

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Maritime

Mémoire en vue de l'obtention
Du Diplôme de Magister en Génie Maritime
Option : Productique
Présenté par : **M^{me} BENABDESSELAM Yamina**

Thème

**Analyse Thermodynamique de l'Installation
de Reliquefaction de Gaz d'Evaporation d'un
Méthanier**

Soutenu le,

Devant le Jury :

	Président	
OUADHA Ahmed	Encadreur	Maître de Conférences, USTO-MB
	Examineur	
	Examineur	

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Maritime

Mémoire en vue de l'obtention
du Diplôme de Magister en Génie Maritime
Option : **Productique**
Présenté par : **M^{me} BENABDESSELAM Yamina**

Thème

**Analyse Thermodynamique de l' Installation
de Reliquefaction de Gaz d'Evaporation d'un
Méthanier**

Soutenu le,

Devant le Jury :

	Président	
OUADHA Ahmed	Encadreur	Maître de Conférences, USTO-MB
	Examineur	
	Examineur	

Dédicaces

*À ma mère,
À mon très cher Bouha,
À mon époux,
À mes très chers enfants : Mohamed Yacine, Issam el dine Nouh,
Aux familles Belbraik & Mecheria,
À tous les amis,
À tous ceux qui me sont chers.*

Remerciements

Je tiens tout à remercier vivement et chaleureusement mon encadreur Dr. OUADHA Ahmed, pour m'avoir soutenu et aidé à l'élaboration de ce mémoire. Je le remercie pour son attention, ses conseils judicieux, sa patience, sa rigueur et compétence scientifiques qui ont contribué au succès de ce travail.

Je tiens également à adresser mes remerciements aux membres du jury, Prof., et pour m'avoir fait l'honneur de passer mon travail en revue et d'avoir pris le temps de lire ce mémoire.

Mes vifs remerciements vont également à tous les enseignants du département de génie maritime pour leurs précieuses aides et leur soutien moral.

Résumé

Le présent mémoire traite une modélisation thermodynamique du procédé de re-liquéfaction des gaz d'évaporation (communément appelés, Boil-Off) fonctionnant selon le cycle de Claude et utilisant l'azote en guise de fluide frigorigène. Le calcul des propriétés thermodynamiques de l'azote est réalisé à l'aide d'un modèle composé de quatre équations d'état locales élaboré sur la base des données disponibles. Les résultats ont montrée une bonne concordance entre les grandeurs calculées à l'aide de ce modèle et celles de la littérature.

Sur la base de ce modèle, une analyse détaillée du cycle de re-liquéfaction a été entreprise dans le but de rechercher les performances du cycle en fonction des températures a l'entrée des échangeurs de chaleur.

Chapitre 1

Sommaire

1.1 Le Marché du Gaz Naturel	02
1.2 Revue Bibliographique	04
1.2.1 Etudes antérieures sur la sécurité du transport de GNL	05
1.2.2 Etudes antérieures sur les systèmes de re-liquéfaction	08
1.3 Objectifs du Mémoire	10

On assiste ces dernières années à une augmentation spectaculaire des prix du pétrole et à un engouement vers la consommation du gaz naturel. Cette situation a favorisé le recours à des moyens de transport de grande capacité. Pour satisfaire cette demande, l'industrie navale a passé vers la construction de supers tankers capables de transporter des quantités énormes de gaz naturel liquéfié. Cependant, le transport de cette cargaison sur de longues distances provoque son évaporation partielle dans les cuves ce qui provoque des pressions excessives dans ces cuves. Traditionnellement, ces gaz évaporés (BOG pour Boil-Off) sont acheminés vers les chaudières des systèmes de turbines à vapeur destinés à la propulsion. Le rendement global de cette méthode est estimé à environ 30 % (Kuver *et al.*, 2002).

Les méthaniers ont été depuis leur introduction sur le marché propulsés par des systèmes de turbines à vapeur et le boil-off (BOG) du gaz naturel liquéfié était utilisé comme combustible ou rejeté dans l'atmosphère. Cependant, comme les systèmes de propulsion alternatifs basés sur les moteurs Diesel équipent actuellement les méthaniers en raison de leur meilleure efficacité énergétique, la présence d'un système qui permet de re-liquéfier le BOG et le réinjecter dans les cuves est devenue une nécessité.

Les options les plus prometteuses sont la propulsion Diesel lent et la propulsion duale Diesel-électrique dans laquelle le BOG est également utilisé comme combustible et les moteurs duaux fuels produisent de l'électricité. Pour les deux cas, le BOG excédent est récupéré sous forme liquide par une installation de re-liquéfaction. Leur rendement est supérieur à 40% (48% pour le diesel lent et 43% pour le dual diesel-électrique) et les coûts initiaux sont également inférieurs à ceux de la méthode conventionnelle%. A cet effet, un navire Diesel-électrique équipé d'une installation de re-liquéfaction semble être la solution la plus prometteuse pour les besoins actuels et futurs de la propulsion des méthaniers, en particulier si on tient compte de la réduction des émissions de NO_x, SO_x et de CO₂ (Kuver *et al.*, 2002).

1.1 Le Marché du Gaz Naturel

Le gaz naturel est la source d'énergie fossile qui a connu la plus forte progression depuis les années 1970, en raison de ses avantages économiques et écologiques. En 2004, c'était la plus utilisée après le pétrole : les progrès technologiques améliorent constamment l'efficacité des techniques d'extraction, de transport et de stockage, ainsi que le rendement énergétique des équipements fonctionnant grâce au gaz. Les réserves, abondantes, sont mieux réparties que celles du pétrole, mais contrairement à ce dernier, l'industrie du gaz s'est développée historiquement sur deux bases essentielles : les contrats de longue durée et les marchés régionaux (Amérique du Nord, Europe et Asie). Cet état de fait explique l'absence d'un *marché mondial du gaz naturel*, à l'instar du marché du pétrole. Une demande croissante, une réduction de la production en Europe et aux États-Unis, l'émergence de nouveaux pays importateurs comme la Chine et l'Inde entraînent pourtant une hausse des échanges internationaux de gaz.

Lorsque les gazoducs ne sont pas viables techniquement ou économiquement, le transport du gaz depuis les zones de production jusqu'aux centres de consommation s'impose, depuis la fin des années 1950, sous forme de gaz naturel liquéfié (GNL) à bord de méthaniers. Les tankers peuvent être redirigés d'une zone à l'autre pour profiter des prix du marché, ce qui entraîne une certaine mondialisation du commerce

du gaz naturel. Autre fait marquant, les pays du Moyen-Orient sont en passe de devenir incontournables parmi les exportateurs de gaz.

Le méthanier est un navire de 200 à 300 mètres de long, muni d'une double coque et propulsé traditionnellement par des turbines à vapeur. Les cuves internes d'un méthanier peuvent être assimilées à de grandes bouteilles « thermos » : elles sont équipées d'un revêtement intérieur isolant qui permet de transporter le gaz liquide à -160 degrés avec peu d'évaporation de gaz, à la pression atmosphérique. Le gaz d'évaporation sert de combustible pour la propulsion du navire.

En 2005, les importations mondiales de GNL ont porté sur plus de 176 milliards de m³ de gaz naturel (à l'état gazeux) soit environ 22% du commerce mondial de gaz naturel. Ce marché concerne au total 28 pays dont 13 exportateurs. La France est le cinquième importateur mondial de GNL, derrière le Japon, la Corée du Sud, l'Espagne et les USA (Gaz de France, 2010).

Le marché spot de GNL se développe progressivement : le volume des achats spot ou court terme de GNL a représenté en 2005 environ 23 milliards de m³, soit 13 % du commerce international de GNL, dont environ 7.5 milliards pour l'Europe occidentale. L'augmentation de la consommation de gaz naturel dans le monde, conjuguée aux distances croissantes entre régions consommatrices et productrices, favorise le développement du commerce de GNL. Il a progressé de 7.8 % en 2005.

Les experts s'accordent pour prévoir la poursuite de cette tendance dans l'avenir, soutenue par la mise en service de nouveaux sites de liquéfaction et de regazéification. Le marché du GNL pourrait ainsi atteindre 300 milliards de m³ en 2010 et concerner une trentaine de pays (Gaz de France, 2010).

Les importations se répartissent sur trois marchés : l'Asie, l'Europe de l'Ouest et l'Amérique. Quatre pays importateurs, le Japon – le premier au monde, qui achète 40.7% de la production mondiale-, la Corée du Sud (15.7 % des importations), Taïwan (5.1 %) et l'Inde (3.2 %) reçoivent du GNL produit dans sept pays : l'Indonésie (premier exportateur mondial avec 16.6 % de la production mondiale), le Qatar (14.5 %), l'Australie (7.9 %), Brunei (4.9 %), Oman (4.7 %) et Abu Dhabi (3.8 %) (Gaz de France, 2010).

En 2005, les pays asiatiques ont aussi, marginalement, reçus du GNL produit en Alaska, en Egypte et en Algérie.

L'essentiel du commerce de GNL repose sur l'Algérie (13.1 % de la production mondiale), le Nigeria (6.5 %) et l'Egypte (3.8 %). Le GNL est destiné à l'Espagne (12.1 % des importations mondiales), la France (6.9 %), la Turquie, la Belgique, l'Italie, le Portugal, le Royaume Uni et la Grèce.

En 2005, des cargaisons ont également été reçues du moyen Orient (Qatar, Abu Dhabi, Oman), de Libye, de Trinité et Tobago, de Malaisie et d'Australie.

Les Etats-Unis sont à la fois exportateur de GNL vers le Japon à partir de l'Alaska (1%) et importateur de GNL sur la côte Est et dans le golfe du Mexique (9.4 %) en provenance principalement de Trinité et Tobago (7.4 %), d'Algérie, d'Egypte et plus marginalement d'autres fournisseurs (Nigeria, Qatar, Oman et Malaisie).

Porto-Rico et la République Dominicaine sont également importateurs de GNL.

Il existe dans le monde 17 sites de production, répartis dans 13 pays. La capacité annuelle de liquéfaction des sites varie de 1.1 milliard de m³ à 32 milliards de m³ (Ras Raffan au Qatar).

La flotte mondiale de méthaniers comportait 191 navires fin 2005. le volume de GNL transporté par les méthaniers est variable selon leur taille. Celle-ci s'échelonne aujourd'hui de 19000 m³ pour les plus petits navires à 145000 m³ pour les plus importants. Des navires de taille allant jusqu'à 217000 m³ sont actuellement en construction.

51 terminaux méthaniers sont aujourd'hui en activité. 25 au Japon, 12 en Europe, 5 aux Etats-Unis, 4 en Corée, 1 à Taïwan, 2 en Inde, 1 Porto-Rico et 1 en République Dominicaine (Gaz de France, 2010).

1.2 Revue Bibliographique

Les travaux relatifs à la technologie de construction des méthaniers et ceux relatifs à l'étude des systèmes de re-liquéfaction sont présentés dans les sections qui suivent.

1.2.1 Etudes antérieures sur la sécurité des méthaniers

La technologie de transport de gaz naturel liquéfié (GNL) en toute sécurité en mer est bien établie et de nombreuses variantes de systèmes de stockage de la cargaison ont été testés et développés depuis le début des années 1950.

Ces dernières années, la taille des navires transportant le GNL (Gaz Naturel Liquéfié) a tendance à augmenter rapidement, ce qui entraîne le plus souvent à des effets considérables dus au ballonnement. Dans la conception et la construction de ce type de navire, la rupture dynamique des cuves de cargaison sous l'impact des efforts générés par le ballonnement une question clé qui doit être résolue. En vertu des exigences formulées lors de la projection, la construction et le fonctionnement, aucun accident important n'a été signalé pour le moment pour les méthaniers mis en service. Toutefois, comme le marché du GNL augmente considérablement, un nouveau concept pour les transporteurs de GNL ayant une plus grande capacité de stockage ainsi que des systèmes d'évaluation précise de sécurité pour un nouveau système de confinement sont nécessaires.

En général, il est reconnu que la sécurité et la capacité de stockage d'un méthanier devraient être évaluées en fonction de la pression dynamique en raison des fortes actions de l'impact du ballonnement dans le cas d'un remplissage partiel. Malgré l'importance d'avoir des informations sur les caractéristiques de résistance dynamique des cuves de stockage, peu d'études ont été consacrées à leur évaluation dans la littérature.

Les méthaniers peuvent représenter une source de risque remarquable, en particulier à l'approche d'un terminal terrestre, non seulement en raison de la possible survenue d'accident maritime, mais aussi car ils peuvent représenter une cible appropriée pour des attaques terroristes.

Wilson (1974) a résumé les problèmes particuliers liés à la construction des navires méthaniers en présentant les différents modèles de navires en service. D'autres problèmes liés au transport maritime de GNL, comme les systèmes de pompage et l'évaporation sont également considérés. Harris (1993) a décrit brièvement des exemples de quatre nouveaux méthaniers comportant différents systèmes de

confinement. Il a surtout examiné les dispositifs de sécurité qui sont considérés désormais comme une pratique standard sur les méthaniers modernes, en donnant des exemples d'accidents provoqués par les méthaniers. Namba *et al.* (2003) ont exposé l'expérience de *Mitsubishi Heavy Industries Ltd.* Dans le domaine de la construction des méthaniers depuis 1962. Au passage, ils ont décrit les différents types de technologies adoptées dans ce domaine. Heo *et al.* (2003) ont utilisé la méthode des éléments finis pour l'analyse du transfert de chaleur dans les cuves à membranes d'un méthanier. Ils ont comparé les résultats du flux de chaleur issu du calcul en considérant la convection naturelle et celui déterminé en considérant la conduction thermique. Le calcul a été réalisé par un programme couplé au code commercial MSC/NASTRAN FEM. Oka *et al.* (2004) ont décrit les nouveaux systèmes de propulsion sensés remplacer les systèmes traditionnels de turbines à vapeur. Les nouveaux systèmes peuvent apporter des économies de carburant surtout pour les navires de grande capacité. Tout fois, il est nécessaire d'installer des systèmes de re-liquéfaction qui permettent d'augmenter sensiblement la cargaison livrée. Greer *et al.* (2005) ont décrit l'un des supers tankers commandé par le Qatar en vue de satisfaire le marché croissant du GNL. La description a touché le volet construction ainsi que les systèmes équipant ce navire et tout particulièrement le moteur Diesel lent pour la propulsion et le système de re-liquéfaction du boil-off. Noble *et al.* (2005) ont introduit un nouveau concept de design dans la construction des méthaniers. Ce design utilise des cuves à membranes avec une section qui réduit la surface libre du liquide à l'intérieur de la cuve. Cette réduction se traduit par un faible impact des charges dues au ballotement sur les membranes et les isolants. Une extension de la technologie aux supers tankers permet de réduire les coûts et les délais de construction. En plus, cette technologie peut résister à des conditions d'environnement plus agressives. Wayne et Hodgson (2006) ont passé les systèmes de propulsion disponibles à bord des méthaniers. Les critères liés à l'environnement et la fiabilité ont été présentés. Ils ont présenté également les méthodes d'évaluation des coûts des différentes options lors du projet d'un navire. Kim *et al.* (2006) ont étudié l'amorçage de la rupture dynamique ainsi que les modes de rupture des panneaux d'isolation des cuves de GNL. Un

système de détection des fissures qui utilise des capteurs à fibre optique a été élaboré pour le contrôle et le suivi des fissures qui peuvent se produire dans les panneaux d'isolation des cuves de GNL. Le signal donné par les capteurs à fibre optique est utilisé pour calculer la distribution des déformations dans les panneaux isolants et il est analysé afin d'identifier l'amorçage de la fissure. Ils ont observé que la présence de défauts et le délaminage produisent des variations sensibles dans la mesure de la déformation. Les capteurs à fibres optiques ont été également utilisés pour mesurer les variations de contraintes statique et dynamique avec et sans fissures. Hansen et Lysebo (2006) ont discuté la nécessité d'introduire la haute tension (HV) dans les méthaniers de grandes capacités équipés d'une propulsion dual-fuel Diesel électrique ou Diesel deux temps. Vanem *et al.* (2008) ont présenté une évaluation des risques de haut niveau du fonctionnement des méthaniers. Sur la base d'un éventail d'informations collectées de la littérature, ils ont développé un modèle des scénarios d'accident critique. Pil *et al.* (2008) ont évalué la fiabilité des systèmes de re-liquéfaction des gaz d'évaporation sur les méthaniers en mettant l'accent sur leur optimisation et les stratégies d'entretien. La modélisation de la fiabilité est basée sur l'approche de Markov instationnaire. Un modèle pour l'optimisation de la maintenance a été également développé et appliqué à un système de re-liquéfaction. Jin *et al.* (2008) ont présenté une étude sur le calcul thermique des membranes d'un méthanier de 13800 m³. Pour la prédiction de la distribution de température, BOG et BOR, un calcul numérique tridimensionnel a été réalisé sur un quart de la cuve n° 3 du méthanier. L'analyse a été entreprise conformément aux exigences de l'OMI. Les résultats en termes de distribution de température, flux thermique, chaleur totale entrant le système, BOG et BOR ont été obtenus et comparés aux résultats de manœuvrabilité en considérant la variation réelle de la température de l'air et celle de l'eau de mer. Pour assurer une sécurité du méthanier en conditions de ballast, les auteurs ont développé des modèles permettant le contrôle de la pression et de la température dans les cuves. Chun *et al.* (2009) ont étudié expérimentalement la résistance dynamique des cuves de méthanier sous l'effet de la charge de la cargaison. Une série d'essais de choc sur des membranes isolées à une échelle réelle ont été effectués. Les déplacements ont été

mesurés pour l'évaluation des caractéristiques d'amortissement du système d'isolation. L'amorçage de fissure a été également mesuré lors d'essais cycliques. Faruque Hasan *et al.* (2009) ont réalisé une simulation dynamique de l'évaporation au cours différentes étapes de transport de GNL en étudiant les effets de plusieurs paramètres tels que la teneur en azote, la pression dans la cuve, la température ambiante, la durée du voyage, etc.... Bubbico *et al.* (2009) a réalisé une analyse préliminaire des risques pour les méthaniers à l'approche du terminal Panigaglia. L'analyse a montré des conséquences dangereuses des effets thermiques dans un rayon de 700-1500 m.

1.2.2 Etudes antérieures sur les systèmes de re-liquéfaction

Les turbines à vapeur ont été traditionnellement le système de propulsion de choix des méthaniers. Cependant, d'autres options telles que Diesel-électrique semi-rapide ou moteurs Diesel lents, avec des installations de re-liquéfaction pour récupérer les gaz évaporés, sont en cours d'élaboration.

Ces options permettent aux armateurs de réaliser des économies en adoptant le Diesel ou le Diesel-électrique. De plus, elles permettent d'augmenter la quantité de GNL livrée au terminal récepteur, ce qui est plus rentable que son utilisation comme combustible.

Moon *et al.* (2006) ont comparé les performances de deux systèmes de re-liquéfaction du BOG fonctionnant selon les cycles de Claude et Kaptiza. L'analyse comparative a montré que le système basé sur le cycle Kaptiza offre de meilleures performances énergétiques avec un coût inférieur comparé au système basé sur le cycle de Claude. Les paramètres utilisés dans l'analyse étaient la température du nitrogène à la sortie du condenseur de BOG et le taux du débit de nitrogène s'écoulant à travers la turbine. Cette analyse a permis de déterminer la valeur du taux de débit s'écoulant à travers la turbine pour laquelle le coefficient de performance du système est maximum. Miliajev *et al.* (2007) ont présenté les résultats d'essai en mer d'un méthanier équipé d'une installation de re-liquéfaction de bord. Les paramètres affectant le fonctionnement de cette dernière ont été présentés. Chin *et al.* (2007) ont mis au point un système de re-liquéfaction du BOG basé sur le cycle de Claude. Une analyse thermodynamique a été

conduite dans le but de déterminer les points de design des échangeurs de chaleurs composant le système. Cette analyse a révélé que le système peut être défini par les trois températures de sortie de l'échangeur à trois passes. Ils ont présenté le travail spécifique comme indicateur des performances du cycle en fonction de ces trois paramètres. Le système a été plus économique quand ces trois température s'approche vers une valeur commune de -140°C . Chin (2007) a présenté une étude sur le design d'un système de re-liquéfaction du BOG base sur le cycle de Brayton. L'analyse thermodynamique du cycle et des échangeurs de chaleur a permis de calculer les performances du système ainsi que ses limites. Shin *et al.* (2008) ont développé un modèle dynamique de simulation d'un système de re-liquéfaction du BOG. Le modèle a été appliqué à un système fonctionnant selon les deux cycles communément utilisés pour la re-liquéfaction du BOG : le cycle de Brayton inverse et le cycle de Claude. Les résultats ont montré que les deux systèmes permettent de satisfaire les critères de sécurité de fonctionnement des échangeurs à plaques en aluminium. Du point de vue énergie, le cycle de Brayton s'est avéré plus performant que celui de Claude. Ce dernier contient une vanne de laminage en plus par rapport au cycle inverse de Brayton. La vanne représente une source d'irréversibilités supplémentaires qui augmente le travail consommé par le cycle. Dimopoulos et Frangopoulos (2008) ont développé un modèle thermoéconomique du système énergétique d'un méthanier. Le modèle prend en considération à la fois les composants du système énergétique et le système de re-liquéfaction du BOG. Le modèle a été appliqué pour divers systèmes énergétiques pour différentes technologies. En plus, un cas réel a été considéré. Les auteurs ont conclu que le modèle peut être adopté dans la synthèse, le design et l'optimisation du fonctionnement du système. Shin et Lee (2009) ont suggéré pour le développement commercial de la technologie de re-liquéfaction du BOG, une simulation dynamique orientée-objet qui facilite le design de l'installation et le contrôle du processus thermique. Un procédé de re-liquéfaction basé sur le cycle inverse de Brayton a été considéré. Les simulations dynamiques ont été conduites pour tous les modes possibles de fonctionnement, incluant le démarrage et le fonctionnement au ralenti. Ils ont trouvé que la température à la sortie de la turbine représente un

paramètre clé de contrôle. Anderson *et al.* (2009) ont décrit les installations de re-liquéfaction installées à bord des méthaniers qataris Q-Flex et Q-Max.

1.2.2 Objectifs du mémoire

L'utilisation des installations de re-liquéfaction du BOG n'est pas encore vulgarisée, mais récemment, Hamworthy Co. a reçu plusieurs commandes pour construire des installations de re-liquéfaction de bord (Hamworthy, 2007). En dépit de l'application commerciale de ce procédé comme l'en témoignent ces commandes, il n'y a pas eu d'études détaillées sur le fonctionnement du processus dans la littérature académique. Bien que certaines études (Hamworthy, 2007 ; Yoneyama *et al.*, 2003 ; Mate et Diaz, 2003) ont décrit le processus, les champs d'application de ces études étaient limitées à certaines caractéristiques de l'installation ou à une analyse thermodynamique du cycle dans le cas stationnaire.

Ceci, en combinaison avec un système de propulsion efficace, offre de grands avantages techniques et économiques par rapport au système de propulsion basé sur la turbine à vapeur. La re-liquéfaction ouvre la voie à l'installation de systèmes de propulsion plus efficaces sur les méthaniers. Le rendement des moteurs Diesel peut atteindre 50% alors que celui d'une turbine à vapeur avoisine les 30%. Une propulsion par des moteurs Diesel se traduit par une économie de 2 à 5 millions de dollars par an selon la taille du méthanier et le prix du GNL (Hamworthy, 2007).

L'objet de cette étude est de réaliser une simulation thermodynamique d'un système de re-liquéfaction du BOG d'un méthanier. Le système fonctionne selon le cycle de Claude. L'azote est l'agent moteur.

L'étude est structurée en quatre chapitres suivis de conclusions générales et des propositions pour les travaux futurs. Le premier chapitre, qui représente une introduction, englobe les travaux antérieurs touchant le sujet. Dans le deuxième chapitre, la technologie de construction des méthaniers modernes est présentée. Il s'agit d'étaler les types de méthaniers ainsi que les systèmes de propulsion alternatifs. Le troisième chapitre décrit le modèle d'équations d'état élaborées pour le calcul des

propriétés thermodynamiques de l'azote. La description du système ainsi que les résultats de simulation font l'objet du quatrième chapitre.

Chapitre 2

Technologie des Tankers Modernes

Sommaire

2.1 Aperçu sur la Réglementation	13
2.2 Description des Tankers Modernes	14
2.2.1 Les méthaniers à membrane	15
2.2.2 Les méthaniers à sphère	17
2.2.3 Les méthaniers prismatiques (type B)	18
2.3 Systems de Propulsion Alternatifs	19
2.3.1 Turbines à vapeur	20
2.3.2 Propulsion alternatives	21
2.3.2.1 Moteurs Diesel	21
2.3.2.2 Les turbines à gaz	22
2.3.2.3 Diesel électrique	23
2.3.3 Choix du système de propulsion	23
2.4 Estimation de la Quantité des Gaz Evaporés	24

L'intérêt que présente le gaz naturel pour la réduction de la pollution atmosphérique, la diminution des coûts d'investissement et la souplesse d'approvisionnement ne fait aujourd'hui aucun doute dans nos esprits. Mais, il y a cinquante ans, il était encore brûlé à la torche par les producteurs. Le gaz naturel constituait en effet une gêne pour l'exploitation des puits, il n'avait aucune valeur marchande et n'était utilisé que de façon très limitée à l'échelle locale. Des pays gros consommateurs d'énergie comme les États-Unis, le Royaume-Uni et la France, voient rapidement dans le gaz naturel la solution de complément et de remplacement des sources traditionnelles d'énergie.

Les gisements de Russie et d'Europe du Nord ne sont pas encore connus et ceux de l'Indonésie et de l'Algérie sont les seuls facilement exploitables. L'éloignement des

zones de production rend alors nécessaire le transport par mer, qui n'est envisageable que pour le gaz liquéfié. Son avantage en effet est la réduction du volume, dans un rapport de 1 pour 600 ; son désavantage est le maintien de la température à -162°C à la pression atmosphérique normale.

La France est l'une des premières nations à relever ce défi technologique. Dès 1964, deux sociétés d'ingénierie, Technigaz et Gaz-Transport, développent des concepts dits de « cuves membranes » : une membrane cryogénique très mince est appliquée sur les parois des cuves du navire. Ce revêtement en matériau noble, Invar ou acier inoxydable, reporte les charges sur la structure, et les blocs d'isolation thermique qui lui sont associés protègent la structure porteuse des très basses températures de la cargaison. Le choix des techniques « membranes » remporte un vif succès : lors de la première vague de commandes de navires méthaniers, entre 1969 et 1975, 38 navires sont commandés et construits, dont 22 de 130 000 mètres cubes. La majorité est construite dans les chantiers français, les autres sont issus de Suède, de Belgique et des États-Unis.

La crise des transports maritimes des années 1980 ralentit considérablement le rythme des projets et des commandes, mais l'acquis technique et scientifique que représente le suivi des navires en exploitation permet aux équipes d'ingénieurs d'améliorer le concept, de développer des solutions encore plus fiables et plus aisées à mettre en œuvre pour les matériaux et les méthodes de montage. Ainsi, lorsque au début des années 1990 les investisseurs reprennent confiance et que les appels d'offres, émanant essentiellement d'Extrême-Orient, sont lancés pour des méthaniers de 130 000 mètres cubes, l'ingénierie française dispose de concepts élaborés qui lui permettent de reprendre une position dominante sur le marché. À la fin de l'année 2000, 14 méthaniers de plus de 130 000 mètres cubes unitaires, sous licence de *Gaz Transport-Technigaz*, sont en construction au Japon, en Corée et en Espagne.

2.1 Aperçu sur la Réglementation

Le commerce mondial s'effectue pratiquement à 95% par voie maritime grâce à près de 50.000 navires de toutes sortes, pétroliers, bien sûr, mais aussi porte conteneurs,

vraquiers, cargos polyvalents, navires spécialisés (transport de colis lourds, de voitures, porte barges), sans parler des car-ferries et des navires de croisière.

En 2003 il y a eu 6.200 millions de tonnes de marchandise transportées par des navires dont près de 2.200 étaient des hydrocarbures (pétrole brut et produits raffinés) : ces cargaisons d'hydrocarbures sont arrivées à destination sans le moindre incident dans 99.9997% des cas.

Il y a 30 ans on évaluait à près de 3.8 millions de tonnes la quantité d'hydrocarbures de toutes sortes répandue annuellement dans les océans et mers du globe. La part des navires dans ces déversements d'hydrocarbures était alors estimée à près de 1,4 millions de tonnes, soit 37% de ce total.

Désormais, on considère que ce sont encore 3 millions de tonnes d'hydrocarbures qui se répandent annuellement en mer mais que les navires ne sont plus à l'origine que de 300.000 tonnes, c'est à dire 10% du total ou la cargaison d'un seul gros pétrolier, et encore, pas les plus gros qui emportent 550.000 tonnes. On observera aussi que ce résultat a été obtenu alors que, en l'espace de 30 ans, le tonnage des marchandises transportées par voie maritime a pratiquement doublé (Troyat, *****).

L'organisation maritime internationale (OMI) suit de près se développement massif du transport maritime et spécialement des navires qui transporte une cargaison dite dangereuse (MARPOL, 2008).

2.2 Description des Méthaniers Modernes

Un méthanier présente de nombreuses particularités découlant des caractéristiques physiques du GNL, de la dangerosité de ce type de cargaison et de sa température de stockage.

Du fait de la faible densité du GNL qui nécessite de grands volumes, le méthanier est un navire haut sur l'eau. Sa cargaison est transportée généralement dans 4 à 5 cuves. En 2006 le plus grand méthanier du monde, le Provalys livré à Gaz de France, avait une capacité de 154 500 m³ pour une longueur de 290 mètres, une largeur de 43 mètres, un tirant d'eau de 12 mètres et un tirant d'eau de 40 mètres. Les méthaniers se déplacent généralement à une vitesse moyenne de 19 nœuds.

Le GNL s'il arrive à s'échapper, à la suite d'une rupture de la coque, s'évapore et peut, à la moindre étincelle, s'enflammer si le mélange air / gaz se trouve dans les limites de combustion (proportion de GNL comprise entre 5 et 15 %). Le navire lui-même ne peut pas exploser, car le GNL qui reste à l'intérieur du navire privé de comburant ne peut pas s'enflammer.

Pour réduire ce risque le méthanier est pourvu d'une double coque qui permet, en cas d'accident (échouage, collision), de limiter la probabilité qu'une cuve soit éventrée. La cuve elle même comporte une double barrière remplie d'azote gazeux destiné à empêcher toute réaction avec l'oxygène atmosphérique. Un tel accident n'est jamais arrivé, et que les dispositifs de détection de fuite de gaz et de lutte contre l'incendie sont si fiables que le personnel est autorisé à fumer dans les espaces dédiés à l'habitation. Pour limiter l'impact d'une explosion, dans de nombreux pays, dès qu'un méthanier s'est engagé dans un chenal, l'accès au chenal est interdit à tout autre navire (dans le cas où les bateaux se croiseraient). Un bateau peut suivre un méthanier mais en aucun cas le croiser.

Une autre particularité des méthaniers est qu'ils sont le plus souvent propulsés par une installation à vapeur, bien que ce mode de propulsion tende aujourd'hui à être remplacé par un diesel admettant aussi bien des carburants classiques que du GNL. En effet, le gaz naturel liquéfié s'évapore naturellement malgré l'isolation des cuves (il existe d'ailleurs des mâts de décharge obturables afin d'évacuer ce gaz à l'atmosphère en toute sécurité). Dans la mesure du possible, ces pertes sont récupérées afin d'alimenter les chaudières en remplacement du carburant ou en complément. De ce fait, ce type de navire est probablement le plus économique en pétrole, et peu polluant étant donné la qualité de la combustion du gaz. Il existe aujourd'hui de nouveaux types de méthaniers propulsés par un système diesel-électrique, ces installations ayant un rendement supérieur.

2.2.1 Les méthaniers à membrane

Membrane *inox* (système *Technigaz*) : les cuves (en général au nombre de quatre) sont isolées par des blocs de mousse polyuréthane renforcée recouvert par une membrane

en inox de 1,2 mm gaufrée. La forme ondulée de la membrane permettant d'absorber les efforts dus à la contraction thermique de l'inox pendant le transport du gaz à l'état liquide (-163°C). Exemple de méthanier de ce type : Mark III.

Membrane **Invar** (système Gaz Transport) : dans ce système, l'isolation est réalisée à l'aide de caissons de contreplaqué remplis de perlite (billes de roche volcanique) ou de laine de verre recouvert d'une membrane en Invar d'une épaisseur de 0,7 mm le tout en deux couches

Invar est un acier composé d'approximativement 36% de nickel, ce qui réduit son coefficient d'expansion thermique (limite les forces de traction internes dues à la dilatation/rétraction du métal). L'aspect n'est donc plus gaufré étant donné qu'il y a moins de tensions mais s'approche plus d'un plancher à lattes parallèles. La déformation du métal n'a pas lieu, à la différence des membranes inox.

Il existe d'autres systèmes à membrane développés en interne, notamment par GTT ; c'est une combinaison des membranes Invar et de l'isolation polyuréthane. C'est le CS1 et le NO96 *Isolation* des cuves (Invar ou Inox) : la citerne doit être vue comme une double succession d'une membrane (Invar ou inox) et d'un caisson de contreplaqué (épaisseur approx. 20cm). La première isolation (la plus proche de la cargaison) est appelée *inter-barrier space*, la seconde (plus proche de l'eau) *insulation space*. Ces deux épaisseurs sont *inertées à l'azote* (*descend la concentration d'oxygène sous 2%, en augmentant celle de l'azote, afin d'éviter tout risque d'ignition, d'explosion*).

Les navires à membranes constituent en 2009 plus de 60% de la capacité de transport mondiale de GNL et plus de 85% en termes de navires du carnet de commande. Cette technologie est la seule qui ait permis à ce jour la réalisation de navires de grandes dimensions de type QFLEX (210000 m³) et QMAX (260000 m³) qui desservent actuellement les consommateurs à partir de gaz extrait et liquéfié au Qatar NO96 & le Mark III

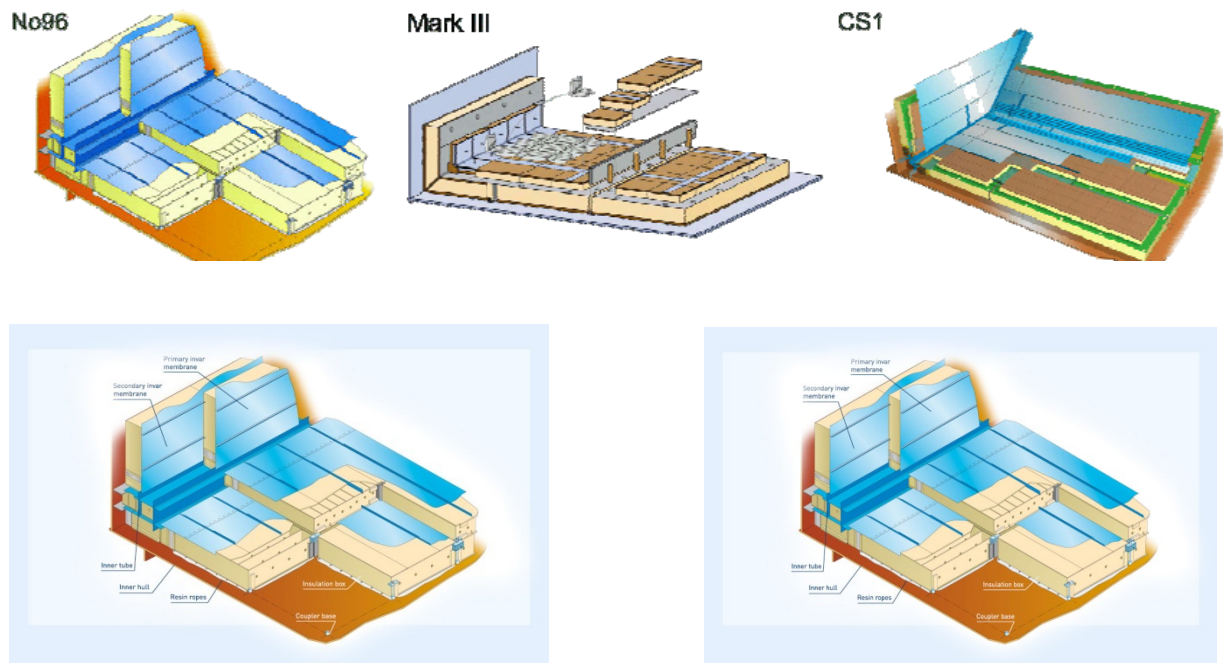


Figure 2.1. Cuves à membranes.

2.2.2 Les méthaniers à sphère

Les méthaniers à sphère se composent de 4 à 5 cuves sphériques en aluminium recouvertes d'une isolation. Les sphères ne sont pas intégrées à la coque et dépassent du pont du navire. Les méthaniers à sphère sont également appréciés par les armateurs et sont moins sensibles au sloshing que les navires à membrane. Toutefois, cette particularité ne constitue aucunement un avantage dans l'utilisation des cuves des navires à sphère avec des remplissages partiels, ces dernières étant (autant) sensibles (que les membranes) aux chocs thermiques résultant du balayage des parois de cuve par le liquide froid. Par ailleurs, à capacité de transport égale, les navires à cuves sphériques sont plus longs, plus larges et plus lourds que leurs concurrents à membrane, ce qui justifie une grande partie la place de leader mondial actuellement occupée par la technologie française à membrane. Par contre, les méthaniers en type B n'ont jamais eu aucun problème de sloshing, ce qui est assez fréquent sur les membranes, et peut conduire à la perte du navire.

Sphérique type B: même principe que 'Prismatic', mis à part que ces citernes sont sphériques.

Sphérique type C: ces citernes sont prévues et renforcées pour transporter le gaz liquéfié par compression et non-pas par refroidissement. Ce qui signifie que la température est ambiante mais la *pression élevée* (17 bar). Ce mode de transport est le moins exigeant pour l'équipage, le gaz n'exigeant aucune attention particulière une fois enfermé et pressurisé dans les citernes. (Transport à température ambiante, mais pressurisé)

2.2.3 Les méthaniers prismatiques (type B)

Les méthaniers prismatiques (SPB) sont constitués de conteneurs en aluminium indépendants dans la coque. Ce principe est utilisé par le Japonais IHI sur le *Polar Eagle* et l'*Artic Sun*, et le coréen Samsung HI qui en construit trois pour Flex LNG (2009). Le transport s'effectue à -163°C . Ces citernes ont été développées par études analytiques effectuées sur des maquettes. L'architecture de ces citernes est étudiée plus précisément que celle des type A, on a de meilleurs comptes rendus quant à la résistance à la fatigue, aux tensions et à la propagation de fissures éventuelles. Ainsi pour les citernes type B, une seule isolation est nécessaire : la citerne est posée sur la coque du navire, on ne place une seconde isolation qu'entre le fond de la citerne et la quille du navire, pour protéger l'armature de la coque d'un écoulement éventuel de gaz liquide qui pourrait, en gelant l'acier, causer un affaiblissement de la structure. Le coût des recherches au développement est donc compensé par la réduction de l'épaisseur d'isolation supplémentaire.

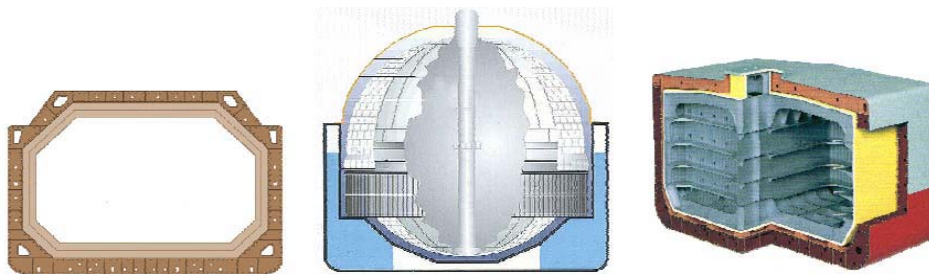


Figure 1 Membrane (left) Spherical Moss (middle) and SPB IHI (right) LNGC Tank

Figure 2.2. Membrane (gauche), sphérique (milieu) et SPB IHI (droite).

2.3 Systems de Propulsion Alternatifs

On remarque ces dernières années une surtension dans les commandes de grands transporteurs de GNL de plus de 150 000 m³ de capacité et une grande attention est réservée au choix du meilleur système de propulsion pour ces navires.

Au cours de ces dernières années, il ya eu un intérêt accru dans le commerce du GNL:

- un grand nombre de commandes ont été passées pour de nouveaux méthaniers,
- nouveaux projets d'approvisionnement sont en cours,
- de nouveaux terminaux sont en construction et ceux qui existent sont élargis.

Un facteur important derrière cette volatilité dans ce marché est les nouvelles technologies qui permettent de diminuer les coûts des nouvelles installations et de rendre celles en exercices plus viables. Cela n'est pas étranger aux méthaniers où de nouveaux systèmes de propulsion basés sur les moteurs Diesel sont en voie de déplacer les traditionnels systèmes composés de turbine à vapeur avec un gabarit minimum et un rendement meilleur qui permettent de :

- réduire les coûts de carburant,
- augmenter la capacité de transport de cargaison livrée.

Une tendance de plus en plus forte est dirigée vers la recherche d'alternatifs aux systèmes traditionnels basés sur les turbines à vapeur.

L'examen des systèmes de propulsion alternatifs offre une meilleure efficacité thermique que les systèmes de turbine à vapeur et permet d'identifier un certain nombre de solutions, tel que l'utilisation de :

- Moteur Diesel lent, système de propulsion électrique
- entraînement direct à l'aide de moteurs Diesel semi rapides dans le dual fuel
- propulsion électrique basée sur le dual fuel système COGES (combinée à des turbines à gaz et à vapeur)

Malgré que le système d'isolation de la cargaison est très performant, l'évaporation naturelle du GNL est inévitable. Pour des raisons de sécurité, les gaz évaporés doivent être purgés vers l'atmosphère, si ces gaz ne peuvent pas être exploités par le system de propulsion.

Les solutions de propulsion alternative nécessitent une méthode alternative de gestion des gaz évaporés. La solution la plus pratique est l'installation d'un système de reliquéfaction.

2.3.1 Turbines à vapeur

Alors qu'il est démontré économiquement viable d'avoir une propulsion Diesel, il ya encore des commandes de méthaniers, à l'instar de celles de notre pays, qui seront propulsés à l'aide de turbines à vapeur.

Depuis 1964, tous les méthaniers ont utilisé des turbines à vapeur pour produire l'énergie nécessaire à la propulsion et aux autres applications avec un degré élevé de fiabilité.

Le système de propulsion de ces navires se compose d'une seule hélice entraîné par une turbine réversible alimenté par des chaudières à vapeur dual-fuel (Figure 2.3). L'alimentation électrique est fournie dans la plupart des cas par deux ensembles turbogénérateurs avec un générateur Diesel de secours d'environ la même taille. Ces installations de propulsion permettent de fournir environ 29,5 MW et sont conçues pour propulser le navire à environ 19.5 à 20.1 nœuds, avec une marge d'environ 25% pour tenir compte de l'encrassement et le mauvais temps.

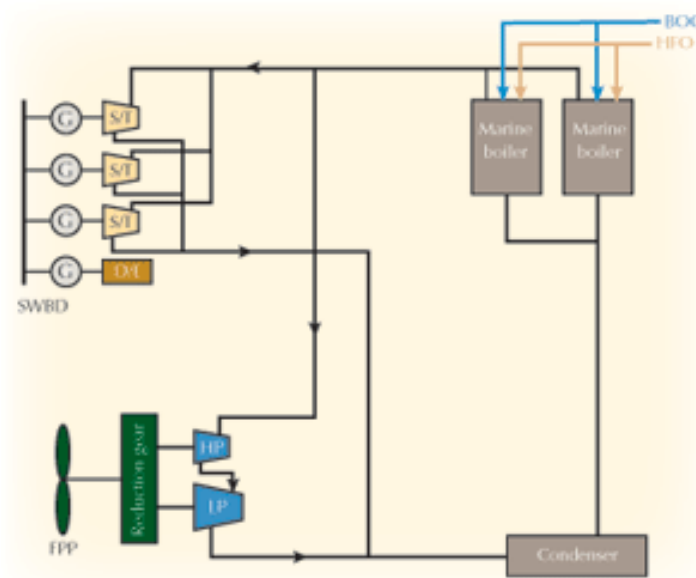


Figure 2.3. Installation conventionnelle de turbine à vapeur avec des chaudières dual-fuel.

La vapeur d'eau est utilisée pour :

- l'entraînement de la machine principale et les génératrices,
- l'entraînement des équipements auxiliaires tels que les compresseurs, les ventilateurs, les pompes, etc.,
- Fournir de chaleur aux soutes de carburant, la climatisation, etc.,

En général, les générateurs Diesel servent aux manœuvres en mer et au port et au démarrage à froid.

Les principaux avantages des turbines à vapeur sont les suivantes:

- grande fiabilité,
- utilisation totale des gaz d'évaporation (BOG) pendant le voyage (combustion propre).

Les principaux inconvénients de l'installation de turbines à vapeur sont les suivantes:

- faible rendement de consommation de carburant,
- coûts élevés du carburant,
- nécessité d'un équipage qualifié pour veiller au bon fonctionnement de la turbine à vapeur.

2.3.2 Propulsion alternatives

Plusieurs options sont utilisées ou en cours d'études pour remplacer les turbines à vapeur. La section suivante est dédiée à décrire brièvement ces différentes options avec des comparaisons avec le système classique de turbines à vapeur.

2.3.2.1 Moteurs Diesel

Les moteurs Diesel travaillent selon le cycle Diesel dans lequel l'air est comprimé jusqu'à une température supérieure à la température d'auto-inflammation du carburant. Ils sont actuellement les plus performants et les plus utilisés pour la propulsion des navires. Les moteurs Diesel sont de deux types:

- Les moteurs 2 temps sont très simples mais de taille et poids plus importants. Ils utilisent des carburants de mauvaise qualité et ils des rendements de consommation faibles.

- Moteurs 4 temps occupe moins d'espace et sont plus flexibles dans la variation de la charge. Ils font moins de bruit que les moteurs 2 temps et ils sont 2 fois plus efficace que celui-ci.

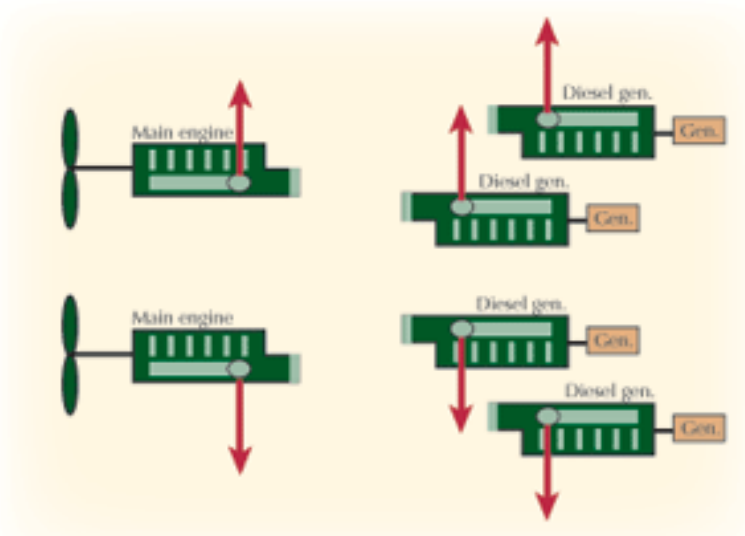


Figure 2.4. Arrangement de moteur Diesel lent.

2.3.2.2 Les turbines à gaz

Dérivé des moteurs aéronautiques, elles fournissent une puissance élevée pour un gabarit minimum. Elles nécessitent 200 g de carburant pour produire 1 kWh (16-170 g/kWh pour les moteurs Diesel).

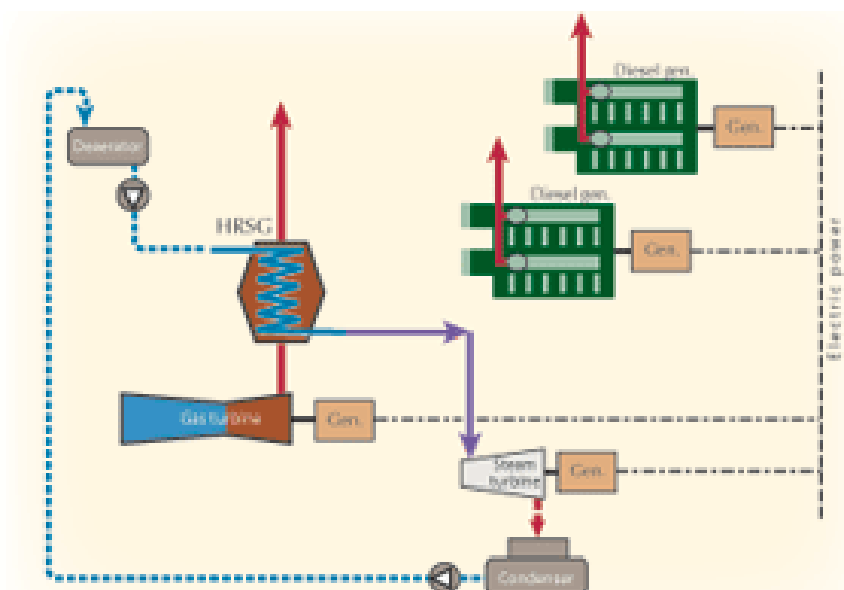


Figure 2.5. Turbine à Gaz

2.3.2.3 Diesel électrique

Des moteurs Diesel sont montés en parallèle pour produire de l'électricité qui sera utilisée pour la propulsion et d'autres applications. A des charges optimales, ces systèmes permettent d'assurer une vitesse constante.

Les avantages de ces systèmes sont :

- niveau de bruit et de vibration réduit,
- faible consommation,
- une flexibilité élevée dans la conception du navire.

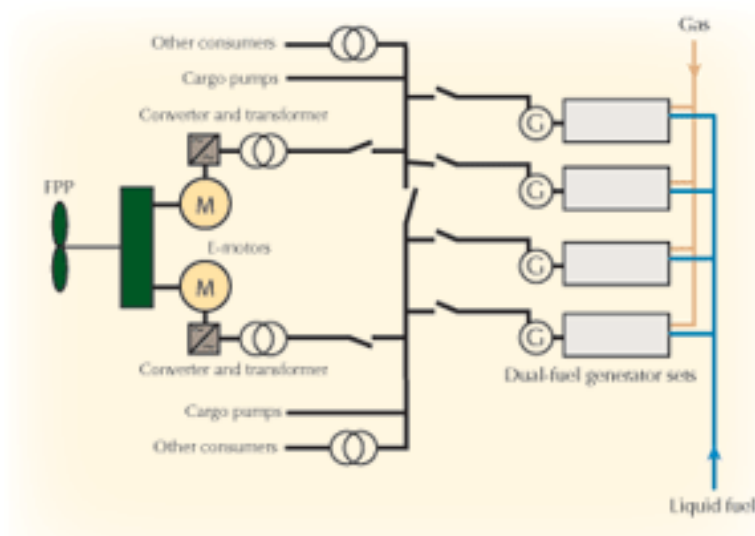


Figure 2.6. Dual-fuel Diesel électrique.

2.3.3 Choix du système de propulsion

Il est établi que les systèmes conventionnels de turbine à vapeur présentent des performances énergétiques plus faibles par rapport aux systèmes alternatifs comme l'indique le Tableau 2.1 (Wayne, 2005).

Il y a eu un resserrement des limites sur les émissions des navires en raison de nouvelles lois et réglementations. Le dernier amendement de la convention MARPOL de l'OMI, annexe VI, qui a pris effet en mai 2005, limite la teneur en soufre des combustibles lourds à 4.5% et dans les zones contrôlées par SOx à 1.5%. Les émissions de NOx sont limitées à 17 g / kW / h, qui est la même limite imposée par la US Environmental Protection Agency.

Tableau 2.1. Comparaison des performances des systèmes de propulsion

Propulsion	Rendement (%)
Turbine à vapeur	28
Moteur Diesel lent avec re-liquéfaction	42
Dual-fuel Diesel électrique	43
Cycle Combiné turbine à gaz électrique	44
Moteur Diesel lent avec injection de gaz à forte pression	44

Les systèmes alternatifs répondent favorablement à la nouvelle réglementation et montre une réduction significative des émissions de CO et de CO₂ par rapport à un système traditionnel de turbine à vapeur en raison de l'efficacité thermique améliorée (Tableau 2.2) (Wayne, 2005).

Tableau 2.2. Comparaison des émissions des systèmes de propulsion

Propulsion	NO_x	SO_x	CO₂	Particules
	g/kWh	g/kWh	g/kWh/100	g/kWh
Turbine à vapeur	1	11.0	8.5	2.5
Moteur Diesel lent avec re-liquéfaction	17	12.9	5.8	0.5
Dual-fuel Diesel électrique	1.3	0.05	4.2	0.05
Cycle Combiné turbine à gaz électrique	2.5	-	8.5	2.5
Moteur Diesel lent avec injection de gaz à forte pression	13	0.03	4.2	0.05

2.4 Estimation de la Quantité des Gaz Evaporés

Le but de cette partie est de définir la méthode de calcul de la quantité du gaz évaporé de la cuve durant le voyage pour un navire méthanier doté de cuves à membranes. D'après les statistiques un navire de capacité entre 130000 et 145000 m³ avec 4 cuves, sa moyenne d'évaporation est de 0.15% dans les conditions suivantes :

- Température de l'air =45°C
- Température de la mer =32°C

- Température des cofferdams = 5°C
- Produit transporté du méthane pur de densité 425 kg/m³
- Pipes de chargement vide

La mesure de la moyenne d'évaporation doit se faire durant 10 voyages en excluant le premier voyage de la mise en service du système et doit satisfaire les conditions suivantes :

- Le voyage doit durer plus de 48 heures et avec un vent de plus de 5 à l'échelle Beaufort,
- L'état de la mer et du voyage doit être mentionnée sur le journal de bord,
- Durant toute la prise de relevé, la pression des cuves devrait être constante avec une marge admissible de +/- 20 mbar,
- L'évaporation forcée ne doit pas être déclenchée,
- Itinéraire fixe,
- Le calcul permettra de garantir l'efficacité de l'isolation,

Par le respect de ses conditions le pourcentage d'évaporation va être démontré et l'armateur pourra refaire la prise de ses relevés une autre fois.

Pour toute mesure durant un voyage, l'évaporation journalière doit être calculée suivant la température et le volume indiqué par les moyens de mesure du bord et pour la densité suivant le résultat de l'analyse chimique mentionné à bord du LNG transporté.

La formule qui permet de calculer la quantité de gaz évaporé est donnée par l'expression suivante :

$$B.O.F = \frac{1}{C} \frac{(V_1 \cdot d_1 - V_2 \cdot d_2)L + C \cdot \rho \cdot V_2 \cdot d_2 (T_2 - T_1)}{d_m \cdot L_m \cdot V_1 \cdot t} - \frac{C_t}{d_m \cdot L_m \cdot V_1 \cdot t} \quad (2.1)$$

Avec,

C_t : Coefficient de correction de température extérieure donnée par la formule suivante :

$$C_t = (1 - \alpha_{air} (45 - T_{air})) (1 - \alpha_{sw} (32 - T_{sw})) (1 - \alpha_{cof} (5 - T_{cof})) \quad (2.2)$$

C_i : Coefficient de correction d'isolation thermique calculé par :

$$C_i = \beta \frac{1.3}{2} \left[(h_{\text{sec}} (\Delta T_{\text{hull}} + \Delta T_{\text{sec}})) + h_{\text{prim}} \cdot \Delta T_{\text{sec}} \right] \quad (2.3)$$

Où,

V_1 : Volume du GNL chargé en m³

d_1 : Densité du GNL chargé en kg/m³

T_1 : Température du GNL chargé en °C

V_2 : Volume du GNL déchargé en m³

d_2 : Densité du GNL déchargé en kg/m³

T_2 : Température du GNL déchargé en °C

t : Durée du voyage en jours

$\alpha_{\text{air}}, \alpha_{\text{sw}}, \alpha_{\text{cof}}$: Coefficients spécifiques pour chaque navire

Chapitre 3

Equations d'Etat et Relations Thermodynamiques

Sommaire

3.1 Les Equations D'Etat	28
3.2 Les Fluides Cryogéniques	30
3.3 Equations de Base.....	31
3.3.1 Equation d'état de la phase gazeuse	32
3.3.2 Pression de la vapeur saturée	34
3.3.3 Densité du liquide saturé	35
3.3.4 Chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait	36
3.4 Propriétés Calorifiques	37
3.5 Evaluation de l'Exactitude des Equations d'Etat	39
3.5.1 Equation d'état de la phase gazeuse	40
3.5.2 Equation de la pression de la vapeur saturée	41
3.5.3 Equation de la densité du liquide saturé	42

Le calcul et la simulation des systèmes de réfrigération exigent la disponibilité de modèles mathématiques simples et fiables pour la détermination des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes. Les propriétés thermodynamiques sont nécessaires aux points clés du cycle et le long des processus ayant lieu dans les divers composants du système. Les méthodes traditionnelles basées sur l'utilisation de

diagrammes d'état et de tables thermodynamiques peuvent être utilisées pour l'analyse des cycles simples. Pour des cycles plus complexes, la simulation numérique utilisant des modèles mathématiques devient nécessaire. Les propriétés thermodynamiques et de transport des fluides moteurs sont exigées pour les états liquides et vapeur, ainsi que pour la région biphasique liquide-vapeur. La description précise des équilibres entre les phases implique la connaissance d'un certain nombre de paramètres, souvent obtenus par traitement des données expérimentales, qu'il faut inclure dans les équations d'état appropriées.

3.1 Les Equations d'Etat

La loi des gaz parfait est la plus simple équation d'état. Elle représente la limite vers laquelle tendent toutes les équations d'état. C'est une approximation correcte pour des basses pressions et des températures élevées :

$$Z = \frac{p v}{r T} = 1 \quad (3.1)$$

Pour des pressions et des densités plus élevées, il est nécessaire d'utiliser les équations d'état des gaz réels. De nombreuses équations d'état ont été proposées en vue d'obtenir une meilleure description du comportement des fluides réels.

Depuis que Van Der Waals a proposé son équation d'état cubique en 1873 :

$$p = \frac{r T}{v - b} - \frac{a}{v^2} \quad (3.2)$$

où a est une constante qui tient en compte la pression interne :

$$a = 0.42748 \frac{(r T_c)^2}{P_c} \quad (3.3)$$

et b correspond physiquement au volume propre de la molécule (ou covolume) :

$$b = 0.125 \frac{r T_c}{P_c} \quad (3.4)$$

De nombreuses équations d'état ont été mises au point. Parmi beaucoup d'équations d'état proposées pour prédire le comportement des phases des systèmes non polaires, les équations d'état cubiques ont été largement répandues en raison de leur simplicité et leur exactitude. Parmi ces équations d'état cubiques, les équations d'état de Peng-Robinson (P.R.) et de Soave-Redlich-Kwong (SRK) sont probablement les équations d'état cubiques les plus largement répandues.

Malheureusement, toutes ces formes souffrent du même défaut, à savoir leur manque de fondement théorique, ce qui limite leur extension à des systèmes fonctionnant avec des mélanges. Ceci est possible uniquement si les paramètres dans les modèles sont dotés de signification physique claire.

L'équation d'état du viriel, d'autre part, est l'une des rares équations d'état basées sur un fondement théorique. Cette équation exprime les déviations de la loi des gaz parfaits comme une série en puissance des densités :

$$\frac{pV}{rT} = 1 + B\rho + C\rho^2 + D\rho^3 + \dots \quad (3.5)$$

où les coefficients du viriel B, C, D , etc. sont fonctions de la température. L'équation (3.5) se réduit à la loi des gaz parfaits pour des densités tendant vers zéro. Le deuxième coefficient du viriel (B) explique les interactions résultant des collisions de deux molécules ; le troisième coefficient du viriel (C) explique des collisions de trois corps, etc....

Un certain nombre de raisons favorisent l'utilisation de l'équation d'état du viriel, dont les principales peuvent être énumérées comme suit :

- l'équation d'état du viriel est rigoureusement basée sur la théorie de la mécanique statistique et ceci tient compte pour que l'équation soit prolongée aux mélanges sans devoir recourir à des règles empiriques.
- les équations d'état du viriel sont faciles à employer et n'exigent pas des calculs itératifs prolongés.

- une équation d'état du viriel tronquée au quatrième coefficient du viriel seulement est capable de représenter les densités du gaz jusqu'à 90 % de la densité critique à condition que des coefficients du viriel précis soient employés. Pour les systèmes de réfrigération les paramètres critiques ne sont jamais atteints étant donné que ces systèmes fonctionnent généralement dans le domaine sous critique.

3.2 Les Fluides Cryogéniques

La Cryogénie recouvre l'ensemble des techniques permettant de refroidir un échantillon (macroscopique) de matière bien en deçà de la température ambiante.

Pour atteindre des températures bien plus froides que 0°C (273.15 K), on a recours en premier lieu à des fluides cryogéniques (des fluides dont la température d'ébullition est bien inférieure à 270 K). Le fluide, mis en contact avec un corps à refroidir, le maintient à sa température d'ébullition : en s'évaporant, le liquide prend de la chaleur au milieu qui l'entoure. Cette quantité d'énergie nécessaire à la vaporisation du fluide s'appelle la chaleur latente. L'azote (N₂) est de loin le plus utilisé des fluides cryogéniques. Il bout à 77 K à pression atmosphérique, et a une chaleur latente de 160 kJ/l. D'autres fluides tels que l'hélium (He), l'hydrogène (H₂) et l'argon (Ar) sont également utilisés.

L'avantage du refroidissement par fluide cryogénique est qu'il est extrêmement simple à mettre en œuvre, et ne comporte aucune pièce mécanique. En revanche, il faut constamment réapprovisionner l'expérience en fluide cryogénique, ce qui devient vite contraignant.

Il existe plusieurs points fixes et des propriétés de l'état de référence qui doivent être disponibles pour chaque fluide pour lequel une corrélation des propriétés thermodynamiques est développée. Il s'agit notamment de:

- la température, la densité et la pression du point critique ;
- la température, la densité et la pression du point triple ;

- la température du point d'ébullition normale ;
- la masse molaire ;
- la constante universelle des gaz ;
- l'enthalpie et l'entropie à l'état de référence $T_0 = 298.15$ et $p_0 = 1$ atm.

Le Tableau 3.1 regroupe quelques unes de ces grandeurs pour les fluides cryogéniques les plus utilisés dont l'azote qui fera l'objet de la présente étude. D'autres constantes nécessaires pour la modélisation sont la masse molaire et la constante universelle des gaz, 8.3145 J/mol K .

Tableau 3.1. Caractéristiques du nitrogène

	M (g/mol)	T_b (K)	T_c (K)	p_c (MPa)	ρ_c (kg/m ³)
Hélium		4.2	5.2		
Hydrogène		20.39	33.2		
Azote	28.0124	77.4	126.193	3.3978	313.10577
Argon		87.4	150.8		

3.3 Equations de Base

Le choix du modèle thermodynamique est principalement dicté par le souci de rigueur, de fiabilité et de validité dans le domaine opératoire considéré. Des équations d'état ont été déjà développées pour les hydrocarbures (Ouadha, 2005). Dans le présent travail, une attention particulière est donnée à l'équation de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait. La nouvelle forme de cette équation permet de mieux prédire les propriétés de ces fluides notamment pour les basses températures. Les formes de l'équation de la phase gazeuse, de l'équation de la pression de vapeur et de celle de la densité du liquide sature reste inchangées par rapport au travail de la référence citée.

Le modèle retenu pour la description des propriétés thermodynamiques de l'azote repose sur quatre équations d'état locales :

- une équation d'état de la phase gazeuse, exprimant le coefficient de compressibilité en fonction de l'inverse de la température réduite (θ) et la densité réduite (ω) :

$$Z = Z(\theta, \omega) \quad (3.6)$$

- une équation de la pression de saturation en fonction de la température réduite (T_r) :

$$p_s = p_s(T_r) \quad (3.7)$$

- une équation de la densité du liquide saturé en fonction de la température réduite (T_r) :

$$\rho_L = \rho_L(T_r) \quad (3.8)$$

- une équation de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait en fonction de la température réduite (T_r) :

$$c_p^0 = c_p^0(T_r) \quad (3.9)$$

3.3.1 Equation d'état de la phase gazeuse

Une équation d'état peut être n'importe quelle fonction décrivant avec précision les données expérimentales. Cependant, si l'équation d'état est seulement empirique, il est difficile de l'extrapoler aux températures et pressions élevées. Par conséquent, il est plus avantageux d'utiliser une équation d'état ayant des bases théoriques justifiées. Une telle équation d'état peut être employée dans une gamme sensiblement plus étendue de températures et de pressions.

La mécanique statistique permet de justifier les bases théoriques de l'équation d'état du viriel. En effet, les coefficients du viriel sont reliés aux forces d'interaction intermoléculaires.

Le développement du viriel est un développement de l'équation d'état en puissance de la densité ρ . L'ordre zéro est évidemment la loi des gaz parfaits :

$$Z = \frac{p v}{r T} = 1 + \sum_{i=1}^m B_i \rho_i \quad (3.10)$$

Dans l'équation d'état du viriel, le premier terme redonne la loi des gaz parfait et les coefficients du viriel B_i sont représentés en tant que fonctions de la température. Ces fonctions doivent être choisies de façon à que les dérivés deuxièmes des coefficients du viriel par rapport à la température soient aussi fonction de la température. Par exemple, le calcul des chaleurs spécifiques exige la connaissance des premières et deuxièmes dérivées des coefficients du viriel par rapport à la température. Dans ce travail, les coefficients B_i sont représentés en tant que fonctions de $1/T$, ainsi, les dérivés premières et deuxièmes des coefficients du viriel par rapport à la température sont également fonctions de la température :

$$B_i = \sum_{j=0}^n \frac{b_{ij}}{T^j} \quad (3.11)$$

En introduisant les coordonnées réduites, on obtient l'équation d'état qui sera utilisée pour décrire les propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée des fluides frigorigènes naturels. Afin d'assurer une précision élevée dans le domaines de températures comprises entre de 200 et 600 K et des pressions atteignant 20 MPa pour des densités inférieures à 90 % la densité critique, l'équation d'état du viriel est tronquée au quatrième coefficient du viriel ($m = 3$ et $n = 5$) (Ouadha, 2005) :

$$Z = \frac{p \cdot v}{r \cdot T} = 1 + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=0}^5 b_{ij} \theta^j \omega^i \quad (3.12)$$

avec, Z est le coefficient de compressibilité, $\theta = T_c / T$ est l'inverse de la température réduite et $\omega = \rho / \rho_c$ est la densité réduite.

Les coefficients b_{ij} sont calculés sur la base des données disponibles par la méthode de décomposition en valeurs singulières ou SVD (pour Singular Value Décomposition)

(Press *et al.*, 1988). Le Tableau 3.2 regroupe les coefficients b_{ij} pour chaque réfrigérant étudié.

Tableau 3.2. Coefficients de l'équation d'état de la phase gazeuse de l'azote.

j	b_{ij}		
	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$
0	0.4441870E+00	0.6121618E-01	0.2044314E+00
1	-0.8975923E+00	0.1211164E+01	-0.1925604E+01
2	-0.3759494E+00	-0.4676987E+01	0.7084918E+01
3	-0.9865883E+00	0.6499902E+01	-0.9897921E+01
4	0.9913371E+00	-0.2086815E+01	0.4579792E+01
5	-0.3168775E+00	-0.6157560E+00	0.0000000E+00

3.3.2 Pression de la vapeur saturée

Les pressions de vapeur étaient largement décrites dans la littérature par l'équation d'Antoine :

$$\ln p_s = A - \frac{B}{T + C} \quad (3.13)$$

où A, B, C sont des constants. Cette équation suffisait pour nombre d'usages, mais elle ne représentait pas les données avec assez de précision.

Pour représenter les données expérimentales du point triple au point critique, Wagner (1973) proposa une équation pour la prédiction de la pression de la vapeur saturée de l'argon, l'azote et la vapeur d'eau :

$$\ln\left(\frac{p_s}{p_c}\right) = \frac{1}{T_r} \left(a_1(1-T_r) + a_2(1-T_r)^{b_2} + a_3(1-T_r)^{b_3} + \dots \right) \quad (3.14)$$

où $T_r = T/T_c$ est la température réduite et les paramètres a_i et b_i sont déterminés par une méthode de régression. Une forme avec quatre exposants ($b_2 = 1.5$, $b_3 = 3.0$, $b_4 = 6.0$) est maintenant connue comme l'équation de Wagner. Cette équation a été utilisée pour les réfrigérants (Kabelac, 1990 ; Hewitt et McMullan, 1997).

McLinden (1990) a utilisé une équation du type de Wagner qui est une modification d'une équation proposée par Friend *et al.* (1989) :

$$\ln(p_s/p_c) = a_1 \tau / (1 - \tau) + a_2 \tau + a_3 \tau^{1.89} + a_4 \tau^3 \quad (3.15)$$

où p_s est la pression de la vapeur saturée, p_c est la pression critique et $\tau = (1 - T/T_c)$ dans laquelle T_c est la température critique. Le terme avec l'exposant 1.89 donne le comportement exact près de la région critique.

Dans le cadre du présent travail et dans un souci d'avoir une exactitude tout le long de la courbe de saturation, nous avons opté pour la forme proposée par McLinden (1990).

Les coefficients a_i sont propres à chaque fluide et sont donnés dans le Tableau 3.3.

Tableau 3.3. Coefficients de l'équation de la vapeur saturée du nitrogène.

a_1	-6.8179800520
a_2	0.8726726799
a_3	2.3897144710
a_4	0.9951841404

3.3.3 Densité du liquide saturé

Les formes des équations de la densité du liquide saturé sont assez variées dans la littérature. Basu et Wilson (1989), dans un travail consacré à l'étude des propriétés thermodynamiques du R134a, ont proposé pour la représentation des densités du liquide saturé la forme suivante :

$$\rho_L = \rho_c + \sum_{i=1}^4 (1 - T_r)^{i/3} \quad (3.16)$$

De son côté, Kabelac (1991) a suggéré une autre relation :

$$\rho_L = d_1 + d_2 (1 - T_r)^{1/3} + d_3 (1 - T_r)^{2/3} \quad (3.17)$$

Ces équations sont simples mais elles ne permettent pas de décrire le comportement correct près de la région critique. Pour remédier à cet inconvénient, Les données de la

densité du liquide saturé ont été adaptées à la forme généralement utilisée (McLinden ; 1990) :

$$\rho_L / \rho_c = 1 + d_1 \tau^\beta + d_2 \tau^{2/3} + d_3 \tau + d_4 \tau^{4/3} \quad (3.18)$$

Où ρ_c est la densité critique et $\tau = 1 - T/T_c$. Le terme avec l'exposant 0.355 donne, d'après l'auteur, le comportement exact près de la région critique.

Le Tableau 3.4 regroupe les coefficients de l'équation (3.18) du réfrigérant.

Tableau 3.4. Coefficients de l'équation de la densité du liquide saturé de l'azote.

d_1	1.7214165070
d_1	0.6999687059
d_1	-0.5277450133
d_1	0.6388856715

3.3.4 Chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait

Pour des densités tendant vers zéro, un gaz réel se comporte comme un gaz parfait ; sa chaleur spécifique à pression constante ne dépend alors que de la température. En ayant à l'esprit le souci d'obtenir des propriétés thermodynamiques fiables dans l'intervalle de paramètres de fonctionnement des systèmes frigorifiques, il est inutile de recourir à des expressions complexes comportant un nombre élevé de constantes pour la description de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait.

Il est établi que la même précision est obtenue à l'aide d'une simple équation, mais dans un intervalle de température plus restreint qui représente le domaine de fonctionnement du système de re-liquéfaction. Une forme polynomiale avec des puissances négatives permet de mieux prédire les propriétés de l'azote à de basses températures. La forme suivante est utilisée :

$$c_p^0 / R = \sum_{i=-3}^3 c_i T_r^i \quad (3.19)$$

où $R = 8.3145 \text{ kJ/kg K}$ et $T_r = T/T_c$ est la température réduite. Les coefficients c_i sont donnés dans le Tableau 3.5.

Tableau 3.5. Coefficients de l'équation de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait.

c_{-3}	-0.001041577013
c_{-2}	0.006842070270
c_{-1}	-0.016494638210
c_0	0.143096951000
c_1	-0.00930207764
c_2	0.001955728500
c_3	-1.005578346E-4

3.4 Propriétés Calorifiques

Les propriétés calorifiques sont facilement déterminées par différentiation de l'équation d'état de la phase gazeuse combinée avec l'équation de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait en utilisant les équations différentielles de la thermodynamique (Van Ness et Abbott, 1982). Les propriétés thermodynamiques communes à l'analyse des systèmes frigorifiques, à savoir l'enthalpie et l'entropie, sont récapitulées dans les équations suivantes en fonction de la température et de la densité comme variables indépendantes.

$$h(T, v) = h_c + \int_{T_0}^T c_v^0(T) dT + \int_{v_0}^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv + p(T, v)v \quad (3.20)$$

$$s(T, v) = s_c + \int_{T_0}^T c_v^0(T) \frac{dT}{T} + \int_{v_0}^v \left[T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - \frac{R}{v} \right] dv + R \ln \frac{v}{v_0} \quad (3.21)$$

où les indices 0 se rapportent aux propriétés à l'état de gaz parfait.

Dans le souci de faciliter la programmation des expressions de l'enthalpie et de l'entropie, les notations suivantes sont introduites :

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=0}^5 \frac{i+j}{i} b_{ij} \theta^j \omega^i \\ A_2 &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=0}^5 \frac{j-1}{i} b_{ij} \theta^j \omega^i \end{aligned} \right\} \quad (3.22)$$

En introduisant ces notations, les expressions finales de l'enthalpie et de l'entropie sont :

$$\left. \begin{aligned} h &= h^0 - rT A_1 \\ s &= s^0 - r \ln(\omega/\omega_0) + r A_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

où $\omega_0 = 0.101325/(\rho_c r T)$ et h^0 et s^0 sont l'enthalpie et l'entropie à l'état de gaz parfait qui sont liées à la chaleur spécifique à l'état de gaz parfait par :

$$\left. \begin{aligned} h^0 &= \int c_p^0(T_r) dT + h_c \\ s^0 &= \int \frac{c_p^0(T_r)}{T} dT + s_c \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

Après intégration, les expressions finales de l'enthalpie et de l'entropie à l'état de gaz parfait sont :

$$\left. \begin{aligned} h^0 &= RT_c \left(\frac{c_{-3}}{2} T_r^{-2} - c_{-2} T_r^{-1} - c_{-1} \ln(T) + c_0 T_r + \frac{c_1}{2} T_r^2 + \frac{c_2}{3} T_r^3 + \frac{c_3}{4} T_r^4 + h_c \right) \\ s^0 &= R \left(\frac{c_{-3}}{3} T_r^{-3} - \frac{c_{-2}}{2} T_r^{-2} - c_{-1} T_r^{-1} + c_0 \ln(T) + c_1 T_r + \frac{c_2}{2} T_r^2 + \frac{c_3}{3} T_r^3 + s_c \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

Les constantes d'intégration sont choisies à partir d'un état de référence arbitraire :

$$h'(123.15K) = 200.00 \text{ kJ/kg et } s'(123.15K) = 1.00 \text{ kJ/kg.K} \quad (3.26)$$

Le Tableau 3.6 regroupe les constantes d'intégration du frigorigène étudié.

Tableau 3.6. Constantes d'intégration.

h_c	2.664773E-01
s_c	-9.142315E-02

L'enthalpie et l'entropie du liquide saturé sont dérivées de l'équation de Clausius-Clapeyron :

$$\left. \begin{aligned} h'(T) &= h''(T, v'') - T[v''(T, p_s) - v'(T)] \frac{dp_s}{dT} \\ s'(T) &= s''(T, v'') - [v''(T, p_s) - v'(T)] \frac{dp_s}{dT} \end{aligned} \right\} \quad (3.27)$$

où h' , s' , v' se réfèrent, respectivement, à l'enthalpie, l'entropie et au volume spécifique à l'état de liquide saturé et , h'' , s'' , v'' dénotent, respectivement, l'enthalpie, l'entropie et le volume spécifique à l'état de vapeur saturée.

L'enthalpie et l'entropie pour le liquide comprimé le long d'une isotherme sont données par :

$$\left. \begin{aligned} h(T, p) &= h'(T) + [p - p_s(T)]v'(T) \\ s(T, p) &= s'(T) \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

3.5 Evaluation de l'Exactitude des Equations d'Etat

L'exactitude des équations d'état (3.12), (3.15) et (3.18) est analysée par des comparaisons statistiques (graphique et tabulaire) des valeurs des propriétés calculées à l'aide de ces équations avec les données publiées. De nouvelles données expérimentales ont été utilisées afin de réactualiser le calcul des coefficients et prouver la fiabilité des équations d'état. La forme de l'équation de la chaleur spécifique à pression constante à l'état de gaz parfait ne nécessite généralement pas d'être vérifiée.

Des figures montrant la déviation en pourcentage des valeurs calculées de la pression de vapeur saturée et la densité du liquide saturé par rapport aux données utilisées ont été tracées et analysées pour évaluer l'exactitude de ces équations.

3.5.1 Equation d'état de la phase gazeuse

Pour l'évaluation de l'exactitude des grandeurs calculées par l'équation d'état de la phase gazeuse par rapport aux données disponibles, la déviation quadratique moyenne est utilisée :

$$\delta_x (\%) = 100 \left\{ \left[\sum_{i=1}^N \left| \frac{X_{cal,i} - X_{exp,i}}{X_{exp,i}} \right| \right] / N \right\}^{1/2} \quad (3.29)$$

Les déviations quadratiques moyennes des valeurs des coefficients de compressibilité (Z) et des densités (ρ) calculées par l'équation (3.12) par rapport aux données publiées sont représentées dans le Tableau 3.7. Sur ce tableau est indiqué également le nombre de points ($p - \rho - T$) utilisés pour l'élaboration de l'équation d'état de la phase gazeuse pour chaque réfrigérant.

L'équation 3.12 prédit les données expérimentales avec une déviation quadratique moyenne ne dépassant pas 0.037 % comme valeur maximale pour les coefficients de compressibilité.

Les densités de la phase gazeuse calculées par la présente équation donnent des déviations qui varient de 0.054. Ces déviations sont dues principalement aux forces d'interaction intermoléculaires qui s'accroissent en s'approchant de la phase liquide (sur la courbe de saturation) ainsi que près de la région critique.

Tableau 3.7. Déviations quadratiques moyennes.

Nombre de points	2042
Référence	Jacobsen <i>et al.</i> (1986)
Déviations quadratiques moyennes sur Z, %	3.717090E-02
Déviations quadratiques moyennes sur ρ, %	5.442790E-02

La Figure 3.1 montre l'erreur relative des densités calculées de l'équation (3.12) par rapport aux données expérimentales de Nowak et al. (1997) sur différentes isothermes allant de 98 à 340 K.

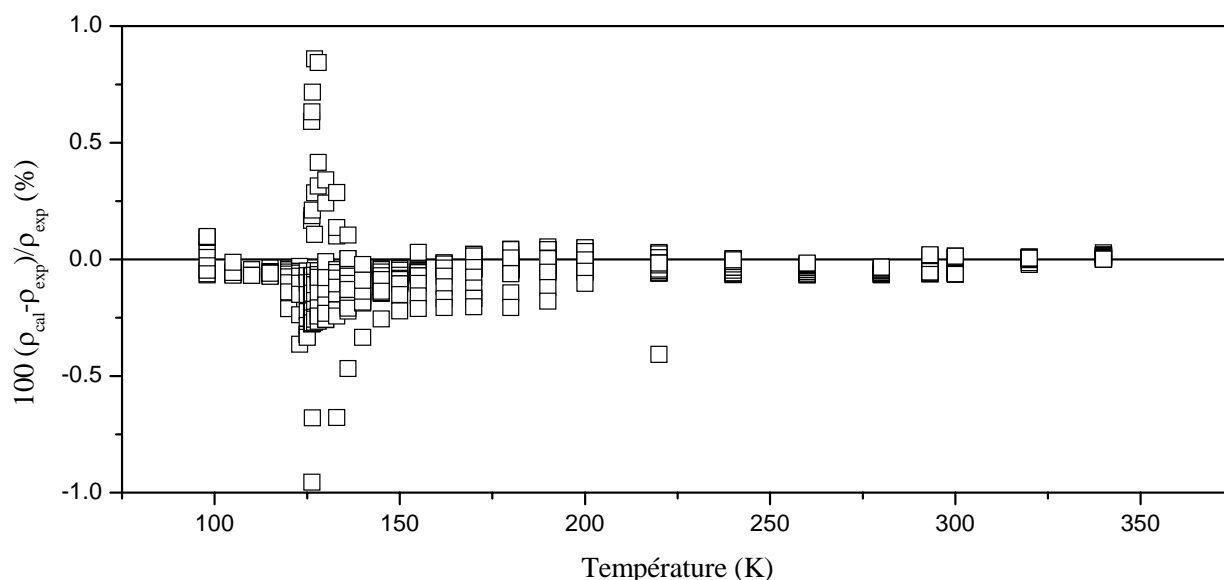


Figure 3.1. Erreurs relatives des densités calculées par rapport aux données expérimentales de Nowak *et al.* (1997).

3.5.2 Equation de la pression de la vapeur saturé

L'erreur relative en pourcentage de la pression de la vapeur saturée calculée par l'équation (3.15) par rapport aux données disponibles forme la base pour les comparaisons graphiques :

$$\delta p_s (\%) = 100 \frac{P_{\text{exp}} - P_{\text{cal}}}{P_{\text{exp}}} \quad (3.30)$$

La plus basse température pour les données de saturation utilisées est 65 K. La Figure 3.2 montre l'erreur relative des pressions de saturation par rapport aux données publiées.

Les valeurs calculées sont confrontées à deux types de données : les mesures de Nowak *et al.* (1997) et les données de Jacobsen *et al.* (1986). D'une manière générale, une bonne concordance est constatée. L'erreur relative reste inférieure à 0.25 %.

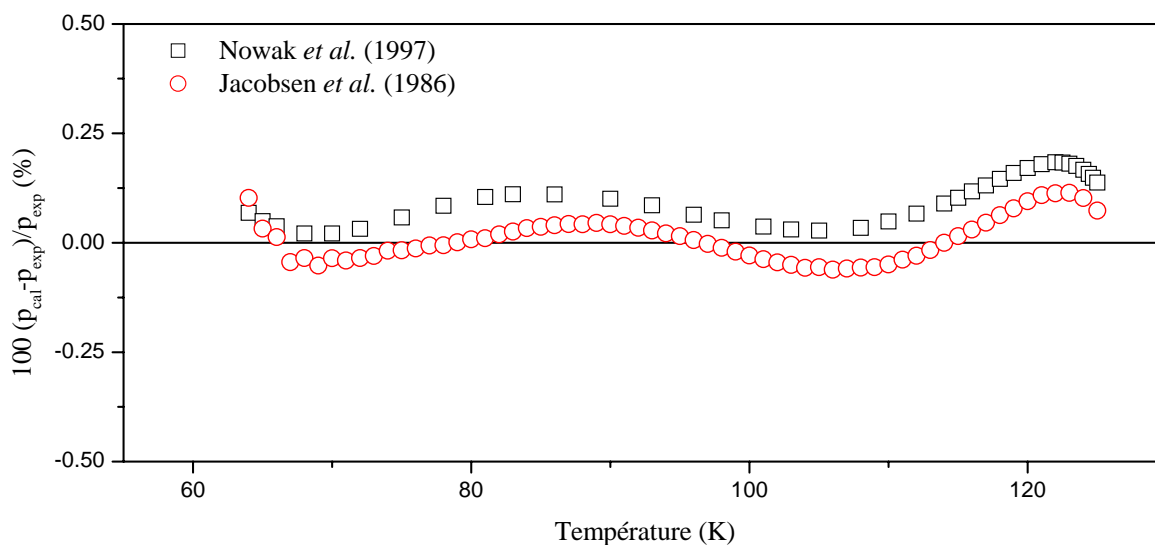


Figure 3.2. Erreur relative entre pressions de vapeur saturée calculées et données disponibles.

3.5.3 Equation de la densité du liquide saturé

L'erreur relative en pourcentage de la densité du liquide saturé calculée par l'équation (3.18) par rapport aux données disponibles forme la base pour les comparaisons graphiques :

$$\delta\rho_L(\%) = 100 \frac{\rho'_{\text{exp}} - \rho'_{\text{cal}}}{\rho'_{\text{exp}}} \quad (3.31)$$

A l'exception du point près de la région critique des données de Jacobsen *et al.* (1986) où l'erreur relative est maximale (+0.75%), l'erreur relative par rapport aux deux types de données reste acceptable comme le montre la Figure 3.3.

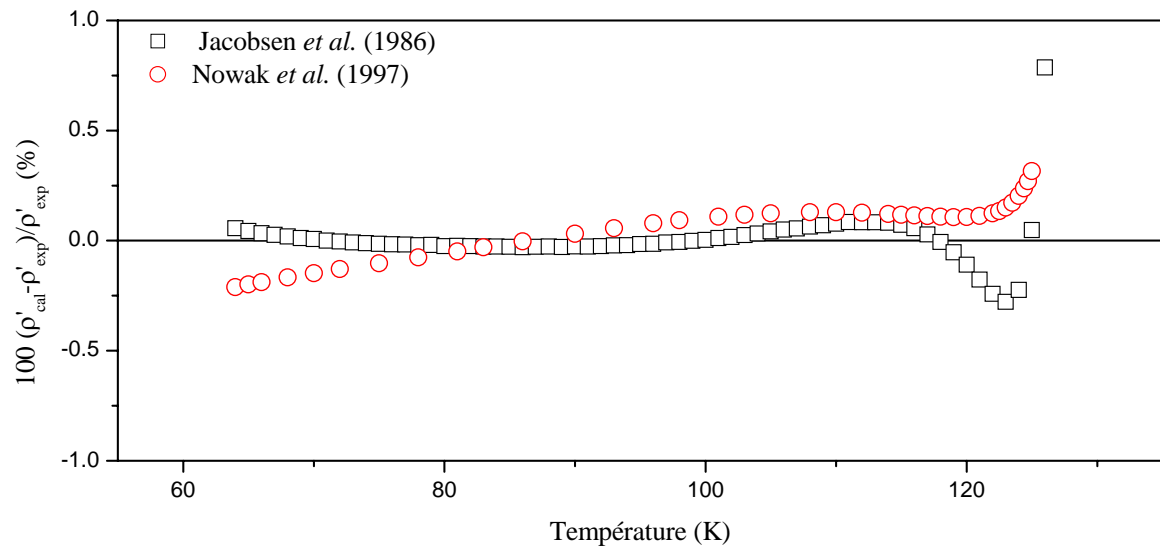


Figure 3.3. Erreur relative entre densités du liquide saturé calculées et données expérimentales.

Chapitre 4

Analyse Thermodynamique du Cycle de Re-liquéfaction du Boil –Off

Sommaire

4.1 Description du Système	44
4.2 Analyse Énergétique du Cycle	47

L'objet de ce chapitre est de présenter une analyse détaillée du cycle de re-liquéfaction du BOG d'un méthanier. Cette analyse permet de montrer l'influence de l'écart de température dans l'échangeur HX2 et la température du BOG à l'entrée du condenseur sur les performances du cycle.

4.1 Description du system

Le design de l'installation de re-liquéfaction s'est basé sur une évaporation nominale de 0.15% par jour pour un navire de capacité de 220.000m³. Donc, le pourcentage des gaz évaporé est d'environ 5640Kg /hr (les gaz évaporé sont supposés contenir du 100% du méthane). Un diagramme schématique du cycle du boil off est montré dans la Fig. 4.1. En premier, l'Azote sous forme gaz est comprimé en 3 étapes de compression. Ensuite, il est fait passer à travers l'échangeur de chaleurs (H-E1). Une partie du gaz azote est dirigé vers le détendeur et mixé avec le retour de vapeur avant le deuxième passage vers l'échangeur (HE2).

La vapeur ajoutée au condensateur du Boil off continue à travers le second (H-E2) et le troisième (H-E 3) échangeur et finalement détendu dans une vanne de détente et directement au condensateur du boil off.

L'azote refroidi traverse l'échangeur avec le boil off et qui fait la reliqufaction de ses gaz évaporé en GNL liquide.

L'azote refroidi du condensateur du Boil off est ensuite retourné vers l'échangeur à fins de pré refroidir les gaz évaporé qui arrive. L'entrée de la température au troisième étage du compresseur est de 35°C et la base pression du cycle de l'azote est de 14 bars.

L'adiabatique efficace pour le turbo détenteur et le compresseur du cycle de l'azote est d'environ 70%. Dans le cycle du Boil off la température d'entrée du compresseur 4 du Boil off est ajusté à -120°C, et la température de sortie du condensateur du boil off est de -161°C et l'adiabatique efficace du compresseur 4 est supposé à 70%.

L'installation de re-liquéfaction du Boil off montré dans la Figure 4.1 est pratiquement basée sur deux cycles, un cycle d'azote et un cycle de boil-off, d'où le cycle d'azote est basé sur le cycle de Claude.

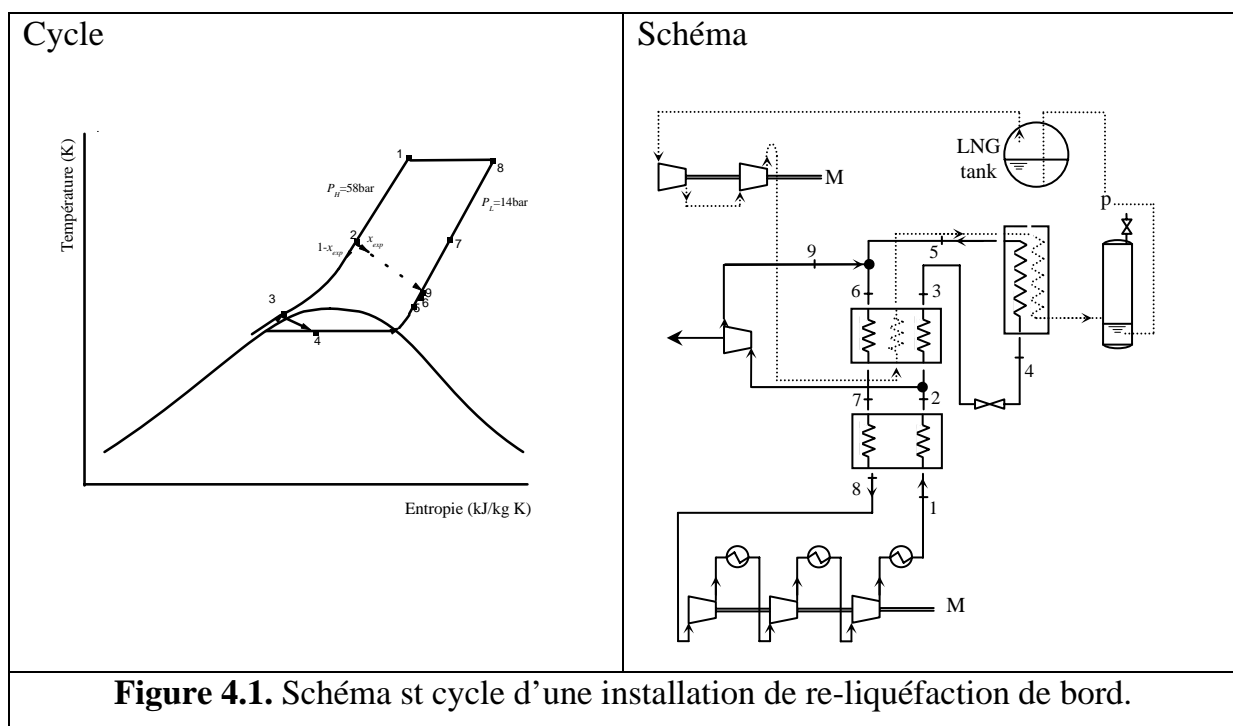
Dans le cycle du boil off, le boil off à une température de -120°C est relâché de la cuve quand la pression de la cuve est relativement élevée de la pression atmosphérique.

Le boil off est renfermé par le moyen de deux étages de compression et compressé à $P_{\text{BOIL OFF}}=3$ bar. La température du Boil off du côté de la décharge du compresseur est de $T_{\text{boil off}} = -57.8^\circ\text{C}$ avec une efficacité du compresseur à 75% et une évaporation pur de 100% GNL. Une fois le boil off est compressé, il est reconduit à travers les fines plate de l'échangeur et reconduit vers deux étage de processus de refroidissement. Au niveau du deuxième échangeur (HX2), le boil off est pré refroidie à une certaine température $T_{\text{boiloff } 2}$, ensuite condensé à une troisième température d'échangeur (HX3) de la température $T_{\text{boiloff } 2}$ à la température du design $T_{\text{boiloff } 3}=-160^\circ\text{C}$, d'où après le GNL est retourné vers la cuve par des pompes cryogénique.

Le cycle du nitrogène est composé de trois étages de compresseur centrifuges, et trois refroidisseurs intermédiaire et trois échangeurs de chaleur à plaque. L'azote à l'état gaz est conduit vers les trois niveaux de compression et de refroidissement à une

température de $T_8=35\text{C}^\circ$, et une pression de $P_L=14\text{ bar}$ le débit de sortie est à une température de $T_1=40\text{C}^\circ$ et $P_H=58\text{ bar}$.

Le travail du compresseur pour ce processus est estimé à $W_c=177.7\text{ KJ/Kg}_{\text{N}_2}$, et l'efficacité du compresseur à 75%. Le débit de l'azote à haute pression après un refroidissement dans le premier échangeur (HX1) est divisé dans le cycle au point 2 et seulement une fraction $(1-r)$ s'écoule vers la vanne de détente. Aussi le détoure HX2 est prie au lieu du turbo détendeur. Le gaz chute en pression quand il travers le détendeur en conséquence du travail performé. Ce fluide froid du détendeur passe a travers le compresseur du coté froid du (HX2),là ou s'est prévue des moyens de refroidissement pour les pressions élevé du fluide avant sont entré au (HX3) dans le cycle point 3, une fraction $(1-r)$ de la haute pression de l'azote, est circulé vers la vanne de détente, et retourné vers un mixture de liquide saturé et vapeur de GNL à une température de -164C° , 14 bar, qui produit une base de température, qui largement suffisante pour liquéfier le boil off au niveau du (HX3), l'azote vapeur travers le (HX3) a une température du boil off $T_5=146.4^\circ\text{C}$ et retourne au compresseur a travers HX2 et le HX1



4.2 Analyse Energétique du Cycle

L'application du bilan énergétique sur les échangeurs HX1, HX2, HX1 et le mélangeur donne les expressions suivantes :

$$h_1 - h_2 + h_7 - h_8 = 0 \quad (4.1)$$

$$(1 - x_{\text{exp}})(h_2 - h_3) + h_6 - h_7 + \lambda(h_{\text{BOG1}} - h_{\text{BOG2}}) = 0 \quad (4.2)$$

$$(1 - x_{\text{exp}})(h_3 - h_5) + \lambda(h_{\text{BOG2}} - h_{\text{BOG3}}) = 0 \quad (4.3)$$

$$(1 - x_{\text{exp}})h_5 + x_{\text{exp}}h_9 - h_6 = 0 \quad (4.4)$$

Ou λ est le taux de la masse du BOG a la masse totale de l'azote et x_{exp} est le taux de l'azote détendu dans la turbine a sa masse totale.

Le rendement isentropique de la turbine est donné par :

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_2 - h_9}{h_2 - h_{9s}} \quad (4.5)$$

Le refroidissement du flux chaud par le flux froid dans l'échangeur HX2 peut être assuré si les contraintes suivantes sont satisfaites :

$$T_6 \leq T_3 \quad (4.6)$$

$$T_6 \leq T_{\text{BOG2}} \quad (4.7)$$

$$T_7 \leq T_{\text{BOG1}} \quad (4.8)$$

Étant donné que T_8 est fixée a une température inférieure de 5 C de la température T_1 comme indiqué sur le Tableau 4.1, l'inégalité $T_7 \leq T_2$ est satisfaite systématiquement et donc il est inutile de la représenter ici. A noter aussi qu'il n'existe pas d'inégalités entre T_3 et T_{BOG2} et entre T_2 et T_{BOG1} . Du fait que la température de saturation de l'azote a la pression 14 bar est égale a -164 C, le système fonctionne sans apparition de la phase liquide a la sortie de la turbine.

Le tableau 4.1 résume les conditions de fonctionnement du système adoptées dans cette analyse.

Tableau 4.1. Conditions de fonctionnement du système.

Pression du BOG, p_{BOG} , bar	3
Température du BOG, T_{BOG1} , C	-57.8
Température du BOG, T_{BOG3} , C	-160
Haute pression de l'azote, p_H , bar	58
Haute pression de l'azote, p_L , bar	58
Température de l'azote, T_1 , C	40
Température de l'azote, T_5 , C	-146.4
Température de l'azote, T_8 , C	35

Les résultats vont permettre de montrer l'influence de la différence de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur les performances du cycle. Ces dernières englobent le taux d'azote détendu dans la turbine, le travail produit par la turbine, le travail spécifique du cycle, le taux du BOG et le coefficient de performance.

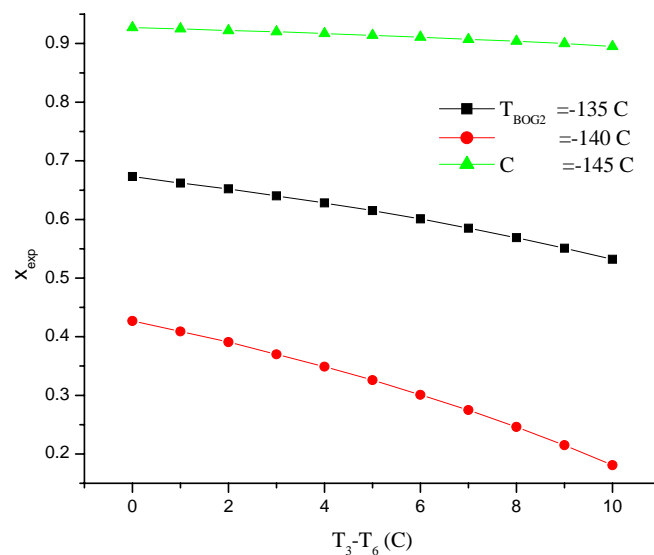


Figure 4.2. Influence de l'écart de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur le taux d'azote détendu dans la turbine.

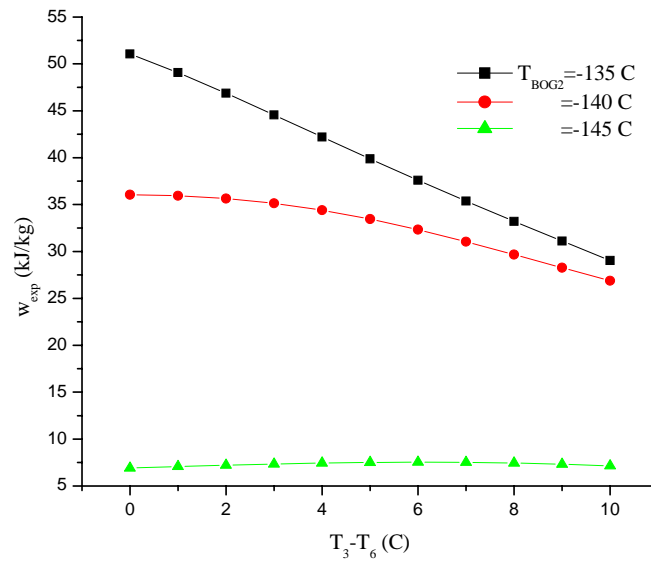


Figure 4.3. Influence de l'écart de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur le travail produit par la turbine la turbine.

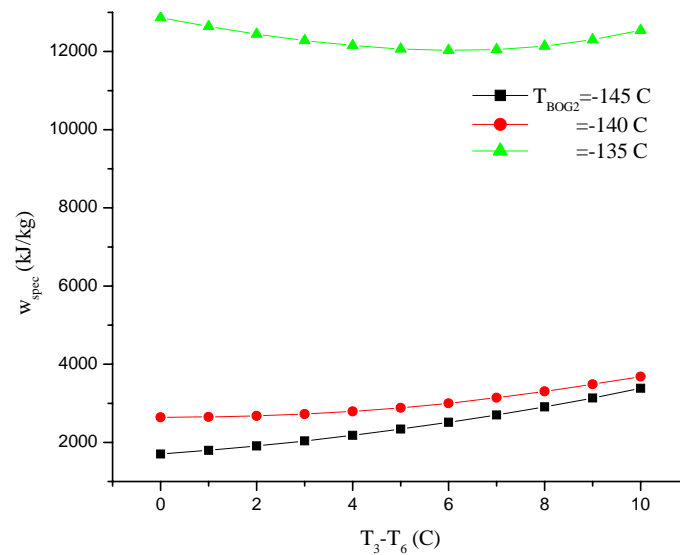


Figure 4.4. Influence de l'écart de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur le travail spécifique du cycle.

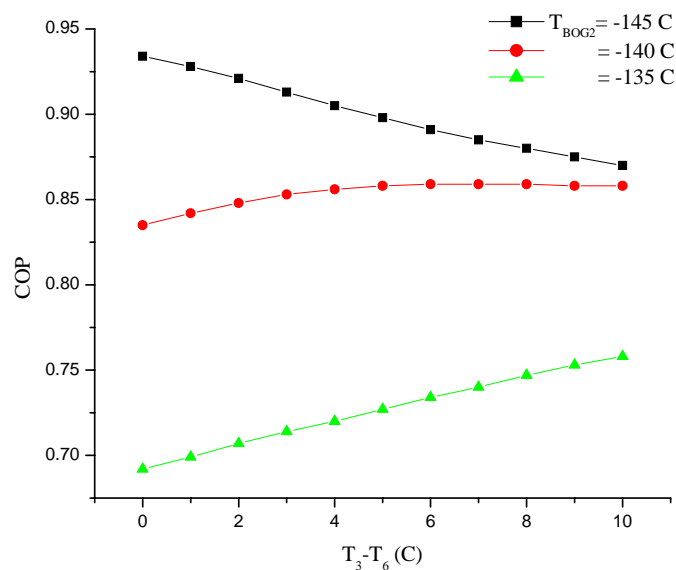


Figure 4.5. Influence de l'écart de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur le coefficient de performance du cycle.

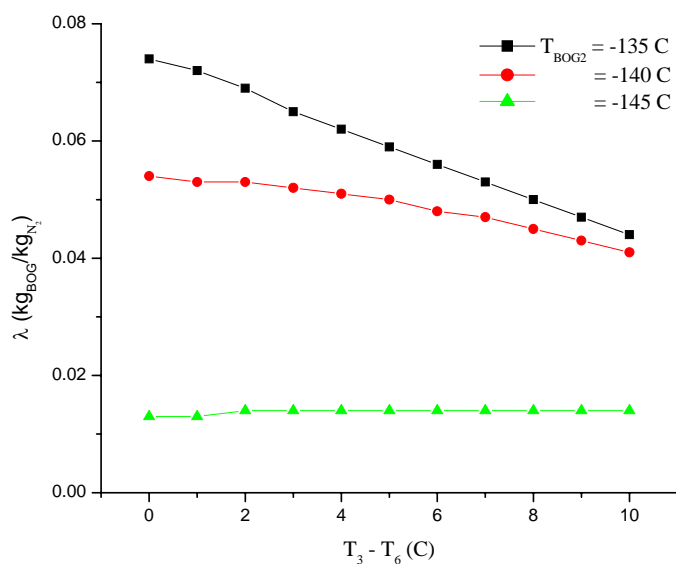


Figure 4.6. Influence de l'écart de température $T_3 - T_6$ dans l'échangeur HX2 et la température T_{BOG2} sur le taux de BOG.

Références Bibliographiques

- Anderson T.N., Ehrhardt M. E., Foglesong R. E., Bolton T., Jones D., Richardson A., 2009, Shipboard reliquefaction for large LNG carriers, *Proceedings of the 1st Annual Gas Processing Symposium*, pp. 1-8.
- Basu R. S., Wilson D. P., 1989, Thermophysical properties of R134a, *Int. J. Thermophys.*, **10**, pp. 591–603.
- Bubbico R., Di Cave S., Mazzarotta B., 2009, Preliminary risk analysis for LNG tankers approaching a maritime terminal, *J. Loss Prevention in the Process Industries*, **22**, pp. 634-638.
- Chin Y.W., 2007, A Study on the BOG re-liquefaction system based on the reverse Brayton refrigeration cycle for LNG carriers, *J. Korean Safety Management Science*, **9**, pp. 149-154.
- Chin Y.W., Moon, J.W., Lee Y.P., Chang H.M., 2007, Thermodynamic analysis of re-liquefaction cycle of LNG boil-off gas, *Korean J. Air-Conditions Refrig. Eng.*, **19**, pp. 485-490.
- Chun M. S., Kim M. H., Kim W. S., Kim S. H., Lee, J. M., 2009, Experimental investigation on the impact behavior of membrane-type LNG carrier insulation system, *J. Loss Prevention in the Process Industries*, **22** pp. 901-907.
- Dimopoulos G. G., Frangopoulos C. A., 2008, Thermoeconomic simulation of marine energy systems for a liquefied natural gas carrier, *Int. J. of Thermodynamics*, **11**, pp. 195-201.
- Faruque Hasan M. M., Zheng A. M. Karimi I. A., 2009, Minimizing boil-off losses in liquefied natural gas transportation, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **48**, pp 9571–9580.
- Friend D. G., Ely J. F., Ingham H., 1989, Thermophysical properties of methane, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **18**, pp. 583-638.

- Gaz de France, 2010, http://www.videos-gazdefrance.com/satellites/minisites/provalys_v1/provalys_fr.swf
- Greer M.N., Richardson A.J., Sandstrom R.E., 2005, Large LNG ships – The new generation, *International Petroleum Technology Conference*, 21-23 November, Doha, Qatar.
- Hamworthy Ltd., 2007, LNG systems for marine application, *Hamworthy Brochure*.
- Hansen J.F., Lysebo R., 2006, HV electric power and propulsion solutions for new generation of LNG carriers with various propulsion systems, *The Motor Ship Propulsion*, April 26th, Copenhagen, Danmark.
- Heo J. U., Lee Y. J., Cho J. R., Ha M. K., Lee J. N., 2003, Heat Transfer Analysis and BOG Estimation of Membrane-Type LNG Cargo during Laden Voyage, *Transactions Korean Society Mechanical Engineering*, **27**, pp. 393-400.
- Jacobsen R.T., Stewart R.B., Jahangiri M., 1986, Thermodynamic properties of nitrogen from the freezing line to 2000 K at pressures to 1000 MPa, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, **15**, pp. 735-908.
- Jin C. F., Kim K. K., Oh C., 2008, A Study on the safe manoeuvring technology based on the thermal calculation of membrane type LNG carrier, *J. Korean Society Marine Engineering*, **32**, pp. 1192-1200.
- Kabelac S., 1991, A simple set of equations of state for process calculations and its application to R134a and R152a, *Rev. Int. Froid*, **14**, pp. 217-222.
- Kim M. H., Kim D. H., Kang S. W., Lee J. M., 2006, An Interlaminar strain measurement for insulation panels of LNG carriers, *Strain*, **42**, pp. 97-106.
- Harris F.S., 1993, Safety features on LNG ships, *Cryogenics*, **33**, pp. 772-777.
- Kuver M., Clucas C., Fuhrmann N., 2002, Evaluation of propulsion options for LNG carriers. *In: The 20th international conference and exhibition for the LNG, LPG and natural gas industries (GASTECH 2002)*, 13-16 October, Doha, Qatar.
- MARPOL amendments, 2008, Revised Annex VI entry on force.
- Mate O.M., Diaz A.M., 2003, IZAR BOG reliquefaction systems for marine applications, *In: 2003 world maritime technology conference and expo.*, San Francisco, California.

- McLinden M. O., 1990, Thermodynamic properties of CFC alternatives: A survey of the available data, *Rev. Int. Froid*, **13**, pp. 149-162.
- Miliajev V., Erlihman V., Fatyhov Y., 2007, Results of the gas carrier reliquefaction plant trial, *Transport*, **22**, pp. 252-255.
- Moon J., Lee Y., Jin Y., Hong E., Chang H., 2006, Cryogenic refrigeration cycle for re-Liquefaction of LNG boil-off gas, *Proceedings of the 14th International Cryocooler Conference (Cryocoolers 14)*, June 14-16, Annapolis, Maryland, pp. 629-635.
- Namba N., Shuku M., Yuasa K., Ishimaru J.S., 2003, Transportation of clean energy at sea - Mitsubishi LNG carrier, at present and in future, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, **40**, pp. 1-6.
- Nowak P., Kleinrahm R., Wagner W., 1997, Measurement and correlation of the (p , ρ , T) relation of nitrogen: I. The homogeneous gas and liquid regions in the temperature range from 66 K to 340 K at pressures up to 12 MPa, *J. Chem. Thermodynamics*, pp. 1137-1156.
- Noble P. G., Ronning L., Paulling J., Zhao R., Lee H., 2005, A novel LNG tank containment design for large LNG carriers, *ABS technical papers*, pp. 139-152.
- Oka M., Hiraoka K.S., Tsumura K., 2004, Development of next-generation LNGC propulsion plant and hybrid system, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, **41**, pp. 1-5.
- Ouadha, A., 2005, Analyse exergetique des cycles frigorifiques bi-étagés utilisant des fluides frigorigènes naturels, *Thèse de Doctorat en Science*, Département de Génie Maritime, USTOran, Oran, Algérie.
- Pil C.K., Rausand M., Vatn J., 2008, Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers, *Reliability Engineering and System Safety*, **93**, pp. 1345-1353.
- Press, W. H., Flannery, B. P., Teukolsky, S. A., Vetterlin, W. T., 1988, Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing, U.S.A.
- Shin Y.G., Lee Y.P., 2009, Design of a boil-off natural gas reliquefaction control system for LNG carriers, *Appl. Energy*, **86**, pp. 37-44.

- Shin Y.G., Seo J.A., Lee Y.P., 2008, Comparison of dynamic operation performance of LNG reliquefaction processes based on reverse Brayton cycle and Claude cycle, *Korean J. Air-Conditions Refrig. Eng.*, **20**, pp. 775-780.
- Troyat J.D. *****
- Van Ness H. C. and Abbott, M. M., 1982, Classical thermodynamics of non electrolytes solutions, *Mc Graw-Hill*, New York, U.S.A.
- Vanem E., Antao P., Ostvik I., Del Castillo de Comas F., 2008, Analysing the risk of LNG carrier operations, *Reliability Engineering and System Safety*, **93**, pp. 1328-1344.
- Wayne W.S., Hodgson M., 2006, The options and evaluation of propulsion systems for the next generation of LNG carriers, *23rd World Gas Conference*, 5-9 June, Amsterdam, The Netherlands, pp. 1-15.
- Wayne W.S., 2005, LNG ship propulsion issues, 47th SIGTTO Panel Meeting, 12-13 April, Terengganu, Malaysia.
- Wilson J.J., 1974, An introduction to the marine transportation of bulk LNG and the design of LNG carriers, *Cryogenics*, **14**, pp. 115-120.
- Yoneyama H., Irie T., Hatanaka N., 2003, The first BOG reliquefaction system on board ship in the world “LNG Jamal”, *In: The 22nd world gas conference*, Tokyo, Japan.