pour un écoulement de chaleur par conduction.....	13
1.3	a. Ecoulement en régime laminaire.....	15
	b. Ecoulement en régime turbulent.....	16
1.4	Réflexion, absorption et transmission du rayonnement.....	18
2.1	Schéma principe d'une installation.....	21
2.2	Schéma principe d'une chaudière.....	24
2.3	Serpentins de réchauffage.....	25
2.4	a. Montage en série.....	26
	b. Montage en parallèle.....	27
3.1	Analogie électrique des flux thermiques à travers un réservoir.....	32
3.2	Analogie électrique des flux thermiques à travers le serpentin de réchauffage.....	37
4.1	Plan du centre marine A82 port d'Alger.....	49
4.2	Variation de U_c en fonction de la température du liquide (BAC N°11).....	54
4.3	Variation de U_t en fonction de la température du liquide (BAC	54
4.4	N°11).....	54
4.5	Variation de U_f en fonction de la température du liquide (BAC N°11).....	61
4.6	Variation du temps de réchauffage t_1 en fonction de la surface d'échange	61
4.7	A_{s1}	64
	Variation du rendement global η_1 en fonction de la surface d'échange A_{s1}	
	Esquisse du dispositif de chauffage pour un réservoir 14 000 m ³	

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Valeur du facteur K en fonction de la densité du fuel-oil.....	10
1.2	Valeur du coefficient A en fonction de la densité du fuel-oil à 15°C.....	11
4.1	Caractéristiques des bacs de stockage concernées par le système de réchauffage.....	50
4.2	Tableau récapitulatif des déperditions dans les différents bacs de stockage...	55
4.3	Tableau récapitulatif des quantités de chaleur à apporter calculé pour chaque bac.....	57
4.4	Tableau regroupant les différents résultats obtenus des coefficients d'échanges pour différents diamètre.....	58
4.5	Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°11 de 14 000 m ³	60
4.6	Tableau récapitulatif des différents résultats obtenus pour chaque bac de stockage.....	63

NOMENCLATURE

D_H	: Diamètre hydraulique	m
g	: Accélération de la gravité	$m\ s^{-2}$
Gr	: Nombre de Grashof	
H	: Hauteur	m.
h	: Coefficient de convection	$W\ K^{-1}\ m^{-2}$
I	: Intensité du rayonnement	$W\ sr^{-1}$
J	: Radiosité	$W\ m^{-2}$
k	: Conductivité thermique	$W\ K^{-1}\ m^{-1}$
L	: Longueur effective	m
\dot{m}	: Débit massique	$kg\ s^{-1}$
M	: Emittance totale	$W\ m^{-2}$
M^0	: Emittance d'un corps noir	$W\ m^{-2}$
M_λ	: Émittance monochromatique	$W\ m^{-3}$
Nu	: Nombre de Nusselt	
Pr	: Nombre de Prandtl	
q	: Flux thermique	W
Ra	: Nombre de Rayleigh	
Re	: Nombre de Reynolds	
S	: Surface	m^2
T	: Température	K
U	: Coefficient de pertes	$W\ K^{-1}\ m^{-2}$
V	: Volume	m^3
v	: Vitesse de l'écoulement	$m\ s^{-1}$
α	: Coefficient d'absorption	
α	: Diffusivité thermique	$m^2\ s^{-1}$
ΔP	: Pertes de charge	Pa
ε	: Coefficient d'émissivité thermique	
η	: Rendement thermique	
μ	: Viscosité dynamique	$kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
ν	: Viscosité cinématique	$m^2\ s^{-1}$
ξ	: Coefficient de perte de charge singulière	
ρ	: Masse volumique	$kg\ m^{-3}$
ρ	: Coefficient de réflexion	
σ	: Constante de STEFAN-BOLTZMANN	$W\ m^{-2}\ K^{-4}$
τ	: Coefficient de transmission	

INTRODUCTION



INTRODUCTION

Dans l'industrie en général, la disponibilité des matières premières et des carburants ainsi que le stockage de combustibles pétroliers à des conditions de températures appropriées constituent des aspects économiques indispensables à leur bonne conservation et utilisation.

S'agissant de stockage de produits pétroliers, on peut distinguer fonctionnellement trois types de réservoirs [1] :

- i. ceux dévolus au stockage du pétrole brut, aux champs de production, aux départs et terminaux de pipelines
- ii. ceux réservés aux mélanges et stockage de produits finis dans les raffineries
- iii. les réservoirs intermédiaires de travail qui sont utilisés comme capacité tampon entre deux destinations.

Dans l'industrie du raffinage, et compte tenu de l'accroissement de capacité des raffineries et de considérations de coût, la tendance est à la construction de réservoirs de plus en plus grands dont la taille économique est le paramètre limitant. Pour le stockage du pétrole brut on utilise maintenant couramment des réservoirs de 30 à 50 000 m³ [1].

Les problèmes de transport de produits liquides sont des applications de logistique qui revêtent des aspects spécifiques selon des applications particulières. Le transport et le transvasement par pompage de tels produits liquides des lieux de stockage à ceux d'utilisation imposent des conditions de température draconiennes afin de déterminer les dépenses d'investissement et de pompage qui dépendent étroitement de la viscosité en particulier dans le cas des huiles lourdes. Une viscosité réduite diminue la puissance de pompage nécessaire, de même que les grands diamètres des conduites. Cependant ces solutions entraînent des dépenses d'équipement importantes, auxquelles s'ajoutent les dépenses inhérentes aux dispositifs de chauffage et de transferts thermiques aux huiles stockées.

La capacité de stocker de grandes quantités de produits liquides aux grands ports maritimes détermine la capacité de ces ports à traiter à recevoir et servir rapidement un grand nombre de navires de grand tonnage. Ainsi la capacité de ravitaillement en combustibles des ports participent directement à l'activité économique et à la prospérité d'un pays.

L'exploitation, pose aussi de nombreux problèmes, tels que la réduction des pertes par évaporation des produits ou le réchauffage des produits lourds et visqueux dont il faut maintenir la température au-dessus d'une certaine valeur limite afin d'en réduire la viscosité pour les besoins de réduire la puissance de pompage afin de réduire le coût d'investissement.

S'il s'agit d'un stockage à long terme, on peut avoir intérêt à laisser le produit se refroidir et ne procéder au réchauffage qu'au moment du pompage. Par contre, pour les réservoirs de service qui travaillent en continu, ainsi que les stocks de produits à haut point de congélation, il est nécessaire de prévoir l'isolation complète de la robe et du toit et un réchauffage permanent compensant exactement les pertes thermiques de l'ensemble. Le réchauffage est assuré par circulation de fluide caloporteur dans un serpentín couvrant le fond du réservoir.

Etant donné les grandes capacités de produits stockés dans l'industrie énergétique, la gestion des pertes thermiques et le maintien d'une viscosité adéquate se traduisent par un impact économique considérable. On peut estimer qu'il y a aujourd'hui, 85 à 90 millions de barils/jour d'hydrocarbures produits [2], à transporter par pipelines, puis par tankers pour aboutir aux fermes de stockage des ports et des raffineries, et enfin dans les stockages de produits finis à acheminer vers les lieux de distribution.

Et c'est dans cette optique que ce travail a été entrepris ; le problème concerne le rythme de chauffage des huiles combustibles, le calcul des pertes thermiques et le maintien d'une viscosité adéquate des produits stockés dans les réservoirs. L'analyse se révèle assez complexe si l'on veut tenir compte de tous les paramètres d'influence ; dans bien des cas, il est préférable de se reporter aux valeurs expérimentales et d'utiliser des formules empiriques préconisées ; ici, nous nous sommes concentrés sur l'étude du circuit de réchauffage ainsi que sur les caractéristiques géométriques du serpentín de réchauffage sur le rendement du circuit et la puissance de pompage.

Donc au final, quel est l'impact réel du serpentín utilisé sur les performances du réchauffage ? Afin de répondre à cette problématique, nous entamons ce mémoire par un premier chapitre consacré aux généralités. Nous y ferons une description des réservoirs de stockages et présenterons les caractéristiques des fuel-oils contenus dans les réservoirs, un rappel des principales lois régissant les différents modes de transfert thermique.

Le second chapitre donne un aperçu sur le circuit de réchauffage en citant les différents organes le constituant.

Le chapitre trois évalue les bilans thermiques du circuit où il sera question des différents rendements et des pertes thermiques.

Le quatrième chapitre portera sur le calcul des paramètres de performance de l'installation de réchauffage l'évaluation des différentes solutions.

La dernière partie constitue la synthèse des résultats une conclusion générale et les recommandations.

GENERALITES



CHAPITRE 1

1.1. Réservoir de stockage

Le stockage massif des liquides, pour les différents produits rencontrés dans l'industrie du pétrole, de la pétrochimie et de la chimie, s'effectue dans des réservoirs métalliques, de construction soudée, installés à l'air libre et reposant sur le sol dans une cuvette de rétention destinée à recueillir le produit en cas d'avarie ou d'incendie.

Ces réservoirs ont des capacités variables qui n'excèdent pas quelques centaines de mètres cubes pour de nombreux produits chimiques, tandis que, dans le domaine pétrolier, les réservoirs de pétrole brut par exemple dépassent de beaucoup ces limites. C'est ainsi que, sur le parc de certains terminaux pétroliers, il existe des réservoirs de 240 000 m³ et qu'il n'est pas rare, sur les terminaux de réception, de compter des réservoirs de 100 000 à 150 000 m³[3].

Les produits stockés sont nombreux et différents. Pour chacun d'eux existe une capacité de stockage fonctionnellement et économiquement adaptée aux caractéristiques du stock envisagé. Pour répondre à la grande variété des produits liquides industriels à stocker, les constructeurs ont recours à des réservoirs, de formes diverses et de conceptions différentes, étudiés pour s'adapter le plus rationnellement et le plus économiquement possible aux caractéristiques du produit à traiter.

1.1.1. Configuration d'un réservoir de stockage

La configuration d'un réservoir dépend de deux impératifs essentiels qui sont, d'une part la conservation du produit en limitant ou en interdisant les évaporations et d'autre part, la tenue de la structure à la pression interne développée par le produit ou maintenue à un certain niveau pour faciliter l'exploitation.

La forme cylindrique est la plus courante en raison de sa simplicité de mise en œuvre et de sa bonne résistance à la pression interne. Lorsque la pression interne est importante ou pour limiter la surface par unité de volume de stockage, on a recours à des formes sphériques mieux adaptées que les cylindres et qui permettent de réduire les épaisseurs de paroi, mais de construction plus laborieuse. On citera [3]:

- **Les réservoirs cylindriques verticaux:** Ce sont des réservoirs qui reposent directement sur le sol ou sur une fondation par l'intermédiaire d'un fond plat que l'on peut différencier par le type de couverture.

On distingue [4]:

- **Les cuves ouvertes** : ne comportent pas de toit et leur emploi est limité aux quelques liquides que l'on peut exposer à l'air libre sans danger, pour leur qualité ou pour l'environnement.
- **Les réservoirs à toit fixe** : sont pourvu d'un toit et permettent donc une meilleure conservation des liquides volatils, dangereux ou polluants, cette configuration, comme étant celle qui nous intéresse, sera abordée de manière plus détaillée ultérieurement.
- **Les réservoirs à toit flottant** : comprennent une structure flottante, directement posée sur le liquide, que l'on installe soit dans une cuve ouverte soit dans un réservoir à toit fixe. Ces réservoirs, en raison de leur remarquable capacité à réduire les évaporations, sont réservés au stockage des produits volatiles, comme les hydrocarbures bruts , par exemple.
- **Les réservoirs cylindriques horizontaux ou verticaux**: sont destinés aux stockages sous haute pression, mais leur emploi est limité en général à de faibles capacité.
- **Les réservoirs sphériques** : sont parfaitement adaptés aux stockages sous haute pression et permettent la réalisation économique de grandes capacités en cryogénie.
- **Les réservoirs sphéroïdaux** : pour certains produits sous pression moyenne, on peut recourir à des formes sphéroïdales. Cependant, cette formule de stockage n'est pratiquement plus employée en raison du faible intérêt économique qu'elle présente en regard des difficultés de construction.

1.1.2. Réservoirs à toit fixe

Le stockage des produits peu volatiles et à faible tension de vapeur est réalisé dans des réservoirs dont la partie supérieure est obturée par un toit fixe. Il est ainsi possible d'assurer plus facilement leur conservation et d'empêcher leur contamination par les agents extérieurs.

D'une manière générale, il s'agit de produits dont la tension de vapeur absolue à température ambiante est inférieure à 0,1 bar ou dont le point d'éclair est supérieur à 55°C [3].

Les produits les plus lourds sont à l'état pâteux à température ambiante. Ils nécessitent l'installation d'un système de réchauffage, qui sera placé sur le fond des réservoirs, afin de maintenir ces produits suffisamment liquides et permettre ainsi leur transfert ultérieur, celui-ci sera abordé de manière plus détaillée dans le chapitre suivant. Dans ce cas, un calorifuge est prévu sur la robe et, suivant la température de réchauffage, sur le toit du réservoir.

1.2. Généralités sur le réchauffage

Le réchauffage du liquide est utilisé pour limiter les pertes de charge dans les canalisations et ainsi diminuer la puissance de pompage :

- a) Dans le cas des fuel-oils lourds qui sont des liquides très visqueux même aux températures atmosphériques qui sont constatées dans notre pays.
- b) Dans le cas des fuel-oils fluides lorsqu'ils sont refroidis considérablement durant certaines périodes de l'année.

L'opportunité d'un réchauffage dépend donc :

1. de la nature du liquide
2. de la température ambiante, (atmosphère entourant le stockage ou température du local d'utilisation), qui peut régner au lieu de l'installation (on choisira la valeur maximale)

Le réchauffage peut être appliqué :

- a. à des réservoirs fixes reposant sur le sol (cas de la plupart des réservoirs de stockage)
- b. à des réservoirs mobiles entourés
- c. à des canalisations de fuel-oil, pour éviter les figeages en période d'arrêt de la circulation du liquide ;

Pour l'obtenir, on peut utiliser :

1. soit une source de chaleur à émission variable en fonction de la température prise par le fuel-oil en réservoir,
2. soit une source de chaleur à émission constante, quelle que soit la température du fuel-oil traité ; c'est le cas du réchauffage par résistances chauffantes électrique.

Dans notre cas nous disposons de réservoirs de fuel-oils lourds, on doit alors recourir à la méthode de chauffage indirect en employant comme agent transmetteur de chaleur, de l'eau, de la vapeur, des produits organiques, selon les températures exigées.

Le fluide caloporteur utilisé, devra satisfaire tout d'abord aux conditions suivantes:

- Peu cher et d'obtention facile
- Bonne stabilité thermique
- Ne doit pas dégrader les matériaux de construction du système
- Peu volatile
- Bonnes propriétés de transfert de chaleur

- Point de solidification bas et faible viscosité

L'agent transmetteur de chaleur aux propriétés calorifiques les plus favorables est l'eau. Elle permet de transmettre des grandes quantités de chaleur jusqu'à 100°C et au-dessus sans pression, sous forme d'eau sous pression ou vapeur d'eau saturée. Bien que le prix du traitement de l'eau soit considérable, ce produit est facile à obtenir et son prix n'est pas élevé.

Cependant, l'augmentation des températures élevées impose des conditions particulières aux installations et aux matériaux. À 180°C, l'eau développe une pression de vapeur de 10 bars, allant jusqu'à 50 bars pour une température de 260°C. Cela implique une série d'exigences (maçonnerie, conduction de chaleur) et de risques associés ; les problèmes de corrosion, de maintenance et de traitement de l'eau, sont bien réels. En conséquence, le système de réchauffage par vapeur rencontre aujourd'hui une franche régression relativement à celui par huiles chaudes.

Nous aurons donc recourt aux fluides thermiques pour utiliser des basses pressions, avec une gamme de températures allant jusqu'à 350°C. Les problèmes de corrosion sont inexistant, et les faibles risques facilitent l'emplacement des chaudières dans les bâtiments qui ne nécessitent pas de travaux spéciaux de maçonnerie. D'autre part, en travaillant toujours en phase liquide, sans changement d'état durant le processus, il permet une économie d'énergie importante en comparaison du circuit à vapeur traditionnel et conventionnel (pertes thermiques des condensés).

La technologie du fluide thermique est conceptuellement très simple et s'est fortement imposée dans tous les secteurs et procédés industriels.

1.3. Caractéristiques techniques des fuel-oils

1.3.1. Généralités

Les fuel-oils sont techniquement définis par un certain nombre de facteurs physiques, chimiques ou physicochimiques dits caractéristiques et qui ont pour but de situer les possibilités de mise en œuvre depuis le bac de stockage jusqu'au point de ravitaillement.

Pour définir les caractéristiques qui peuvent intervenir dans les calculs de notre installation nous nous devons d'étudier les éléments la constituant (figure 1-1).

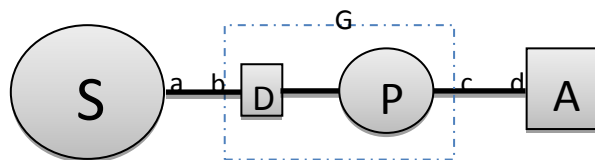


Fig 1-1 : schéma de l'installation

Sur laquelle notons :

S : Réservoir de stockage.

ab : canalisation reliant le réservoir S au groupe de pompage G.

G : Groupe de pompage comprenant :

D : filtre d'aspiration (protection de la pompe).

P : pompe de circulation.

cd : canalisation reliant le groupe de pompage G au point de ravitaillement A.

A : point de ravitaillement (aire de chargement).

Lors du fonctionnement des éléments constitutifs de l'installation que nous venons de décrire, on remarquera que les problèmes que nous devons résoudre sont essentiellement liés à la manipulation du fuel-oil :

- Le passage dans les diverses canalisations (ab, cd)
- Le stockage du fuel-oil
- La stabilité de fonctionnement de tous les éléments constitutifs

On ajoutera à cela la protection contre la corrosion due à la présence d'éléments agressifs dans le liquide.

Afin de résoudre ces problèmes nous devons mettre en évidence les caractéristiques qui intéressent particulièrement chacun de ces postes, ce qui nous permettra de constater :

- a. Que l'écoulement du fuel-oil à l'intérieur des canalisations dépend des caractéristiques hydrauliques de celles-ci (longueur, diamètre et nature du tracé), des résistances à vaincre (dénivellations géométriques, pertes de charge et viscosité du fuel-oil) de la force motrice disponible (groupe de pompage) et naturellement de la nature du liquide caractérisée par sa **viscosité** à la température de l'opération.
- b. Que le stockage pose des problèmes de réchauffage qui ne peuvent être résolus sans la connaissance de la **chaleur spécifique** moyenne du liquide entre les températures température initiale T_i et finale T_f , durant la période de montée en température du fluide réchauffé.

La sécurité d'exploitation exige d'autre part que T_f soit toujours inférieure au **point d'éclair** T_{pe} du liquide réchauffé.

Le réchauffage entraînant inévitablement la dilatation du fuel stocké, il faut évidemment connaître le **coefficient de dilatation volumique** pour limiter le

remplissage à froid, de telle façon que l'accroissement du volume ne se traduise pas par un débordement du réservoir avant que la température T_{fne} soit atteinte.

Il faut encore connaître la **masse volumique** ou la **densité**, afin de pouvoir passer d'un jaugeage évalué en volume à la masse correspondante, parce que les quantités de chaleur s'expriment toujours par rapport à la masse qui présente l'avantage d'être invariable, quelle que soit la température.

Nous devons donc étudier les propriétés suivantes, que l'on peut qualifier de caractéristiques d'exploitation :

- La viscosité
- La chaleur spécifique
- Le point d'éclair
- La conductibilité thermique
- Le coefficient de dilatation volumique
- La masse volumique et la densité
- Les impuretés accidentelles (sédiments et eau)

1.3.2. Etude des caractéristiques d'exploitation

1.3.2.1. Viscosité

La viscosité est une grandeur physique qui mesure la résistance interne à l'écoulement d'un fluide, résistance due au frottement des molécules et ou à la turbulence de l'écoulement.

La viscosité cinématique est le rapport de la viscosité dynamique à la densité mesurée à la même température. Elle a la dimension d'une diffusivité, mais elle est aussi exprimée en stokes (St) ; mais dans la pratique, c'est le centistokes (cSt) qui est le plus souvent utilisé :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-1)$$

La viscosité est un critère particulièrement important pour apprécier les pertes de charge de pompage des produits et définir le type d'écoulement dans les canalisations. Pour les fuel-oils, la viscosité se substitue aux normes de distillation en servant de paramètre à la classification des produits lourds, qui est généralement définie à une température de 50°C.

1.3.2.2. Chaleur spécifique

Il est indispensable de connaître cette caractéristique pour mener à bien les calculs de réchauffage ; en général, elle varie en fonction de la densité et de la température, il existe plusieurs corrélations ; on citera celle de Goldstein [5], donnée par la relation :

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{d}} (0,4024 + 0,00081 T) [kcal/kg^\circ C] \quad (1-2)$$

d : représente la densité à 15°C

T : représente la température en °C.

Dans notre étude nous utiliserons une valeur moyenne $C_p = 1,780 \text{ kJ/kg K}$ lors du réchauffage parce qu'il y a pratiquement compensation entre les influences contradictoires de la densité et de la température de réchauffage.

1.3.2.3. Conductibilité thermique

La conductibilité thermique k est définie comme la constante de proportionnalité entre le gradient de température et le flux de chaleur par unité de surface qu'il provoque.

$$\dot{q} = -k \frac{dT}{dx} \quad (1-3)$$

Avec :

k : Conductibilité thermique

A : Aire de la section à travers laquelle s'écoule la chaleur

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température

La conductibilité thermique n'est pas une constante, elle dépend de la température et de la pression du milieu conducteur. La connaissance de cette caractéristique est nécessaire pour résoudre les problèmes de transmission de chaleur dans la masse des fuel-oils réchauffés ; on peut l'obtenir à l'aide d'une formule dérivée de la relation de Lochman [5]:

$$k = \frac{0,10095}{d} (1 - 0,00054 T) [kcal/h m^\circ C] \quad (1-4)$$

En pratique, on pourra arrondir à la valeur $k = 0,166 \text{ W/m.K}$ pour tous les fuel-oils résiduels réchauffés en réservoir à des températures ne dépassant pas 50°C.

1.3.2.4. Coefficient de dilatation volumique [5]:

Il doit être connu pour déterminer la variation de volume de V_1 à V_2 d'un stockage de fuel subissant un réchauffage de T_1 à T_2 ceci pour limiter le remplissage V_1 de telle façon que le volume V_2 soit au plus égal à la capacité utile du réservoir lorsque l'opération est terminée.

En utilisant le coefficient α de dilatation volumique à pression constante,

$$\alpha \equiv \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial T} \Big|_p$$

On aura :

$$V_1 = V_2 \frac{1+\alpha T_1}{1+\alpha T_2} \tag{1-5}$$

Pratiquement on assimile V_2 au volume utile du réservoir, en principe égal à 95% de la capacité du réservoir lorsqu'il s'agit d'un stockage de fuel-oil lourd devant être réchauffé à 50°C.

$$V_1 = 0,95 V \frac{1+\alpha T_1}{1+\alpha T_2} \tag{1-6}$$

Où : V désigne la capacité du réservoir.

Les compagnies pétrolières utilisent une formule dont la base est le volume mesuré à 15°C, c'est-à-dire :

$$V_2 = V(T = 15^\circ C) \cdot (1 + K(T - 15)) \tag{1-7}$$

$$K = \frac{\alpha}{1+15 \alpha} \tag{1-8}$$

K étant un facteur variant en fonction de la densité, comme indiqué par le tableau 1-1.

Tab 1-1 : Valeur du facteur K en fonction de la densité du fuel-oil

d	K . 10 ³	d	K . 10 ³	d	K . 10 ³	d	K . 10 ³	d	K . 10 ³
0,800	—	0,840	—	0,880	—	0,920	—	0,960	—
1	—	1	—	1	—	1	—	1	—
2	0,90	2	—	2	—	2	—	2	—
3	—	3	0,82	3	—	3	—	3	—
4	—	4	—	4	0,76	4	—	4	—
5	—	5	—	5	—	5	—	5	—
6	0,89	6	—	6	—	6	—	6	—
7	—	7	0,81	7	—	7	—	7	—
8	—	8	—	8	—	8	—	8	—
9	—	9	—	9	—	9	0,71	9	—
0,810	—	0,850	—	0,890	—	0,930	—	0,970	—
1	0,88	1	—	1	—	1	—	1	—
2	—	2	—	2	0,75	2	—	2	—
3	—	3	0,80	3	—	3	—	3	0,68
4	—	4	—	4	—	4	—	4	—
5	0,87	5	—	5	—	5	—	5	—
6	—	6	—	6	—	6	—	6	—
7	—	7	—	7	—	7	—	7	—
8	—	8	0,79	8	—	8	—	8	—
9	—	9	—	9	—	9	—	9	—
0,820	0,86	0,860	—	0,900	—	0,940	—	0,980	—
1	—	1	—	1	—	1	—	1	—
2	—	2	—	2	—	2	0,70	2	—
3	—	3	—	3	—	3	—	3	—
4	0,85	4	—	4	—	4	—	4	—
5	—	5	—	5	0,74	5	—	5	—
6	—	6	—	6	—	6	—	6	—
7	—	7	—	7	—	7	—	7	0,67
8	—	8	—	8	—	8	—	8	—
9	0,84	9	0,78	9	—	9	—	9	—
0,830	—	0,870	—	0,910	—	0,950	—	0,990	—
1	—	1	—	1	—	1	—	1	—
2	—	2	—	2	0,73	2	—	2	—
3	—	3	—	3	—	3	—	3	—
4	—	4	—	4	—	4	—	4	—
5	—	5	—	5	—	5	—	5	—
6	—	6	—	6	—	6	—	6	—
7	—	7	—	7	0,72	7	—	7	—
8	0,83	8	—	8	—	8	—	8	—
9	—	9	0,77	9	—	9	0,69	0,993	—

On pourra alors calculer la valeur du coefficient de dilatation α , en partant de la valeur de K relevée dans le tableau 1-1:

$$\alpha = \frac{K}{1-15 K} \quad (1-9)$$

1.3.2.5. Densité et masse volumique :

La densité est le rapport du poids d'un certain volume d'échantillon à une température T au poids du même volume d'eau distillée à une température standards. Le choix de l'état standard à 4°C permet l'identification des chiffres qui mesurent la densité et la masse volumique.

$$d(T^{\circ}C) = \frac{\text{masse volumique du liquide à } T^{\circ}C \cdot V}{\text{masse volumique de l'eau à } 4^{\circ}C \cdot V} \quad (1-10)$$

Cette caractéristique est généralement évaluée à 15°C c'est-à-dire :

$$d(T = 15^{\circ}C) = \frac{\text{masse volumique du liquide à } 15^{\circ}C \cdot V}{\text{masse volumique de l'eau à } 4^{\circ}C \cdot V} \quad (1-11)$$

Si nous prenons le litre comme unité de volume, la masse volumique de l'eau est de 1 kg/l

$$\text{densité} = \frac{\text{masse volumique liquide}}{1} \quad (1-12)$$

Nous constatons alors que le chiffre représentant la densité est le même que celui qui se rapporte à la masse volumique.

On utilisera la densité afin d'établir un bilan thermique de l'installation parce que le jaugeage des réservoirs s'exprime en unité de volume tandis que les dégagements calorifiques se calculent à partir de la masse, on devra alors tenir compte des variations de la densité en fonction de celles de la température, celle-ci est régit par la formule suivante [5]:

$$d(T^{\circ}C) = d(T = 15^{\circ}C) - A (T - 15) \quad (1-13)$$

Où A est un coefficient qui varie en fonction de la densité à 15°C, comme indiqué par le tableau ci-dessous [5]:

Tab 1-2 : Valeur du coefficient A en fonction de la densité du fuel-oil à 15°C

A . 10³	Densité à 15°C
0,70	0,790 à 0,819
0,68	0,820 à 0,839
0,66	0,840 à 0,859
0,64	0,860 à 0,899
0,63	0,900 à 0,920
0,62	0,920 à 0,950
0,60	0,950 à 1,000

1.4. Rappels sur les modes de transfert de chaleur :

1.4.1. Conduction [6]:

La conduction est un phénomène se traduisant par l'écoulement de la chaleur à travers un milieu qu'il soit solide, liquide ou gazeux dès l'instant qu'il existe un gradient de température plus ou moins important d'une région où la température est élevée vers une autre où elle est moindre, ou entre différents milieux mis en contact.

La transmission de chaleur se fait par contact direct sans un déplacement appréciable des molécules. Ce transfert d'énergie peut s'effectuer par contact élastique (par exemple dans les fluides) ou, par diffusion des électrons comme dans les métaux.

La conduction est le seul mécanisme au moyen duquel la chaleur peut s'écouler dans les corps solides. Cet écoulement a fait l'objet d'une convention visant à en normaliser le signe comme le montre la figure (1-2).

La relation fondamentale de la transmission de chaleur par conduction a été proposée par le savant Français J.B. J. FOURRIER en 1822. Elle établit que le flux de chaleur par conduction transmis dans le matériau est égal au produit des trois paramètres :

$$\dot{q} \equiv -k \frac{\partial T}{\partial x}$$

- **k** : Conductibilité thermique

- **A** : Aire de la section à travers laquelle s'écoule la chaleur

$\frac{\partial T}{\partial x}$: gradient de température selon x

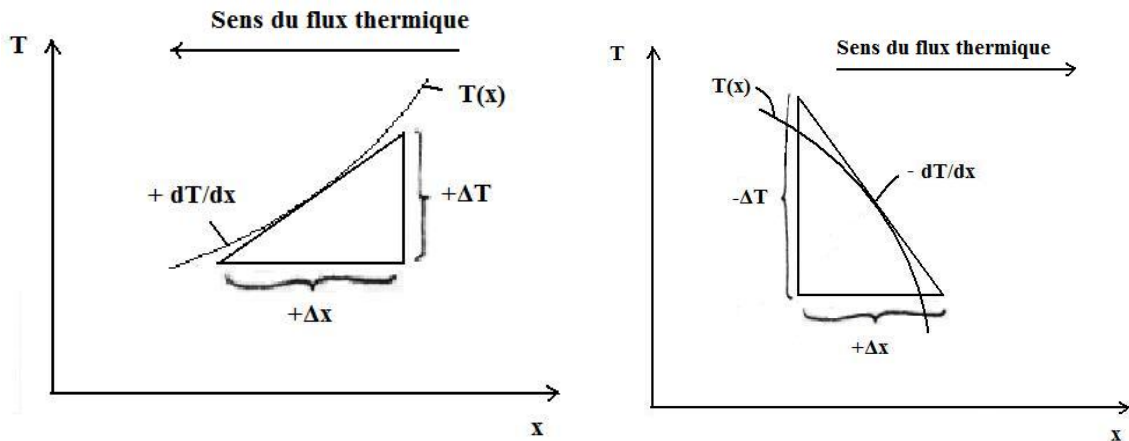


FIG 1-2 : Schéma représentant la convention de signe pour un transfert de chaleur par conduction

L'équation générale de la conduction de chaleur dans un solide isotrope avec source et conductivité constante est donnée en coordonnées cartésiennes par l'équation dite:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1-14)$$

Où α est la diffusivité thermique : $\alpha = \frac{k}{\rho C}$

Cette équation est la forme générale en coordonnées cartésiennes. Elle décrit un phénomène de conduction tridimensionnel en régime transitoire ; c'est-à-dire qu'il y'a transmission de chaleur selon trois dimensions en plus de la dimension temps, en présence d'une source de chaleur.

Si le système ne contient pas de source de chaleur, l'équation se réduit à l'équation de Fourier :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1-15)$$

Dans le cas d'un régime permanent et en présence d'une source de chaleur, l'équation est appelée équation de Poisson :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (1-16)$$

Pour un régime permanent et en l'absence d'une source de chaleur, la répartition des températures doit satisfaire l'équation générale de diffusion dite de Laplace :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1-17)$$

Enfin, dans le cas le plus simple, quand l'écoulement de chaleur est permanent et unidimensionnel, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \Rightarrow \frac{dT}{dx} = \text{cte} \quad (1-18)$$

1.4.2. Convection [7] :

1.4.2.1. Définition :

La convection est un mode de transport de par l'action combinée de la conduction entre les molécules, du transport de l'énergie par les molécules en mouvement. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement. Ce mode est appelé conducto-convection.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué essentiellement par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

On peut exprimer le flux de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de la relation :

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (1-19)$$

Avec :

q : quantité de chaleur par convection

A : Aire de la surface de transmission de chaleur

ΔT : Ecart moyen entre T_s la température de la surface et T_f la température du fluide

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection.

Cette équation est aussi la définition de l'unité de conductance thermique moyenne par convection. Le coefficient d'échange de chaleur par convection est une fonction de l'écoulement du fluide, des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système. Sa valeur numérique est généralement locale ; elle peut être moyennée ou intégrée dans certaines conditions.

1.4.2.2. Régime d'écoulement :

Comme le transfert d'énergie par convection est très intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

A titre d'exemple, l'écoulement d'un fluide dans une conduite est soit laminaire, soit turbulent:



FIG 1-3 : (a) Ecoulement en régime laminaire

Lorsqu'un fluide s'écoule en régime laminaire (figure **1-3a**) le long d'une surface dont la température est différente de celle du fluide, la chaleur est transmise seulement par conduction ? aussi bien à l'intérieur du fluide qu'à l'interface entre le fluide et la surface.

Dans un écoulement turbulent (figure **1-3b**), le mécanisme de conduction est modifié et renforcé par d'innombrables tourbillons. Les petits paquets de fluide en se mélangeant avec d'autres jouent le rôle dominant de porteur d'énergie. Par conséquent un accroissement

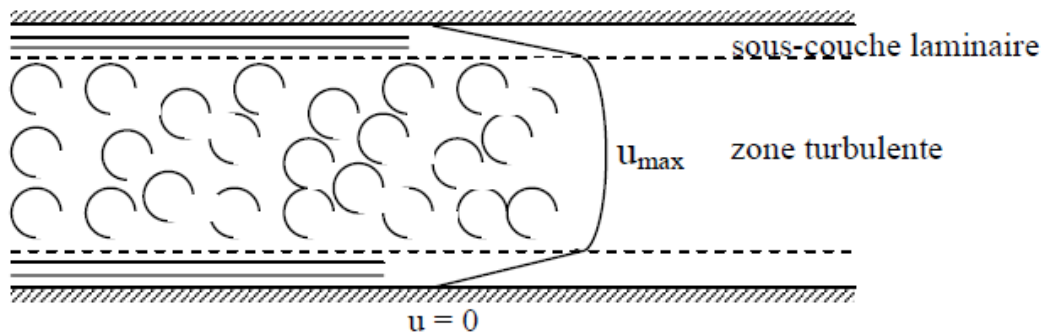


FIG 1-3 : (b) Ecoulement en régime turbulent

de turbulence amène une augmentation du flux de chaleur s'écoulant par convection.

1.4.2.3. Evaluation du coefficient d'échange de chaleur par convection:

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes. C'est ainsi qu'ont été choisis les nombres sans dimension ci-après.

- *Nombre de Reynolds :*

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par le rapport des forces d'inertie et de viscosité que subit le fluide :

$$Re = \frac{u_{\infty} D}{\nu} \quad (1-20)$$

· Si $Re < 2400$ on est en régime laminaire dans des conduites fermées.

· Pour des vitesses plus élevées, $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît.

- *Nombre de Prandtl :*

Ce nombre est entièrement caractéristique du fluide considéré, il représente le rapport entre deux coefficients de diffusion : la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α .

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1-21a)$$

- *Nombre de Nusselt :*

Il est défini par :

$$Nu \equiv \frac{h.L}{k} \quad (1-21b)$$

Le nombre de Nusselt représente le rapport des mécanismes de transport d'énergie par convection et par conduction rapportée la dimension caractéristique du conduit. En pratique, c'est une mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection car, que l'on peut calculer avec la relation :

$$h = Nu \frac{k}{L} \quad (1-22)$$

1.4.2.4. Convection naturelle :

Les mouvements de convection naturelle les plus simples apparaissent lorsqu'un fluide (gaz ou liquide) est chauffé par le bas. Les couches inférieures plus chaudes se dilatent et deviennent moins denses que les couches supérieures; elles ont ainsi tendance à s'élever tandis que les couches supérieures plus froides, donc plus lourdes, ont tendance à descendre.

On voit que la convection naturelle est initiée par la force d'Archimède qui s'établit dans une cavité en présence d'un gradient de température ; cette force est opposée par une force de traînée visqueuse ou force de frottement. En plus de cet équilibre de forces, il y a deux autres facteurs qui influencent par leur rapport l'efficacité de la convection. Il s'agit de la diffusivité thermique α et de la diffusivité de la quantité de mouvement représentée par la viscosité cinématique. Le produit de ces deux groupements sans dimension, (Grashoff et Prandtl) appelé nombre de Rayleigh, est défini par :

$$R_{al} = G_{rL} \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (1-23)$$

$$\text{Avec : } G_{rx} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad ; \quad \Delta T = T_p - T_\infty$$

Où :

β est le coefficient de dilatation thermique à pression constante, défini par :

$$\beta \equiv \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial T} \Big|_p$$

Il est calculé par la relation :

$$\beta = \frac{\rho_\infty - \rho}{\rho(T - T_\infty)}$$

ν : la viscosité cinématique m^2/s .

χ : la diffusivité thermique en m^2/s .

L : Dimension caractéristique de la surface d'échange.

g : Accélération de la pesanteur m/s^2 .

ρ : Masse volumique kg/m^3 .

1.4.3. Rayonnement [8]:

1.4.3.1. Définition :

Le rayonnement thermique est un mode de transmission de chaleur à distance ; il obéit aux lois du rayonnement électromagnétique en général. Le rayonnement se propage à la vitesse de la lumière. Il se distingue des deux autres modes par un échange de photons entre les deux milieux concernés.

1.4.3.2. Absorption, réflexion et transmission du rayonnement :

Lorsqu'un rayonnement atteint sur un corps, une partie est absorbée, une autre réfléchi et une dernière transmise comme l'indique la figure (1-4). La relation entre l'énergie absorbée, réfléchi et transmise s'écrit :

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (1-24)$$

Dans laquelle :

α : Coefficient d'absorption, c'est à dire la fraction du rayonnement incident absorbé par le corps.

τ : Coefficient de transmission, c'est à dire la fraction du rayonnement incident transmis à travers le corps semi transparent.

ρ : Coefficient de réflexion, c'est à dire la fraction du rayonnement incident réfléchi par la surface du corps.

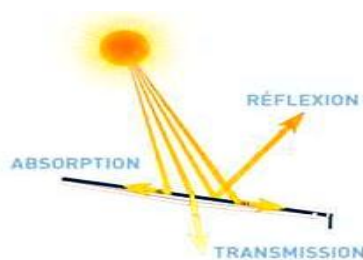


Fig 1-4 : Réflexion, absorption et transmission du rayonnement

La réflexion du rayonnement peut soit être diffuse soit régulière.

Si une surface est bien polie et lisse, l'angle d'incidence sera égale à l'angle de réflexion et le rayonnement réfléchi se trouvera dans le plan d'incidence : c'est la réflexion régulière.

A contrario, la réflexion du rayonnement à partir d'une surface rugueuse se dirige pratiquement dans toutes les directions : c'est la réflexion diffuse.

1.4.3.3. Emission du corps noir :

On appelle corps noir tout corps ayant la capacité d'absorber la totalité du rayonnement lui parvenant et qui, de ce fait, n'en réfléchit rien.; il est hors de portée de l'expérience du moins en considérant l'avancée technologique actuelle.

L'intérêt du corps noir réside dans le fait qu'il sert de référence pour définir les propriétés radiatives d'un corps réel.

a. Loi de Planck :

Cette loi fixe la contribution respective de chaque longueur d'onde dans l'émission du corps noir. L'émissivité monochromatique du corps noir est donnée par :

$$M_{\lambda}^0 = \frac{2\pi h C^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{hc}{k_B \lambda T}} - 1} \quad (1-25)$$

Avec :

$C = 2,99792458 \text{ m.s}^{-1}$ est la vitesse des ondes électromagnétiques dans le vide.

$h = 6,6260.10^{-34} \text{ J.s}$ est appelée Constante de Planck.

$k_B = 1,3806.10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$ est appelée constante de Boltzmann :

En sommant toutes les émissivités monochromatiques d'un rayonnement donné, on peut obtenir le pouvoir émissif du corps noir défini par la loi de Stefan – Boltzmann :

$$M^0 = \int_0^{\infty} M_{\lambda}^0 d\lambda \quad (1-26)$$

b. Loi de Stefan – Boltzmann :

La loi de Stefan – Boltzmann stipule que le pouvoir émissif, ou émissivité d'un corps noir M^0 , émis par unité de surface, est directement proportionnel à la puissance quatrième de la température absolue.

$$M^0 = \sigma T^4 \quad (1-27)$$

Où :

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ est appelée constante de Stefan-Boltzmann.

c. Loi du déplacement de Wien :

La relation entre la longueur d'onde λ_{\max} , à laquelle le pouvoir émissif monochromatique du corps noir M_{λ}^0 atteint son maximum, et la température absolue est donnée par la loi du déplacement de Wien:

$$\lambda_{\max} T = 2898 \text{ m.K} \quad (1-28)$$

1.4.3.4. *Emission des corps réels :*

On définit le pouvoir émissif total M par la quantité totale de rayonnement qu'émet un corps par unité de surface et de temps. Comme le corps noir n'est qu'un concept théorique, le flux du rayonnement thermique émis par un corps donné sera proportionnel à une propriété intrinsèque appelée émissivité, qui dépend de la nature physico-chimique, de l'état de surface de chaque corps; elle varie avec la longueur d'onde, la direction d'émission et la température de surface. Ce flux est donné par la relation suivante :

$$M = \varepsilon M^0 = \varepsilon \sigma T_p^4 \quad (1-29)$$

Avec :

T_p : Température absolue de la surface du corps.

ε : Emissivité du corps.

a. Loi de Kirchoff :

La loi de Kirchoff relie les propriétés émissives et absorbantes d'un corps opaque. Elle indique que pour chaque longueur d'onde et chaque direction de propagation du rayonnement émis par une surface ou incident sur celle-ci, l'émissivité et l'absorptivité monochromatiques directionnelles sont égales ; elle implique une température d'équilibre constante :

$$\varepsilon_{ox,\lambda} = \alpha_{ox,\lambda} \quad (1-30)$$

b. Flux rayonné par une surface grise :

Nous avons vu plus haut que l'émittance d'un corps réel est $M = \varepsilon M_0$.

E étant l'éclairement sur la surface S, on définit la radiosité J comme étant la somme de l'émittance de la surface et du flux réfléchi par unité de surface ρE .

$$J = \varepsilon M^0 + \rho E \quad (1-31)$$

Pour une surface opaque, on a : $\tau=0 \implies \rho = 1-\alpha$

Or, pour un corps gris, $\alpha=\varepsilon$ car $\varepsilon_\lambda = \varepsilon$ et $\alpha_\lambda = \alpha$.

D'où :

$$J = \varepsilon M^0 + (1-\varepsilon)E$$

Le flux net perdu par la surface S est la différence entre le flux émis et absorbé :

$$\Phi_p = (\varepsilon M^0 - \alpha E)S$$

$$\text{Or } \alpha=\varepsilon \text{ donc : } \Phi_p = \varepsilon S(M^0 - E)$$

Et alors :

$$\Phi_p = \frac{\varepsilon S}{1-\varepsilon} (M^0 - J) \quad (1-32)$$

c. Echange de rayonnement entre deux plans parallèles :

L'échange thermique entre deux surfaces planes et parallèles de température T et T est donnée par la relation suivante :

$$\Phi = \frac{\sigma S(T_0^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_0} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1} \quad (1-33)$$

1.5. Conclusion :

Dans chapitre nous avons données des généralités sur la constitution et l'utilisation des réservoirs de stockage de produits pétroliers et décrit les besoins de réchauffage des huiles lourdes ; ces besoins sont à dimensionner selon les caractéristiques physico-chimiques des produits et notamment la viscosité.

Les modes de transfert thermiques applicables au réchauffage et pertes par convection-rayonnement ont été évoqués pour le dimensionnement du circuit de réchauffage objet du chapitre II suivant.

CIRCUIT DE RECHAUFFAGE



CHAPITRE 2

2.1. Schéma du circuit de réchauffage

Le Schéma du circuit de réchauffage donné en figure 2-1 comprend les éléments suivants :

- Une cuve d'appoint d'huile
- Un vase d'expansion
- Une chaudière
- Une pompe de circulation
- Un échangeur à serpentins de réchauffage

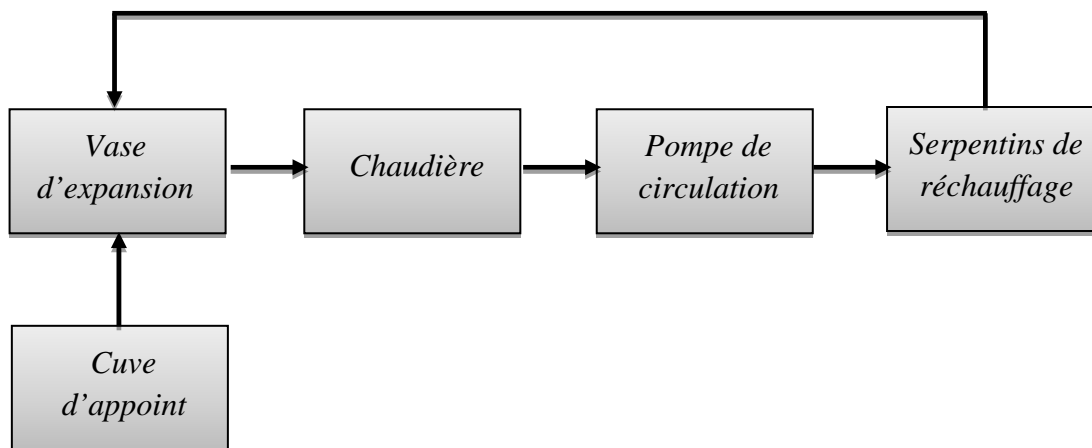


Fig 2-1 : schéma principe d'une installation

2.2. Cuve d'appoint d'huile :

La disponibilité continue de l'huile thermique nécessite l'utilisation d'une cuve de stockage qui devra être adaptée aux besoins. Pour ce faire, il convient de déterminer le volume de stockage par rapport aux dimensions du circuit puisqu'il ne faut pas perdre de vue les besoins en huile de l'installation et que celle-ci soit constamment disponible, ce qui ne sera pas le cas si la cuve est petite.

Il faut aussi que la cuve soit placée à l'intérieur d'un bâtiment couvert et en un lieu proche de la chaudière pour raccourcir la longueur de la tuyauterie et diminuer ainsi les pertes de charge dans les conduites entre la cuve d'huile d'appoint et le circuit de réchauffage.

2.3. Vase d'expansion :

Le vase d'expansion est un réservoir capable d'absorber les variations de volume de l'huile du circuit de chauffage en fonction de la température et principalement entre les périodes de marche ou celles d'arrêt : 20 à 25% du volume à 0°C pour une température de régime de 250 à 300°C. L'huile se dilate en chauffant, créant un accroissement de pression dans le circuit de chauffage.

Le vase d'expansion permet d'absorber ce surplus de pression et d'éviter ainsi une détérioration du circuit tout en le maintenant étanche, contrairement à une soupape de sécurité qui déleste l'installation en laissant le fluide surcomprimé s'échapper. Pour éviter tout contact du fluide avec l'air atmosphérique (risque d'oxydation rapide), l'huile dans le vase d'expansion est surmontée d'un volume d'azote sous pression ; l'ensemble fonctionne ainsi comme amortisseur des variations de pressions du circuit.

2.4. Chaudière

Une chaudière est un système permettant de transmettre de l'énergie apparaissant sous forme de chaleur à un fluide caloporteur afin d'augmenter son énergie thermique.

2.4.1. Types de chaudière

Il existe une grande variété de chaudières ; celles-ci pouvant être classifiées suivant différents critères : conception, application, puissance thermique, fixation, type de fluide caloporteur, etc....

La classification par fluides caloporteurs étant celle qui nous intéresse, on distingue :

- i. les chaudières de production de vapeur
- ii. les chaudières de chauffage d'huile thermique, dont il sera fait usage ici, seront abordées de manière plus détaillée ultérieurement.

Des chaudières avec d'autres types de fluides caloporteurs existent sur le marché, notamment celle de production d'eau.

2.4.2. Chaudière à l'huile thermique

Une chaudière à l'huile thermique est constituée principalement par un foyer surmonté d'un récipient dans lequel on réchauffe l'huile, à partir d'une source de chaleur qui peut utiliser un combustible solide, liquide ou gazeux ; les chaudières chauffées électriquement utilisent des résistances immergées dans le bain d'huile à chauffer.

Il existe différentes conceptions de chaudières, bien que les plus communes utilisent le plus souvent des sources d'énergie conventionnelles comme les combustibles liquides ou gazeux ; elles consistent en une chambre foyer dans laquelle on loge un serpentín dans lequel circule l'huile à chauffer. Ce serpentín qui épouse les parois du foyer est chauffé par la flamme alimentée par le haut de la chaudière : voir figure (2-2). La puissance thermique de la chaudière dépend du brûleur, celle-ci devra être conçue pour le supporter.



FIG 2-2 : schéma principe d'une chaudière

Un autre élément important mais qui est externe au corps de la chaudière est la pompe d'impulsion de l'huile à réchauffer. La pompe fait circuler l'huile chauffée dans tout le circuit, de la chaudière vers le réservoir d'huile. Le dispositif de pompage sera abordé de manière plus détaillée ultérieurement.

Les chaudières d'huile thermique, ne comportent pas de changement de phase, travaillent à des pressions très faibles ; elles peuvent donc atteindre des températures de service normales de 280 à 350 °C. Ces chaudières sont créditées d'un rendement qui varie entre 87 et 92 %, en fonction des températures de travail.

2.4.3. Avantages des chaudières à fluide thermique

- Le fluide thermique n'exige aucun traitement une fois que le réseau a été rempli ; sa longévité peut varier entre 8 et 10 ans environ, ce qui représente un coût faible [9].
- Etant donné qu'il n'existe pas d'évaporation dans le circuit, la perte de chaleur dans le circuit est minime puisqu'il n'y a pas de pertes de vapeurs.
- Étant donné qu'on travaille avec un liquide lubrifiant, non corrosif contrairement à l'eau, l'usure des conduites et de la chaudière est minime.
- Elles travaillent sous basse pression, raison pour laquelle il est possible de les situer dans des lieux communs et diminuer les risques d'accidents ; les pannes et la maintenance sont aussi minimisées.
- Contrairement à l'eau, l'huile ne nécessite pas de traitement particulier.
- L'huile est moins sujette à cavitation que l'eau, ce qui permet de diminuer la hauteur hydrostatique minimum de pompage.
- Les avantages mentionnés ci-dessus nous permettent d'avoir une vision globale sur les avantages que peut offrir une installation à fluide thermique en comparaison avec une installation à vapeur.

2.5. Pompe de circulation

Une pompe est un dispositif permettant d'aspirer et de refouler un fluide, ainsi véhiculer celui-ci à l'intérieur d'une conduite. Les pompes se divisent en deux catégories principales:

- **les pompes centrifuges** : le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie cinétique qui lui est communiqué par la rotation de la roue.
- **les pompes volumétriques** : l'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Dans notre cas, la pompe est dite de circulation puisqu'elle sert à maintenir un mouvement constant de l'huile thermique dans les serpentins de la chaudière et du réservoir de stockage, et des conduites du circuit les reliant. On utilisera à cet effet une pompe de type centrifuge.

2.6. Echangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et une économie d'énergie.

Dans notre cas, et vu le domaine d'application, on aura recours à un échangeur monotube à serpentin ; le tube est placé à l'intérieur du réservoir de stockage et a la forme d'un serpentin dit serpentin de réchauffage ; celui-ci permettra soit un maintien en température du fuel-oil à l'intérieur du réservoir, soit son réchauffage jusqu'à une température donnée dite d'exploitation. Le serpentin de réchauffage sera disposé dans le fond du réservoir [10] ; il est constitué par un tube soit enroulé en hélice, soit assemblé sous forme d'épingles (figure 2-3).

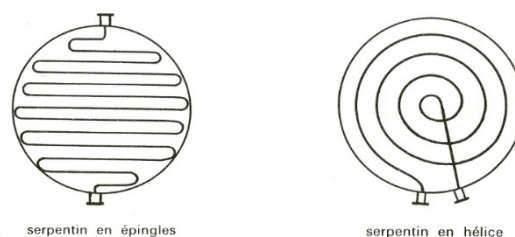


Fig 2-3: Serpentins de réchauffage

Le choix se portera sur le serpentin en épingles, pour des raisons de réalisation.

2.7. Tuyauteries :

La tuyauterie sert au transfert du fluide caloporteur.

Le circuit qu'elle décrit doit être le plus simple possible, c'est à dire qu'il doit :

- Etre court,
- Eviter les coudes et les changements de diamètre pour réduire les pertes de charges singulières
- Ne pas présenter de points hauts inutiles car l'air risque de s'accumuler gênant, ainsi la circulation de l'huile et pouvant donner lieu à son l'oxydation.

La tuyauterie doit être fabriquée à partir de matériaux inoxydables ou être traitée pour résister à la corrosion ; elle doit aussi être calorifugée avec soin afin de diminuer les pertes de transfert thermiques.

L'emploi exclusif d'acier pour confectionner la totalité du circuit est indiqué parce que les métaux cuivreux, par exemple, favoriseraient l'oxydation, donc la dégradation progressive des caractéristiques de l'huile thermique [9].

2.8. Choix du montage

Les serpentins de réchauffage des bacs de stockage peuvent en principe être raccordés en série, ou en parallèle, selon les particularités des installations ; l'analyse suivante montrera les avantages et les inconvénients des deux types.

2.8.1. Montage en série :

Lorsque les serpentins de réchauffage des différents bacs de stockage sont montés en série (figure 2-4a), c'est la même huile qui va circuler dans tous les serpentins et va se refroidir successivement dans chacun d'eux.

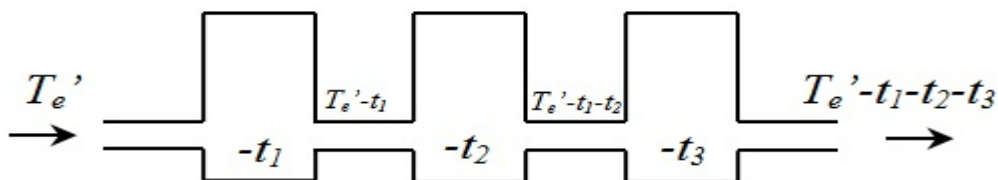


Fig 2-4 : (a) Montage en série

Pour le montage en série, les pertes de charge sont plus importantes que pour le second type ce qui nécessitera l'utilisation d'une plus grande pompe de circulation, ainsi que les pertes thermiques à travers le circuit ce qui nous ramènera à des temps de réchauffage plus

conséquents. Il pourrait être nécessaire d'utiliser des températures plus élevées, d'où des pertes thermiques plus importantes. Le gros inconvénient est l'impossibilité de respecter la même température de chauffage de chaque réservoir.

2.8.2. Montage en parallèle

Pour le montage en parallèle (figure 2-4b), la température à l'entrée des serpentins de réchauffage de chaque bac de stockage sera plus ou moins la même, d'où une réduction du temps de réchauffage et des économies d'énergie. Il est possible de respecter les températures individuelles des réservoirs et les débits d'huile de chauffage nécessaires.

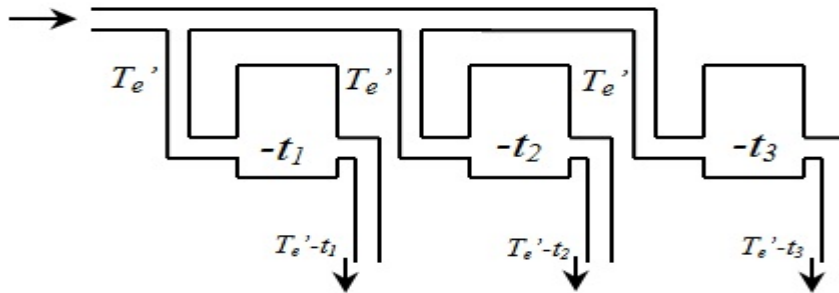


FIG 2-4 : (b) Montage en parallèle

Le choix du montage en parallèle s'impose par ses avantages évidents.

2.9. Les fluides caloporteurs

Il existe deux sortes de fluides thermiques :

- a) Ceux qui sont d'origine pétrolière ; ce sont en fait des huiles minérales spécialement sélectionnées et traitées.
- b) Ceux qui sont d'origine chimique tels que l'alkyl benzène, l'oxyde de phényle, les organo-silicates, etc.

Les qualités habituelles pour tout fluide sont les suivantes :

- être thermiquement stable à la température de travail.
- avoir une conductibilité thermique élevée.
- Avoir une tension pression de vapeur faible à la température de fonctionnement
- avoir une faible viscosité pour réduire les pertes de charges et favoriser un régime turbulent qui augmente le nombre de Nusselt et Rayleigh.
- ne doit pas être corrosif ni toxique.

Quant à la viscosité, celle-ci varie suivant la température; elle est calculée à partir des viscosités à 40° et à 100° C. Il existe de très nombreuses expressions empiriques permettant de représenter la loi de variation ; par exemple la corrélation de Mac Coull et Walther[11], utilisable pour les huiles minérales :

$$\text{Log} (\text{Log} (\mu + 0,7) = A + B. \text{Log} (T) \quad (2-1)$$

(A et B étant des constantes spécifiques de l'huile, que l'on peut déterminer à partir de la mesure de μ à deux températures différentes).

Le **point de congélation** d'un fluide mesure la température à laquelle l'huile cesse de couler par simple gravité ; ce facteur est important au démarrage à de basses températures. Pour réduire le point de congélation, la majorité de fluides incorporent des additifs. La **masse volumique** est la masse par unité de volume. Elle est exprimée en kg/l ou en g/ml à 15° C. La plupart des huiles ont des valeurs autour de 0.85 - 0.9.

La **chaleur spécifique** mesure la quantité de chaleur absorbée par unité de masse pour une augmentation de température un degré centigrade. Les huiles ont des valeurs comprises entre 0.45 et 0.70 kcal/kg.K aux températures habituelles.

Le **point d'inflammation** est la température à laquelle, sous certaines conditions d'essai, une flamme appliquée à la surface d'une huile provoque l'inflammation des vapeurs mais non une combustion continue. Il est très important de ne pas confondre cette température avec la température d'auto-inflammation.

Le **point de combustion** est la température à laquelle une étincelle provoquerait un début de combustion du matériau en présence d'air comburant (oxygène) ; la flamme qui se forme se maintient allumée au moins 5 secondes Les valeurs normales sont autour des 210° C. Le **point d'auto inflammation** est la température minimale à laquelle l'huile thermique s'auto allume sans présence de flamme ou étincelle en présence d'air comburant.

Par conséquent, la température à considérer devant une éventuelle fuite de fluide thermique est la température d'auto inflammation.

En conséquence, la probabilité d'un incendie dans une installation de fluide thermique est très réduite, voire pratiquement nulle.

Naftal utilise l'huile thermique TORADA TC, un fluide avec les caractéristiques typiques suivantes:

- Densité à 15 °C: 0,862 kg/l
- Viscosité à 100 °C: 5 cSt

- Viscosité à 180 °C: 1,5 cSt
- Point d'inflammation P.M.: 224 °C
- Chaleur spécifique à 15 °C: 0,443 kcal /kg °C
- Chaleur spécifique à 300°C: 0,674 kcal /kg °C

2.10. Considérations pratiques :

Lors du passage de la théorie à la pratique, il se pourrait que certains problèmes, non définis ou mal appréhendés durant l'étude, apparaissent à tous les niveaux du circuit, dès la mise en marche de l'installation ou bien après une certaine période. Il y donc lieu de réaliser une étude préalable aussi complète que possible et surtout utiliser des solutions et des matériaux éprouvés par l'expérience.

a. Etanchéité :

Le problème de l'étanchéité se pose à trois niveaux différents :

- i. Au niveau de la chaudière : il faut que l'étanchéité du serpentin soit assurée pour que le fluide caloporteur ne s'épande pas à l'intérieur de la chaudière.
- ii. Au niveau de la tuyauterie : les joints doivent être parfaitement étanches pour éviter des pertes de fluide et de chaleur.
- iii. Au niveau du serpentin de réchauffage : ils doivent être parfaitement étanches pour éviter les pertes de fluide et de chaleur.

En effet, si l'étanchéité est défectueuse, l'isolation thermique pourrait ne plus être assurée puisque certains matériaux tels que la laine de verre perdent leurs propriétés isolantes dès lors qu'elles sont humides. L'étanchéité est donc un problème crucial qu'il faut étudier en fonction avec la température.

b. Température :

Il est tout à fait clair que les températures maximales auxquelles sont confrontés les différents éléments du circuit doivent être respectées. Il faut que chacun des éléments de l'installation supporte ces températures sans risque de modifications ultérieures des caractéristiques ; toutefois, les dilatations nécessaires doivent être accommodées.

c. Corrosion :

Etant donné qu'on utilise un liquide lubrifiant, non corrosif contrairement à l'eau, on évite la corrosion interne des différents éléments du circuit

2.11. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné à titre d'exemple un schéma du circuit de réchauffage, pour définir chaque élément constitutif de celui-ci. Nous avons donné aussi les caractéristiques physico-chimiques de notre fluide caloporteur. Quelques considérations pratiques, ont été évoquées du fait qu'une étude préalable du circuit devra être faite et améliorée avant sa réalisation éventuelle.

Le chapitre 3 est consacré au dimensionnement du circuit de réchauffage.

ANALYSE ET DIMENSIONNEMENT DU PROBLEME



CHAPITRE 3

3.1. Bilan thermique du réservoir :

Le bilan énergétique du réservoir s'écrit :

$$q_u = q_a + q_p \quad (3-1)$$

Où :

q_u : quantité de chaleur à apporter au fluide à réchauffer.

q_p : quantité de chaleur perdu à travers le réservoir.

q_a : quantité de chaleur réellement reçu par le fuel-oil.

3.1.1. Hypothèses :

Pour simplifier ces bilans étude, on a émis un certain nombre d'hypothèses :

1. Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{cl}
2. Température homogène pour chaque élément du réservoir
3. Régime permanent

3.1.2. Calcul des pertes thermique à travers le réservoir :

Nous diviserons les pertes de chaleur à travers le réservoir en trois parties :

$$q_p = q_f + q_c + q_t \quad (3-2)$$

Avec :

q_f : quantité de chaleur perdu au fond du réservoir.

q_c : quantité de chaleur perdu à travers la paroi cylindrique.

q_t : quantité de chaleur perdu à travers le toit du réservoir.

Une analogie électrique entre d'une part les potentiels électriques et thermiques et d'autre part entre les résistances thermiques et électriques (figure 3-1) permet de mieux représenter les cheminements des pertes thermiques du réservoir.

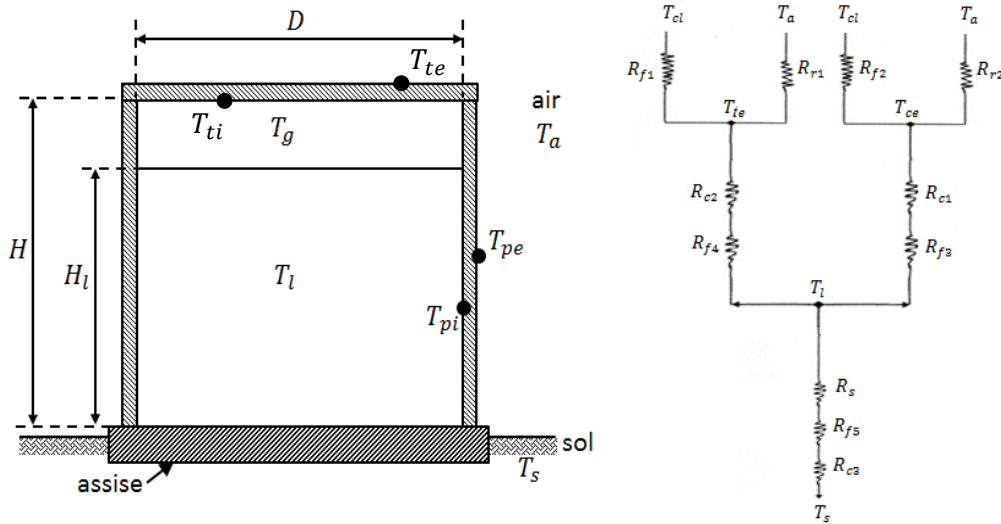


Fig 3-1 : Analogie électrique des flux thermiques à travers un réservoir

Avec :

R_{f1} : Résistance au flux par convection entre la face extérieure de la paroi cylindrique du réservoir et le milieu ambiant.

R_{r1} : Résistance au flux par rayonnement entre la face extérieure de la paroi cylindrique du réservoir et le ciel.

R_{f2} : Résistance au flux par convection entre le toit du réservoir et le milieu ambiant.

R_{r2} : Résistance au flux par rayonnement entre le toit du réservoir et le ciel.

R_{c1} : Résistance au flux par conduction à travers la paroi cylindrique du réservoir.

R_{f3} : Résistance au flux par convection entre la face intérieure de la paroi cylindrique et le liquide.

R_{c2} : Résistance au flux par conduction à travers le toit du réservoir.

R_{f4} : Résistance au flux par convection entre la face intérieure du toit et le liquide.

R_s : Résistance due à l'encrassement au fond du réservoir.

R_{c3} : Résistance au flux par conduction entre la paroi cylindrique et le fond du réservoir.

R_{f5} : Résistance au flux par convection entre le fond du réservoir et le liquide.

T_{ce} : Température moyenne de la face extérieure de la paroi.

T_{ci} : Température moyenne de la face intérieure de la paroi.

T_{te} : Température moyenne de la face extérieure du toit.

T_{ti} : Température moyenne de la face intérieure du toit.

T_a : Température de l'air ambiant.

T_l : Température moyenne du liquide.

T_{ci} : Température du ciel, estimée par la relation de Swinbank [11]:

$$T_{ci} = 0.0552T_a^{1.5} [\text{K}]$$

A. Pertes à travers la paroi cylindrique :

On peut les diviser en deux parties :

q_{c1} : Pertes entre le liquide et la paroi.

q_{c2} : Pertes entre la paroi et le milieu extérieur.

a. Pertes entre le liquide et la paroi extérieure :

Comme le montre la figure (3-1), on a deux résistances en série ; soit R_1'' la résistance équivalente donnée par :

$$R_1 = R_{c1} + R_{f3}$$

Pour le flux par convection :

$$q_{c1,f} = h_l A_c (T_l - T_{ci}) = \frac{A_c}{R_{f3}} (T_l - T_{ci}) \Rightarrow R_{f3}'' = \frac{1}{h_l}$$

Pour le flux par conduction :

$$q_{c1,c} = \frac{k_p A_c}{e_p} (T_{ci} - T_{ce}) = \frac{A_c}{R_{c1}''} (T_{ci} - T_{ce}) \Rightarrow R_{c1}'' = \frac{e_p}{k_p}$$

D'où :

$$q_{c1} = h_l A_c (T_l - T_{ci}) = \frac{k_p A_c}{e_p} (T_{ci} - T_{ce}) = \frac{A_c}{R_1''} (T_l - T_{ce}) \quad (3-3)$$

$$R_1'' = \frac{1}{h_l} + \frac{e_p}{k_p}$$

Avec :

k_p : Conductivité thermique de la paroi cylindrique.

e_p : Épaisseur de la paroi.

h_l : Coefficient de transfert par convection entre le liquide la paroi interne.

b. Pertes entre la paroi et le milieu extérieur :

Comme le montre la figure (3-1), il y a pertes par convection et par rayonnement.

Par convection :

$$q_{c2,f} = h_{a1}A_c(T_{ce} - T_a)$$

Par rayonnement :

$$q_{p2,r} = \varepsilon_p \sigma A_c (T_{ce}^4 - T_{cl}^4)$$

Avec :

h_{a1} : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre la paroi cylindrique et le milieu ambiant.

ε_p : Emissivité de la paroi cylindrique.

D'où le flux combiné :

$$q_{c2} = h_{a1}A_c(T_{ce} - T_a) + \varepsilon_p \sigma A_c (T_{ce}^4 - T_{cl}^4) \quad (3-4)$$

Cette équation peut aussi être écrite d'une autre manière :

$$q_{c2} = (h_{a1} + h_{r1})(T_{ce} - T_a)A_c = \frac{(T_{ce} - T_a)A_c}{R_1''}$$

Où :

h_{r1} est le coefficient d'échange par rayonnement entre la paroi et le ciel.

$$R_2'' = \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}}$$

Finalemment :

$$R_c'' = \frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_l} + \frac{e_p}{k_p}$$

On peut ainsi définir le coefficient de pertes U_c à travers la paroi cylindrique du réservoir.

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_l} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1} \quad (3-5)$$

B. Pertes au fond du réservoir :

Comme le montre la figure (3-1), on a trois résistances en séries ; soit R_3 la résistance équivalente on aura :

$$R_3'' = R_{c3}'' + R_{f5}'' + R_s''$$

$$\text{Où : } R_{c3}'' = \frac{A_f}{Sk_s} \quad \text{et} \quad R_{f5}'' = \frac{1}{h_l}$$

D'où

$$q_f = \frac{A_f}{R_3''} (T_l - T_s)$$

$$R_3'' = \frac{1}{h_l} + \frac{A_f}{Sk_s} + R_s''$$

Avec :

S : coefficient de forme de conduction.

k_s : conductivité thermique de l'assise.

R_s : résistance due à l'encrassement au fond du réservoir.

On peut ainsi définir le coefficient de pertes U_f au fond du réservoir :

$$U_f = \left[\frac{1}{h_l} + \frac{A_f}{Sk_s} + R_s \right]^{-1} \quad (3-6)$$

C. Perte à travers le toit du réservoir :

On peut les diviser en deux parties :

q_{t1} : Pertes entre le toit et le milieu extérieur.

q_{t2} : Pertes entre le liquide et le toit.

a. Pertes entre le toit et le milieu extérieur

Comme le montre la figure (3-1), il y a pertes par convection et par rayonnement.

Par convection :

$$q_{t1,f} = h_{a2} A_t (T_{te} - T_a)$$

Par rayonnement :

$$q_{t1,r} = \varepsilon_p \sigma A_t (T_{te}^4 - T_{cl}^4)$$

Avec :

h_{a2} : Coefficient d'échange de chaleur par convection entre le toit du réservoir et le milieu ambiant.

D'où le flux combiné :

$$q_{t1} = h_{a2}A_t(T_{ce} - T_a) + \varepsilon_p\sigma A_t(T_{ce}^4 - T_{cl}^4)$$

Cette équation peut aussi être écrite d'une autre manière :

$$q_{t1} = (h_{a2} + h_{r2})(T_{ce} - T_a)A_t = \frac{(T_{ce} - T_a)A_t}{R_4} \quad (3-7)$$

Où :

h_{r2} est le coefficient d'échange par rayonnement entre le toit et le ciel.

$$R_4'' = \frac{1}{h_{a2} + h_{r2}}$$

b. Pertes entre le liquide et la paroi extérieure

En se reportant à la figure (3-1), on a deux résistances en série ; soit R_5 la résistance équivalente:

$$R_5'' = R_{c2}'' + R_{f4}''$$

Pour le flux par convection :

$$q_{t2,f} = h_g A_t (T_l - T_{ti}) = \frac{A_t}{R_{f4}''} (T_l - T_{ti}) \Rightarrow R_{f4}'' = \frac{1}{h_g}$$

Pour le flux par conduction :

$$q_{t2,c} = \frac{k_p A_t}{e_p} (T_{ti} - T_{te}) = \frac{A_t}{R_{c2}''} (T_{ci} - T_{ce}) \Rightarrow R_{c2}'' = \frac{e_p}{k_p}$$

D'où :

$$q_{t2} = h_g A_t (T_l - T_{ti}) = \frac{k_p A_t}{e_p} (T_{ti} - T_{te}) = \frac{A_t}{R_5''} (T_l - T_{te}) \quad (3-8)$$

Comme précédemment, on définit le coefficient de pertes à travers le toit U_t :

$$U_t = \left[\frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_g} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1} \quad (3-9)$$

Calcul du coefficient de pertes global :

Soit U_r le coefficient de pertes global pour l'ensemble du réservoir, et A_r la surface totale du celui-ci, les pertes seront alors données par la relation :

$$q_p = U_r A_r (T_l - T_a)$$

Le coefficient de pertes global se calculera à partir des trois coefficients précédents U_c , U_t et U_f ; on admettra que T_s voisin de T_a :

$$U_r A_r = U_t A_t + U_f A_f + U_c A_c \quad (3-10)$$

3.1.3. Calcul du coefficient global d'échange fuel-oil/huile thermique :

Une analogie électrique (figure 3-2) permet de mieux représenter le cheminement des échanges thermiques du serpentin de réchauffage.

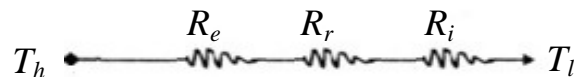


Fig 3-2 : Analogie électrique des flux thermiques à travers le serpentin de réchauffage

Avec :

R_e: Résistance au flux par convection naturelle entre le fuel-oil et la paroi extérieure du serpentin de réchauffage.

R_r : Résistance au flux par conduction à travers la paroi du serpentin de réchauffage.

R_i: Résistance au flux par convection forcée entre l'huile thermique et la paroi intérieure du serpentin de réchauffage.

Comme le montre la figure (3-2), on a trois résistances en séries ; soit R''_{eq} la résistance équivalente on aura :

$$R''_{eq} = R''_e + R''_r + R''_i$$

Où :

$$R''_r = \frac{e_r}{k_r} \quad , \quad R''_i = \frac{1}{h_i} \quad \text{et} \quad R''_e = \frac{1}{h_e}$$

D'où :

$$R''_{eq} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_r}{k_r} + \frac{1}{h_e}$$

Avec :

h_i est le coefficient d'échange par convection entre l'huile thermique et la paroi intérieur du serpentin.

h_e est le coefficient d'échange par convection entre le fuel-oil la paroi extérieure du serpentin.

k_t : Conductivité thermique du serpentin.

On peut ainsi définir le coefficient d'échange U_s :

$$U_s = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{k_t} + \frac{1}{h_e} \right]^{-1} \quad (3-11)$$

3.1.4. Calcul du temps de réchauffage:

Le premier problème qui se pose concerne le temps de réchauffage t qu'il faut envisager pour obtenir une variation de température de T_i (température initiale) à T_f (température finale). La fourniture d'énergie ainsi que les déperditions thermiques à travers les parois du réservoir étant variables dans le temps, on aura:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = M C_p \frac{\partial T}{\partial t} + U_r A_r (T - T_a) = U_s A_s (T_h - T) \quad (3-12)$$

T : Température du fuel-oil à un instant t .

T_h : Température moyenne de l'huile thermique.

U_s : Coefficient d'échange huile-fuel-oil

A_s : Surface de réchauffage.

M : capacité totale du réservoir.

C_p : Chaleur massique du fuel-oil à chauffer.

Par séparation des variables des deux membres de droite de l'équation précédente on obtient :

$$\partial t = \frac{M C_p \partial T}{U_s A_s (T_h - T) - U_r A_r (T - T_a)} = \frac{M C_p \partial T}{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T}$$

Par intégration :

$$\int_0^t \partial t = M C_p \int_{T_i}^{T_f} \frac{\partial T}{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T}$$

On supposera que U_s et U_r sont constants, nous prendrons alors une valeur moyenne ; l'intégrant est de la forme dF/F avec le changement de variable approprié. Le temps de réchauffage est donné par :

$$t = \frac{M C_p}{U_s A_s + U_r A_r} \ln \left[\frac{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T_i}{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T_f} \right] \quad (3-13)$$

3.1.5. Détermination de la surface d'échange du serpentin de réchauffage :

La taille du serpentin de réchauffage, son coût, la puissance thermique de la chaudière et celle de la pompe sont fonction du temps de réchauffage pour une quantité d'énergie thermique à fournir au réservoir ou pour une température ambiante donnée car la température ambiante influence les pertes ; celles-ci seront d'autant plus grandes que la température est basse.

On procédera au traçage de la courbe du temps en fonction de la surface d'échange du serpentin, $t = f(A_s)$ pour une valeur minimale de T_a ; nous fixerons ensuite une valeur raisonnable du temps t pour d'obtenir une valeur correspondante de A_s . Si on doit chauffer en urgence, en un temps court, il faut prévoir une installation de grande taille qui nécessitera un investissement conséquent. Une planification intelligente doit prévoir un temps de chauffage juste nécessaire pour amener le produit à la bonne température avant de le charger sur le bateau. Il faut réduire les pertes à celles inévitables durant le réchauffage du produit.

$$t_{\text{réchauffage}} = \frac{MC_p}{U_s A_s + U_r A_r} \ln \left[\frac{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T_i}{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T_f} \right]$$

En d'autres termes, si les exigences en matière d'économies d'énergie nous obligent à considérer des temps de réchauffage de plus en plus courts, il faut cependant limiter A_s à une valeur raisonnable parce qu'il ne faut pas perdre de vue :

- L'accroissement des dépenses d'investissement augmentent avec A_s .
- L'encombrement limité de l'intérieur du réservoir
- Les difficultés d'exploitation du réservoir lorsque T_a se rapproche de T_f (période d'été), notamment les risques de sur chauffage avec une installation puissante.

Il faut aussi penser aux accidents d'exploitation, dont l'oubli de la réduction de l'intensité du chauffage dès que la température du fuel est proche de la valeur T_f , que le réservoir soit complètement rempli ou presque vide ; il faut donc limiter la surface A_s à une valeur S_1 telle que T_f n'atteigne pas le point d'éclair T_{Pe} quels que soient la valeur de t et le coefficient de remplissage du réservoir.

L'équation (3-12) montre que t tend vers l'infini si l'expression :

$U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T_{Pe}$ Tend elle-même vers 0 ce qui donne une valeur limite (A_{s1}) de A_s :

$$U_s A_{s1} T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_{s1} + U_r A_r) T_{Pe} = 0$$

Donc :

$$A_{S1} = \frac{U_r A_r (T_{Pe} - T_a)}{U_s (T_{Pe} - T_h)} \quad (3-14)$$

Pour nous placer dans les conditions les plus défavorables, nous supposons, au moment de l'utilisation de cette formule, que nous sommes juste avant l'arrêt total du réchauffage qui doit être impératif à partir de $T_l = T_f$; avec une installation de puissance de chauffage donnée, un code opératoire basé sur l'expérience permettra d'estimer un temps de chauffe sûr et économique.

Nous avons pour un réservoir plein :

$$A_{S1} \leq \frac{U_r A_r (T_{Pe} - T_a)}{U_s (T_{Pe} - T_h)}$$

Tandis que, pour le réservoir rempli au Nième de sa capacité, nous aurons avec une approximation suffisante :

$$S_1 \leq \frac{U_r A_r (T_{Pe} - T_a)}{N U_s (T_{Pe} - T_h)}$$

Quelles que soient ces dernières conditions d'exploitation, les besoins calorifiques deviendront les plus faibles à partir du moment où la température T_f sera atteinte dans le fuel-oil car ils ne correspondront plus qu'aux déperditions de chaleur à travers les parois du réservoir qui sont de la forme :

$$q_p = U_r A_r (T_f - T_a) \quad (3-15)$$

D'autant plus faible que A_r sera plus petit (N plus grand) et qu'il en sera de même de $(T_f - T_a)$.

Pour faciliter l'exploitation, il est donc indispensable de partager la surface A_s en plusieurs éléments de chauffage de façon à obtenir des puissances de chauffe effectives graduées selon la contenance du réservoir. Cette question ainsi que la disposition des éléments de chauffage relève de l'engineering à réaliser pour le dispositif de réchauffage. On peut à titre d'exemple proposer la division de la surface totale de chauffe suivante avec : \hat{A}_s et \hat{A}_s telles que :

$$A_s = \hat{A}_s + \hat{A}_s \text{ et } \frac{\hat{A}_s}{A_s} = n$$

On choisira pour cela $n = 2$ afin d'obtenir :

$$\hat{A}_s = \frac{A_s}{3} \text{ et } \hat{A}_s = \frac{2 A_s}{3}$$

\dot{A}_s pouvant encore être trop importante à certaines périodes de l'année ; on peut envisager deux solutions :

1. Soit prévoir une couronne de faible surface $\frac{\dot{A}_s}{2}$ par exemple constitué par un tube placé à 15 ou 20 cm de la paroi et dont le rôle essentiel est de combler les pertes thermiques qui affectent en priorité la température du produit fourni près de la paroi [9].
2. Soit réduire la température d'entrée de l'huile thermique en période de compensation des déperditions parce que l'amélioration du rendement qui résulte de cet abaissement est d'autant plus sensible que le temps d'opération est plus grand, la durée du maintien en température pouvant atteindre 10 à 15 fois celle de la mise en régime.
3. Soit simultanément par les deux solutions adoptées

Les surfaces \dot{A}_s et \hat{A}_s étant calculées, il faut évidemment réaliser la surface totale en cause définie par l'expression :

$$A_s = \pi d_e L$$

d_e étant le diamètre extérieur du tuyau constitutif du réchauffeur.

Nous pouvons choisir d_e petit compensé par L grand, ou vice versa, si bien qu'il faut une fois de plus trouver un juste compromis qui tienne compte des pertes de charges qui augmentent rapidement avec la chute du diamètre :

$$d_e = 25 A_s^{1/3} \text{ [mm]} \quad (3-16)$$

$$L = 12,75 A_s^{2/3} \text{ [m]} \quad (3-17)$$

Avec:

A_s étant exprimé en mètres carrés

d_e étant exprimé en millimètres et L en mètres

Il va de soi que le tube choisi correspondra au calibre normalisé disponible dans le commerce, immédiatement supérieur à la valeur calculée.

3.1.6. Calcul de la température moyenne de l'huile thermique :

La température de l'huile arrive dans l'échangeur de surface A_s à une température \hat{T}_e (température d'entrée) et en ressort à une autre valeur \hat{T}_s (température de sortie) ; il faudra donc calculer une température moyenne de l'huile.

En prenant en considération les paramètres ci-après :

\dot{m} : Débit de l'huile thermique de réchauffage, kg/s

U_s : Coefficient d'échange huile-fuel-oil

\hat{T} : Température de l'huile de réchauffage en contact avec la surface dS .

T : température du fuel en contact avec la surface dS .

dS : surface de l'élément d'échangeur

$d\hat{T}$: Variation de la température de l'huile de réchauffage au passage sur la surface dS .

A un instant t , nous avons :

$$d\dot{q} = -\dot{m}c_p d\hat{T} = U_s(\hat{T} - T)dS \quad (3-18)$$

On procède à une séparation des variables, on obtient :

$$\frac{d\hat{T}}{\hat{T} - T} = -\frac{U_s}{\dot{m}c_p} dS$$

Par intégration :

$$\int_{\hat{T}_e}^{\hat{T}_s} \frac{d\hat{T}}{\hat{T} - T} = -\frac{U_s}{\dot{m}c_p} \int_0^{A_s} ds \quad \int_{\hat{T}_s}^{\hat{T}_e} \frac{d\hat{T}}{\hat{T} - T} = \frac{U_s}{\dot{m}c_p} \int_0^{A_s} ds$$

Qui s'intègre en :

$$\ln\left(\frac{\hat{T}_e - T}{\hat{T}_s - T}\right) = \frac{U_s}{\dot{m}c_p} A_s$$

D'où :

$$\hat{T}_s = (\hat{T}_e - T)e^{-\frac{U_s}{\dot{m}c_p} A_s} + T$$

\hat{T}_s est une fonction de T et de A_s , mais, pour une valeur donnée de T , nous pouvons calculer une valeur moyenne T_h de la fonction $\hat{T} = f(S)$ afin d'arriver à l'expression :

$$T_h = (\hat{T}_e - T) \frac{\dot{m}c_p}{U_s A_s} \left(1 - e^{-\frac{U_s}{\dot{m}c_p} A_s}\right) + T \quad (3-19)$$

$$\text{Soit : } \delta \equiv \dot{m}c_p \left(1 - e^{-\frac{U_s}{\dot{m}c_p} A_s}\right) \quad (3-20)$$

De l'équation (3-12) on obtient:

$$U_s A_s (T_h - T) dt = \dot{m} c_p \left(1 - e^{-\frac{U_s A_s}{\dot{m} c_p}} \right) (\hat{T}_e - T) dt \quad (3-21)$$

En utilisant la définition de δ on obtient :

$$U_s A_s (T_h - T) dt = \delta (\hat{T}_e - T) dt \quad (3-22)$$

D'où le temps de réchauffage en fonction de δ :

$$t_{\text{réchauffage}} = \frac{M C_p}{\delta + U_r A_r} \ln \left[\frac{\delta \hat{T}_e + U_r A_r T_a - (\delta + U_r A_r) T_i}{\delta \hat{T}_e + U_r A_r T_a - (\delta + U_r A_r) T_f} \right] \quad (3-23)$$

3.1.7. Calcul du temps de refroidissement :

En absence de réchauffage, on a:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -M C_p \frac{\partial T}{\partial t} = U_r A_r (T - T_a) \quad (3-24)$$

$$\partial t = -\frac{M C_p}{U_r A_r} \frac{\partial T}{T - T_a}$$

$$\int_0^{\dot{t}} \partial t = \int_{T_f}^{T_i} \frac{M C_p}{U_r A_r} \frac{\partial T}{T - T_a}$$

En désignant le temps de refroidissement par \dot{t} , nous obtenons :

$$\dot{t} = \frac{M C_p}{U_r A_r} \ln \left[\frac{T_i - T_a}{T_f - T_a} \right] \quad (3-25)$$

Nous pourrions alors estimer la température atteinte par le fuel-oil après un temps t' d'arrêt du réchauffage.

3.1.8. Rendement de l'opération de réchauffage :

Nous ne comptons comme chaleur réellement utilisée par le fuel-oil que celle qui correspond

$$\text{à : } q_a = M c (T_f - T_i)$$

Pour obtenir cette quantité de chaleur, nous devons fournir :

$$W = \int_0^t \delta (T'_e - T) dt$$

En utilisant la définition de δ on écrit :

$$dt = \frac{M C_p dT}{\delta T_e + U_r A_r T_a - (\delta + U_r A_r) T}$$

D'où après intégration:

$$W = \int_{T_i}^{T_f} \frac{\delta (T'_e - T) M C_p dT}{\delta T'_e + U_r A_r T_a - (\delta + U_r A_r) T}$$

$$W = \delta M C_p \int_{T_i}^{T_f} \frac{(T'_m - T) dT}{U_s A_s T_h + U_r A_r T_a - (U_s A_s + U_r A_r) T}$$

$$W = \frac{\delta M C_p}{\delta + U_r A_r} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{M C_p} \right] \quad (3-26)$$

En tenant compte de l'efficacité ε de l'échangeur on a :

$$q_u = \frac{A_s U_s M C_p}{\varepsilon (\delta + U_r A_r)} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{M C_p} \right]$$

Puis le rendement :

$$\eta = (T_f - T_i) / \frac{A_s U_s}{\varepsilon (\delta + U_r A_r)} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{M C_p} \right] \quad (3-27)$$

3.1.9. Rendement réel d'exploitation :

Nous venons d'étudier les modalités de réchauffage d'un réservoir de la température initiale T_i à la température finale T_f qui sera, dans la plupart des cas, la température de régime maintenue constante entre les périodes successives de réchauffage qui correspondent aux nouveaux avitaillements.

Le rendement η calculé par l'équation (3-27) ne s'applique qu'à la seule mise en régime, alors que les consommations d'énergie et éventuellement les économies doivent se calculer sur une période de longue durée comportant n mises en régime et autant de périodes de repos durant lesquelles il n'y a que les déperditions calorifiques à compenser.

L'évaluation la plus représentative est évidemment basée sur une année d'exploitation parce qu'elle tient compte de toutes les fluctuations atmosphériques qui se reproduisent à peu près régulièrement d'année en année, elle permet de dresser le bilan suivant pour n livraisons annuelles de q kilogrammes chacune :

1. Chaleur absorbée par le fuel-oil (supposé livré à une température T_i) : $M c (T_f - T_i)$
2. Chaleur effectivement fournie par l'huile thermique durant l'opération de réchauffage : q_u
3. Déperditions par les parois pour maintenir T_f constant hors des périodes de mise en régime, en supposant une surface A_r
4. Chaleur fournie par l'huile thermique W' pour compenser ces déperditions

Jusqu'à maintenant nous avons supposé que le réchauffage devait s'effectuer totalement dans le réservoir en partant d'un fuel-oil à la température atmosphérique (cas de la mise en service d'un réservoir de réserve ou d'un fuel-oil livré froid), mais dans la plupart des cas de réception, il faut livrer le fuel à une température T'_f en partant d'une température T_i fonction de la température de chargement au départ, ainsi que des déperditions calorifiques durant le transport.

Trois cas peuvent se présenter :

$T'_f < T_f$: le liquide déposé dans le réservoir est immédiatement réchauffé de T'_f à T_f

$T'_f = T_f$: C'est le résultat le plus intéressant parce qu'il n'y a plus que les déperditions à compenser pour maintenir T_f

$T'_f > T_f$: On laisse le fuel refroidir de T'_f à T_f avant de compenser les déperditions.

Il va de soi que le rendement global de l'installation se détermine alors en fonction du rendement du réchauffage et des déperditions du réservoir durant les périodes de repos. Même si ces dernières conditions d'exploitation sont réalisées, il faut cependant prévoir un système de réchauffage capable de porter la température de T_i à T_f pour donner possibilité de remise en service après un arrêt prolongé de l'installation dû à des circonstances exceptionnelles (grèves, congés payés, arrêt technique de l'usine, ..)

3.2. Pertes de charge :

Les frottements du fluide caloporteur dans les conduits entraînent des pertes de charge.

La résistance de l'écoulement de l'huile dans le tuyau sera d'autant plus grande que :

- 1- Sa section ou son diamètre est petit.
- 2- Sa rugosité intérieure est grande.
- 3- Sa longueur est grande.
- 4- La vitesse du fluide est grande et donc création de plus grandes turbulences.

La connaissance des pertes de charge permet de calculer la puissance de la pompe de circulation en convection forcée [12].

Nous avons deux types de perte de charge :

- 1- Pertes de charge linéaires.
- 2- Pertes de charge singulières.

3.2.1. Pertes de charge linéaires

Elles sont données par la relation :

$$\Delta P_L = \lambda \rho \frac{L}{D_H} \frac{V^2}{2} \quad (3-28)$$

Avec :

$$D_H = \frac{4S}{P} : \text{Diamètre hydraulique.}$$

L : Longueur des colonnes de fluide.

λ : Facteur de pertes de charge linéaires dépendant du type d'écoulement que l'on peut évaluer à partir d'abaques, ou des relations :

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda = \frac{64}{Re} \text{ si } Re < 2000 \text{ (formule de Poiseuille)} \\ \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,7D} \right) \text{ si } Re > 2000 \text{ (corrélation de Colebrook - White)} \end{array} \right.$$

V : Vitesse du fluide. La vitesse du fluide est régie par la relation de continuité :

$$\rho SV = Cte$$

3.2.2. Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont dues aux rétrécissements et changements de direction des canalisations ; celles-ci doivent comporter un nombre minimum de coudes, vannes ou robinets, ou appareils de mesure, ...etc. Une perte de charge singulière peut être déterminée par calcul ou à l'aide de tables (abaques) ou d'une construction graphique à partir de grandeurs simples. Elles sont de la forme :

$$\Delta P_s = \xi \rho \frac{V^2}{2} \quad (3-29)$$

Avec : ξ : Coefficient de perte de charge singulière.

Afin de faciliter les calculs en bureau d'études, les industriels ont introduit la notion de longueur équivalente de conduite [12]. Les pertes de charge régulières et singulières sont converties pour déterminer la longueur équivalente L_{eq} de conduite qui créerait la même perte de charge. Par exemple, la longueur équivalente L_{eq} d'une singularité, de coefficient de perte de charge ξ , est donnée par :

$$\lambda \rho \frac{L_{eq}}{D_H} \frac{V^2}{2} = \xi \rho \frac{V^2}{2}$$

Et donc :

$$L_{eq} = \xi \frac{D_H}{\lambda} \quad (3-30)$$

On détermine ainsi les pertes de charge totales ΔP telles que :

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_s \quad (3-31)$$

La connaissance du couple (**débit volumique, pertes de charges**) permet de sélectionner dans un catalogue du constructeur la pompe ou le ventilateur adapté. Le constructeur fournit en effet pour chaque appareil sa courbe caractéristique de fonctionnement : $\Delta P = f(\dot{m})$.

3.3. Puissance de pompage :

La puissance utilisée pour le pompage peut être exprimée en fonction des pertes de charge dans les conduites du circuit de réchauffage :

$$P_P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\eta_P \rho_{huile}} \quad (3-32)$$

Où : \dot{m} : débit volumique de l'huile

ΔP : pertes de charges totales de toute la conduite du circuit de réchauffage

η_P : rendement de la pompe

3.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait un bilan thermique de l'installation ; pour cela nous avons évalué les pertes thermiques du réservoir ainsi que l'énergie de réchauffage. Nous avons aussi donné les relations relatives aux pertes de charge dans la conduite du circuit ainsi que la puissance de pompage nécessaire ; cependant, nous n'avons pas fait les calculs de puissance et les pertes de charges qui elles, dépendent du choix des diamètres du tube qui seront éventuellement adoptés au chapitre 4.

CALCUL DES PARAMETRES DE PERFORMANCE DE L'INSTALLATION DE RECHAUFFAGE



CHAPITRE 4

4.1. Description du parc de stockage

4.1.1. Présentation de la Branche Carburant

NAFTAL a pour mission principale, la distribution et la commercialisation des produits pétroliers sur le marché national. La Branche Carburants est une entité de NAFTAL, chargée des activités d'approvisionnement, de réalisation, stockage et livraison de produits Aviation et Marine (carburants, fuel-oil, lubrifiants).

La Branche Carburants (BC) dans ses Activités Aviation et Marine (AVM) assure la satisfaction des besoins en produits Aviation et Marine, de la clientèle nationale et internationale. Elle a pour missions de:

- Superviser, coordonner et contrôler les activités d'approvisionnement, stockage, ravitaillement et de transport des produits Aviation et Marine, sur les aéroports et ports où la BC/AVM dispose d'installations.
- Assurer la préservation de la conformité du produit jusqu'à la livraison de celui-ci et ce, conformément aux exigences commerciales
- Assurer la maintenance des installations et des moyens de distribution
- Assurer une qualité de service répondant aux attentes de la clientèle et veiller au maintien de l'image de marque de l'Entreprise

4.1.2. Présentation du parc de stockage de la Branche Carburant Marine

La Branche Carburant Marine dispose d'infrastructures de stockage, réparties à travers le Territoire National et implantées principalement au niveau des ports.

La capacité totale disponible est de: 99. 000 m³.

Les Produits Commercialisés [14] par l'activité Marine sont :

- Le Fuel-oil Bunker C (Fuel180cSt) de haute viscosité, issu des importations et destiné aux navires de gros tonnages (moteurs lents).
- Le Fuel-oil Basse Teneur en Soufre, (Fuel180cSt, BTS), issu du pétrole Algérien et provenant des raffineries Algériennes, destiné aux moteurs semi rapides.
- Les Inter Fuel-oils de différentes viscosités, issus de mélanges de Fuel-oil (Bunker C) et de Gas-Oil.
- Le Gas-oil, utilisé dans les navires à moteurs rapides et destiné aux besoins domestiques de bord (éclairage, cuisines, chauffage, etc.).
- Les Lubrifiants Marine

4.1.3. Description du centre marine A82 port d'Alger

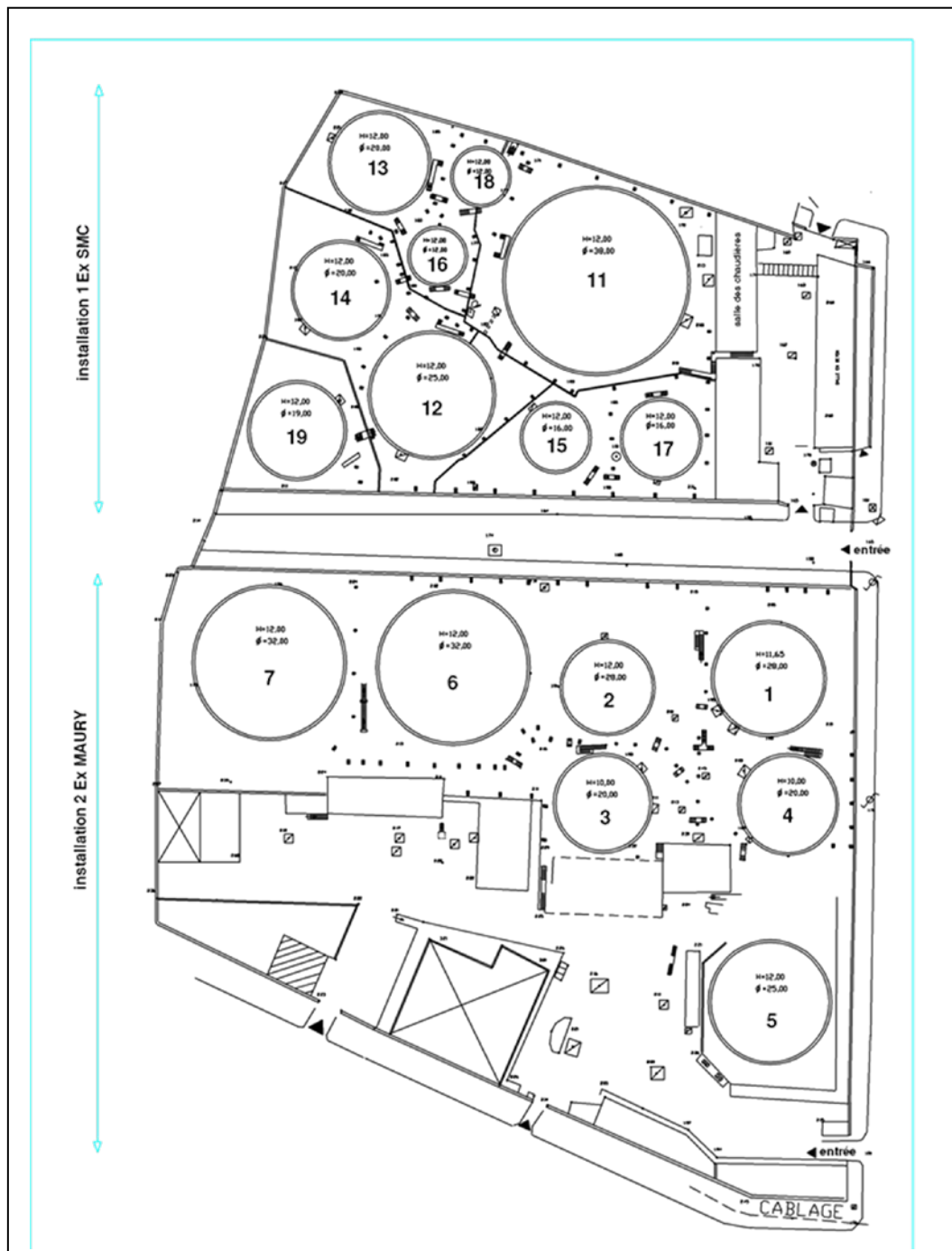


Fig 4-1 : Plan du centre marine A82 port d'Alger

Notre étude a pour but de concevoir un système de réchauffage à l'huile thermique des bacs de stockages de fuel-oils lourds au niveau du centre Marines A 82 port d'Alger. L'installation concernée par le système de réchauffage au niveau du dépôt carburant A82 est l'installation 1 ex SMC située à l'intérieur de l'enceinte du port d'Alger (figure 4-1).

Ainsi, les bacs de stockage de fuel concernés par ce système de réchauffage sont les N°11, N°12, N°13, N°14, N°19.

Tab 4-1 : Caractéristiques des bacs de stockage concernées par le système de réchauffage

N° Bac	Capacité de stockage (m ³)	Diamètre (m)	Hauteur (m)	Fuel-oil stocké
11	13 932	38,401	12,116	180cSt
12	5750	25,096	12,083	180cSt
13	3830	20,000	12,642	180cSt
14	3860	20,000	12,642	80cSt
19	3720	19,589	12,647	80cSt

L'implantation des chaudières à l'huile se fera au niveau de l'ancienne salle des chaudières au niveau de (ex SMC). Le dimensionnement des systèmes de réchauffage des bacs de stockage ainsi que le dimensionnement des chaudières pour le centre marine d'Alger est abordé comme suit :

4.2. Estimation des besoins de réchauffage :

Le calcul des besoins de réchauffage a pour objectif de trouver la puissance du système de chauffage capable de porter le fuel stocké d'une température T_i à T_f afin de donner la possibilité de remise en service après un arrêt prolongé de l'installation dû à des circonstances exceptionnelles. Dans ce calcul on estimera les déperditions à travers les parois des réservoirs, ainsi que la quantité de chaleur qu'il faudra apporter au fuel-oil afin de ramener sa température à T_f et ceci pour chaque bac de stockage.

Tous les calculs seront orientés vers les économies d'énergie, ce qui conduit à la recherche du maximum de rendement compatible avec les impératifs d'ordre économique ou technologique applicables.

4.2.1. Calcul des déperditions des réservoirs de stockage :

Les déperditions par l'enveloppe d'un bac de stockage comprennent les pertes à travers la paroi cylindrique, le toit ainsi que le fond, celle-ci est définie par l'équation:

$$q_p = U_r A_r (T_l - T_a)$$

Le coefficient d'échange globale U_r sera déterminé à partir des équations (3-5), (3-6) et (3-9):

$$\begin{cases} U_c = \left[\frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_l} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1} \\ U_f = \left[\frac{1}{h_l} + \frac{A_f}{S k_s} + R_s \right]^{-1} \\ U_t = \left[\frac{1}{h_{a2} + h_{r2}} + \frac{1}{h_g} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1} \end{cases} \quad (4-1)$$

Tel que :

$$U_r A_r = A_t U_t + A_f U_f + A_c U_c \quad (4-2)$$

a. Calcul des déperditions à travers la paroi cylindrique :

L'enveloppe cylindrique du réservoir est en acier doux d'une épaisseur variable selon la capacité du réservoir et la hauteur des tranches de jupe concernées. Une épaisseur moyenne de 10mm est considérée pour la résistance thermique de conduction qui est bien plus faible que celles de convection à l'intérieur et à l'extérieur du réservoir.

Le coefficient global d'échange U_c de la paroi est donnée par l'équation :

$$U_c = \left[\frac{1}{h_{a1} + h_{r1}} + \frac{1}{h_l} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1}$$

Afin de calculer le coefficient de rayonnement équivalent h_{r1} , on a utilisé la corrélation de convection équivalente [14] :

$$h_{r1} = \varepsilon \sigma (T_{ce}^2 + T_{cl}^2)(T_{ce} + T_{cl}) \quad (4-3)$$

Cependant, le paramètre le plus laborieux à déterminer est le coefficient de convection entre le liquide et la paroi h_l ainsi que celui entre la paroi extérieure et l'air. Pour cela on a utilisé la corrélation de Churchill and Chu [14] suivante :

$$Nu = \left(0.825 + 0.387 Ra^{\frac{1}{6}} / \left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}} \right)^2 \quad (4-4)$$

Utilisée pour une paroi plane verticale ; celle-ci reste valable pour un cylindre vertical s'il s'agit d'un cylindre de gros diamètre, pour lequel la condition suivante reste satisfaite :

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}}$$

Avec :

$$\begin{cases} Gr_L = \frac{g \beta (T_l - T_{cl}) L^3}{\nu^2} \\ Ra_L = \frac{g \beta (T_l - T_{cl}) L^3}{\alpha \nu} \\ Pr = \frac{\nu}{\alpha} \\ h_l = \frac{Nu_L k}{L} \end{cases}$$

De même pour le calcul de h_{a1} :

$$h_{a1} = \frac{Nu_L k}{L}$$

Le calcul du nombre de Rayleigh passe par la détermination des propriétés physiques du liquide et de l'air à la température considérée en passant par des interpolations linéaires à partir des données disponibles dans l'annexe1.

Pour le calcul du coefficient de conduction de l'air on prendra en compte un taux d'humidité de l'air $\varepsilon = 40 \%$ vu que la zone de stockage se trouve au port voir annexe1. La longueur L dans notre cas est la hauteur du réservoir de stockage pour lequel on prendra une épaisseur moyenne de 10mm. La conductibilité de l'acier est prise égale à $k_p = 46 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

La robe du réservoir est peinte en gris métallisé, on prendra une émissivité $\varepsilon = 0,94$ [14].

Calcul des déperditions à travers la paroi cylindrique :

Celles-ci sont données par :

$$q_c = U_c A_c (T_l - T_a)$$

b. Calcul des déperditions à travers le toit du réservoir :

Pour le toit en acier doux qu'on supposera de la même épaisseur que la robe cylindrique, le coefficient global d'échange U_t est donné par la relation :

$$U_t = \left[\frac{1}{h_{a2} + h_{r2}} + \frac{1}{h_g} + \frac{e_p}{k_p} \right]^{-1}$$

De même que précédemment pour calculer le coefficient h_{r2} , on a utilisé la corrélation de convection équivalente:

$$h_{r2} = \varepsilon \sigma (T_{te}^2 + T_{cl}^2) (T_{te} + T_{cl}) \tag{4-5}$$

h_g varie entre 5 et 12 $\text{W/m}^2\text{K}$ [10]; on prendra pour nos calculs $h_g = 9 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Calcul des déperditions à travers le toit du réservoir :

Celle-ci est donnée par :

$$q_t = U_f A_f (T_l - T_a)$$

c. Calcul des déperditions à travers fond du réservoir :

Le coefficient global d'échange U_c de la paroi est donnée par l'équation :

$$U_f = \left[\frac{1}{h_l} + \frac{A_f}{S k_s} + R_s \right]^{-1}$$

Le coefficient de forme $S = \pi D$ [5].

On prendra une résistance d'encrassement $R_s = 5,12 \cdot 10^{-4} m^2 K/W$ [10].

Les pertes thermiques par le toit sont données par : $q_f = U_f A_f (T_l - T_a)$

4.2.1.1.Méthode de calcul des coefficients d'échanges :

Les coefficients d'échange sont variables d'un bac à l'autre parce qu'ils dépendent de la nature du fuel stocké notamment, sa viscosité qui varie d'une livraison à l'autre, mais très variable du commencement à la fin de l'opération de réchauffage, de la nature des parois, du taux de remplissage, la vitesse du vent et la température de l'ambiance.

On procèdera au traçage des courbe des coefficients d'échange en fonction de la température du liquide au cours du réchauffage $U = f(T_l)$ pour une valeur minimale de T_a ; nous prendrons alors une valeur moyenne pour chaque coefficient correspondant à une température moyenne du liquide.

Etant donné le peu de variabilité escomptée du coefficient global dominé par la convection naturelle, celui-ci sera donné uniquement pour le seul bac n°11.

Les courbes ci-dessous regroupent les résultats de calcul obtenu pour chaque coefficient d'échange :

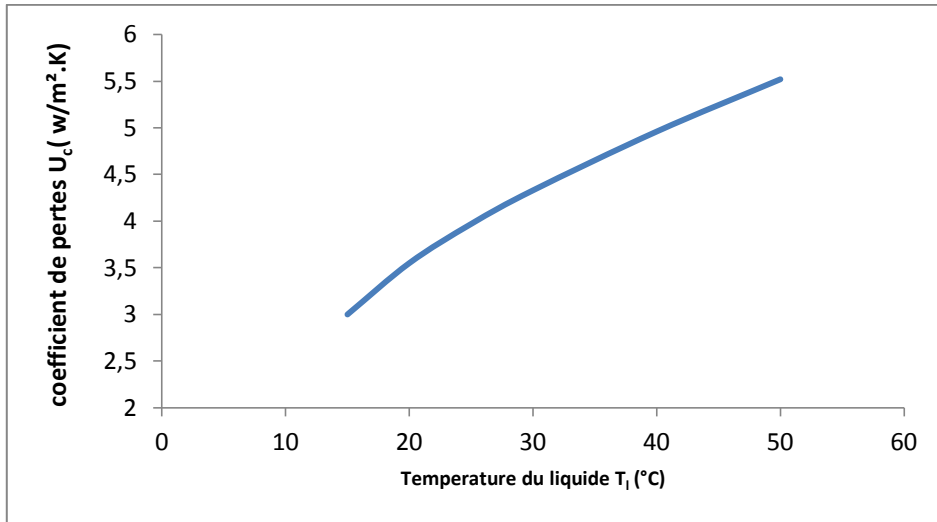


Fig 4-2 : Variation de U_c en fonction de la température du liquide (BAC N°11)

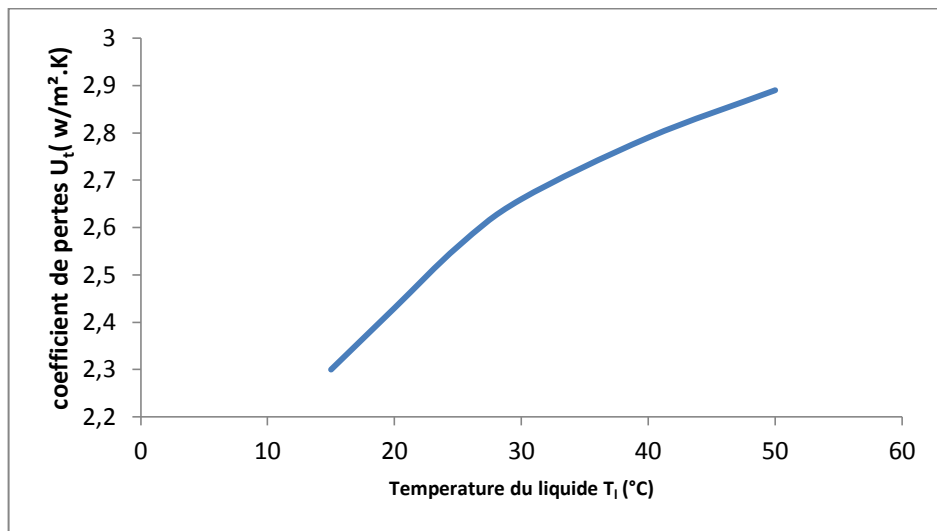


Fig 4-3 : Variation de U_t en fonction de la température du liquide (BAC N°11)

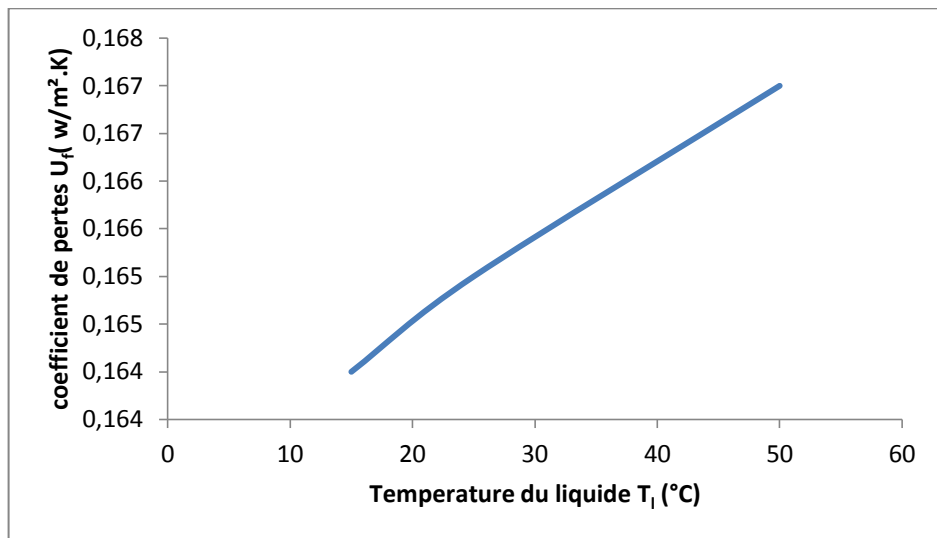


Fig 4-4 : Variation de U_f en fonction de la température du liquide (BAC N°11)

4.2.1.2. Récapitulatif des déperditions dans les différents bacs de stockage :

Le tableau (4-2) ci-dessous regroupe les résultats des calculs effectués pour tous les bacs.

Tab 4-2 : tableau récapitulatif des déperditions dans les différents bacs de stockage

N° BAC	Paroi	Fond	Toit
BAC 11	U_c	U_f	U_t
	4,59 W/m ² K	0,16 W/m ² K	2,69 W/m ² K
	Surface	Surface	Surface
	1460,90 m ²	1157,60 m ²	1240,20 m ²
	Déperditions	Déperditions	Déperditions
	167,64 kW	4,63 kW	83,40 kW
BAC 12	U_c	U_f	U_t
	4,62 W/m ² K	0,25 W/m ² K	2,70 W/m ² K
	Surface	Surface	Surface
	952,16 m ²	494,40 m ²	529,71 m ²
	Déperditions	Déperditions	Déperditions
	110 kW	3,10 kW	35,75 kW
BAC 13	U_c	U_f	U_t
	4,61 W/m ² K	0,31 W/m ² K	2,70 W/m ² K
	Surface	Surface	Surface
	793,92 m ²	314,00 m ²	336,42 m ²
	Déperditions	Déperditions	Déperditions
	91,5 kW	2,43 kW	22,71 Kw
BAC 14	U_c	U_f	U_t
	4,93 W/m ² K	0,31 W/m ² K	3,39 W/m ² K
	Surface	Surface	Surface
	793,92 m ²	314,00 m ²	336,42 m ²
	Déperditions	Déperditions	Déperditions
	97,85 kW	2,43 kW	28,51 kW
BAC 19	U_c	U_f	U_t
	4,93 W/m ² K	0,32 W/m ² K	3,39 W/m ² K
	Surface	Surface	Surface
	777,91 m ²	301,23 m ²	322,73 m ²
	Déperditions	Déperditions	Déperditions
	95,88 W	2,41 kW	27,35 kW

Les déperditions de chaleur à travers les différents bacs de stockage pour une température ambiante de 10°C au cours du réchauffage est égale à : $q_p = 775,6$ kW

4.2.2. Calcul de la quantité de chaleur à apporter :

Dans ce qui suit nous procéderons au calcul de la quantité de chaleur qu'il faudra apporter au fuel-oil afin de ramener sa température à T_f température de livraison et cela pour chaque bac de stockage.

Bac de stockage N°11 :

Soit : $T_f = 50^\circ\text{C}$ température conseillée de livraison.

$T_i = 15^\circ\text{C}$ température minimale enregistrée.

La quantité de chaleur à apporter au fuel-oil contenu dans le Bac N°11 est donnée par:

$$q_a^{BAC\ 11} = \rho_1 V_1 C_p \Delta T ; \quad \Delta T = T_f - T_i ;$$

Calcul de la masse volumique du fuel-oil à 50°C température de livraison :

A partir des données disponibles dans l'annexe 2 nous avons $d(15^\circ\text{C}) = 0,991$ et d'après l'équation (1-13) on a :

$$d(t^\circ\text{C}) = d(15^\circ\text{C}) - A(t - 15)$$

Du tableau 1-2 et pour $d(15^\circ\text{C}) = 0,991$ on trouve une valeur du coefficient $A = 0,6 \cdot 10^{-3}$, La densité correspondante est donnée par :

$$d(50^\circ\text{C}) = 0,991 - 0,6 \cdot 10^{-3}(50 - 15) = 0,970$$

D'où : $\rho_1 = 970 \text{ kg/m}^3$

Du tableau 4-1 on a la capacité réelle du réservoir N°11 : $V = 13\ 932 \text{ m}^3$

Calcul de la capacité limite de remplissage afin d'éviter tout débordement au cours du réchauffage :

En laissant une marge de sécurité de 10°C de sur chauffage ; $T_1 = 50^\circ\text{C}$; $T_2 = 60^\circ\text{C}$

D'après le tableau 1-1 on a une valeur du facteur K correspondant à $d(15^\circ\text{C}) = 0,991$:
 $K = 0,67 \cdot 10^{-3}$

D'où le coefficient de dilatation calculé à partir de l'équation (1-9) $\alpha = \frac{K}{1-15\ \text{K}} = 6,77 \cdot 10^{-4}$

De l'équation (1-5) on a:

$$V_1 = V \frac{1+\alpha T_1}{1+\alpha T_2} ;$$

$$D'o\grave{u} : V_1 = 13\,932 \frac{1+\alpha(50^\circ C)}{1+\alpha(60^\circ C)} = 0.9935 \cdot 13\,932 = 13841 \text{ m}^3$$

D'o\grave{u} :

$$q_a^{BAC\ 11} = 970 \cdot 13841 \cdot 1,78 (50 - 15) = 836\,425\,471 \text{ kJ} = 232\,340 \text{ kWh}$$

Le tableau (4-3) ci-dessous regroupe les résultats des calculs effectués pour tous les bacs.

Tab 4-3 : tableau récapitulatif des quantités de chaleur à apporter calculé pour chaque bac

N� BAC	Masse volumique du fuel-oil � 50�C (kg/m ³)	Volume du fuel-oil � 50�C (m ³)	Quantité de chaleur � apporter (kWh)
BAC N�11	970	13841	232 340
BAC N�12	970	5712,6	95 894
BAC N�13	970	3805,1	63 874
BAC N�14	964	3834,5	63 969
BAC N�19	964	3695,5	61 650

La quantité de chaleur totale qu'il faudra apporter au fuel-oil afin de ramener sa température à T_f température de livraison pour tous les bacs : $q_a = 517\,728 \text{ kWh}$

4.2.3. Calcul de l'énergie de réchauffage :

a. Calcul du coefficient globale d'échange fuel-oil/huile thermique :

Le coefficient global d'échange fuel-oil/huile thermique U_s est donnée par l'équation :

$$U_s = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{k_t} + \frac{1}{h_e} \right]^{-1}$$

Afin de calculer le coefficient de convection entre l'huile thermique et la paroi intérieure h_i on a utilisé la corrélation de Colburn[14] cas d'une convection forcée écoulement turbulent :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} ; \text{ Pour } 10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^4 ,$$

$$Re_D = \frac{V_h d_i}{\nu_h} :$$

V_h : vitesse de l'huile thermique.

d_i : diamètre intérieur du serpentin de réchauffage.

ν_h : viscosité cinématique de l'huile thermique.

Avec : $h_i = \frac{Nu_D k_h}{d_i}$

Cependant pour le calcul du coefficient de convection entre le fuel-oil et la paroi extérieur h_e l'échange ce fait par convection naturelle on utilise la corrélation de Churchill and Chu [14] :

$$Nu_D = \left(0,6 + 0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}} / \left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}} \right)^2 \quad ; \text{ Pour } 10^{-4} < Ra_D < 10^{12} ,$$

Avec : $Ra_D = \frac{g \beta \Delta T d_e^3}{\alpha \nu}$

$$h_e = \frac{Nu_D k}{d_e}$$

Le calcul du nombre de Rayleigh passe par la détermination des propriétés physiques du fuel-oil à la température considérée voir chapitre 1.

On prendra pour nos calculs une température d'entrée de l'huile $T_e = 260^\circ\text{C}$ avec une vitesse de 6,3 m/s.

Le tableau 4-4 ci-dessous donne les coefficients de convection pariétale et les coefficients globaux correspondants pour quelques valeurs de diamètres de conduites constituant un tube réchauffeur selon les corrélations de transfert de convection forcée à l'intérieur et naturelle à l'extérieur des tubes ; les températures moyennes de film ont été utilisées pour les propriétés physiques du fioul et de l'huile de chauffage.

Tab 4-4 : Tableau regroupant les différents résultats obtenus des coefficients d'échanges pour différents diamètre

Diamètre extérieur d_e (mm)	Diamètre intérieur d_i (mm)	Coefficient de convection h_i (W/m ² K)	Coefficient de convection h_e (W/m ² K)	Coefficient Global U_s sans ailettes (W/m ² K)	Coefficient Global U_s avec ailettes (W/m ² K)
69,8	64,5	3 507	182,6	173,5	1 753
60,4	54,5	3 627	184,4	175,5	1 813
50,8	46	3 752	186,9	178,0	1 876
44,5	39,7	3 864	188,9	180,1	1932

On remarque que les coefficients de convection naturelle sont environ 20 fois inférieurs à ceux de convection forcée ; les valeurs du coefficient global étant dominées par celles de convection libre conduiront à des surfaces d'échanges prohibitives. La solution qui s'impose dans ce genre de situation est d'augmenter la surface effective d'échange coté convection libre par un facteur d'environ 20 par l'adjonction d'ailettes pour obtenir la même conductance thermique de chaque coté du tube de réchauffage. Un calcul plus précis sera de mise pour tenir compte de l'efficacité des ailettes qui elles, dépendra du diamètre extérieur de celles-ci. Les valeurs du coefficient global avec addition d'ailettes coté convection libre sont données dans ce tableau en négligeant la résistance de conduction à travers la paroi du tube acier qui est égale à 0, 23 fois celle de convection forcée. Le dimensionnement qui sera fait à titre d'exemple est basé sur un tube de 54,5 par 60,4.

b. Calcul de la surface de réchauffage :

On devra fixer un temps t de réchauffage qui serait raisonnable afin d'obtenir une valeur correspondante à A_s d'après l'équation (4-1). Dans notre cas on a estimé un temps de 72 heures pour le grand réservoir de 14.000 m³. Ce cas extrême peut ne pas correspondre à la solution finale qui sera retenue car il peut sembler à priori peu économique de chauffer une telle capacité pour ravitailler un bateau à la fois qui ne nécessiterait que 3000 à 5000 m³. Cette valeurs particulière de A_s permet d'obtenir un point $M(t, A_s)$ de la courbe $t=f(A_s)$; il suffit ensuite de choisir d'autres valeurs de A_s pour être à même de tracer un segment de courbe contenant le point répondant aux conditions d'exploitation.

Les exigences en matière d'économies d'énergie nous obligent à considérer des temps de réchauffage de plus en plus courts ; cependant il faut limiter A_s à une valeur raisonnable parce qu'il ne faut pas perdre de vue les possibilités d'installation à l'intérieur du réservoir, les difficultés d'exploitation ainsi que l'accroissement des dépenses d'investissement qui doivent être amorties grâce aux économies d'énergie.

c. calcul du rendement global du réchauffage :

Le calcul de la chaleur transmise au fuel-oil W et donnée par l'équation :

$$W = \frac{\delta MC_p}{\delta + U_r A_r} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{MC_p} \right]$$

$$q_u = \frac{A_s U_s M c}{r (\delta + U_r A_r)} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{M c} \right]$$

En tenant compte de l'efficacité ϵ de l'échangeur on a :

$$q_u = \frac{A_s U_s M C_p}{\varepsilon (\delta + U_r A_r)} \left[(T_f - T_i) + \frac{U_r A_r (T'_e - T_a) t}{M C_p} \right]$$

$$\eta = \frac{M c (T_f - T_i)}{q_u}$$

Données :

On a choisi les diamètres normalisé intérieur et extérieur: $d_e = 60,4 \text{ mm}$ et $d_i = 54,5 \text{ mm}$.

On a pris une température d'entrée de l'huile thermique : $T'_e = 260^\circ\text{C}$.

Le débit massique de l'huile à l'intérieur des serpentins : $\dot{m} = 10 \text{ kg/s}$;

On a pris un coefficient global équivalent d'échange $U_s = 1\,813 \text{ W/m}^2 \text{ K}$;

On prendra une efficacité de la surface d'échange $\varepsilon = 0.9$.

Les résultats obtenus pour les différents bacs de stockage sont groupés dans les tableaux donnés en annexe 2, dont le tableau du bac de stockage n°11 donné ci-dessous à titre d'exemple.

Tab 4-5 : Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°11 de $14\,000 \text{ m}^3$.

Résultats	Valeurs surface de réchauffage (m^2)						
	10	15	20	25	30	35	40
Temps, h	82,59	61,83	52,24	46,92	43,67	41,57	40,15
Rendement de réchauffage	0,922	0,940	0,949	0,954	0,958	0,959	0,960
Efficacité ε surface d'échange	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Rendement global	0,830	0,846	0,854	0,859	0,862	0,863	0,865



Fig 4-5 : Variation du temps de réchauffage t_1 en fonction de la surface d'échange A_{s1}

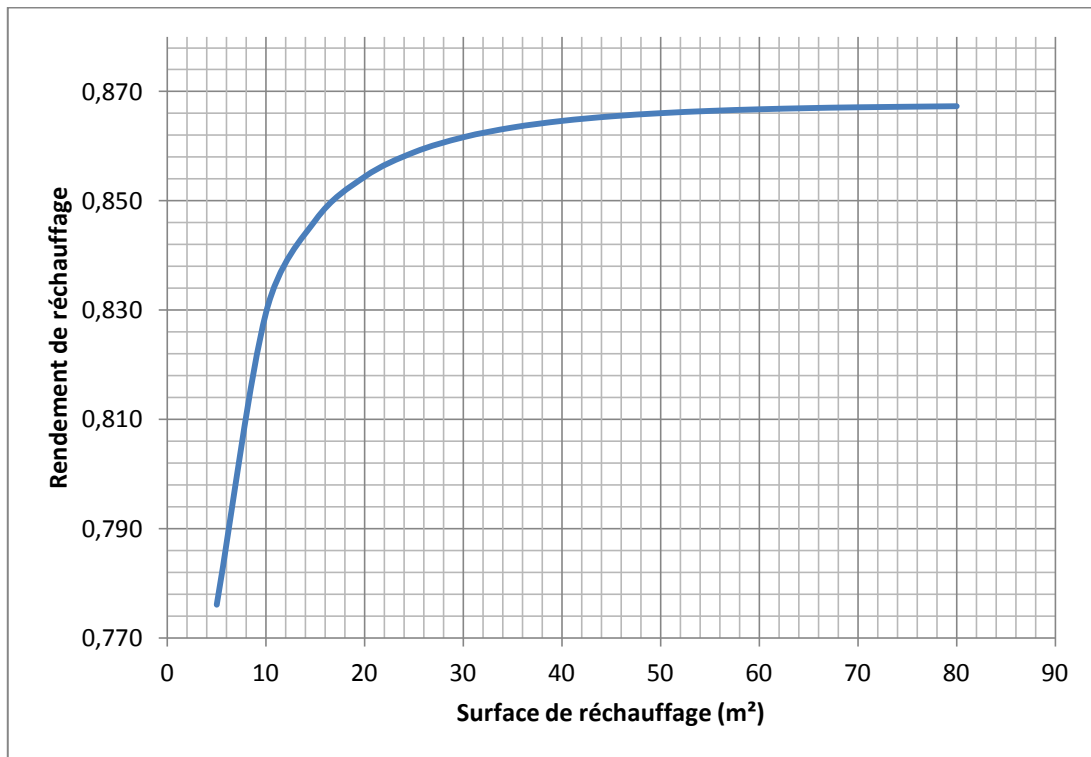


Fig 4-6 : Variation du rendement global η_1 en fonction de la surface d'échange A_{s1}

Nous constatons que la surface A_{sI} doit être fixée entre 15 et 30 m², si nous voulons satisfaire les impératifs précédemment énoncés car :

Sur le plan rendement : le gain est très important entre 5 et 15 m² et très faible au-delà de 30 m².

Sur le plan économique : si les coûts d'installation augmentent de 5 à 15 m², il n'est pas douteux qu'ils s'amortissent plus facilement entre 15 et 30 m² vue la réduction du temps de services et l'économie d'énergie.

Sur le plan d'installation : il n'y a pas intérêt à dépasser 30 m² car en augmentant la surface de réchauffage il sera plus difficile à installer les serpentins de réchauffage dans le bac de stockage.

Sur le plan de l'exploitation : la réduction du temps de mise en régime (60 h au lieu de 72h) est toujours appréciée en période de rupture de stock qui nécessite la mise en service dans les plus courts délais d'un réservoir de réserve.

On fixera alors A_{sI} à 20 m² qui peut nous donner satisfaction à ce stade de l'évaluation.

Pour faciliter l'exploitation comme expliqué dans le chapitre précédent, il serait judicieux de partager la surface A_{sI} en deux éléments A_{sI}' et A_{sI}'' de réchauffage et de maintient *tels que* :

$$A_{s1}' = \frac{A_{s1}}{3} \text{ et } A_{s1}'' = \frac{2A_{s1}}{3}$$

$$\text{Soit: } A_{s1}' = 7 \text{ m}^2 \text{ et } A_{s1}'' = 13 \text{ m}^2$$

La surface A_{s1}'' répondrait parfaitement aux soucis de ne pas atteindre le point d'éclair T_{pe} en cas l'oubli de la réduction de l'intensité du chauffage dès que la température du fuel est proche de T_f , soit :

$$A_{s1}'' \leq \frac{U_r A_r (T_{pe} - T_a)}{U_s (T_{pe} - T_h)}$$

Nous devons maintenant rechercher la surface qu'il ne faut pas dépasser pour éviter toute surchauffe du fuel-oil si les conditions d'exploitation deviennent plus sévères avec :

Coefficient de remplissage $1/K = 1/5$ on aura :

$$A_{s1}'' \leq \frac{U_r A_r (T_{pe} - T_a)}{K U_s (T_{pe} - T_h)}$$

Il faudrait alors avoir recours à une couronne de réchauffage de surface $\frac{A_{s1}}{5}$ ou réduire la température d'admission de l'huile thermique. Il est donc nécessaire de suivre attentivement la température atmosphérique ainsi que T_f afin d'utiliser aux mieux les surfaces A_{s1} ' et A_{s1} ''

Tab 4-6 : tableau récapitulatif des différents résultats obtenus pour chaque bac de stockage

N° BAC	Surface de réchauffage (m²)	Temps de réchauffage (heures)	Quantité de chaleur à apporter (kWh)	Rendement de réchauffage	Quantité de chaleur utile (kWh)
BAC N°11	20	52,24	232 340	0,854	272 061
BAC N°12	8	39,17	95 894	0,852	113 484
BAC N°13	5	38,92	63 874	0,845	75 590
BAC N°14	5	38,58	63 969	0,839	76 245
BAC N°19	5	37,43	61 650	0,840	73 393

Calcul de la puissance de réchauffage nécessaire :

$$P_{réchauffage} = \frac{q_u^{BAC 11}}{t_1} + \frac{q_u^{BAC 12}}{t_2} + \frac{q_u^{BAC 13}}{t_3} + \frac{q_u^{BAC 14}}{t_4} + \frac{q_u^{BAC 19}}{t_5} = \mathbf{13\ 984\ kW}$$

Calcul de la puissance de chaudière :

Pour un rendement $\eta_{chaudière} = 0,9$

$$P_{chaudière} = \frac{P_{réchauffage}}{\eta_{chaudière}} = \frac{\mathbf{14\ 360,7}}{0,9} = \mathbf{15\ 538\ kW}$$

4.3. Esquisse du dispositif de chauffage pour un réservoir 14 000 m³ :

Un tel dispositif est schématisé dans la figure 4-7 il s'agit d'un tube de 54,5 par 60,4 installé sur la circonférence de 25 m de diamètre qui représente les deux tiers du diamètre du réservoir pour un mélangeage efficace du fioul. Il est pourvu de deux longueurs de 50 m chacune pourvue d'ailettes de diamètre extérieur de 27,4 cm espacées de 3,0 cm, distance estimée suffisante pour la non interférence des couches limites.

La puissance de pompage à installer est à déterminer en fonction des procédures de service adoptées comme ci-dessus. Pour une longueur de 100 m équivalents (50 m en ligne droite et 50 m de pertes singulières) on estime une puissance totale de pompage (pour un débit total de 50 kg/s) de 1 240 kW. Ces estimations sont faites à titre indicatif.

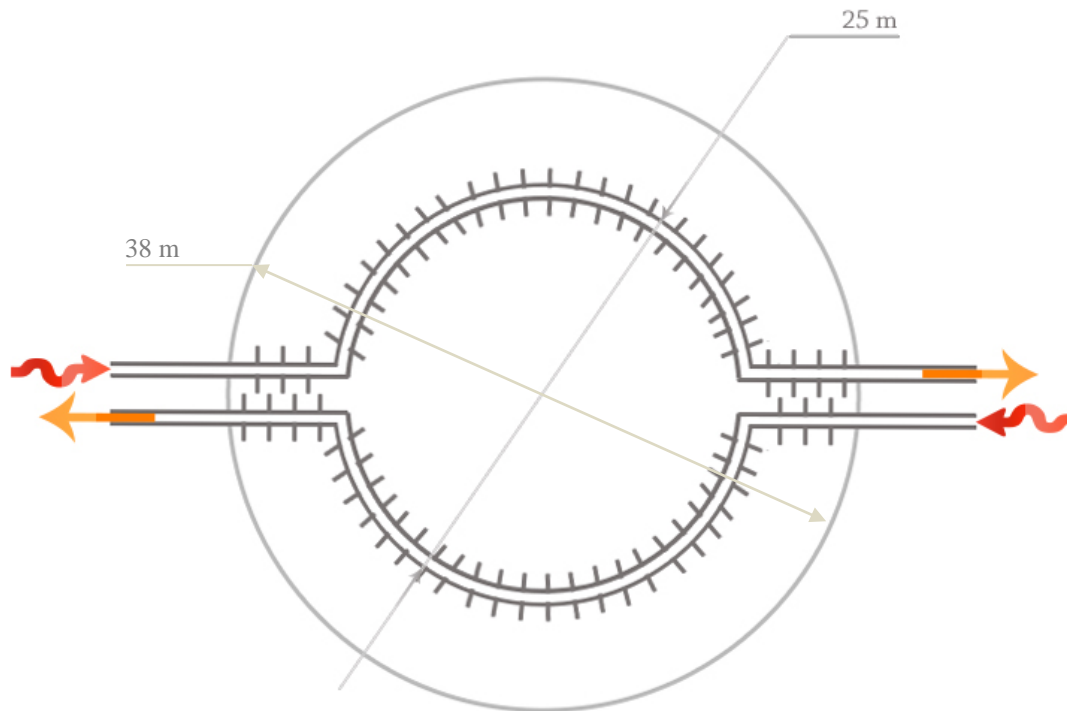


Fig 4-7 : Esquisse du dispositif de chauffage pour un réservoir 14 000 m³

4.4. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons estimé les pertes thermiques du réservoir, ainsi que l'énergie de réchauffage nécessaire dans les conditions atmosphériques les plus défavorables.

Ainsi, nous avons pu obtenir une première évaluation des dimensions des surfaces d'échange destinées au réchauffage du fioul des bacs de stockage, tout en respectant les délais de mise en régime relatif aux conditions atmosphériques les plus défavorables.

Nous avons aussi fait une estimation de la puissance de chaudière nécessaire au réchauffage de tous les bacs à la fois. La puissance actuelle à installer doit être revue à la baisse selon les impératifs de service aux bateaux à approvisionner et les calculs économiques qui seront adoptés ; le ravitaillement de plusieurs bateaux à partir de tous les réservoirs à la fois serait un évènement de rare occurrence pour mériter d'être pris en compte dans le dimensionnement de ces installations.

SYNTHESE DES RESULTATS, CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS



CHAPITRE 5

5.1. Synthèse des résultats

Le travail réalisé dans le cadre de ce PFE est un avant-projet de calcul d'un système de chauffage de combustibles lourds destinés aux avitaillements de bateaux de marine marchande. Le parc de bacs de stockage concernés par ce système de réchauffage comprend cinq réservoirs de tailles allant de 4000 à 14 000 m³ ; il est situé au port d'Alger. Un stage d'information de deux semaines a été réalisé à cet effet.

Cependant les informations et hypothèses de travail retenues sont encore assez générales ; deux ou trois alternatives possibles de solutions devraient être évaluées avec leur impact et rentabilité économiques avant de retenir la solution la plus intéressante. L'alternative évaluée ici consiste à chauffer le combustible dans un ou plusieurs réservoirs à la fois, de le maintenir en température d'expédition par pompage vers le ou les bateaux clients, au moyen d'une centrale de chauffage d'huile thermique commune.

Le problème à résoudre consiste à déterminer un temps de chauffage acceptable et la surface d'échange nécessaire à cette opération ; le dimensionnement réalisé concerne tous les cinq bacs de l'installation, comme résumé dans le tableau 4-3 ci-dessous :

Tab 4-3 : tableau récapitulatif des différents résultats obtenus pour chaque bac de stockage

N° BAC	Surface de réchauffage (m ²)	Temps de réchauffage (heures)	Quantité de chaleur à apporter (kWh)	Rendement de réchauffage	Quantité de chaleur utile (kWh)
BAC N°11	20	52,24	232 340	0,854	272 061
BAC N°12	8	39,17	95 894	0,852	113 484
BAC N°13	5	38,92	63 874	0,845	75 590
BAC N°14	5	38,58	63 969	0,839	76 245
BAC N°19	5	37,43	61 650	0,840	73 393

L'échangeur est de type mono tubulaire, en deux tronçons disposés à contre sens sur un rayon de 2/3 du diamètre du réservoir ; les surfaces d'échange indiquées sont celles du diamètre intérieur des tubes, siège d'une convection forcée de coefficient pariétal allant de 3507 à 3 864 W/m²K respectivement pour des tubes de diamètre 64,5 à 39,7 mm. Le diamètre

extérieur des tubes est le siège d'une convection libre de coefficients pariétaux allant de 182,6 à 188,9 W/m²K, respectivement. Les surfaces de convection libre sont à augmenter dans le rapport de 19,2 et 20,5 respectivement de façon à obtenir les mêmes conductances thermiques globales de part et d'autre de la paroi du tube ; ces rapports d'augmentation sont à diviser par l'efficacité des ailettes qui, elle dépend fortement du rapport des diamètres extérieur et intérieur de l'ailette pour des ailettes circulaires de section rectangulaire ou trapézoïdale. Pour augmenter l'efficacité il faut augmenter le nombre d'ailettes afin de réduire leur longueur. Cette efficacité d'ailette étant cruciale à une bonne augmentation de surface d'échange, on peut avoir recours à l'augmentation de la longueur totale du tube afin d'augmenter le nombre d'ailettes au détriment de leur longueur. Des résultats de coefficients globaux basés sur cette solution sont donnés dans le tableau 4-4 ci-dessous.

Tab 4-4 : Tableau regroupant les différents résultats obtenus des coefficients d'échanges pour différents diamètre

Diamètre extérieur_e (mm)	Diamètre intérieur_i (mm)	Coefficient de convection h_i (W/m²K)	Coefficient de convection h_e (W/m²K)	Coefficient Global U_s sans ailettes (W/m²K)	Coefficient Global U_s avec ailettes (W/m²K)
69,8	64,5	3 507	182,6	173,5	1 753
60,4	54,5	3 627	184,4	175,5	1 813
50,8	46	3 752	186,9	178,0	1 876
44,5	39,7	3 864	188,9	180,1	1932

La puissance totale de chauffage nécessaire aux cinq bacs simultanément est de 13 984 kW. Celle de la chaudière est de 15 538 kW en basant sur un rendement de 90%.

La puissance thermique nécessaire au maintien en température à 50 °C des cinq réservoirs est 924 kW pour une température extérieure de 10°C et un rendement moyen pris égal à 85%.

La puissance de pompage pour la circulation d'un débit de 50 kg/s d'huile thermique (240 m³/h) vers les cinq réservoirs est de 1240 kW pour un rendement de 75% et une longueur équivalente de circuit de 100 m.

5.2. Conclusion et recommandations

L'alternative de solution d'avant-projet évaluée ici consiste à chauffer le combustible pendant une durée maximum de 72 h (pour le plus réservoir de 13 932 m³) et à les maintenir en température dans les cinq réservoirs à la fois (capacité totale de 31 092 m³) ; cette solution peut se justifier lorsqu'un grand nombre de bateaux relâchent au port. La consommation des bateaux marchands varie avec la puissance de leurs moteurs. Elle est typiquement de 2,73 m³/h pour un moteur de 15 000 ch basé sur une consommation spécifique de 0,178 kg/ch.h pour un moteur Diésel; en se basant sur cette indication et une consommation spécifique stockage de combustible de Naftal-Marine Alger représente 13 389 h ou 475 jours de navigation.

Cette solution peut s'avérer coûteuse si la rotation des navires à ravitailler est insuffisante. Des informations fiables sont nécessaires pour répondre à ce questionnement.

Si c'est le cas cependant, une solution alternative consisterait à stocker le fioul dans les réservoirs, sans le chauffer, et ne réchauffer que le débit nécessaire à la demande. Dans ce cas, le chauffage du combustible se fera dans la conduite de pompage en amont des pompes à une puissance suffisante au débit demandé. L'économie de cette solution est dans la suppression des pertes durant le réchauffage et le stockage. Des temps de livraison de 3 à 4 h permettent de fournir 200 m³ (pour un trajet de 72 h par exemple) ; la puissance thermique de chauffage serait typiquement de 1000 kW pour un débit de 50 m³/h. Ces estimations données à titre indicatif révèlent les performances d'une solution potentiellement plus économique et reste à évaluer, éventuellement dans une étude ultérieure.

ANNEXES



ANNEXES

Tab A1-1 : Propriétés thermo physiques de l'air

Air à pression atmosphérique							
T (K)	ρ (kg.m ⁻³)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	ν (m ² .s ⁻¹)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	k (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	α (m ² .s ⁻¹)	Pr
250	1,413	$1,60 \times 10^{-5}$	$0,949 \times 10^{-5}$	1005	0,0223	$1,32 \times 10^{-5}$	0,722
300	1,177	$1,85 \times 10^{-5}$	$1,57 \times 10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22 \times 10^{-5}$	0,708
350	0,998	$2,08 \times 10^{-5}$	$2,08 \times 10^{-5}$	1009	0,0300	$2,98 \times 10^{-5}$	0,697
400	0,883	$2,29 \times 10^{-5}$	$2,59 \times 10^{-5}$	1014	0,0337	$3,76 \times 10^{-5}$	0,689
450	0,783	$2,48 \times 10^{-5}$	$2,89 \times 10^{-5}$	1021	0,0371	$4,22 \times 10^{-5}$	0,683
500	0,705	$2,67 \times 10^{-5}$	$3,69 \times 10^{-5}$	1030	0,0404	$5,57 \times 10^{-5}$	0,680
550	0,642	$2,85 \times 10^{-5}$	$4,43 \times 10^{-5}$	1039	0,0436	$6,53 \times 10^{-5}$	0,680
600	0,588	$3,02 \times 10^{-5}$	$5,13 \times 10^{-5}$	1055	0,0466	$7,51 \times 10^{-5}$	0,680
650	0,543	$3,18 \times 10^{-5}$	$5,85 \times 10^{-5}$	1063	0,0495	$8,58 \times 10^{-5}$	0,682
700	0,503	$3,33 \times 10^{-5}$	$6,63 \times 10^{-5}$	1075	0,0523	$9,67 \times 10^{-5}$	0,684
750	0,471	$3,48 \times 10^{-5}$	$7,39 \times 10^{-5}$	1086	0,0551	$10,8 \times 10^{-5}$	0,686
800	0,441	$3,63 \times 10^{-5}$	$8,23 \times 10^{-5}$	1098	0,0578	$12,0 \times 10^{-5}$	0,689
850	0,415	$3,77 \times 10^{-5}$	$9,07 \times 10^{-5}$	1110	0,0603	$13,1 \times 10^{-5}$	0,692
900	0,392	$3,90 \times 10^{-5}$	$9,93 \times 10^{-5}$	1121	0,0628	$14,3 \times 10^{-5}$	0,696
950	0,372	$4,02 \times 10^{-5}$	$10,8 \times 10^{-5}$	1132	0,0653	$15,5 \times 10^{-5}$	0,699
1000	0,352	$4,15 \times 10^{-5}$	$11,8 \times 10^{-5}$	1142	0,0675	$16,8 \times 10^{-5}$	0,702
1100	0,320	$4,40 \times 10^{-5}$	$13,7 \times 10^{-5}$	1161	0,0723	$19,5 \times 10^{-5}$	0,706
1200	0,295	$4,63 \times 10^{-5}$	$15,7 \times 10^{-5}$	1179	0,0763	$22,0 \times 10^{-5}$	0,714
1300	0,271	$4,85 \times 10^{-5}$	$17,9 \times 10^{-5}$	1197	0,0803	$24,8 \times 10^{-5}$	0,722

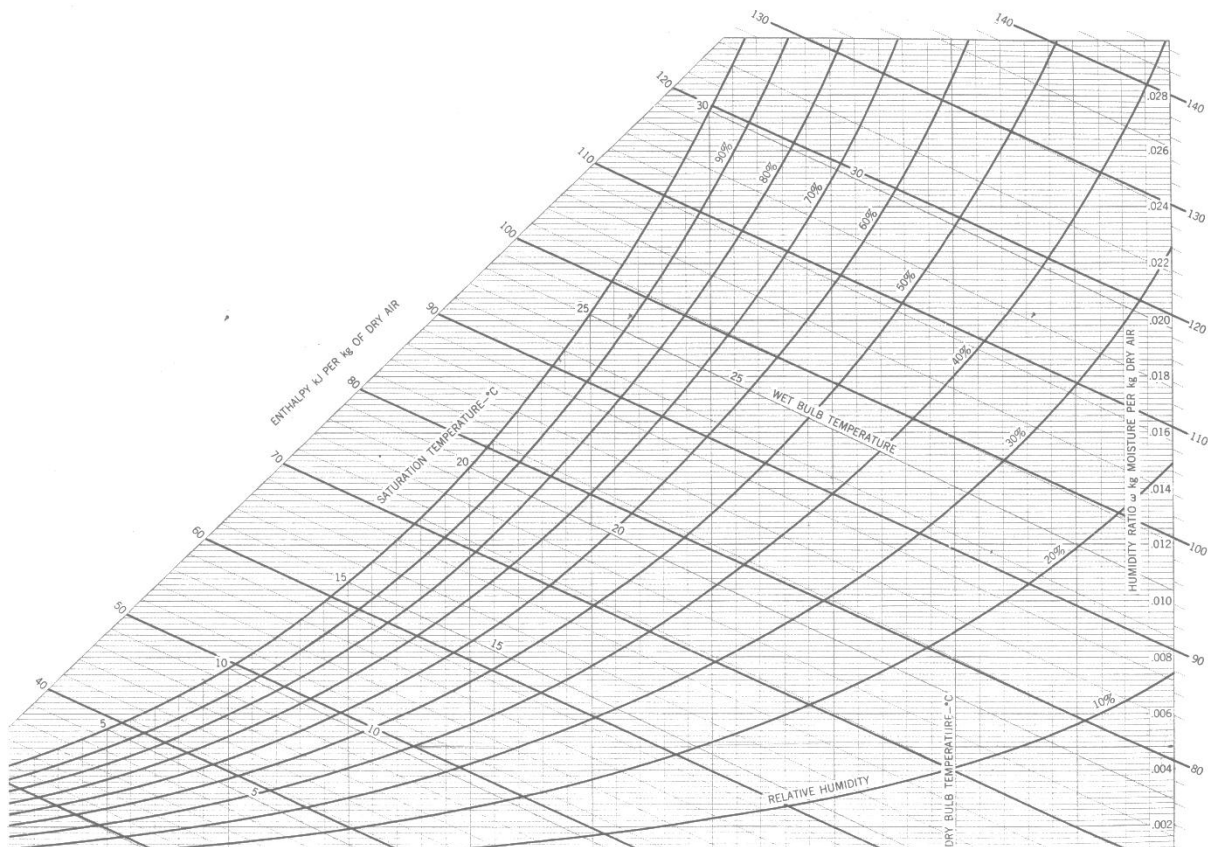


Figure A1-1 : Diagramme psychrométrique

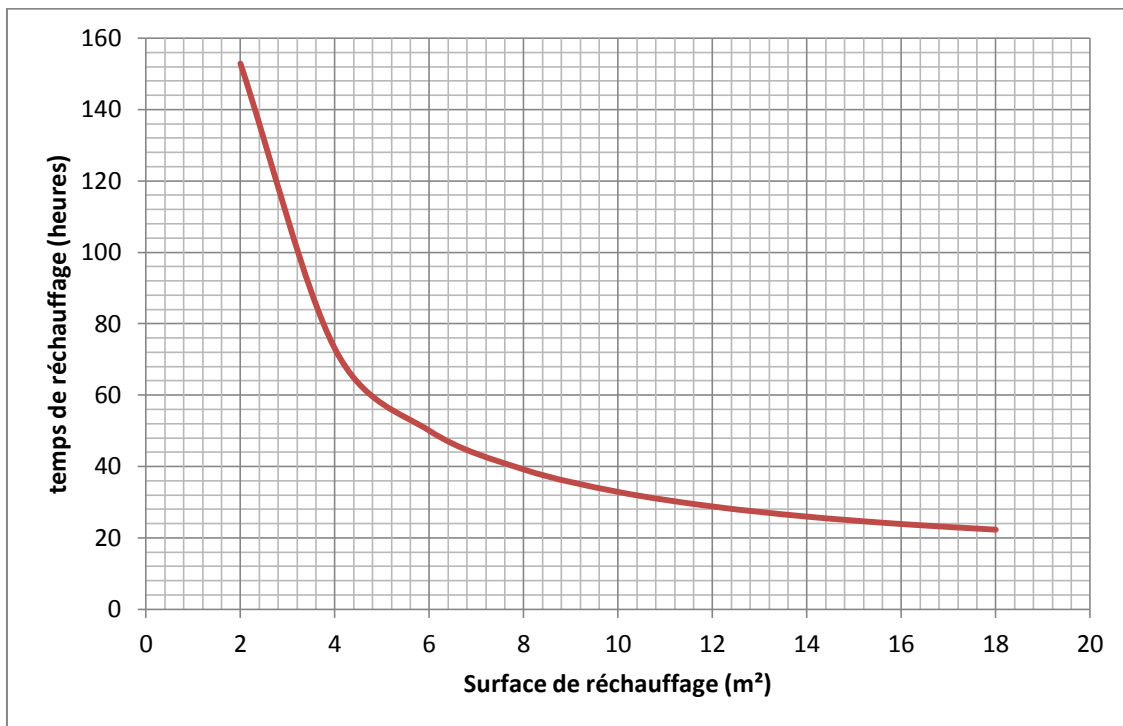
Tab A1-2 : Caractéristique technique des fuel-oils stockés:

Caractéristiques	Unités	FUEL 180cSt	FUEL 80cSt
Masse volumique à 15°C	Kg/m ³	991	985
Viscosité à 50°C	cSt (mm ² /s)	180	80
Point d'écoulement	°C	21	15
Point d'éclair	°C	100	100
Teneur en eau	% Vol	0,1	<0,1

A2.1. Bac de stockage N°12 :

Tab A2-1 : Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°12

Résultats	Valeurs surface de réchauffage (m ²)						
	2	4	6	8	10	12	14
Temps (heures)	152,88	73,01	50,04	39,17	32,88	28,80	25,95
Rendement global de réchauffage	0,733	0,814	0,839	0,852	0,859	0,864	0,868

FIG A2-1 : Variation du temps de réchauffage t_2 en fonction de la surface d'échange A_{s2}

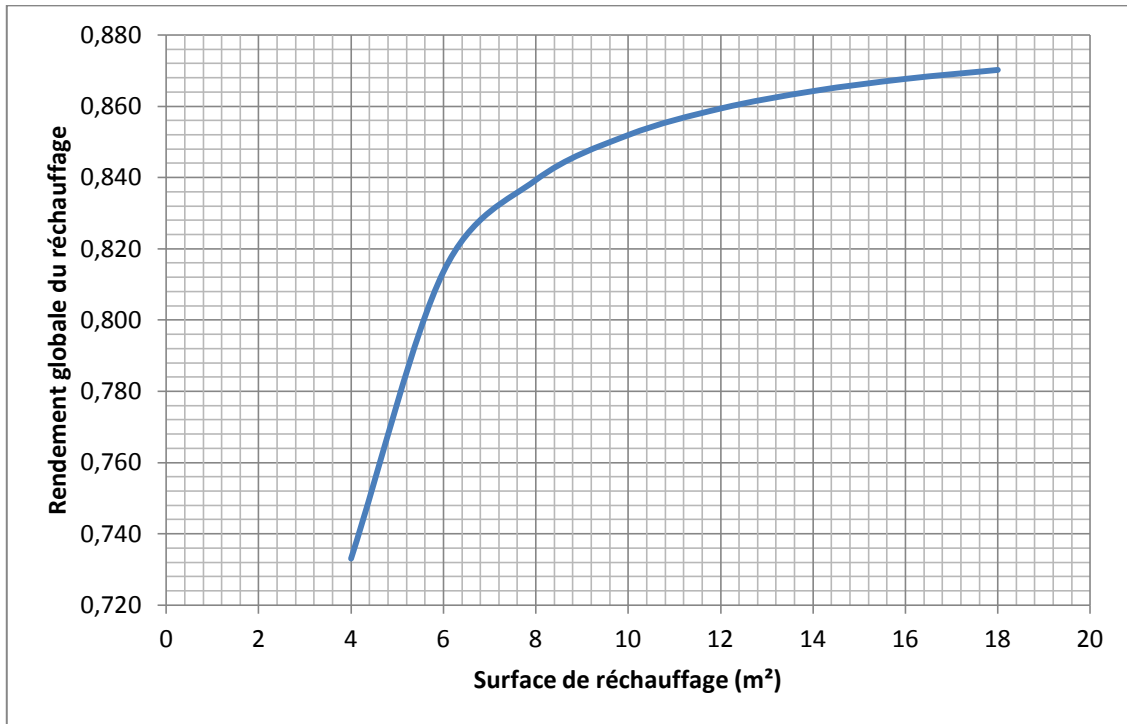


FIG A2-2 : Variation du rendement global η_2 en fonction de la surface d'échange A_{s2}

A2.2. Bac de stockage N°13 :

Tab A2-2 : Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°13

Résultats	Valeurs surface de réchauffage (m²)						
	3	4	5	6	7	8	9
Temps (heures)	63,01	47,50	38,58	32,80	28,75	25,77	23,48
Rendement global	0,812	0,833	0,845	0,853	0,858	0,862	0,866

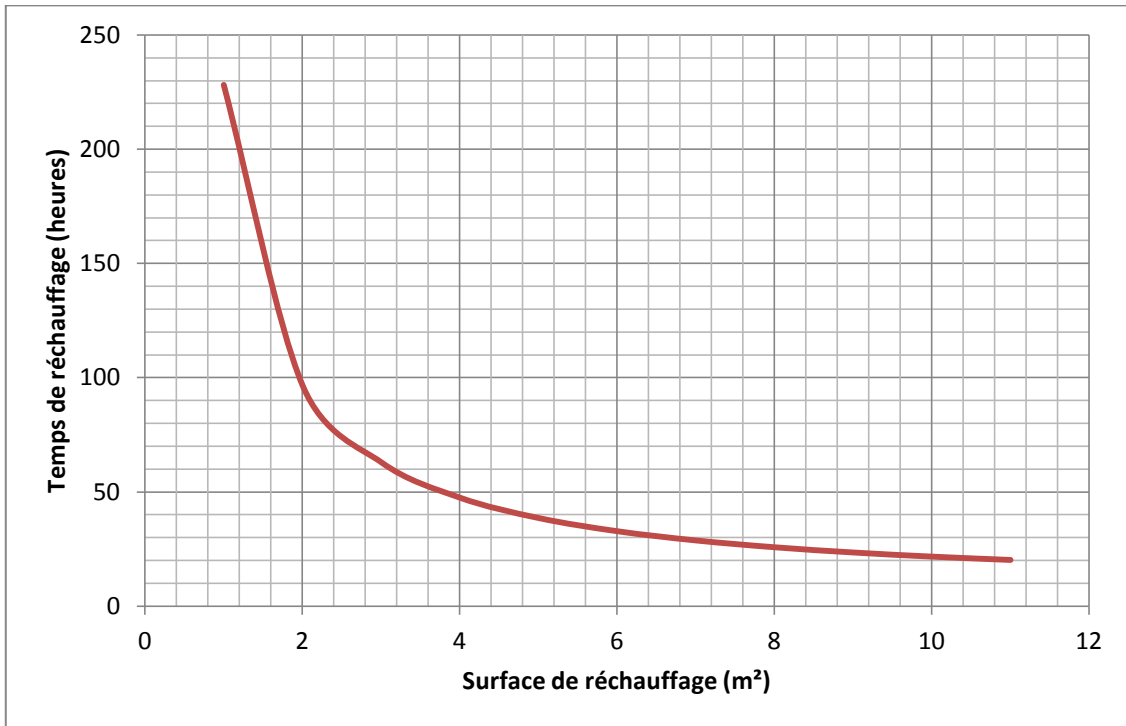


FIG A2-3 : Variation du temps de réchauffage t_3 en fonction de la surface d'échange A_{s3}

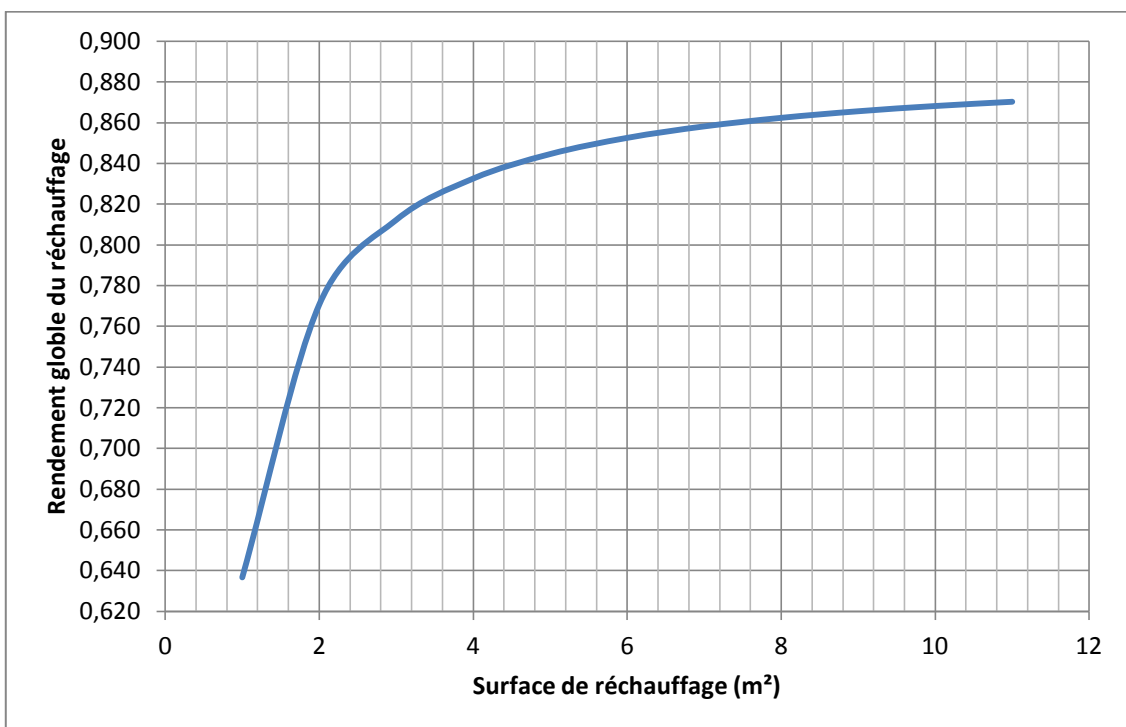
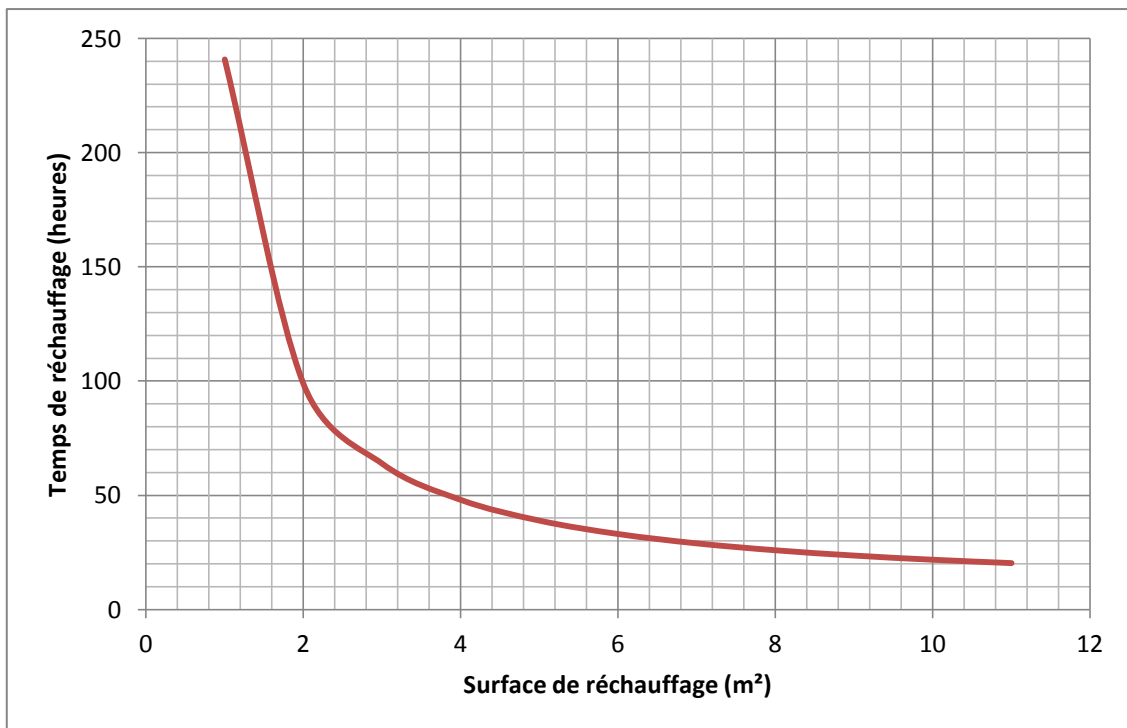


FIG A2-4 : Variation du rendement global η_3 en fonction de la surface d'échange A_{s3}

A2.3. Bac de stockage N°14 :

Tab A2-3 : Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°14

Résultats	Valeurs surface de réchauffage (m ²)						
	3	4	5	6	7	8	9
Temps (heures)	63,87	47,99	38,92	33,05	28,95	25,93	23,62
Rendement global	0,803	0,825	0,839	0,848	0,854	0,858	0,862

FIG A2-5 : Variation du temps de réchauffage t_4 en fonction de la surface d'échange A_{s4}

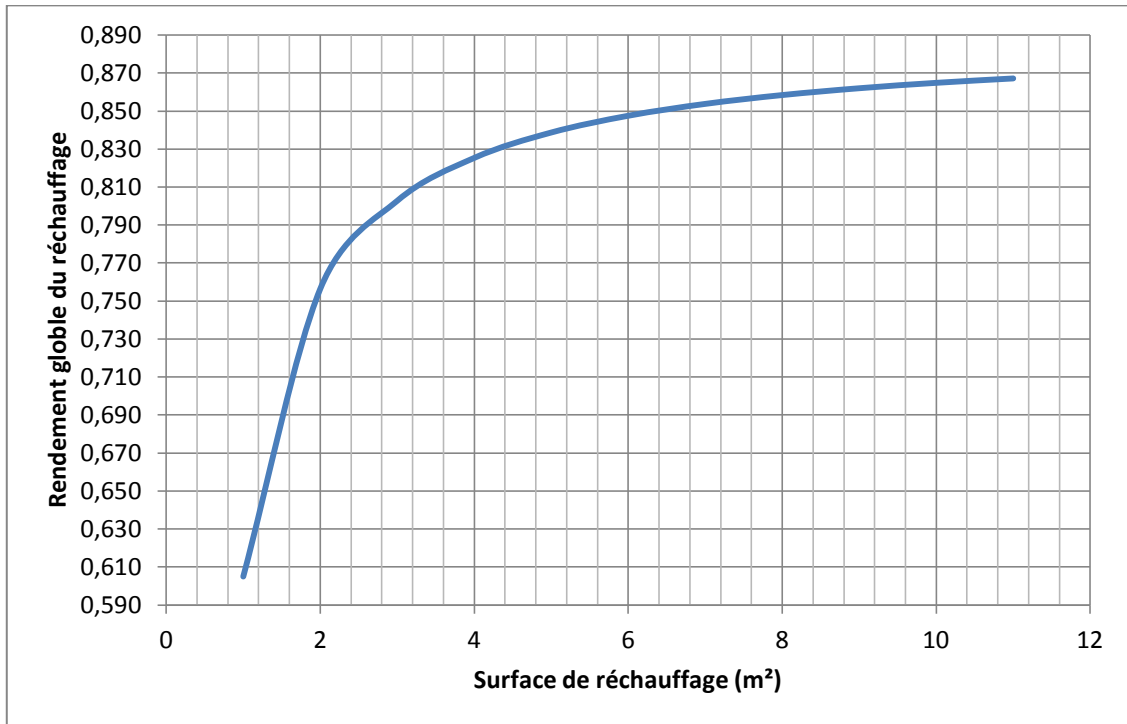


FIG A2-6 : Variation du rendement global η_4 en fonction de la surface d'échange A_{s4}

A2.4. Bac de stockage N°19 :

Tab A2-4 : Résultats obtenus pour différentes valeurs de la surface de réchauffage du bac de stockage N°19

Résultats	Valeurs surface de réchauffage (m²)						
	3	4	5	6	7	8	9
Temps (heures)	61,36	46,14	37,43	31,80	27,86	24,96	22,73
Rendement global de réchauffage	0,805	0,827	0,840	0,849	0,855	0,859	0,863



FIG A2-7 : Variation du temps de réchauffage t_5 en fonction de la surface d'échange A_{s5}

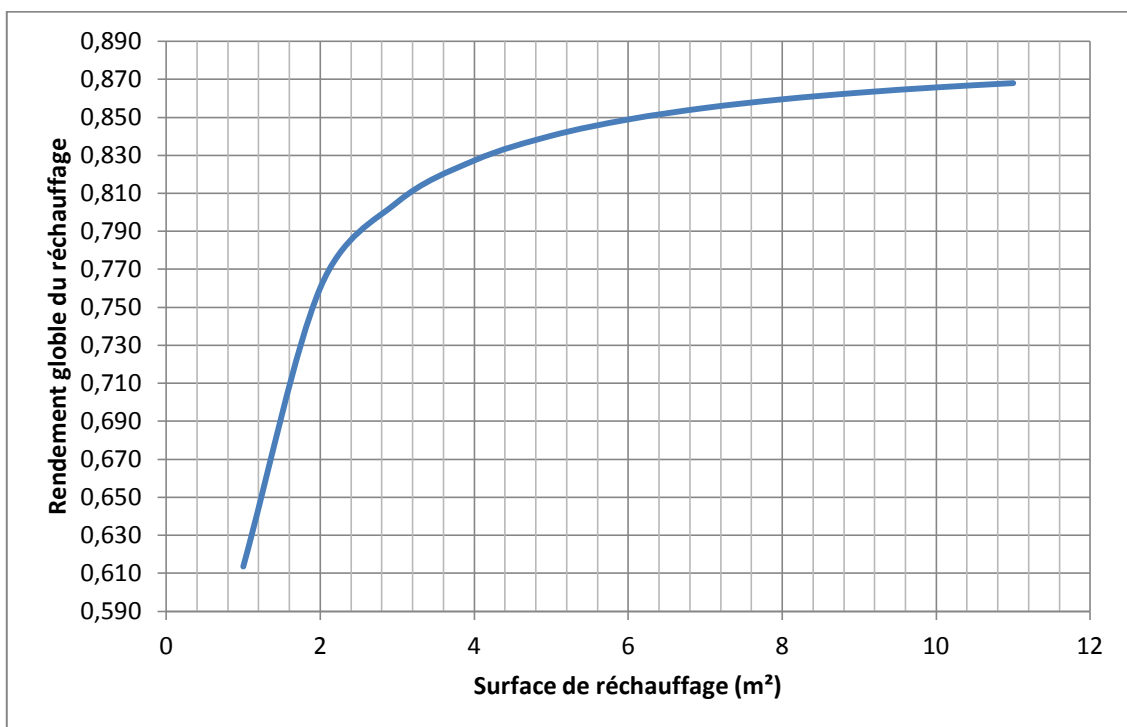


FIG A2-8 : Variation du rendement global η_5 en fonction de la surface d'échange A_{s5}

A3.1. Influence de la fréquence des avitaillements ou mises en régime sur le rendement global du cycle

Les calculs si dessous sont faits pour un seul réservoir en prendra à titre d'exemple le bac N°11.

Nous supposerons que la température atmosphérique reste constante durant un cycle (4 à 8 semaines selon les données de NAFTAL) et que la consommation de fuel-oil est uniforme pendant cette période.

On prendra une efficacité de la surface d'échange = 0,9 ;

1^{er} cas : mise en service puis exploitation de l'installation ravitaillée toutes les 8 semaines par $T_a=10^\circ\text{C}$:

En ce qui concerne la mise en régime nous avons déjà calculé :

a) Energie apportée au fuel pour le réchauffage : $q_a = M c (T_f - T_i) = 232\ 340\ \text{kWh}$

b) Energie totale fournie par l'huile de réchauffage : $q_{u1} = \frac{232\ 340}{0,854} = 272\ 061\ \text{kWh}$

c) Temps de réchauffage (surface d'échange primaire 20 m²) : $t_1 = 52,24$ heures

La période d'exploitation en régime établi ($T_f=50^\circ\text{C}$) est caractérisée par :

a) Sa durée : $t = (24 \cdot 56) - 52,24 = 1291,8$ heures

b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir sont:

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 298\ 083\ \text{kWh}$$

c) Energie fournie à l'huile thermique (on diminuera la température de l'huile à 220°C pour compensé les pertes thermique) :

$$q_{u2} = \frac{298\ 083}{0,9} = 331\ 203\ \text{kWh}$$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 8 semaines :

$$\text{Rendement global} = \frac{232340}{272\ 061 + 331\ 203} = 38,51\%$$

Deuxième cas : mise en service puis exploitation de l'installation ravitaillée toutes les 6 semaines par $T_a=10^\circ\text{C}$:

Rien n'est changé en ce qui concerne la mise en régime :

- a) Energie utile utilisée pendant le réchauffage : $q_a = M c (T_f - T_i) = 232\,340 \text{ kWh}$
- b) Energie totale fournie par l'huile de réchauffage : $q_{u1} = 272\,061 \text{ kWh}$
- c) Temps nécessaire au réchauffage (surface d'échange 20 m^2) : $t_1 = 52,24 \text{ heures}$

Par contre, la période d'exploitation en régime établi ($T_f=50^\circ\text{C}$) est caractérisée par :

- a) Durée : $t = (24 \cdot 42) - 52,24 = 955,8 \text{ heures}$
- b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir :

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 229\,551 \text{ kWh}$$

- c) Energie fournie à l'huile thermique : $q_{u2} = \frac{229\,551}{0,9} = 245\,057 \text{ kWh}$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 6 semaines :

$$\text{Rendement global} = \frac{232\,340}{272\,061 + 245\,057} = \mathbf{44,93\%}$$

Troisième cas : mise en service puis exploitation de l'installation ravitaillée toutes les 4 semaines par $T_a=10^\circ\text{C}$:

La période d'exploitation en régime établi ($T_f=50^\circ\text{C}$) peut se calculer comme suit :

- a) Sa durée : $t = (24 \cdot 28) - 52,24 = 619,8 \text{ heures}$
- b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir :

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 143\,019 \text{ kWh}$$

- c) Energie fournie à l'huile thermique :

$$q_{u2} = \frac{143\,019}{0,90} = 158\,910 \text{ kWh}$$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 4 semaines :

$$\text{Rendement global} = \frac{232\,340}{272\,061 + 158\,910} = \mathbf{53,91\%}$$

Quatrième cas : installation fonctionnant à $T_a = 30^\circ\text{C}$ et ravitaillée toutes les 8 semaines :

Nous avons dans ce cas et pendant la mise en régime :

- a) Energie thermique utilisée : $q_a = M c (T_f - T_i) = 132\,766 \text{ kWh}$

- b) Energie thermique utilisée par l'huile thermique : $q_{u1} = \frac{132\,766}{0.854} = 155\,464\text{ kWh}$
 c) Temps nécessaire au réchauffage (surface d'échange 20 m²) : $t_1 = 29,93$ heures

Durant l'exploitation en régime établi nous avons :

- a) Sa durée : $t = (24 \cdot 56) - 29,93 = 1320,1$ heures
 b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir :

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 152\,306\text{ kWh}$$

- c) Energie fournie à l'huile thermique :

$$q_{u2} = \frac{152\,306}{0,9} = 169\,229\text{ kWh}$$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 8 semaines à $T_a = 30^\circ\text{C}$:

$$\text{Rendement global} = \frac{132\,766}{155\,464 + 169\,229} = 40,89\%$$

Cinquième cas : mêmes condition d'exploitation mais ravitaillement toutes les six semaines :

Les conditions de mise en régime sont les mêmes que dans l'exemple précédent :

En ce qui concerne l'exploitation en régime établi, nous avons :

- a) Sa durée : $t = (24 \cdot 42) - 29,93 = 978,1$ heures
 b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir :

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 112\,848\text{ kWh}$$

- d) Energie fournie à l'huile thermique :

$$q_{u2} = \frac{112\,848}{0,9} = 125\,387\text{ kWh}$$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 6 semaines à $T_a = 30^\circ\text{C}$:

$$\text{Rendement global} = \frac{132\,766}{155\,464 + 125\,487} = 47,26\%$$

Sixième cas : mêmes conditions d'exploitation mais avec un ravitaillement toutes les 4 semaines

Les conditions de mise en régime sont les mêmes que dans l'exemple précédent.

En ce qui concerne l'exploitation en régime établi, nous obtenons :

- a) Sa durée : $t = (24 \cdot 28) - 29,93 = 642,1$ heures

b) Les déperditions moyennes par les parois du réservoir :

$$q_p = \frac{1}{2} U_r A_r (T_f - T_a) t = 74\,082 \text{ kWh}$$

c) Energie fournie à l'huile thermique :

$$q_{uz} = \frac{74\,082}{0,9} = 82\,313 \text{ kWh}$$

Le rendement global de l'installation pour un cycle de 4 semaines à $T_a = 30^\circ\text{C}$:

$$\text{Rendement global} = \frac{132\,766}{155\,464 + 82\,313} = 55,84\%$$

Les résultats que nous venons d'obtenir peuvent être représentés par la courbe (figure A3-1) qui n'est en fait qu'une courbe de tendance, étant donné les nombreuses hypothèses faites (constance du débit des brûleurs et de la température atmosphérique durant le cycle) ; elle est cependant suffisante pour situer l'influence de la fréquence des ravitaillements.

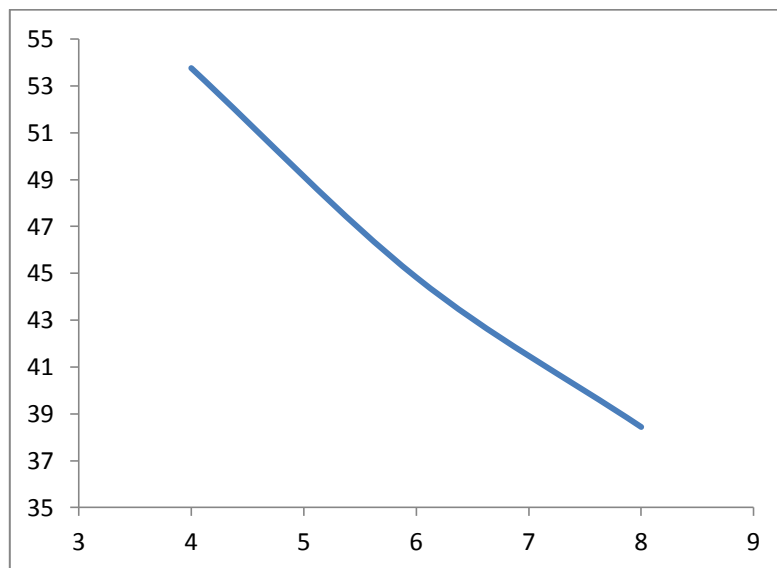


Fig A3-1 : variation du rendement global de l'installation en fonction du cycle d'avitaillement

L'influence des variations de la température atmosphérique, pour un cycle de durée donnée, apparait clairement dans les exemples choisis du fait que $T_i = T_a$ et qu'il existe une relative proportionnalité entre les divers éléments en cause, à durée constante du cycle, le rendement global de l'installation varie dans le même sens que T_a parce que les déperditions pendant la période de repos interviennent au dénominateur de la fraction caractérisant le rendement

D'autre part, nous pouvons évaluer la quantité de combustible nécessaire pour chauffer l'huile thermique en posant :

PCI du combustible 9750 kcal/kg= 11.34 kWh

Rendement chaudière (90%)

Energie utilisée par kilogramme de combustible brûlé : $11.34 \times 0.9 = 10.20$ kWh/kg

Le tableau A3-1 ci-après résume les divers calculs effectués pour ce cas :

Ta	Cycle	Rendement R _g	Chaleur huile (kWh)	Consommation combustible (kg)
10°C	8 semaines	0,385	603 264	59 143,5
10°C	6 semaines	0,449	517 118	50 697,8
10°C	4 semaines	0,539	430 971	42 252,1
30°C	8 semaines	0,409	324 693	31 832,6
30°C	6 semaines	0,473	280 951	27 544,2
30°C	4 semaines	0,558	237 777	23 311,5

La quantité de combustible nécessaire au réchauffage d'une consommation de 13 425 tonnes de fuel-oil varie donc de 59 143,5 à 42 252,1 selon que le cycle est de 8 semaines ou seulement de 4 semaines, ce qui représente une économie possible de :

$(59\ 143,5 - 42\ 252,1) / 13\ 425 = 1,26$ kg par tonne approvisionnée.