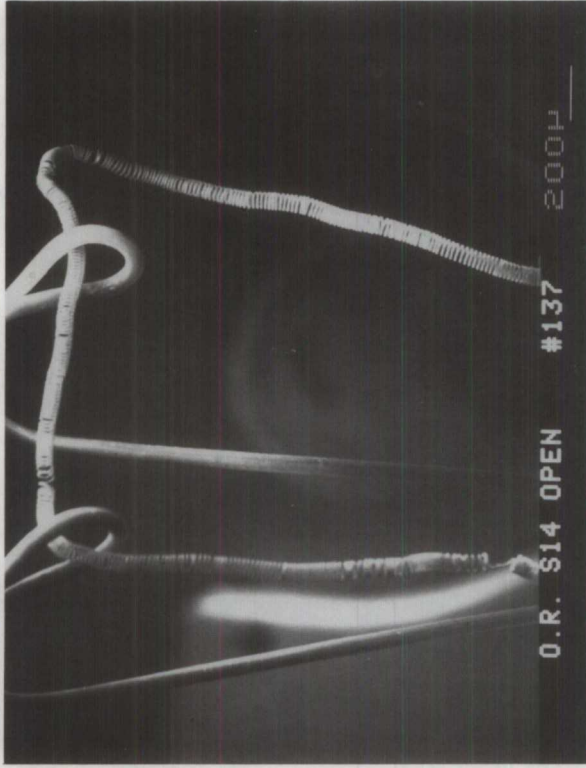
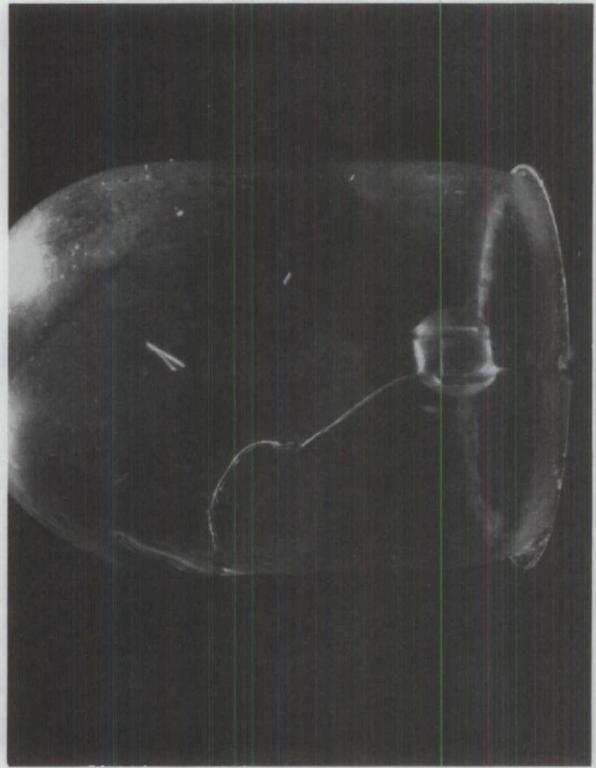




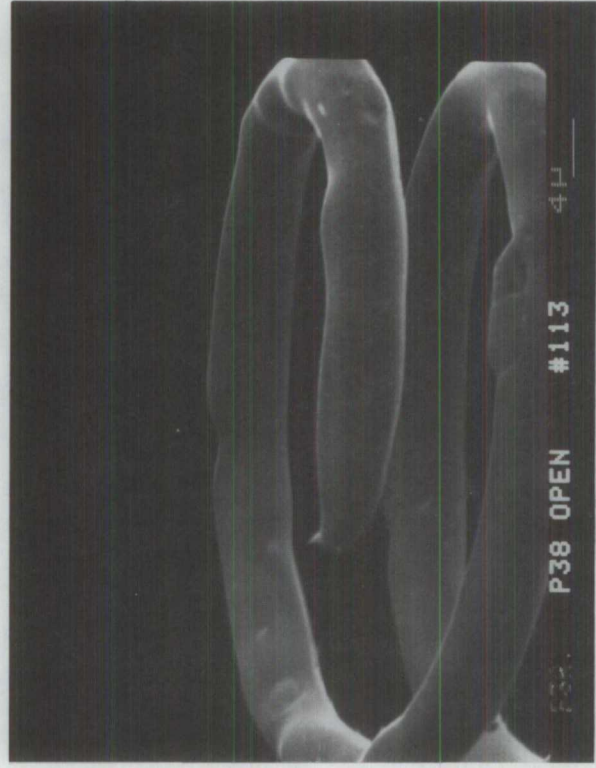
PHOTOGRAPHIE 1 #30 tribord, fermé. Filament cassé près de la borne de contact.



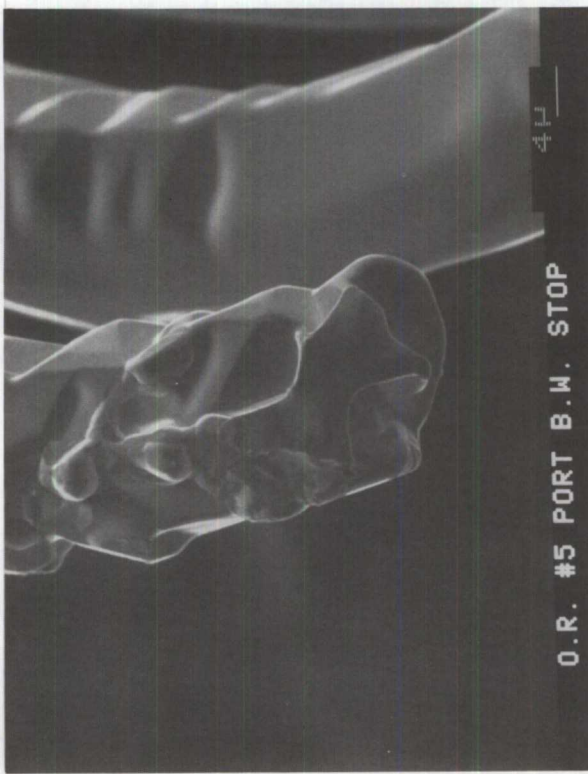
PHOTOGRAPHIE 2 Filament étiré, dommage probablement dû à une tension élevée.



PHOTOGRAPHIE 3 Filament soudé au verre de l'ampoule #2, lampe témoin «arrêt» pompe de cale de tribord.



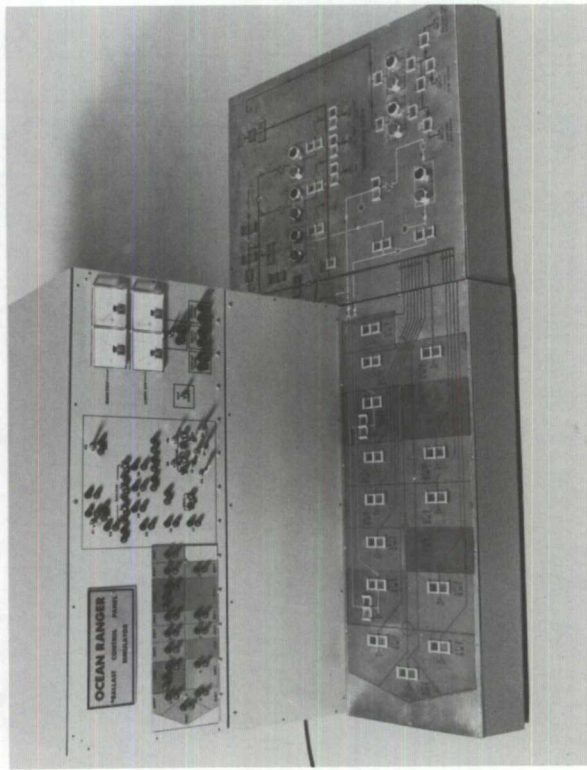
PHOTOGRAPHIE 4 Fracture chaude de l'ampoule #38 «ouvert» bâbord.



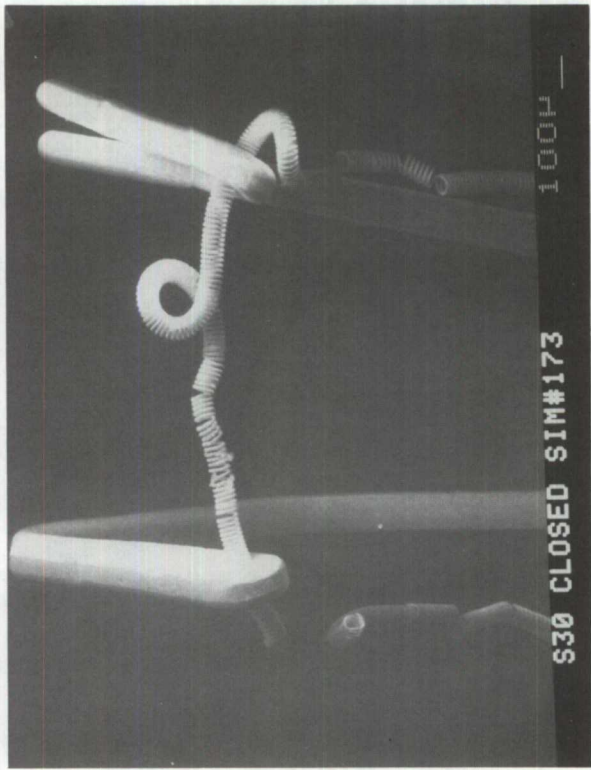
PHOTOGRAPHIE 5 Fracture régulière — ampoule «arrêt» de pompe d'eau de ballast, bâbord.



PHOTOGRAPHIE 6 Fracture régulière — Ampoule «arrêté» #3, pompe d'eau de ballast, bâbord.



PHOTOGRAPHIE 7 Maquette du panneau de contrôle de l'Ocean Ranger.



PHOTOGRAPHIE 8 Filament provenant de la maquette inondée d'eau salée.

PANNEAU SCHEMATIQUE DE L'OCEAN RANGER (CÔTÉ BÂBORD)

- ☆ FRACTURE FRIABLE □ AMPOULE GRILLÉE EN RAISON DE SURTENSION
- PT RÉSERVOIR DE BÂBORD O OUVERT N.O. NORMALEMENT OUVERT
- B.W. EAU DE BALLAST C FERMÉ N.C. NORMALEMENT FERMÉ
- D.W. EAU DE FORAGE S ARRÊT P TRANSMETTEUR DE PRESSION
- F.O. COMBUSTIBLE R MARCHÉ VP TRANSMETTEUR DE PRESSION À VIDE
- S.W. EAU DE MER

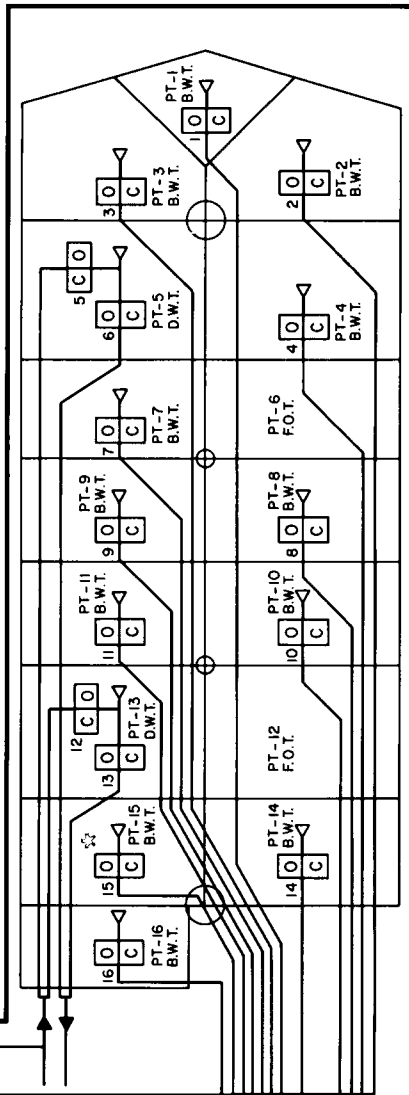
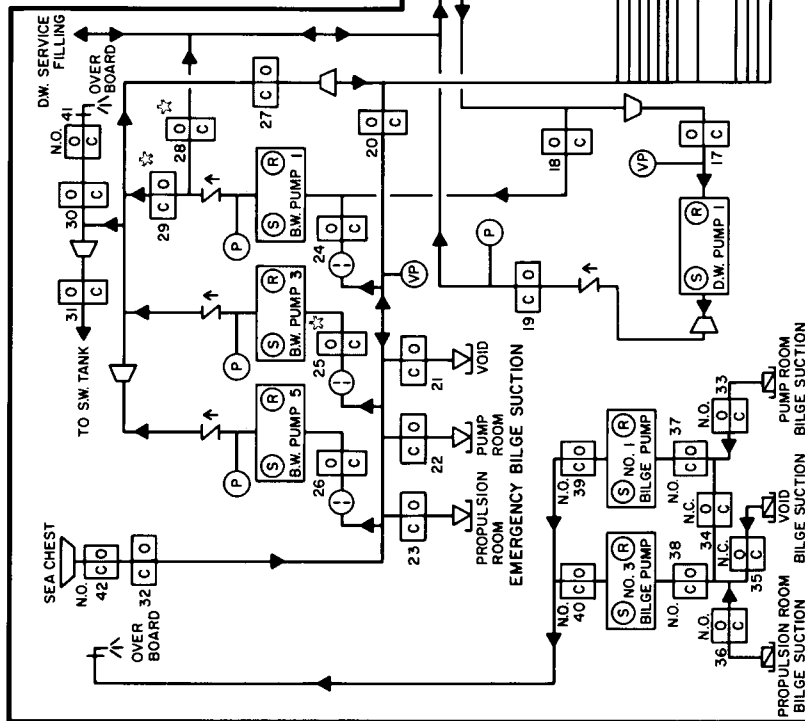


FIGURE 1 Panneau schématique de bâbord

PANNEAU SCHÉMATIQUE DE L'OCEAN RANGER (CÔTÉ TRIBORD)

- ⚡ FRACTURE FRIABLE □ AMPOULE GRILLÉE EN RAISON DE SURTENSION
- PT RÉSERVOIR DE BÂBORD O OUVERT N.O. NORMALEMENT OUVERT
- B.W. EAU DE BALLAST C FERMÉ N.C. NORMALEMENT FERMÉ
- D.W. EAU DE FORAGE S ARRÊT P TRANSMETTEUR DE PRESSION
- F.O. COMBUSTIBLE R MARCHÉ VP TRANSMETTEUR DE PRESSION À VIDE
- S.W. EAU DE MER

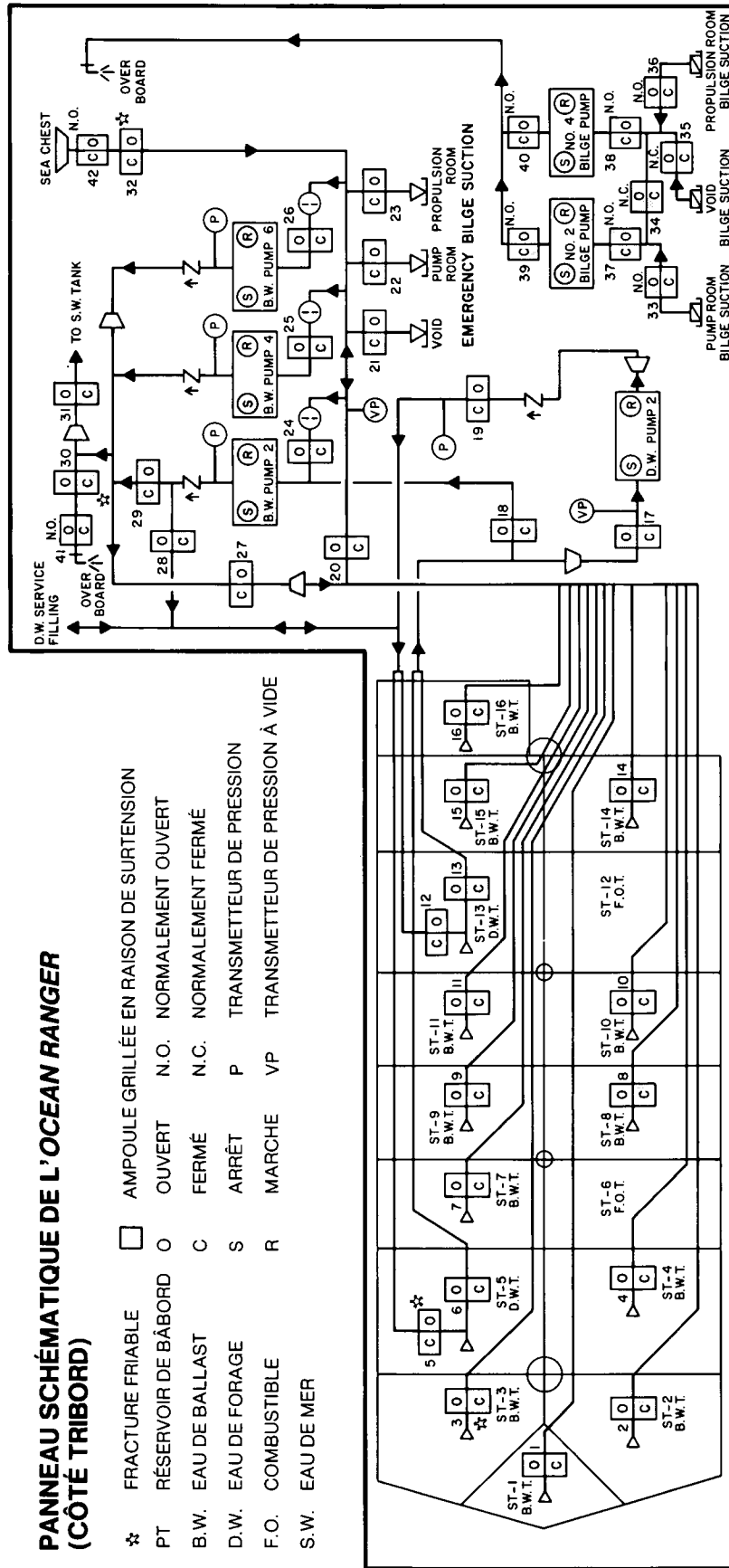
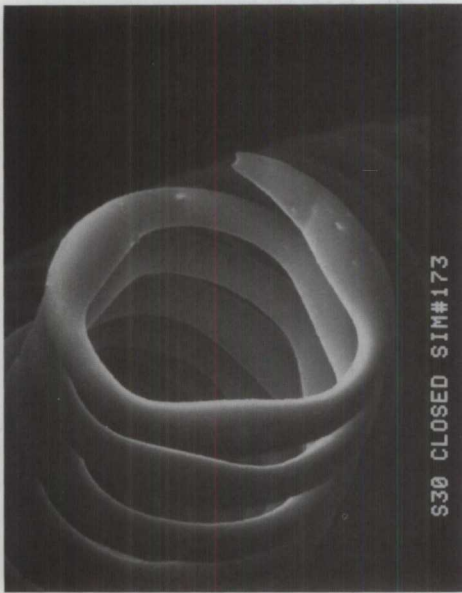
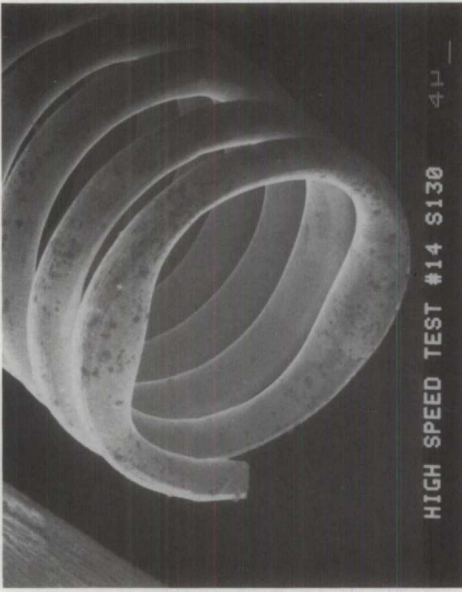


FIGURE 2 Panneau schématique de tribord



S30 CLOSED SIN#173

PHOTOGRAPHIE 9 Filament provenant de la maquette inondée d'eau salée.



HIGH SPEED TEST #14 S130

PHOTOGRAPHIE 10 Filament soumis à une tension de 70V CA en laboratoire.

PANNEAU SIMULATEUR DE L'OCEAN RANGER (CÔTÉ TRIBORD TESTÉ SEULEMENT INTERRUPTEURS DE POMPES EXCLUS DES ESSAIS)

- ST RÉSERVOIR DE TRIBORD
- B.W. EAU DE BALLAST
- D.W. EAU DE FORAGE
- F.O. COMBUSTIBLE
- S.W. EAU DE MER
- AMPOULE GRILLÉE EN RAISON DE SURTENSION
- N.O. NORMALEMENT OUVERT
- N.C. NORMALEMENT FERMÉ
- P ARRÊT
- VP MARCHÉ
- TRANSMETTEUR DE PRESSION
- TRANSMETTEUR DE PRESSION À VIDE

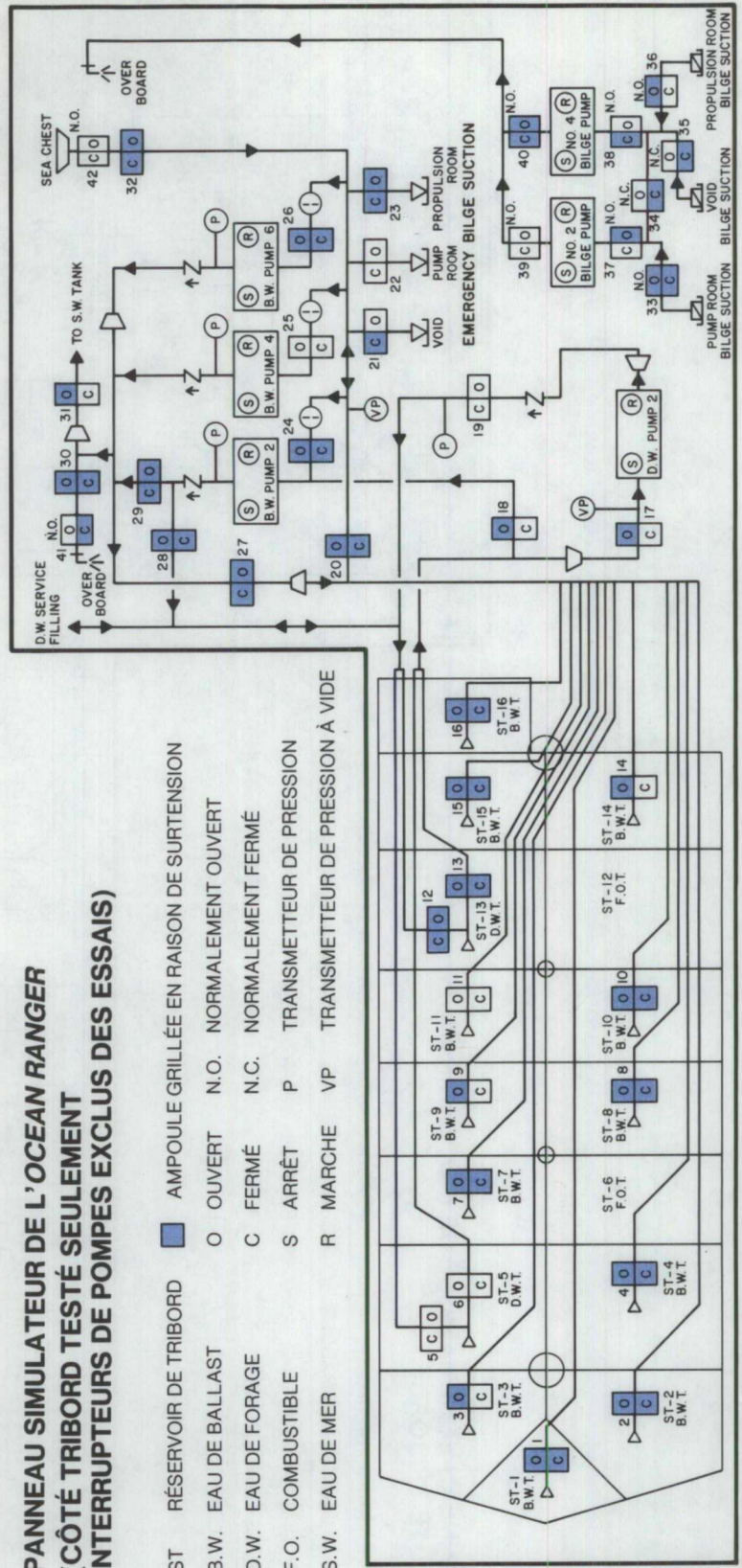


FIGURE 3 Panneau schématique de tribord (simulateur)

RAPPORT «F»**RAPPORT TECHNIQUE EP 333/83
ESSAIS DU PANNEAU DE CONTRÔLE DES
BALLASTS****8 septembre 1983**

INTRODUCTION

1.1 La Commission royale d'enquête sur le désastre maritime de l'*Ocean Ranger* a demandé au Laboratoire des techniques de sécurité aérienne (LTSA) du Bureau de la sécurité aérienne de Transports Canada, de l'aider dans ses travaux en faisant certains essais et analyses concernant un panneau (schématique) de contrôle des ballasts et les micro-contacts de commande utilisés dans un tel panneau afin de déterminer les effets de l'eau salée inondant le panneau et s'infiltrant dans les interrupteurs.

ÉQUIPEMENT D'ESSAI

2.1 On a construit un panneau de contrôle, désigné «simulateur», comme le montre la photographie 1. Il était constitué des deux panneaux «schématiques» récupérés de l'épave de la plate-forme et montés avec une inclinaison de 12° sur des boîtes de 18 cm de hauteur, voir les photographies 2 et 3, et d'un «panneau d'affichage et de surveillance» monté à la verticale sur une boîte de 80 x 30 x 50 cm de hauteur, voir la photographie 4. Les trois boîtes avaient été boulonnées ensemble pour former le panneau d'essai présenté sur la photographie 1.

2.2 On a obtenu des micro-contacts de commande et des lampes témoins neufs, identiques à ceux de la plate-forme de forage, et on les a montés dans les panneaux schématiques des réservoirs et des chambres des pompes comme l'indiquent les photographies 2 et 3. Les six paires d'interrupteurs des pompes étaient différentes de celles de la plate-forme du fait que leurs boutons ne contenaient pas d'ampoules. Le panneau d'affichage et de surveillance, voir la photographie 4, comprenait ce qui suit :

- 1) panneau schématique de 32 ampoules vertes et de 32 ampoules rouges, voir la photographie 5, qui simulaient les positions réelles des robinets à papillon; 6 ampoules vertes et 6 ampoules rouges plus grosses qui simulaient l'état réel de marche ou d'arrêt des pompes, et dix tumblers simulant les positions réelles des soupapes commandées à la main;
- 2) tension principale de 115 volts et compteur de courant, voir la photographie 6;
- 3) tension de 24 volts et compteur de courant contrôlant les ampoules du panneau schématique;
- 4) interrupteur général et fusibles;

- 5) fusibles de relais;
- 6) fusibles de l'alimentation du panneau d'interrupteurs;
- 7) interrupteur simulant le relais d'essai des ampoules sur le panneau original.

Aux fins de sécurité, les deux panneaux schématiques en acier inoxydable ont été directement reliés à la masse.

2.3 Le câblage des interrupteurs et des lampes témoins montés sur le panneau schématique était identique à celui des panneaux de la plate-forme. Cependant, les composants qui étaient contrôlés par l'intermédiaire du panneau comme les soupapes de commande, les robinets à papillon et les pompes, ont été remplacés par des relais, des voyants et des interrupteurs dans le panneau d'affichage. Les soupapes à commande par solénoïdes ont été remplacées par des relais, et les disjoncteurs de sécurité des chambres des robinets à papillon ont été remplacés par des contacts de relais montrant leurs positions ouverte et fermée. Les soupapes à commande manuelle ont été simulées par des tumblers, et les pompes par des lampes témoins rouges et vertes. La photographie 1 montre le schéma de câblage de base.

2.4 Le panneau de contrôle des ballasts a été conçu de façon qu'il puisse fonctionner ainsi qu'il suit :

- 1) les 32 voyants rouges des interrupteurs et les 32 voyants rouges des robinets à papillon montés sur le panneau d'affichage s'allumaient lorsqu'ils étaient branchés à une alimentation de 115 volts CA et lorsque les interrupteurs étaient en circuit. Les lampes témoins de commande manuelle 33 à 42 des soupapes s'allumaient en rouge ou en vert selon la position des tumblers montés sur le panneau d'affichage;
- 2) les lampes témoins des pompes s'allumaient également selon les positions des boutons des pompes sur le panneau. Les compteurs indiquaient la tension principale et le courant principal ainsi que la tension et le courant du circuit des ampoules du panneau schématique.

2.5 Lorsque l'interrupteur d'essai des lampes témoins est en circuit, toutes celles qui sont éteintes s'allument à la moitié de leur intensité. Ce test sert à déterminer si une ampoule est grillée ou non.

2.6 Lorsque le bouton vert d'un micro-contact de commande est enfoncé, la lampe témoin adjacente s'éteint et subséquemment la verte s'allume. La même chose se produit au niveau de la lampe témoin correspondante sur le panneau d'affichage. Sur la plate-forme de forage, lorsqu'il fallait ouvrir à fond un gros robinet à papillon, il s'écoulait environ 30 secondes pendant lesquelles les lampes témoins rouges et

les lampes témoins vertes s'éteignaient, ce qui indiquait que la soupape à papillon était «en transit».

2.7 Les interrupteurs de commande et les relais de la plate-forme de forage étaient câblés de telle façon qu'un court-circuit dans l'interrupteur vert ne pouvait que faire ouvrir la soupape de contrôle tandis qu'un court-circuit dans l'interrupteur rouge ne pouvait pas la faire fermer. Le panneau de contrôle d'essai était câblé de la même manière sauf que la lampe témoin verte du panneau d'affichage s'allumait.

2.8 Le circuit des lampes témoins des interrupteurs était contrôlé par un voltmètre, un ampèremètre et deux fusibles de dix ampères. Étant donné que le panneau d'essai ne simulait que le côté tribord, les fusibles n'avaient que la moitié de la valeur des fusibles de 20 ampères utilisés sur l'*Ocean Ranger*.

ESSAIS

3.1 On devait pendant le test verser de l'eau de mer sur le panneau schématique de contrôle des ballasts et en observer les effets. Les tests ont été effectués à la Faculté de génie de l'Université Memorial de St. John's, Terre-Neuve.

3.2 Un échafaudage approprié et une auge d'une capacité de 50 gallons ont été construits afin d'inonder le panneau d'eau de mer d'une façon identique à ce que l'on croit s'être produit la nuit où la plate-forme a chaviré. La photographie 7 montre le dispositif juste avant l'essai.

3.3 Cinquante gallons d'eau de mer ont été versés sur le panneau pendant trois secondes alors que toutes les lampes témoins des soupapes et des interrupteurs étaient rouges. Les effets observés ont été immédiats. Le fusible du circuit de 24 volts des lampes témoins du panneau schématique a sauté. Lorsqu'on a vérifié le fusible, on a découvert que c'était un fusible de 5 ampères plutôt qu'un fusible de 10 ampères tel que prévu. On l'a donc remplacé par un autre fusible de 10 ampères qui a également sauté après quelques minutes. Le fusible a sauté après que l'eau salée eut pénétré dans la plupart des douilles des ampoules des interrupteurs, court-circuitant ces dernières et surchargeant le circuit.

3.4 En moins de quelques minutes, dix lampes témoins de soupapes du panneau d'affichage sont passées au vert, indiquant que de l'eau avait pénétré dans le micro-contact et l'avait court-circuité. La plupart de ces dix lampes témoins vertes ne se sont pas éteintes pendant l'essai qui a duré une heure. Les dix lampes témoins vertes correspondaient aux interrupteurs suivants : 1, 10, 18, 19, 21, 23, 25, 26, 28 et 30.

3.5 Au cours de cet essai d'une heure pendant lequel l'alimentation du panneau n'a pas été coupée, la plupart des lampes témoins (typiquement une ou deux à la fois au hasard) vacillaient et devenaient momentanément très brillantes puis s'éteignaient. On entendait aussi des décharges disruptives se produisant au hasard sur le panneau et l'on pouvait voir de la fumée sortir des interrupteurs un peu partout. À un moment donné, l'un des interrupteurs a même pris feu. Après une heure environ, on a décidé de couper l'alimentation étant donné que les dommages observés étaient beaucoup plus importants que ceux qui avaient été décelés sur les panneaux de contrôle de l'*Ocean Ranger*.

RÉSULTATS DES ESSAIS

4.1 Après avoir coupé l'alimentation, on a enlevé quelques interrupteurs du panneau et l'on a remarqué que le dommage causé par brûlure était semblable au dommage observé sur l'interrupteur P-19 du panneau de l'*Ocean Ranger*, mais qu'il était plus important.

4.2 L'analyse des interrupteurs a révélé que les court-circuits créés par l'eau de mer entre le circuit de 115 volts et la masse (par l'intermédiaire du ressort à lames et le panneau) ont causé plus de décharges disruptives donnant suffisamment de chaleur pour brûler et faire fondre le boîtier en plastique de l'interrupteur.

4.3 Il y a également eu une fuite du circuit de 115 volts qui s'est produite de la même manière dans le circuit de 24 volts, ce qui a causé le même dommage par brûlure sur le boîtier de la lampe témoin des soupapes commandées à la main. Presque tous les interrupteurs et toutes les lampes témoins ont été fortement endommagés comme on peut le constater sur la photographie 8.

4.4 Les 84 ampoules ont toutes été enlevées des interrupteurs et des lampes témoins. Elles ont été examinées au microscope afin de déceler toute cassure des filaments. Dix ampoules ont été trouvées relativement intactes et douze avaient été trop endommagées par la chaleur pour que l'on puisse faire l'examen des filaments. Les filaments de 62 ampoules étaient cassés par fractures «chaudes», ce qui révèle un bris en raison d'une surtension. L'analyse de toutes les ampoules de l'*Ocean Ranger* et de celles utilisées au cours des essais est présentée dans le Rapport «E», (EP 332/83), Analyse des ampoules.

EXPOSÉ

5.1 Les dommages importants dus à la chaleur, subis par les interrupteurs du panneau, révèlent clairement que le déroulement du scénario des essais comportait une différence fondamentale en ce qui concerne les événements réels qui ont eu lieu dans la salle de contrôle des ballasts avant le chavirement de la plate-

forme de forage, même si le court-circuit des interrupteurs et la défaillance des ampoules se sont produits tel que prévu. Il a été établi que les différences étaient dues à un ou plusieurs des facteurs suivants :

a) la quantité d'eau utilisée pour l'essai était loin d'être identique à celle qui a inondé le panneau schématique de la plate-forme;

b) alors que pendant l'essai le panneau a été alimenté pendant une heure, il se peut que l'équipage de la plate-forme ait coupé l'alimentation du panneau schématique peu après la première inondation;

c) il se peut que la mise à la masse du panneau d'essai et que la polarité de la tension alternative n'aient pas été identiques à celles qui prévalaient à bord de la plate-forme.

5.2 Relativement au point a) de l'alinéa 5.1, la quantité d'eau utilisée pour l'essai a été établie en se basant sur le fait qu'une vague assez grosse pour faire éclater le verre du hublot devait avoir fait pénétrer suffisamment d'eau dans la salle de contrôle pour qu'une partie substantielle de cette eau ait pu inonder le panneau. Les défaillances des ampoules sur les panneaux de contrôle de la plate-forme étaient relativement également distribuées comme on peut le constater dans le Rapport «E» (EP 332/83). C'est la preuve que l'eau s'est infiltrée dans toutes les parties du panneau, même autour des obstacles comme la partie supérieure de la console, ce qui indique que beaucoup d'eau doit avoir coulé sur le panneau.

5.3 Relativement au point b) de l'alinéa 5.1, il était connu, à partir des communications qui ont eu lieu, que l'équipage avait tenté de nettoyer l'eau après l'éclatement du hublot. Le

disjoncteur NFB1, situé derrière le panneau de gauche dans la partie supérieure de la console, peut avoir été tiré pendant le nettoyage. Un rapport mentionnant que tous les circuits fonctionnaient normalement de nouveau avait été transmis vers 22 h.

5.4 Relativement au point c) de l'alinéa 5.1, lorsqu'on a construit le panneau d'essai, on a tenu pour acquis que les panneaux schématiques en acier inoxydable devaient être mis à la masse. Cette mise à la masse a fourni le tracé électrique aux décharges disruptives court-circuitées par l'eau de mer, ce qui a causé tous les dommages non généralement observés sur les interrupteurs du panneau de l'*Ocean Ranger* (à l'exception de l'interrupteur P-19). Si le panneau d'essai n'avait pas été mis à la masse, on aurait très vraisemblablement prévenu ces dommages. Il est à noter qu'aucune référence à la masse n'a été trouvée dans aucun des schémas de principe. On a également jugé possible que tous les interrupteurs aient été reliés au fil neutre de l'alimentation alternative de 115 volts des panneaux. S'il en avait été ainsi, le court-circuit à la masse du fil neutre du panneau de l'*Ocean Ranger* n'aurait pas créé de tension et, par conséquent, une décharge disruptive n'aurait causé aucun dommage. Le fil de l'alimentation de 115 volts passerait alors à travers la bobine de relais avant d'être relié à la borne de l'interrupteur. Le court-circuit de ce fil à la masse aurait peut-être pu exciter le relais d'une façon irrégulière, faisant ainsi «vaciller» les lampes témoins rouges. Dans un tel montage, un court-circuit entre le circuit de 24 volts et le fil sous tension de 115 volts passant d'abord dans la bobine de relais pouvait encore entraîner une surtension dans les ampoules et les faire griller.

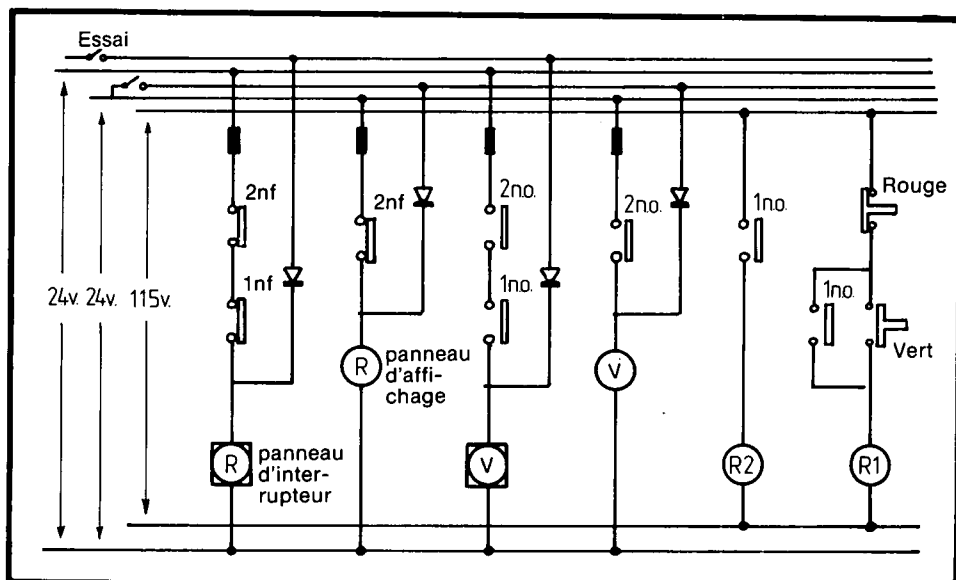
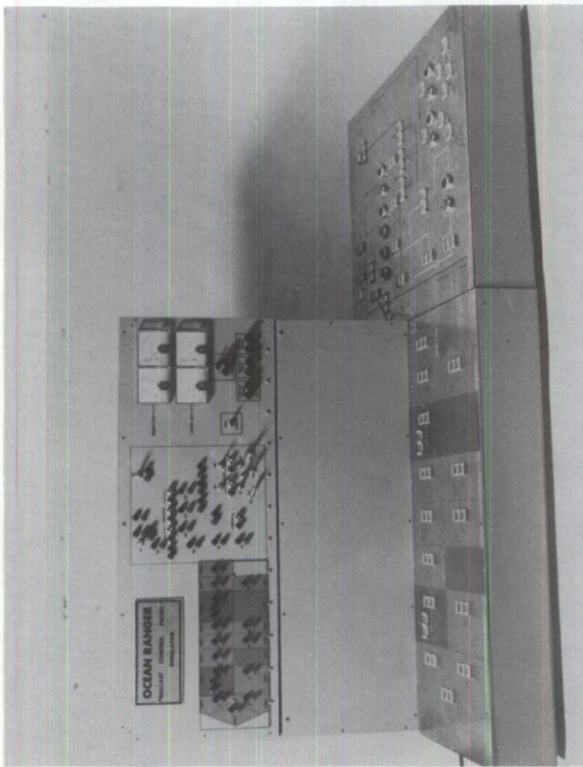
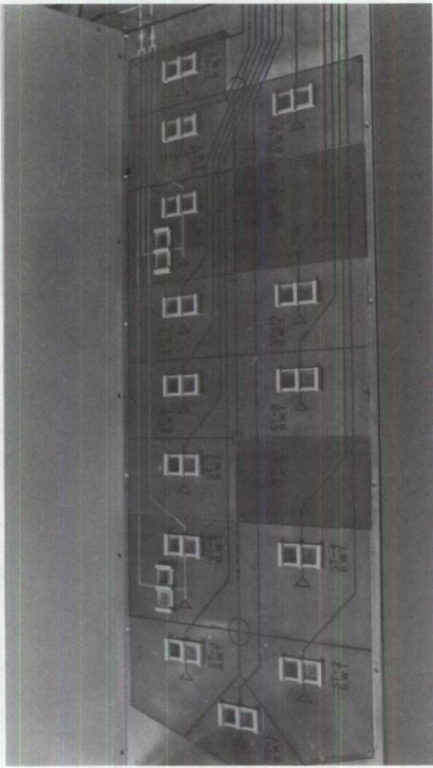


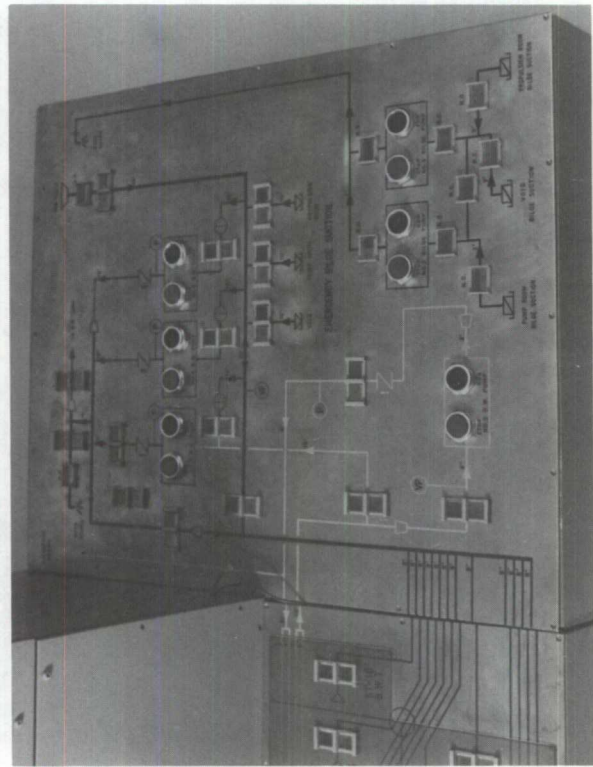
FIGURE 1 Schéma simplifié — panneau d'essai



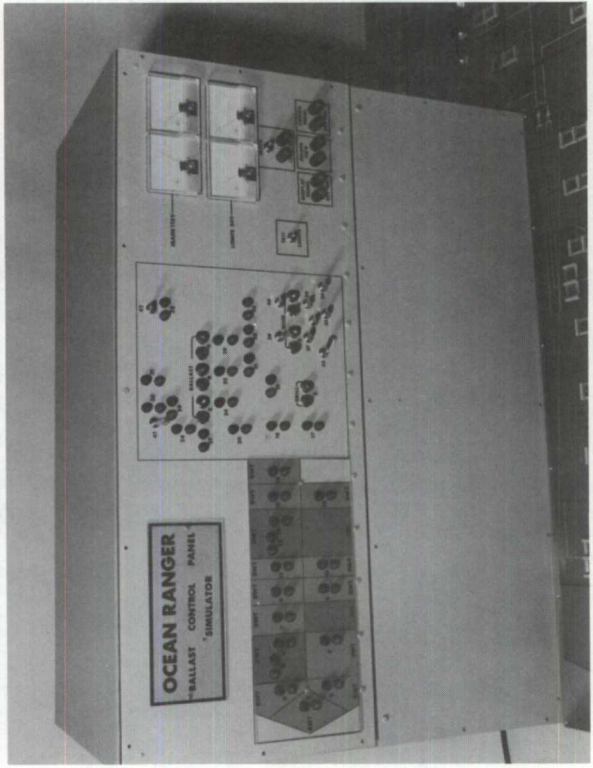
PHOTOGRAPHIE 1 Panneau d'essai complet.



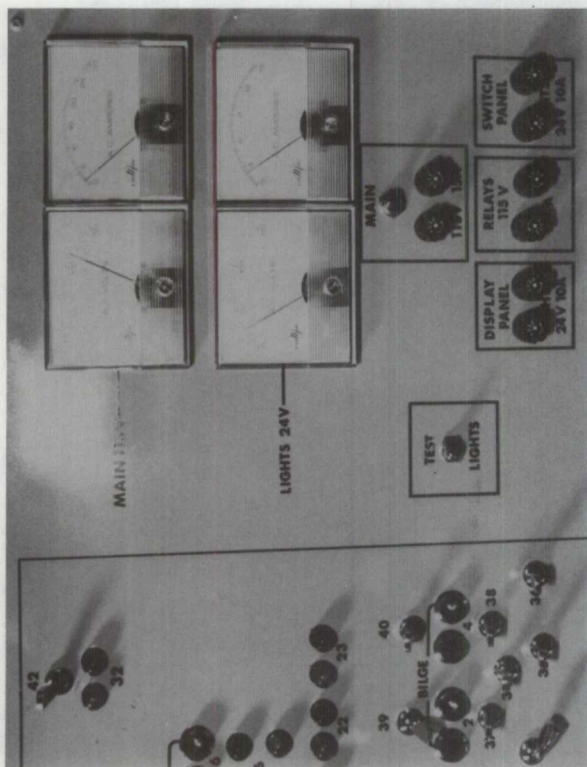
PHOTOGRAPHIE 2 Panneau schématique des interrupteurs des soupapes des réservoirs de tribord.



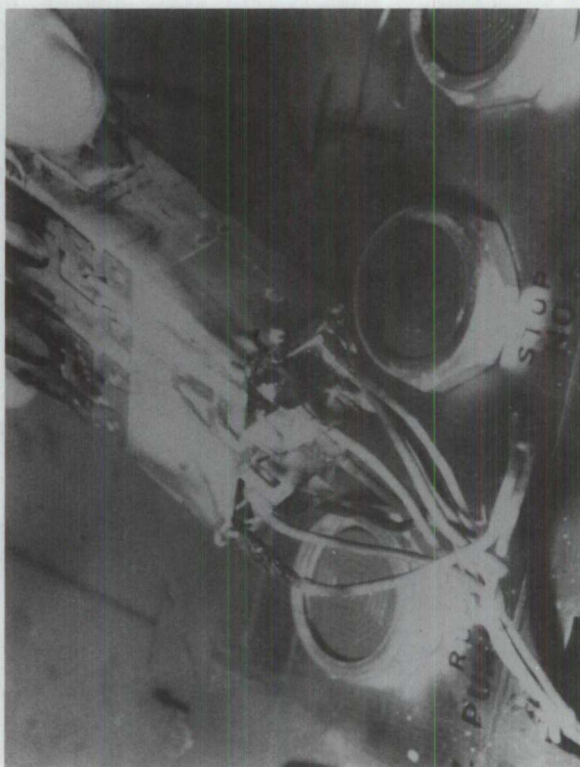
PHOTOGRAPHIE 3 Panneau schématique des interrupteurs des soupapes de la chambre des pompes de tribord.



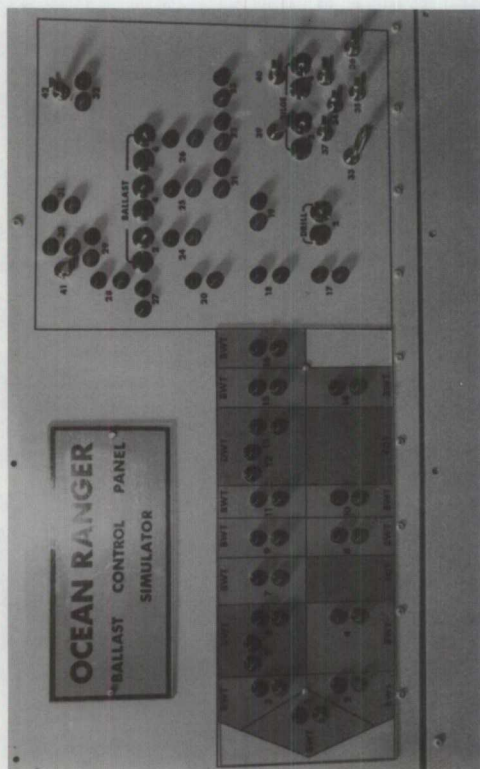
PHOTOGRAPHIE 4 Panneau d'affichage.



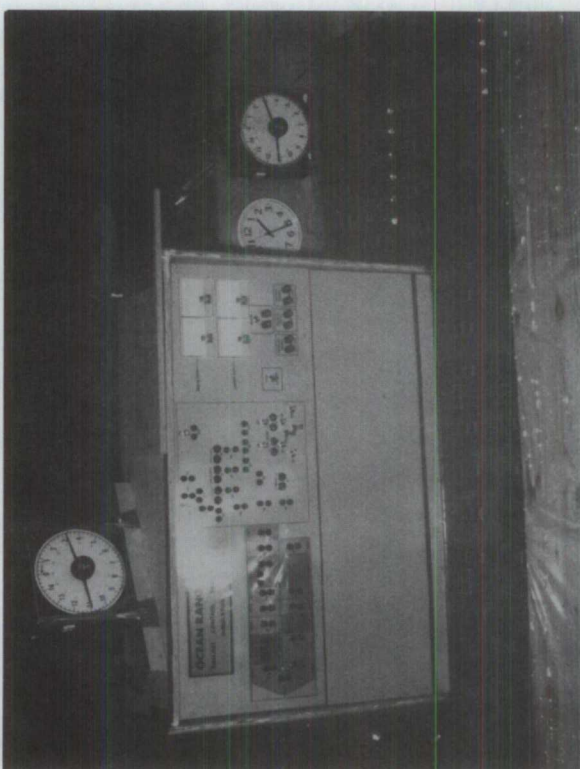
PHOTOGRAPHIE 6 Panneau des fusibles et des appareils de mesure.



PHOTOGRAPHIE 8 Micro-contact de commande après l'essai - dommages causés par amorçage d'arc.



PHOTOGRAPHIE 5 Panneau schématique d'affichage.



PHOTOGRAPHIE 7 Disposition du panneau juste avant l'essai.

**RAPPORT «G»
RAPPORT TECHNIQUE 195/82
ANALYSE DES CIRCUITS ÉLECTRIQUES DE
CONTRÔLE DES BALLASTS
ET ANALYSE GLOBALE
8 septembre 1983**

INTRODUCTION

1.1 La Commission royale d'enquête sur le désastre maritime de l'*Ocean Ranger* a demandé au Laboratoire des techniques de sécurité aérienne (LTSA) du Bureau de la sécurité aérienne de Transports Canada, de l'aider dans ses travaux en faisant certains essais et analyses concernant les hublots de la salle de contrôle des ballasts, les panneaux (schématiques) des interrupteurs de contrôle des ballasts et les soupapes de commande des ballasts.

1.2 Trois hublots, quatre panneaux d'interrupteurs et six bancs de soupapes ont été envoyés au Laboratoire accompagnés de la liste des demandes suivantes :

- 1) avant de procéder aux essais et analyses, photographier et identifier tous les hublots, toutes les soupapes de commande, tous les interrupteurs et toutes les lampes témoins;
- 2) déterminer le mode de défaillance des deux hublots ayant des verres cassés;
- 3) faire l'essai de pression du hublot intact afin de déterminer la force requise pour briser le verre;

4) examiner les soupapes de commande afin de déceler tout signe évident de fonctionnement manuel possible;

5) déterminer les conséquences de la présence ou de l'absence des obturateurs en caoutchouc sur le carter des solénoïdes des soupapes;

6) déterminer la position de chacune des 18 soupapes récupérées avec leur tige de commande manuelle en place;

7) examiner tous les interrupteurs afin de déceler des signes évidents de brûlure ou d'amorçage d'arc au niveau des bornes et des contacts;

8) examiner toutes les lampes témoins afin de déceler des signes évidents de brûlure, d'amorçage d'arc et de défaillance des ampoules;

9) déterminer le mode de défaillance de toutes les ampoules;

10) analyser les interrupteurs et les lampes témoins en ce qui concerne leur sensibilité à l'eau salée;

11) déterminer les effets de l'eau salée coulant sur le panneau de contrôle jusqu'au système de contrôle des ballasts en faisant des essais sur la maquette d'un panneau de contrôle des ballasts;

12) analyser le circuit électrique de contrôle des ballasts en ce qui concerne la sécurité, la fiabilité et la sensibilité à l'eau salée et les défaillances électriques.

1.3 La Commission royale a fourni au LTSA les renseignements suivants concernant l'accident :

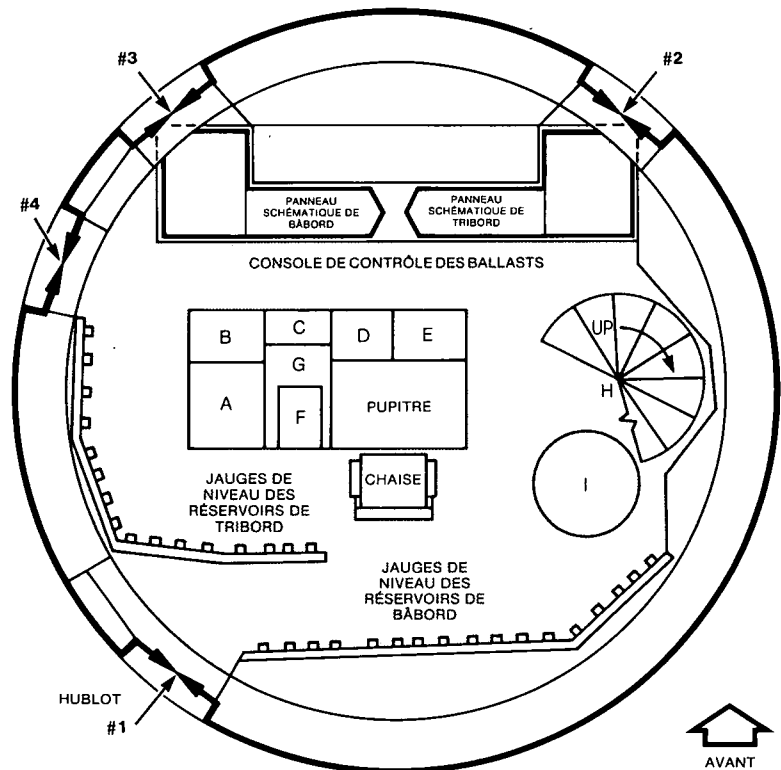
- 1) le 14 février vers 19 h 30 environ, on a appris qu'un hublot de la salle de contrôle des ballasts avait été défoncé par une vague et que beaucoup d'eau avait pénétré dans cette salle;
- 2) l'équipage a fait savoir que l'eau de mer avait touché les panneaux de contrôle des ballasts et qu'on s'affairait au nettoyage;
- 3) vers 22 h, on a rapporté que tous les circuits fonctionnaient normalement de nouveau et qu'on avait fini de ramasser l'eau;
- 4) le 15 février vers 01 h 00, on a rapporté que la plate-forme accusait une forte gîte incontrôlable et qu'un Mayday avait été lancé.

1.4 Après avoir reçu les composants de la salle de contrôle des ballasts accompagnés des demandes de la Commission royale, le LTSA a réparti le travail à effectuer selon les projets distincts suivants :

- A — Analyse des hublots
- B — Essais des verres des hublots
- C — Analyse des soupapes de contrôle des ballasts
- D — Analyse des interrupteurs du panneau de contrôle des ballasts
- E — Analyse des ampoules
- F — Essai du panneau de contrôle des ballasts

FIGURE 1 Salle de contrôle des ballasts

- A Unité de contrôle d'hydrophone
- B Panneau électronique d'hydrophone
- C Cabinet d'actionnement de CO²
- D Contrôle des portes coulissantes
- E Cabinet de détection de fumée
- F Téléimprimeur
- G Panneau d'affichage
- H Escalier en spirale
- I Trou d'homme étanche



G — Rapport récapitulatif et analyse des circuits électriques de contrôle des ballasts et analyse globale.

Ces projets sont décrits dans des rapports individuels qui se réunissent dans ce rapport récapitulatif «G.» On fera référence à chacun des rapports selon la lettre correspondante (A-F).

DESCRIPTION DU SYSTÈME

2.1 La salle de contrôle des ballasts est située dans la colonne SC3 de tribord au centre arrière à quelque 33 mètres au-dessus de la ligne de base de la quille. La salle est circulaire, son diamètre est de 5 mètres approximativement, et l'on peut y pénétrer par le plafond seulement en empruntant un escalier en spirale partant de la salle de contrôle supérieure. La pièce avait quatre hublots disposés tel qu'il est indiqué à la figure 1 et dans le Rapport «A» (EP 266/82) du LTSA. Les hublots avaient environ 50 cm de diamètre et ne pouvaient pas être ouverts, chacun ayant un contre-hublot retenue à sa partie supérieure par une charnière. La disposition des meubles et de l'équipement est également indiquée à la figure 1.

2.2 La console de contrôle des ballasts avait approximativement 3,5 mètres de largeur et un mètre de profondeur; sa hauteur générale était celle d'un comptoir, à l'exception de l'armoire des relais et du panneau des appareils de mesure.

2.3 La console de contrôle des ballasts comprenait ce qui suit :

- 1) panneau d'alarme de niveau du réservoir de service;
- 2) panneaux d'alarme étanches de bâbord et de tribord;
- 3) panneaux des jauges et des appareils de mesure de bâbord et de tribord;
- 4) supports des bornes et des relais de bâbord et de tribord;
- 5) panneaux schématiques des interrupteurs de contrôle de bâbord et de tribord;
- 6) bancs de soupapes de contrôle de bâbord et de tribord.

Seuls les panneaux schématiques des interrupteurs de contrôle et les six bancs de soupapes de contrôle ont été récupérés de l'épave.

2.4 Grosso modo, le système de contrôle des ballasts fonctionnait ainsi qu'il suit : dans chaque ponton, les 12 réservoirs de ballast étaient reliés par des robinets à papillon au collecteur d'eau de ballast situé dans la chambre des pompes à l'arrière du ponton, où se trouvaient les soupapes, les pompes et les conduites d'acheminement pour les ballasts et les niveaux. Deux réservoirs d'eau de forage pouvaient également être reliés au système en cas d'urgence et ils étaient contrôlés par un collecteur à quatre soupapes. Le «refoulement par-

dessus bord» et la «prise d'eau de mer» comprenaient chacun une soupape à commande manuelle en cas d'urgence; normalement, ces soupapes devaient être ouvertes.

2.5 Les trente-deux réservoirs et les soupapes d'acheminement de chaque ponton étaient mis en marche au moyen de pistons pneumatiques unidirectionnels à ressort de rappel. Ils étaient contrôlés par des soupapes à commande par solénoïdes montées dans la base de la console de contrôle des ballasts. Des conduites d'alimentation en air, d'un diamètre approximatif d'un centimètre, acheminaient l'air à partir des soupapes de contrôle jusqu'aux pistons des robinets à papillon. L'alimentation en air était typiquement pressurisée à 90 lb/po² et, en coupant cette alimentation, les trente-deux soupapes pneumatiques se fermaient.

2.6 Tous les robinets à papillon ainsi que toutes les soupapes à commande manuelle comportaient des disjoncteurs de sécurité en fin de course, disjoncteurs qui contrôlaient les lampes témoins montées sur les panneaux schématiques de contrôle des ballasts, par exemple : «Vert» signifiait ouvert à fond, «Rouge» signifiait fermé à fond, et une lampe non allumée signifiait qu'une soupape était «en transit». Les soupapes de contrôle comprenaient une «navette» unidirectionnelle qui, sur excitation du solénoïde, faisait passer l'air pressurisé d'un compresseur dans la conduite d'alimentation en air de chacun des robinets à papillon, ce qui mettait son piston en marche. La désactivation du solénoïde permettait à l'air piégé dans la conduite d'alimentation et le piston de s'échapper dans le collecteur d'échappement de la soupape de contrôle.

2.7 En retour, le solénoïde est contrôlé, par l'intermédiaire d'un relais, par la paire de micro-contacts montés dans les panneaux schématiques de contrôle des ballasts. Ce sont des micro-contacts instantanés qui contrôlent le relais à verrouillage automatique. Les micro-contacts à boutons-poussoirs du panneau schématique sont contrôlés directement par l'opérateur de la salle de contrôle des ballasts qui détermine la configuration appropriée des soupapes et des pompes selon les besoins du chef de chantier de forage.

ANALYSE

3.1 La distribution erratique des défaillances et de la stabilité des ampoules sur tout le panneau schématique laisse croire que l'eau a recouvert tout le panneau lorsque le hublot a été défoncé.

3.2 Pour qu'une ampoule grille en raison d'une surtension, il a fallu :

- 1) qu'il y ait eu une fuite de l'alimentation de 115 volts dans le circuit de 24 volts des

ampoules (les dommages subis par P-19 «vert» témoignent que ceci s'est produit, tout comme l'indiquent les 68 ampoules grillées); et,

2) que les ampoules aient été mises en circuit «ON» par le disjoncteur de sécurité ou par l'interrupteur d'essai des ampoules; et,

3) que les contacts des ampoules n'aient pas été court-circuités par l'eau de mer.

Seuls les interrupteurs court-circuités localement par amorçage d'arc peuvent possiblement faire griller leurs propres ampoules lorsqu'elles ne sont pas en circuit «ON». Cette condition ne s'est produite qu'au niveau de P-19 «vert» dont l'ampoule n'a pas été endommagée.

3.3 Pour qu'une ampoule ne grille pas, il aurait fallu :

- 1) que l'ampoule ait été mise hors-circuit («OFF») par le disjoncteur de sécurité; et/ou,
- 2) que les contacts de l'ampoule aient été court-circuités par l'eau de mer; et/ou,
- 3) qu'il n'y ait pas eu de fuite de l'alimentation de 115 volts dans le circuit de 24 volts (les 68 ampoules grillées prouvent le contraire).

3.4 En tenant compte de la distribution des défaillances des ampoules, les conditions exposées ci-dessus laissent entendre qu'on a utilisé le panneau pendant que l'eau de mer nuisait à son fonctionnement. À partir de ce qui précède, il est également évident que l'évaporation, l'enlèvement ou le nettoyage de l'eau qui se trouvait dans les douilles a pu faire griller les ampoules qu'elles contenaient.

3.5 On pouvait couper l'alimentation électrique du panneau schématique uniquement en tirant le disjoncteur NFB1. Ceci n'aurait laissé en circuit que les interrupteurs des pompes cependant que leurs ampoules auraient été éteintes. En coupant l'alimentation électrique, toutes les soupapes pneumatiques qui étaient ouvertes se seraient fermées. Le seul moyen approprié de faire fonctionner ces soupapes une fois l'alimentation coupée consiste à utiliser les tiges de commande en laiton, tel qu'il est décrit au Rapport «C».

3.6 On doit remarquer que les soupapes qui ont révélé des signes évidents de fonctionnement manuel au moyen des tiges en laiton étaient celles des réservoirs, comme en fait état le Rapport «C». Par conséquent, le fait de couper l'alimentation électrique du panneau afin de passer au fonctionnement manuel seulement semble avoir nullement produit l'effet voulu car d'autres soupapes auraient également été ouvertes pour qu'il y ait transfert du liquide et contrôle du débit.

3.7 Les hublots ou les écouteillons ont été conçus et normalisés surtout pour les navires et non pas les installations de forage. En règle

générale, un navire est rarement ancré de telle sorte qu'il tesse dur contre les vagues, comme peut l'être une installation de forage de façon typique. Par conséquent, il est raisonnable de croire qu'un hublot d'une plate-forme puisse être soumis à des chocs beaucoup plus importants que ne le serait un hublot de navire. Étant donné son application, on n'aurait pas dû croire qu'il était impossible que ce hublot ne fût défoncé.

3.8 Un circuit électrique défectueux servant au contrôle des ballasts prive l'opérateur de la seule source de données en ce qui concerne le contrôle de la stabilité de l'installation de forage. Il n'y avait pas de système d'appoint dans la salle de contrôle des ballasts si ce n'est qu'on pouvait faire fonctionner à la main (tige en laiton) les soupapes à commande par solénoïdes. Par conséquent, l'identification pas très évidente des soupapes et leur position d'accès difficile peuvent rendre leur mise en marche manuelle, en cas d'urgence, très difficile sinon impossible.

3.9 La grande majorité des équipements électriques de la salle de contrôle des ballasts semblaient d'une complexité peu judicieuse dans le système. L'ensemble du système pneumatique aurait plutôt pu être contrôlé facilement et de façon commode par des soupapes de type à clé montées directement dans les panneaux schématiques, éliminant ainsi 64 relais, 128 interrupteurs et 64 soupapes à solénoïdes. Deux panneaux schématiques distincts, ou plus, de lampes témoins «rouges» ou «vertes» reliées aux disjoncteurs de sécurité des pistons des soupapes auraient alors fourni des renseignements sur l'état de divers postes. Un panneau correspondant au panneau des soupapes aurait également dû se trouver sur la passerelle et être utilisé en cas d'urgence.

CONCLUSIONS

Les réponses aux demandes de la Commission énumérées en 1.2 sont les suivantes :

4.1 Toutes les photographies exigées seront présentées à la Commission avec le présent rapport.

4.2 Le Rapport «A» ci-joint contient l'analyse complète des deux hublots brisés.

4.3 Le Rapport «B» ci-joint contient les résultats des essais de pression des verres des hublots.

4.4 Le Rapport «C» ci-joint fait état des signes évidents du fonctionnement manuel des soupapes à commande par solénoïdes.

4.5 Le Rapport «C» ci-joint contient l'analyse des obturateurs en caoutchouc des carters de soupapes à solénoïdes.

4.6 Le Rapport «C» ci-joint indique les positions des soupapes dans lesquelles sont insérées les tiges de commande manuelle.

4.7 Le Rapport «D» ci-joint contient l'analyse de tous les interrupteurs.

4.8 Le Rapport «D» ci-joint contient l'analyse de toutes les lampes témoins.

4.9 Le Rapport «E» ci-joint contient l'analyse de toutes les ampoules.

4.10 Les Rapports «F» et «G» ci-joints contiennent l'analyse de la sensibilité des interrupteurs et des lampes témoins à l'eau salée.

4.11 Le Rapport «F» contient les résultats des essais d'immersion des panneaux de contrôle dans l'eau salée.

4.12 Le Rapport «G» contient l'analyse du circuit électrique de contrôle des ballasts.

**RAPPORT «H»
RAPPORT TECHNIQUE EP 72/84
DÉMONSTRATION DES DÉFAILLANCES
DES INTERRUPTEURS DES POMPES
1^{er} mars 1984**

INTRODUCTION

1.1 La Commission royale d'enquête sur le désastre maritime de l'*Ocean Ranger* a demandé au Laboratoire des techniques de sécurité aérienne (LTSA) du Bureau de la sécurité aérienne de Transports Canada, de l'aider dans ses travaux en faisant certains essais et analyses concernant les hublots de la salle de contrôle des ballasts, les panneaux (schématiques) des interrupteurs de contrôle des ballasts et les soupapes de contrôle des ballasts.

1.2 Les résultats de ces essais et analyses ont été présentés à la Commission en septembre 1983 dans les Rapports «A» à «G» du LTSA. Cependant, afin de préciser le scénario proposé voulant que de l'eau de mer ait pénétré dans les interrupteurs des pompes à partir du dessous du panneau de contrôle des ballasts, après l'éclatement du hublot, on a demandé au LTSA d'effectuer des essais supplémentaires sur des interrupteurs neufs afin de démontrer que de l'eau peut en effet couler le long de la partie inférieure du panneau de contrôle, pénétrer dans les interrupteurs des pompes et éventuellement entraîner une fuite du courant alternatif de 115 volts dans le circuit de 18 volts CA des ampoules des interrupteurs, et faire brûler les filaments de ces dernières en raison d'une surtension, tel qu'il est démontré à l'alinéa 3.2 du Rapport «E» (EP 332/83) du LTSA.

ESSAIS ET ANALYSES

2.1 Afin de faciliter la consignation des données, les essais des défaillances des ampoules des lampes témoins des pompes ont été divisés en deux volets distincts :

1) démontrer que de l'eau peut couler le long de la partie inférieure d'un panneau horizontal légèrement incliné (12 degrés);

2) démontrer que l'eau de mer, une fois entrée dans l'interrupteur près des bornes de son ampoule, peut en effet faire griller l'ampoule.

2.2 Les interrupteurs de pompes soumis aux essais étaient identiques à ceux qui ont été récupérés de l'épave de l'*Ocean Ranger*. Ils étaient fabriqués par Tokyo Electric Co. et portaient le numéro de pièce 4031E-11R dans le cas de l'interrupteur «Stop» (arrêt) à bouton rouge, et 1031E-11G dans le cas de l'interrupteur «Run» (marche) vert.

2.3 L'interrupteur «Stop» est un interrupteur à bouton-poussoir à verrouillage automatique qui change d'état chaque fois qu'on l'enfoncé. L'interrupteur «Run», photographie 1, est un interrupteur à bouton-poussoir instantané qui excite un relais à verrouillage automatique afin de maintenir en marche la pompe qui lui est associée. Les deux interrupteurs comprennent un transformateur intégré de 115 V - 18 V afin d'alimenter l'ampoule montée dans le bouton rouge ou vert en plastique clair. La photographie 2 montre un interrupteur «Run» démonté dont les principaux composants sont identifiés.

2.4 La photographie 3 est une vue de l'interrupteur coupé au niveau de l'interface transformateur — bouton-poussoir. On peut voir le fond de la douille de l'ampoule au point «A», l'enroulement secondaire du transformateur et les bornes au point «B», l'enroulement primaire et les bornes au point «C», ainsi que les bornes externes de connexion du transformateur de 115 V au point «D».

2.5 La partie du bouton-poussoir de l'interrupteur est construite et scellée de telle façon que de l'eau coulant sur le dessus du panneau ne peut pénétrer dans le boîtier de l'interrupteur. Cependant, si l'eau atteignait le boîtier de l'interrupteur à partir du dessous du panneau, elle pourrait alors pénétrer facilement dans l'interrupteur près des bornes de connexion de l'ampoule, tel qu'il est indiqué sur la photographie 1.

2.6 Comme on peut le voir sur la photographie 3, les bornes du transformateur de l'enroulement primaire «C» et la douille de l'ampoule «A» sont très rapprochés. Ce montage faciliterait les fuites de 115 V du «primaire» dans les contacts des ampoules du «secondaire» si de l'eau salée pouvait pénétrer dans la partie du transformateur monté dans le boîtier de l'interrupteur.

2.7 Afin de démontrer que de l'eau peut couler sous un panneau horizontal ou presque horizontal, on a fabriqué le petit dispositif d'essai qu'on peut voir sur la photographie 4 et qui consiste en un panneau de tôle de 10 x 24 pouces supporté par un cadre de contre-plaqué permettant d'obtenir une pente de 12 degrés. Une étroite fente ayant environ 0,050 pouce de largeur et 6 pouces de longueur a été pratiquée dans la tôle à environ 4 pouces au-dessus de la position de l'interrupteur de la pompe. On a installé une caméra vidéo de façon qu'on puisse voir le fond de la plaque et la partie de l'interrupteur montée en dessous de la plaque.

2.8 Le court ruban vidéo qui accompagne ce rapport démontre clairement de quelle façon l'eau de mer qu'on a versée sur le panneau au-dessus de la fente coule dans la fente et suit le fond du panneau en descendant le plan incliné,

puis le long de la paroi de l'interrupteur jusque dans l'ouverture près des bornes de l'ampoule.

2.9 La fente pratiquée dans le panneau d'essai a été jugée une simulation acceptable des petits espaces entre les interrupteurs rectangulaires des soupapes et les trous de montage du panneau de contrôle des ballasts dont on a remarqué l'existence dans l'ensemble du panneau de contrôle des ballasts.

2.10 Pour le deuxième essai qui a démontré que l'eau de mer peut entraîner une surtension dans l'ampoule et la faire griller, les bornes de l'ampoule de l'interrupteur ont été directement reliées, avec le 115 V en continu, à l'enroulement primaire du transformateur. On a mis un peu d'eau de mer dans les deux cavités à proximité des bornes de l'ampoule, photographie 1, et les réactions ont été captées sur ruban vidéo. Après quelques minutes, l'éclat de l'ampoule s'est modifié, elle a vacillé, s'est éteinte puis s'est rallumée de nouveau, puis elle est devenue très brillante, indiquant une surtension et une défaillance par grillage. Cette réaction est consignée sur le ruban vidéo qui accompagne ce rapport.

2.11 On a constaté que les ampoules neuves ne grillaient pas dans les conditions d'essai décrites ci-dessus. Cependant, les enroulements primaires du transformateur brûlaient chaque fois qu'on laissait l'alimentation de 115 V plus de quinze minutes approximativement après avoir versé de l'eau de mer. Les surtensions observées dans le circuit des ampoules du «secondaire» n'atteignaient que 25 V environ et leur durée était relativement courte. Par conséquent, seuls les filaments des ampoules affaiblis par l'usure étaient susceptibles de griller.

2.12 On doit remarquer que l'augmentation de l'incandescence du filament d'une ampoule, au moment où il grille, ne résulte pas nécessairement d'une augmentation de la tension d'alimentation, mais qu'elle est plutôt due à une décharge d'énergie inductive résultant de la fracture du filament.

2.13 Parmi les 24 interrupteurs de pompes récupérés avec les panneaux de contrôle des ballasts de l'*Ocean Ranger*, un seul transformateur (interrupteur d'arrêt de la pompe de cale #1 de bâbord) avait un enroulement primaire grillé. Tous les autres transformateurs des interrupteurs des pompes n'avaient pas subi de dommages par l'électricité. Ceci indiquerait soit que très peu d'eau ait pénétré dans les interrupteurs, ou plus vraisemblablement que l'alimentation des circuits des pompes ait été coupée peu après qu'on eût constaté les dommages causés par l'eau. Douze des 24 ampoules des interrupteurs des pompes de l'*Ocean Ranger* ont été trouvées grillées (11 rouges et 1 verte). Seules les ampoules qui

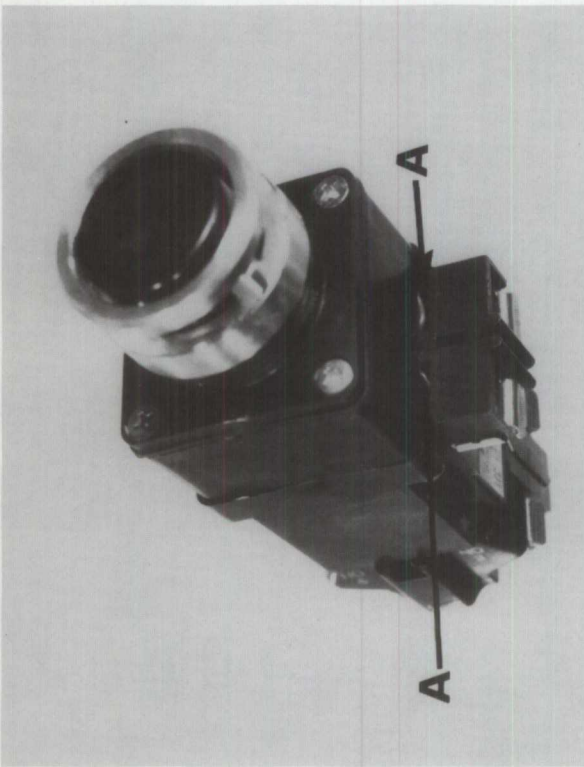
étaient allumées au moment où l'eau a pénétré dans les boîtiers des interrupteurs ont pu griller.

2.14 Pendant les essais, on a également remarqué qu'il se formait une condensation importante dans les boutons-poussoirs en raison de la chaleur dégagée par les ampoules. Le ruban vidéo montre des indices de ce type de condensation. Ceci peut expliquer pourquoi 14 des 24 boutons rouge et vert avaient disparu au moment de la récupération des panneaux de contrôle. L'équipage a bien pu enlever les boutons au moment du nettoyage, après avoir constaté le fonctionnement intermittent des ampoules et/ou qu'il y avait de la condensation dans les boutons-poussoirs.

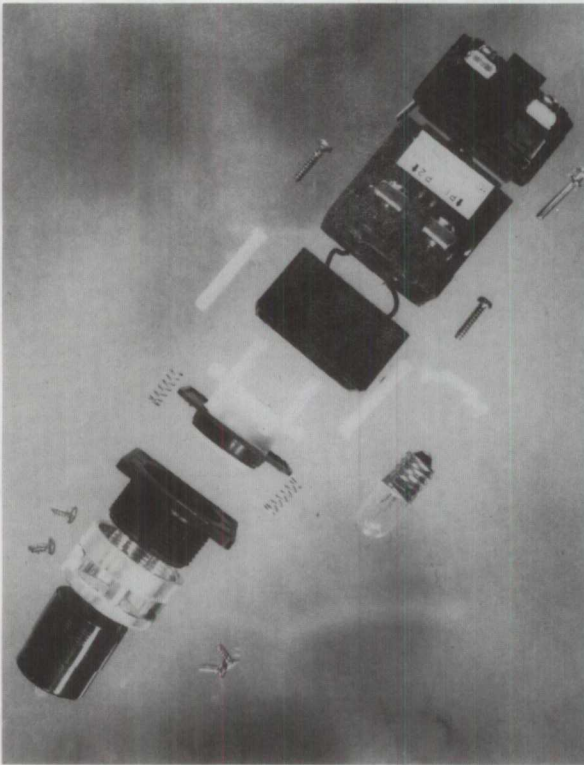
CONCLUSIONS

3.1 Il a été démontré que l'eau de mer pouvait très facilement couler (et c'est ce qui s'est vraisemblablement produit) le long du côté inférieur du panneau de contrôle des ballasts et qu'elle a pénétré dans les boîtiers des interrupteurs des pompes près des bornes des ampoules.

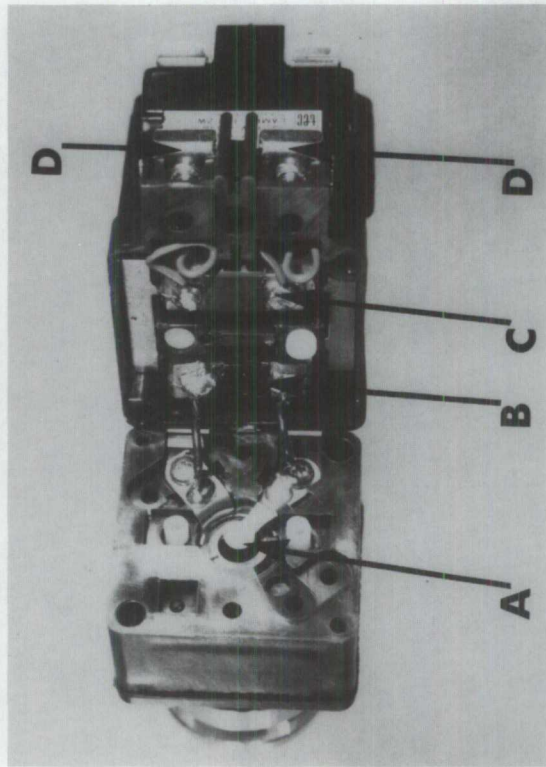
3.2 Il a également été démontré que les lampes témoins des interrupteurs des pompes pouvaient griller après un contact avec l'eau de mer, pourvu que le filament de l'ampoule fût substantiellement endommagé en raison de l'usure.



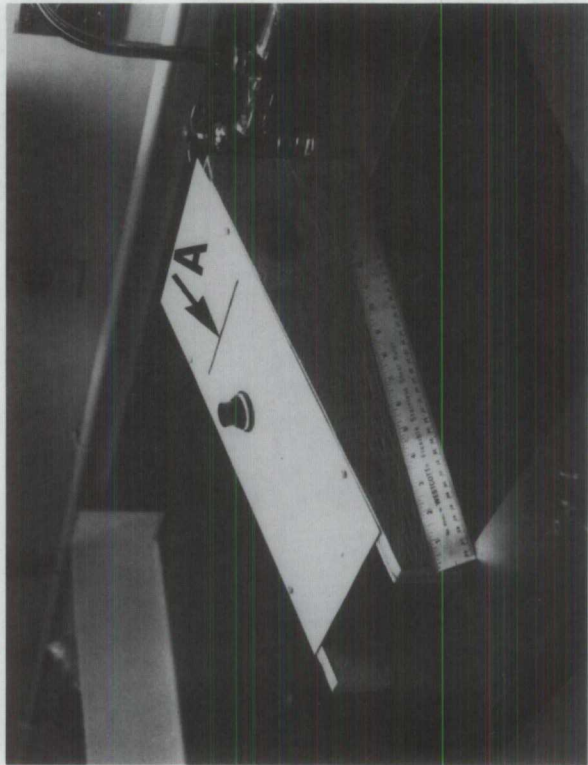
PHOTOGRAPHIE 1 Interrupteur de pompe, vert ou «run» (marche). Cavité sur le côté du boîtier où l'eau peut pénétrer par le joint «A».



PHOTOGRAPHIE 2 Le même interrupteur de pompe démonté.



PHOTOGRAPHIE 3 Le même interrupteur ouvert à la jonction du transformateur et de l'ampoule. «A» culot de l'ampoule dans sa douille, «B» enroulement secondaire, «C» enroulement primaire, «D» connexions externes du transformateur.



PHOTOGRAPHIE 4 Dispositif d'essai utilisé pour inonder le panneau, avec fente au point «A».

**RAPPORT «I»
RAPPORT TECHNIQUE EP 73/84
ANALYSE DES DÉFAILLANCES DES
MICRO-CONTACTS
1^{er} mars 1984**

INTRODUCTION

1.1 La Commission royale d'enquête sur le désastre maritime de l'*Ocean Ranger* a demandé au Laboratoire des techniques de sécurité aérienne (LTSA) du Bureau de la sécurité aérienne de Transports Canada, de l'aider dans ses travaux en faisant certains essais et analyses concernant les hublots de la salle de contrôle des ballasts, les panneaux (schématiques) des interrupteurs de contrôle des ballasts et les soupapes de contrôle des ballasts.

1.2 Tous ces essais et analyses ont été faits et les résultats ont été présentés à la Commission en septembre 1983 dans les Rapports «A» à «G» du LTSA. Le rapport «F» (EP 333/83) intitulé «Essais du panneau de contrôle des ballasts» couvrait les essais du simulateur du panneau de contrôle des ballasts afin de déterminer s'il était susceptible de subir des dommages et des défaillances électriques lorsqu'on l'inondait d'eau de mer. Au cours de l'essai, dix interrupteurs «Open» (vert) de soupapes de contrôle ont fait défaut comme on peut le constater sur la photographie 1 et à l'alinéa 3.4 du Rapport «F» du LTSA.

1.3 L'affichage des lampes témoins vertes sur le panneau de contrôle spécial présenté sur la photographie 1 constituait la preuve fondamentale que ces interrupteurs avaient fait défaut au moment de l'essai. La façon dont ces 10 interrupteurs ont fait défaut, tel qu'on l'indique à l'alinéa 3.4 du Rapport «F» du LTSA, était une déduction logique tirée d'une preuve indirecte. Au moment de cet essai, il a été décidé de ne pas ouvrir les micro-contacts pour voir si de l'eau de mer y avait pénétré, en raison du risque de perdre la preuve (c'est à dire l'eau de mer) pendant le processus de leur ouverture.

1.4 Les interrupteurs des soupapes de contrôle ont été enlevés du panneau d'essai, identifiés et placés dans des sacs en plastique ouverts, dans un milieu à faible humidité, pendant une période de trois mois afin que toute l'eau salée puisse s'évaporer et laisser des dépôts de sel identifiants, à l'intérieur du micro-contact, si de l'eau de mer avait réellement pénétré dans les interrupteurs.

1.5 Afin de découvrir une preuve indéniable que l'eau de mer pouvait pénétrer dans les micro-contacts des soupapes de contrôle, la Commission a demandé au LTSA d'ouvrir, après une période de séchage appropriée, une

série de micro-contacts du panneau d'essai décrit dans le Rapport «F» du LTSA, et de déterminer s'il y avait des indices démontrant que de l'eau de mer s'y était infiltrée.

EXAMEN ET ANALYSE

2.1 Les micro-contacts des dix interrupteurs à bouton-poussoir «open» (vert) des soupapes de contrôle, mentionnés à l'alinéa 3.4 du Rapport «F» du LTSA ont été enlevés, puis on a gratté légèrement un côté de chaque micro-contact afin d'en découvrir le mécanisme, comme on peut le voir sur la photographie 2. Un examen microscopique approfondi a révélé de petits points blancs en quantité variable dans les dix interrupteurs. La photographie 3 montre les points blancs typiques dans l'un de ces interrupteurs.

2.2 L'analyse au microscope à balayage électronique a révélé que les points blancs avaient en majorité une forme cristalline aiguë comme on peut le constater sur les photographies 4 et 5. L'analyse spectrométrique radioscopique à énergie dispersive a révélé que ces points renfermaient divers composés cristallins, de sodium et/ou de chlorure, tels que décrits plus en détail dans le Rapport ci-joint du spécialiste en analyse physique du LTSA.

2.3 L'endroit le plus plausible par lequel l'eau de mer aurait pénétré dans le micro-contact se trouvait autour du bouton rouge de mise en marche, comme l'indique la photographie 2. Cependant, l'examen de l'un des interrupteurs a révélé que de l'eau de mer était entrée par une fissure entre les deux moitiés du boîtier qui n'avait apparemment pas été scellé correctement, comme l'indique la photographie 6.

CONCLUSIONS

3.1 L'analyse spectrométrique radioscopique à énergie dispersive a révélé que l'eau de mer avait pénétré dans les interrupteurs de marche (vert) des soupapes de contrôle de la façon indiquée à l'alinéa 3.4 du Rapport «F» du LTSA.

**Ministère des Transports
LABORATOIRE DES TECHNIQUES
DE SÉCURITÉ AÉRIENNE
Demande interne d'analyse technique**

DEMANDES

S'il vous plaît, veuillez procéder à l'identification des dépôts blancs trouvés sur certains composants des micro-contacts.

4 février 1984

M. Vermij

CONSTATATIONS

L'examen au microscope à balayage électronique des dépôts «blancs» à trois endroits sur le micro-contact, y compris deux des barres omnibus plaquées or et une surface de contact argent, indique une grande variation dans la morphologie du précipité – conformément aux photomicrographies, voir les photographies 7 et 8.

L'analyse radioscopique à énergie dispersive confirme la présence d'un nombre correspondant de différentes espèces chimiques. Bien qu'elles soient communes à toutes les analyses, on y trouve de fortes concentrations de sodium, de chlore et d'autres constituants de l'eau de mer.

Les spectres nos 1 à 5 ci-joints se rapportent à ce qui suit :

#1, 2 et 3 — analyse spectrale superficielle des dépôts généraux du fond n'ayant pas de tendances cristallographiques bien définies.

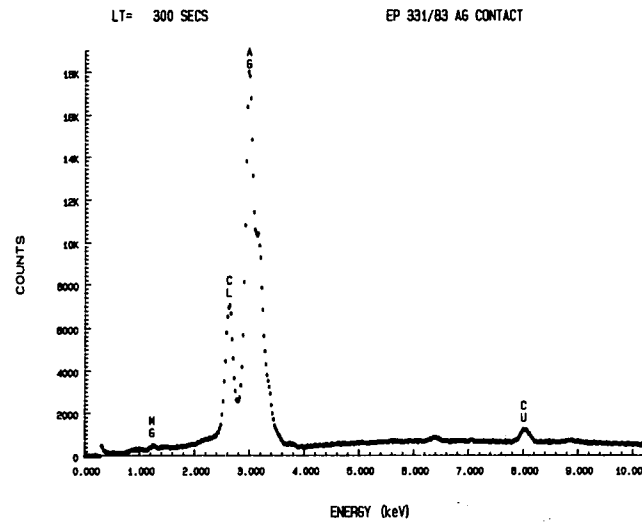
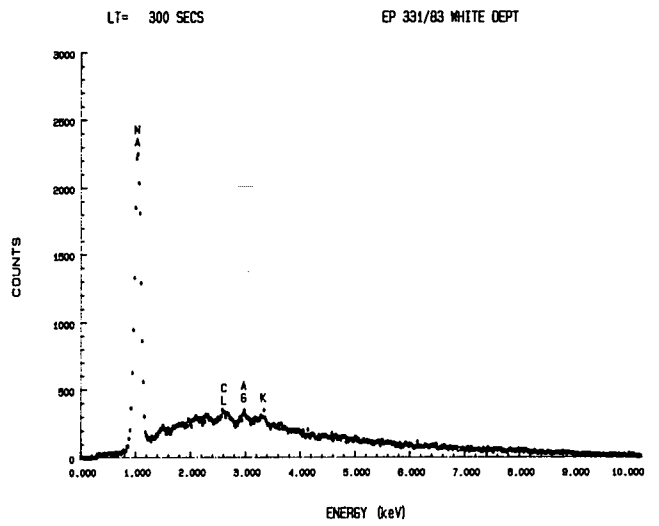
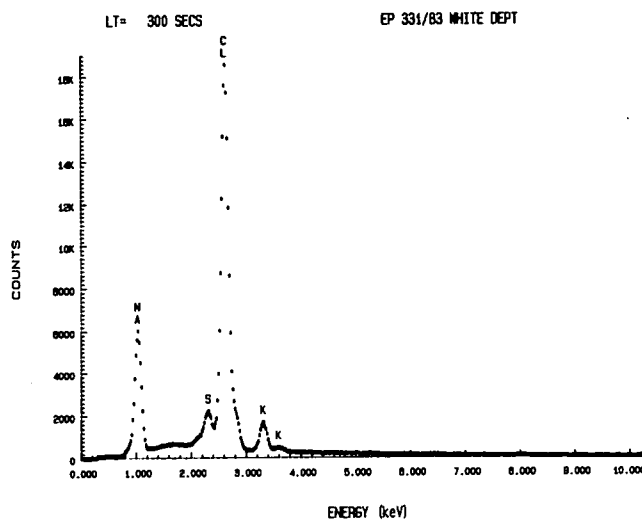
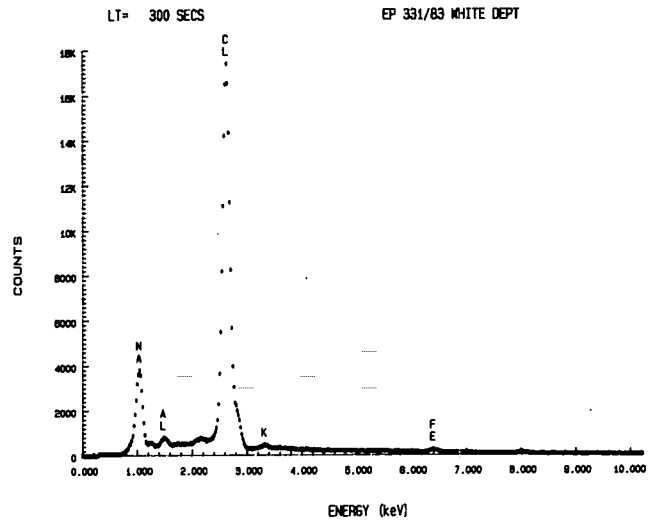
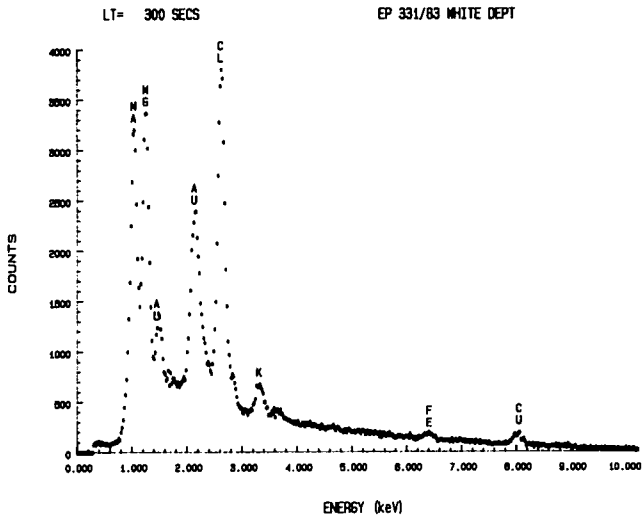
#4 — analyse spectrale de groupes typiques aigus. Révèle du sel de sodium avec éléments traceurs secondaires suggérant que ces croissances peuvent être des composés de sodium avec radicaux atomiques faibles comme le carbonate, le nitrate ou l'oxyde non détectables par la technique non dispersive.

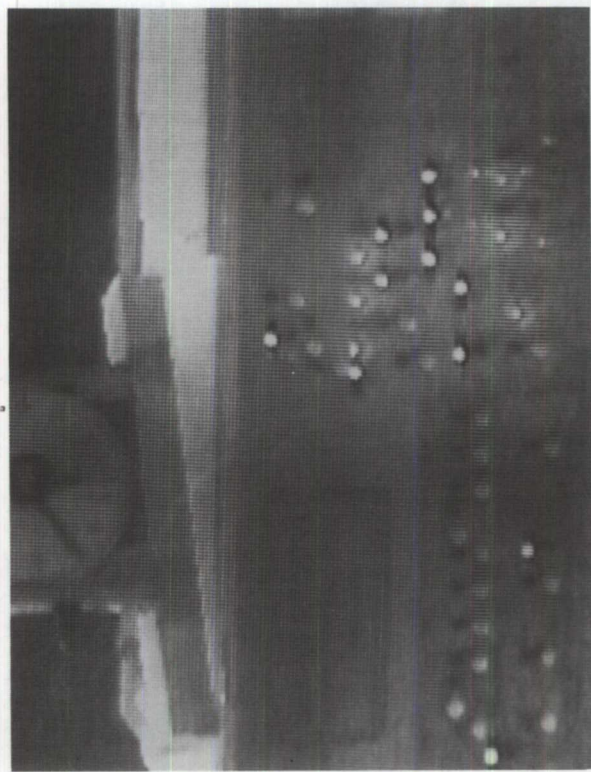
#5 — analyse spectrale de la phase cristalline bien développée – indiquée par les flèches les plus longues sur la photographie 7 et identifiée comme du chlorure d'argent.

On peut conclure que tous les composés présents provenaient de la réaction avec l'eau salée.

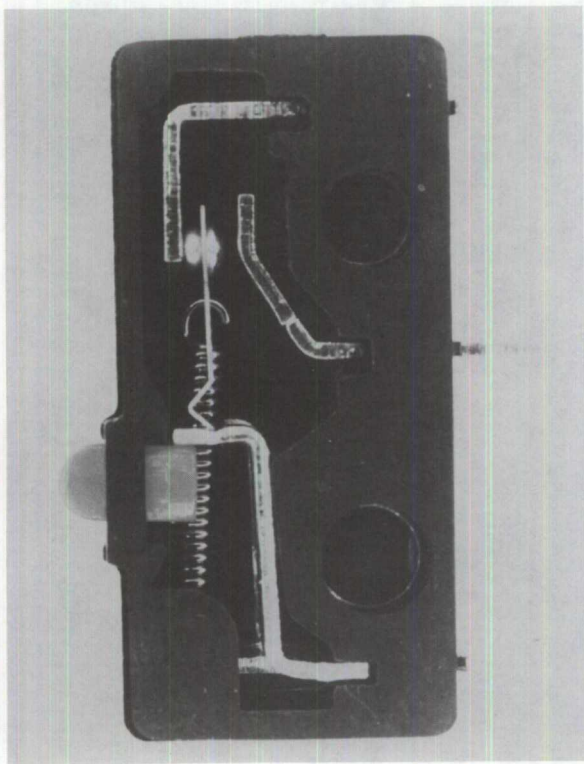
8 février 1984

K.M. Pickwick

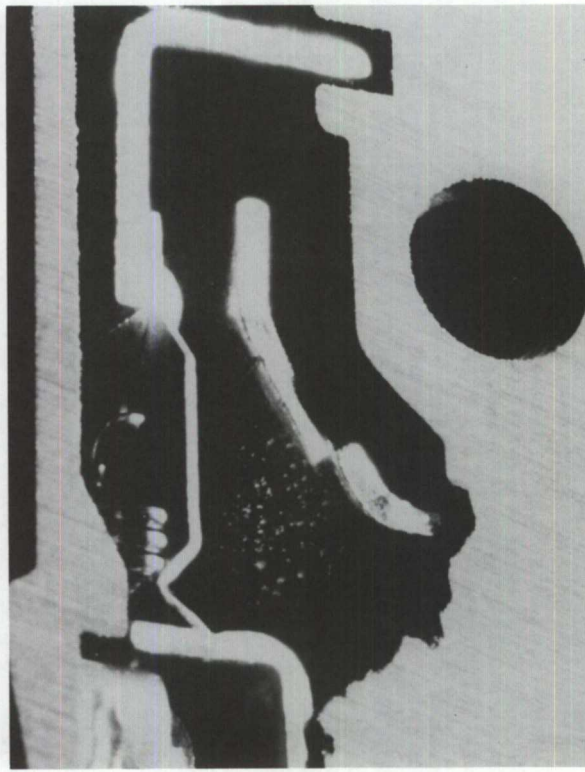




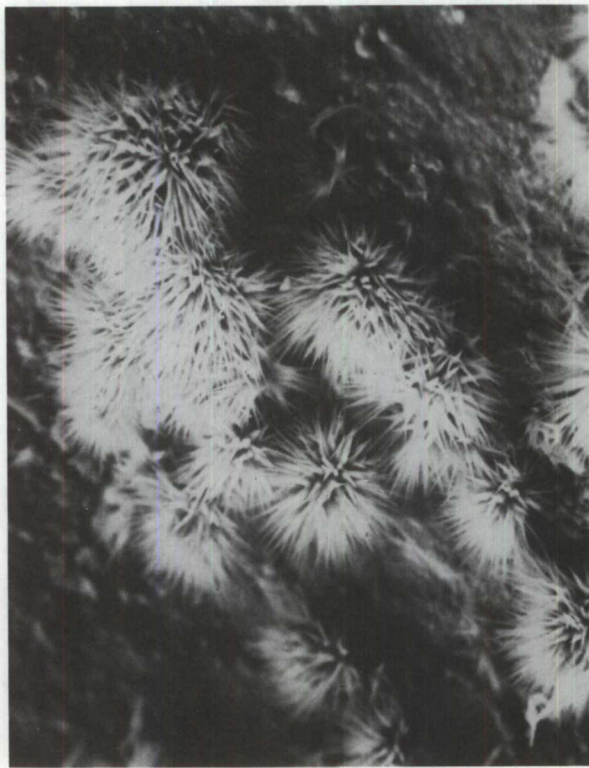
PHOTOGRAPHIE 1 Panneau d'essai au moment où le panneau de contrôle faisait voir les 10 lampes témoins vertes, indiquant des défaillances des ampoules.



PHOTOGRAPHIE 2 Micro-contact typique, côté du boîtier enlevé afin d'en révéler le mécanisme.



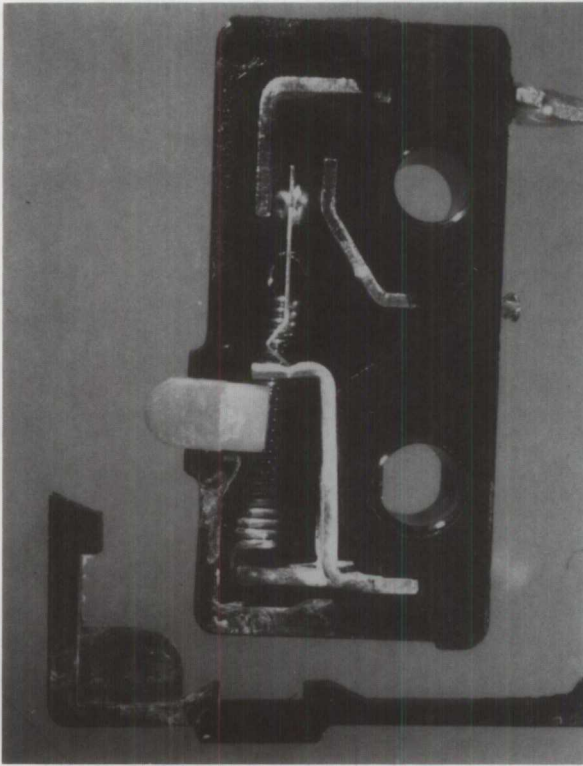
PHOTOGRAPHIE 3 Détail du mécanisme du micro-contact montrant les dépôts blancs sur la barre de contact plaquée or.



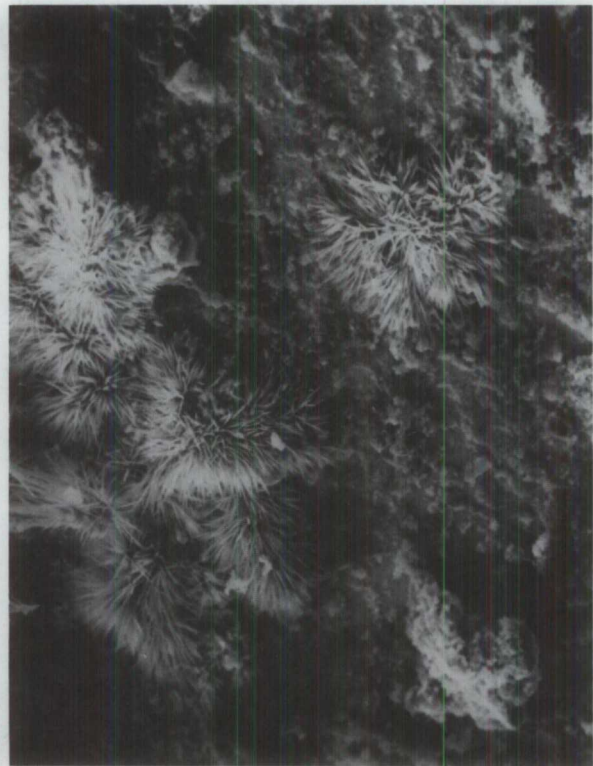
PHOTOGRAPHIE 4 Micrographie des points blancs identifiés comme groupes cristallins de composés de sodium.



PHOTOGRAPHIE 5 Micrographie d'un groupe cristallin de composés de sodium entouré de minuscules cristaux de chlorure de sodium



PHOTOGRAPHIE 6 Micro-contact indiquant que de l'eau de mer s'est infiltrée par la jonction des deux parties du boîtier.



PHOTOGRAPHIE 7 Micrographie montrant les différents dépôts cristallins sur un composant d'un interrupteur.



PHOTOGRAPHIE 8 Détails micrographiques de quelques dépôts cristallins typiques de forme aiguë.

APPENDICE F-4

Caractéristiques du système de pompage de l'*Ocean Ranger*: analyse et calculs

RÉSUMÉ

Il est très probable que l'*Ocean Ranger* ait été aux prises avec des problèmes de contrôle des ballasts le soir du 14 février 1982, problèmes qui ont contribué à la perte, corps et biens, de l'installation de forage. L'analyse suivante porte sur certaines caractéristiques du système de ballasts et sur sa capacité de corriger une assiette avant.

Étant donné que les chambres des pompes étaient situées aux extrémités arrière des pontons, la hauteur d'aspiration requise quand l'installation penchait vers l'avant augmentait jusqu'à un tel point qu'à 12°, aucune pompe ne pouvait refouler plus que 35% environ du contenu des réservoirs n° 1, et pas plus que 10% environ du contenu des réservoirs n° 2 et 3. À cet angle d'inclinaison, c'est le point auquel la hauteur d'aspiration statique est égale à la tension de vapeur de l'eau qui est pompée. La Figure 13 trace l'angle de l'assiette avant comparé à la capacité des réservoirs 1, 2 et 3, indiquant le point où le système de ballasts est inopérant.

En raison du régime constant des moteurs des pompes, il y a cavitation au niveau du rotor lorsque le pompage se fait avec 1 pompe à partir des réservoirs 2 ou 3 séparément à tous les angles d'assiette avant et lorsque l'assiette est nulle même lorsque les réservoirs sont presque pleins. En pompant à partir des réservoirs 2 et 3 ensemble, en utilisant 1 pompe, il y a cavitation à toutes les assiettes avant excédant environ 5° lorsque les réservoirs sont pleins. Lorsque l'assiette est nulle, il y aura cavitation à tous les niveaux des réservoirs en dessous de 10 pieds approximativement ou 38% environ de leur capacité totale. Il s'ensuit que le pompage des réservoirs n° 1 entraînera également une cavitation à tous les niveaux inférieurs à quelque 26,5 pieds ou 65% environ de leur capacité totale. Le rapport exact entre la cavitation et le débit n'est pas connu quoique, en général, le débit diminue proportionnellement au degré de cavitation. La cavitation augmente proportionnellement à la hauteur d'aspiration.

À la Figure 11, on peut voir qu'en pompant à partir des réservoirs 2 et 3 sur la base d'une pompe/un réservoir, le débit admissible pour qu'il n'y ait pas cavitation, calculé dans le cas d'une assiette nulle, va approximativement de 1 630 gallons U.S. par minute lorsque le réservoir est vide, jusqu'à 2 750 gallons U.S. par minute lorsque le réservoir est plein. En analysant le débit nominal réel, c'est-à-dire le débit

auquel les pompes fonctionneraient s'il n'y avait pas de contrainte due à la cavitation, on calcule que le débit comparable atteindrait environ 2 325 gallons U.S. par minute le réservoir étant vide, à 2 590 gallons U.S. par minute le réservoir étant plein (voir la Figure 8).

C'est pratique courante de concevoir un système de pompage de façon que la cavitation soit nulle au niveau du rotor, étant donné que le fonctionnement au point de cavitation ou au-delà de ce dernier est bruyant, entraîne des vibrations ainsi qu'une usure rapide du rotor et des surfaces métalliques adjacentes. Sous ce rapport, le système de ballasts de l'*Ocean Ranger* n'était pas conçu selon les règles de l'art puisque la capacité des pompes était trop élevée pour qu'il n'y ait pas cavitation lorsque le pompage se faisait à partir des réservoirs avant. Cela était dû en partie à la grande longueur de tuyauterie d'un diamètre interne relativement petit allant des réservoirs aux chambres des pompes. Cette tuyauterie avait à peu près le diamètre minimum recommandé pour le débit nominal des pompes, ce qui entraînait une perte dynamique considérable dans la hauteur d'aspiration.

Au débit nominal d'une pompe de ballast (2 000 gallons U.S. par minute), on calcule que la hauteur d'aspiration totale du système d'aspiration atteint presque 27 pieds lorsqu'on pompe à partir des réservoirs 2 et 3 sur la base d'un seul réservoir. Cependant, en raison du régime constant des pompes, le débit serait de 2 300 à 2 600 gallons par minute et la perte de charge approximativement de 39 pieds. On devrait normalement s'attendre à ce que des pompes comme celles de l'*Ocean Ranger* puissent fonctionner avec une hauteur d'aspiration maximale (statique + dynamique) d'environ 20 pieds au plus. Par conséquent, le débit nominal ne serait pas atteint. La hauteur d'aspiration maximale, en pompant à partir de deux réservoirs, se situerait autour de 24 pieds, les débits possibles atteignant approximativement 2 400-2 700 gallons par minute.

Une partie du problème relatif au pompage à partir des réservoirs avant était due à l'emplacement des chambres des pompes à l'extrémité arrière de chaque ponton. Lorsque la plate-forme est équilibrée, la hauteur d'aspiration statique est directement fonction de la distance horizontale entre la pompe et la crêpe du réservoir. En plaçant la chambre des pompes au milieu, on réduirait considérablement cette hauteur d'aspiration. Dans le cas de l'*Ocean Ranger*, il serait quelque peu difficile d'accéder à une chambre des pompes située au milieu, mais on pourrait le faire à partir d'une des colonnes centrales par un tunnel ou un passage étanche à l'intérieur des réservoirs du ponton. Si une chambre des pompes était

située aux deux extrémités de chaque ponton, au moins une des pompes aurait une hauteur statique positive quelle que soit l'assiette. Manifestement, cela augmenterait la complexité de la tuyauterie et des systèmes de commande, et l'opérateur pourrait bien soutenir que l'unité n'a pas été conçue pour pouvoir fonctionner lorsqu'elle est inclinée.

Néanmoins, on a démontré qu'on pouvait facilement incliner l'*Ocean Ranger* par des transferts de ballasts relativement peu importants. Lorsque l'assiette avant est prononcée, il est très difficile, en configuration telle que construite, de voir comment le système de pompage pourrait corriger cette assiette à moins qu'une pression d'air positive ne soit appliquée aux réservoirs. En outre, la configuration «chambre des pompes à l'arrière» ramenait le centre de gravité du bloc réservoir bien en avant du centre de flottaison. Ainsi, pour obtenir des tirants d'eau appropriés, les réservoirs de ballasts arrière devaient être substantiellement toujours pleins, ce qui limitait la capacité d'équilibrage arrière de l'installation de forage. Le système de ballasts de l'*Ocean Ranger* était disposé de façon que toutes les conduites partant des réservoirs de ballast mènent à l'arrière à un collecteur commun dans la chambre des pompes. En retour, ce collecteur était relié aux pompes et pouvait servir soit à remplir les réservoirs de ballast à partir de la mer soit à vider leur contenu par-dessus bord. Cependant, il était impossible de pomper le contenu d'un réservoir de ballast dans un autre réservoir. Il fallait plutôt vider le contenu du premier réservoir par-dessus bord puis remplir le réservoir correspondant ou d'équilibrage avec la quantité d'eau appropriée. On juge que cet agencement est inutilement restrictif et potentiellement dangereux en cas de défaillance de n'importe quelle soupape.

Si les réservoirs avant avaient été reliés par un collecteur et les réservoirs arrière par un autre, il aurait été possible de pomper du lest entre les réservoirs avant et les réservoirs arrière. La Figure 14 montre l'agencement tel qu'il était, et la Figure 15 l'agencement proposé, peut-être pas idéal, mais qui serait plus souple et permettrait le transfert plutôt que le déchargement et le remplacement. Cette absence de possibilité de transfert interne doit être considérée comme un défaut dans le système de tuyauterie des ballasts.

Nous rappelons qu'en raison de la cavitation, la capacité des pompes de ballasts à bord de l'*Ocean Ranger* était trop grande pour vider efficacement les réservoirs avant lorsque la plate-forme était inclinée vers l'avant. Il a été démontré qu'il y avait cavitation même lorsque l'assiette était nulle.

CONCLUSIONS

1. Le système de ballasts de l'*Ocean Ranger* n'était pas totalement satisfaisant à bien des égards. Les principaux défauts trouvés étaient les suivants :

i. Il était impossible de pomper du lest d'un réservoir avant dans un réservoir arrière ou inversement. Une simple modification du collecteur aurait permis de le faire.

ii. Le diamètre de la tuyauterie reliant les réservoirs avant et les chambres des pompes arrière était trop petit, compte tenu de la distance et de la capacité de pompage. Cela entraînait une cavitation même lorsque l'assiette était nulle.

iii. Les caractéristiques du système de pompage ainsi que l'emplacement des chambres des pompes limitaient la capacité des pompes relativement au déballastage des réservoirs avant lorsque la plate-forme avait une inclinaison vers l'avant. En effet, dans le cas des réservoirs critiques n°s 1, 2 et 3 de chaque ponton, il y avait perte totale de charge à une assiette de 6° les réservoirs étant presque vides, et à une assiette de 12° les réservoirs pratiquement pleins. À une inclinaison d'environ 8° à 10°, les pompes ne pouvaient pas aspirer le contenu des réservoirs 1, 2 ou 3 si ces derniers contenaient moins que 45 % environ de leur capacité.

2. La conception du système de pompage ne respectait pas les règles de l'art. La perte totale de charge dynamique excède les limites admissibles lorsque le pompage se fait séparément à la capacité nominale à partir des réservoirs 2 ou 3. Elle est marginalement acceptable lorsqu'on pompait à partir de deux réservoirs avant en même temps en utilisant une seule pompe.

3. L'emplacement des chambres des pompes à l'arrière plaçait le centre de gravité du bloc réservoir bien en avant du centre de flottaison. En conséquence, aux tirants normaux d'exploitation, il fallait que les réservoirs de ballasts arrière soient substantiellement pleins en tout temps, ce qui limitait la capacité d'équilibrage arrière de la plate-forme.

CALCUL DE LA PERFORMANCE

La présente partie décrit la méthode utilisée pour déterminer la capacité du système de ballasts de l'*Ocean Ranger* relativement au déballastage de l'installation tant lorsque l'assiette est de niveau qu'à divers degrés d'inclinaison vers l'avant.

Étant donné que les pompes de ballasts étaient situées dans les chambres des pompes à l'extrémité arrière de l'installation, il s'ensuit que les conditions de pompage les plus difficiles étaient imposées lorsqu'on pompait à partir

des réservoirs avant des pontons, c'est-à-dire les réservoirs 1, 2, 3 et 4.

Les conditions de pompage des réservoirs 2 et 3 sont analysées, et certains calculs sont faits afin d'appliquer la méthode aux réservoirs 1 et 4.

CARACTÉRISTIQUES DES POMPES

Spécifications des pompes: pompes centrifuges à hélice à couplage rapproché Layne & Bowler «Veriline», entraînées par un moteur électrique triphasé de 125 HP (régime constant de 1 770 tr/min). Capacité nominale de 2 000 gallons U.S. par minute à une hauteur de refoulement de 170 pieds.

La sortie d'une pompe de ballasts dépend de deux facteurs :

a) Hauteur totale de refoulement du système – la courbe hauteur/capacité est reproduite à la Figure 1. À mesure que la hauteur augmente, le débit diminue et l'efficacité décroît à partir de la capacité nominale.

b) Incidence de la cavitation – toute pompe à hélice entraînée par une autre propulsion ou rotor, entrainera un vide à un certain point, dépendant du débit et de la hauteur d'aspiration requise. La pression positive de l'eau autour du rotor, sans cavitation, et exprimée comme tête d'eau, est la hauteur d'aspiration positive nette (HAPN). Elle est définie comme la différence entre la hauteur d'aspiration totale (y compris la hauteur d'aspiration dynamique) dans la conduite d'aspiration et la hauteur correspondant à la tension de vapeur du liquide pompé. La courbe HAPN dans le cas du rotor des pompes de ballasts de l'*Ocean Ranger* est reproduite à la Figure 2.

L'effet de la cavitation du rotor des pompes sur la capacité de pompage est analysé numériquement plus loin.

SYSTÈME DE BALLASTS

Tout système de pompage comprend trois composants: conduite d'aspiration, pompe et conduite de refoulement. Pour chacun des pontons, l'*Ocean Ranger* pouvait utiliser soit une, deux ou trois pompes en parallèle et pomper de l'eau à partir d'un ou de plusieurs réservoirs et la refouler par l'intermédiaire d'une conduite principale.

Fondamentalement, la fonction d'une pompe est d'élever un liquide à partir d'un niveau jusqu'à un niveau supérieur. La différence entre ces deux niveaux est définie comme la hauteur de charge statique. La perte de pression due à la friction des conduites, des soupapes, etc., est définie comme la hauteur dynamique. La somme de ces deux composantes est la hauteur totale du système.

Étant donné que les caractéristiques d'une pompe diffèrent pour l'aspiration et le refoulement, on doit diviser la hauteur totale du système en hauteur d'aspiration totale et en hauteur de refoulement totale, afin de pouvoir déterminer les caractéristiques de la pompe.

Dans le cas de l'*Ocean Ranger*, la hauteur totale du système variera selon le niveau d'eau du réservoir qui modifie la hauteur statique. Le nombre de réservoirs pompés simultanément, et le débit (correspondant) par les conduites d'aspiration, feront varier la perte totale due à la friction modifiant la hauteur dynamique.

Ce rapport présente en détail deux conditions de pompage hypothétiques :

a) 1 pompe agissant sur 1 réservoir (1P/1R)

b) 1 pompe agissant simultanément sur 2 réservoirs (1P/2R)

Il détermine le point de cavitation du rotor de la pompe à différents niveaux d'eau dans les réservoirs 2 et 3 ainsi que les débits à partir de ces réservoirs, la cavitation étant nulle dans les deux conditions mentionnées ci-dessus.

CALCUL DE LA HAUTEUR DE CHARGE STATIQUE

Quelle que soit l'assiette, la hauteur de charge statique totale est mesurée à partir du niveau de l'eau dans le réservoir jusqu'au point de refoulement par-dessus bord.

Niveau du refoulement par-dessus bord
= 32,00 m au-dessus de la ligne de base, l'installation étant d'aplomb.

Hauteur de la crépine du réservoir au-dessus de la ligne de base

= 0,09 m.

Hauteur d'aspiration de la pompe

= 0,915 m. Cette hauteur est prise comme étant la position du rotor d'amorçage étant donné que ce dernier doit développer suffisamment de pression pour atteindre l'aspiration du deuxième étage afin que la pompe fonctionne.

Position longitudinale des crépines des réservoirs n° 2 et 3

= 800 mm à l'avant du bâti 7.

Position longitudinale du tuyau de refoulement

= 69,684 – 3,548 = 66,14 m.

Si l'angle d'inclinaison par l'avant = α

La distance verticale entre la crépine des réservoirs et le point de refoulement (hauteur statique maximale) est donc :

$h_i = 66,14 \sin \alpha + (32,00 - 0,09) \cos \alpha$ mètres

Position horizontale de la ligne médiane de la pompe

$$= 5,60 \text{ m à l'arrière du bâti 53.}$$

Distance horizontale des crépines des réservoirs n°s 2 et 3 jusqu'à la ligne médiane de la pompe

$$= 5,60 + 69,684 = 75,28 \text{ mètres}$$

Donc, la distance verticale entre la crépine du réservoir et l'aspiration de la pompe (hauteur statique d'aspiration maximale) est :

$$h_2 = 75,28 \sin \alpha + (0,915 - 0,09) \cos \alpha \text{ mètres}$$

Ainsi, pour les réservoirs 2 et 3 :

α Degrés	h_1	h_2	h_3 (mètres)
0	31,91	0,83	31,08
2	34,20	3,45	30,75
4	36,45	6,07	30,38
6	38,65	8,69	29,96
8	40,80	11,29	29,51
10	42,91	13,88	29,03
12	44,96	16,46	28,50

Les valeurs h_1 et h_2 représentent les hauteurs statiques du système lorsque le niveau de l'eau du réservoir est à égalité avec le bas de la crépine, c'est-à-dire le point auquel toute aspiration cesse. Aux niveaux intermédiaires du réservoir, la hauteur d'eau dans le réservoir peut être déduite des hauteurs statiques maximales pour obtenir la hauteur statique réelle et la hauteur d'aspiration statique réelle. Les courbes comparatives de la hauteur d'eau dans le réservoir et de la capacité du réservoir exprimée en pourcentage à différents angles d'assiette ont été calculées pour les réservoirs 1, 2, 3 et 4 (voir les Figures 3-5). Pour ces graphiques, la hauteur d'eau a été calculée le plan d'eau du réservoir étant équilibré par rapport à la ligne de base pour tous les angles d'assiette correspondants. La hauteur statique de refoulement h_3 demeurera constante à des angles d'assiette déterminés pour tous les niveaux des réservoirs.

CALCUL DE LA HAUTEUR DYNAMIQUE

Chacun des réservoirs de ballasts mène à la cloison de la chambre des pompes avant au moyen d'une seule conduite de 200 mm en acier de qualité standard. À l'arrière de la cloison de la chambre des pompes, les conduites de ballast sont reliées, par l'intermédiaire d'un collecteur, à une conduite principale dont le diamètre varie de 250 mm à 450 mm. Le diamètre de la conduite principale de refoulement est généralement de 400 mm et elle est reliée à la pompe de ballast au moyen d'un tuyau court de 250 mm de diamètre.

Longueur de l'aspiration jusqu'à la cloison de la chambre des pompes

$$= 78,25 \text{ (en moyenne pour les réservoirs 2 et 3).}$$

Obstacles au débit :

- 1 x crépine
- 3 x coudes de 90° (R/r = 6)
- 14 x coudes de 45°(R/r = 6)

Longueur de l'aspiration nominale de 200 mm dans la chambre des pompes

$$= 1,8 \text{ m chacune pour les réservoirs 2 et 3.}$$

Obstacles au débit :

- 1 x robinet-vanne à papillon
- 1 x expansion (200 mm – 450 mm)

Longueur de l'aspiration nominale de 450 mm dans la chambre des pompes

- a) Collecteur
- = 2,60 m (en moyenne pour les réservoirs 2 et 3).

Obstacles au débit :

- 1 x embranchement de 90° (1P/1R)
- 2 x embranchements de 90° (1P/2R)

- b) Embranchement jusqu'à la crapaudine
- = 2,40 m

Obstacles au débit :

- 2 x embranchements de 90V
- 1 x robinet-vanne à papillon

Longueur de l'aspiration nominale de 250 mm dans la chambre des pompes (pour la pompe ayant le tracé le plus court)

$$= 0,95 \text{ m}$$

Obstacles au débit :

- 1 x rétrécissement (450 mm – 250 mm)
- 1 x crapaudine
- 1 x robinet-vanne à papillon

Longueur de conduite de refoulement nominale de 250 mm

$$= 3,9 \text{ m}$$

Obstacles au débit :

- 1 x soupape de retenue
- 1 x coude de 90V
- 1 x expansion (250 mm – 400 mm)

Longueur de conduite de refoulement nominale de 400 mm

$$= 49,0 \text{ m}$$

Obstacles au débit :

- 1 x embranchement de 90V
- 9 x coudes de 90° (R/r = 2)
- 2 x coudes de 45° (R/r = 2)
- 1 x soupape de retenue
- 1 x renvoi à l'atmosphère

PERTES DUES À LA FRICTION

La chute de pression due à la friction dans un système de tuyauterie est généralement exprimée par la formule suivante :

$$\text{Perte de pression} = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \text{ KN/m}^2$$

où

- f = coefficient de friction (illimité)
- L = longueur du tuyau (m)
- d = diamètre du tuyau (mm)
- V = vitesse de l'eau dans le tuyau (m/s)
- P = densité du liquide (kg/m³)

Le coefficient de friction dépend du nombre de Reynolds et, aux fins du présent rapport, a été tiré du *British Standard; Marine Series Specification for Salt Water Piping in Ships*, également utilisé (sauf indication contraire) pour tous les calculs précédents relatifs aux pertes de charge dues à la friction dans les tuyaux et aux obstacles au débit.

Dans les calculs précédents des pertes dynamiques dues à la friction, les diamètres internes de tous les tuyaux ont été tirés de l'«Analyse du système de ballast de l'Ocean Ranger», faite par Ralph W. Loomis, ingénieur d'ODECO.

Les facteurs de friction utilisés dans ce rapport s'appliquent à des tuyaux neufs en acier. Le facteur de friction correspondant au débit nominal de 2 000 gallons à la minute a été utilisé pour tous les débits considérés.

La chute de pression due à la friction peut être mise en équation avec une perte de charge ainsi : $P = pgh$.

$$\text{Perte de charge } h = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$1 \text{ Gallon/minute} = 0,0631 \text{ litre/seconde}$$

$$\text{et encore, } V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0,0631 \times Q}{1000 \times \frac{\pi d^2}{4}} = 8,034 \times 10^{-5} \times \frac{Q}{d^2} \text{ m/s}$$

où

- Q = débit (gallons par minute)
- d = diamètre interne du tuyau (m)
- $h = 3,290 \times 10^{-10} \times \frac{L}{d^5} \times Q^2 \times f$
- L = longueur du tuyau (m)

Tous les éléments des pertes dues à la friction ont été calculés sur micro-ordinateur à l'aide des formules ci-dessus. La longueur, le diamètre et le coefficient de friction constituaient les données d'entrée de chaque élément. Les résultats figurent aux Tableaux 1-14

pour la combinaison 1P/1R et la combinaison 1P/2R.

OBSTACLES AU DÉBIT

La chute de pression due aux obstacles dans un système de tuyauterie s'exprime par la formule suivante :

$$P = K \times \frac{V^2}{2g} \times \frac{\rho}{1000} \text{ KN/m}^2$$

où

K = coefficient illimité

V = vitesse du fluide (m/seconde)

ρ = densité du fluide (kg/m³)

Ceci peut être mis en équation avec une perte de charge, où

$$\text{Perte de charge } h = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

et, comme nous l'avons déjà vu, puisque

$$V = 8,034 \times 10^{-5} \times \frac{Q}{d^2}$$

$$\text{donc } h = K \times 3,290 \times 10^{-10} \times \frac{Q^2}{d^4}$$

Ici encore, chaque élément des pertes dues aux obstacles a été calculé sur micro-ordinateur. Le coefficient d'obstacle K, tel qu'indiqué ci-dessous, constituait la donnée d'entrée pour chaque élément; les résultats figurent aux Tableaux 1 à 14.

Perte dans la conduite d'aspiration à l'avant de la chambre des pompes :

1 x crépine	K = 0,10*
3 x coudes de 90°	K = 3 x 0,12
14 x coudes de 45°	$\frac{K = 14 \times 0,07}{0,07}$
TOTAL	K = 1,44

*Source : Kempes Engineers Year Book 1977.

Perte dans l'aspiration nominale de 200 mm dans la chambre des pompes :

1 x robinet à papillon	K = 0,42
1 x expansion 200 – 450 mm	$\frac{K = 0,65}{0,65}$
TOTAL	K = 1,07

Perte dans l'aspiration nominale de 450 mm :

a) Collecteur 1 x embranchement de 90°	$\frac{K = 0,90}{0,90}$
TOTAL	K = 0,90

b) Embranchement jusqu'à la crapaudine

2 x embranchements de 90° K = 2 x 0,90

1 x robinet à papillon $\frac{K = 0,42}{0,42}$

TOTAL K = 2,22

Perte dans l'aspiration nominale de 250 mm :

1 rétrécissement 400 – 250 mm K = 0,38*

1 crapaudine K = 1,31

1 robinet à papillon $\frac{K = 0,42}{0,42}$

TOTAL K = 2,11

Perte dans la conduite de refoulement nominale de 250 mm :

1 x soupape de retenue K = 1,60

1 x coude de 90° K = 0,22

1 x expansion 250 – 450 mm $\frac{K = 0,38}{0,38}$

TOTAL K = 2,20

Perte dans la conduite de refoulement nominale de 400 mm :

1 x embranchement de 90° K = 0,90

9 x coudes de 90° K = 9 x 0,30

2 x coudes de 45° K = 2 x 0,16

1 x soupape de retenue K = 1,60

Renvoi à l'atmosphère $\frac{K = 1,00}{1,00}$

TOTAL K = 6,52

PERTES TOTALES

La perte totale de charge dans le système est la somme des pertes dues à la friction et aux obstacles et elle est désignée «Hauteur dynamique» du système. Pour tenir compte du calcul des pertes de 1P/2R, on a doublé et la longueur de la conduite et les coefficients d'obstacles dans les parties du système non communes aux combinaisons 1P/1R et 1P/2R. De même, dans ces éléments, on a divisé la vitesse par deux relativement au débit dans la pompe et les conduites d'aspiration/refoulement communes.

La hauteur dynamique totale du système est ajoutée à la hauteur statique totale pour obtenir la hauteur totale du système. De même, les hauteurs dynamique et statique du côté aspiration sont additionnées pour obtenir la hauteur d'aspiration totale. La hauteur totale du système et la hauteur d'aspiration totale sont les deux facteurs qui influent sur la performance de la pompe de ballast.

La hauteur du système est maximale lorsque l'eau du réservoir est au niveau de la crépine. De cette hauteur maximale peuvent être déduits les niveaux de liquide dans les réservoirs (voir les Figures 3-5) à différentes capacités et inclinaisons, et la hauteur nette résultante du système peut être comparée à la courbe hauteur-capacité de la pompe de ballast pour obtenir les débits nominaux à diffé-

rents niveaux des réservoirs. On peut analyser de la même façon la hauteur d'aspiration pour différents niveaux des réservoirs afin de déterminer les limites imposées par la cavitation sur la capacité de pompage.

CAVITATION DES POMPES

En dernier lieu, l'aspiration est limitée au point où la chute de pression est telle qu'elle fait évaporer l'eau. Lorsque la température de l'eau est de 5VC, cette tension de vapeur équivaut approximativement à 0,9 KN/m². Dans des conditions stables, la pression exercée à la surface de l'eau est égale à la pression atmosphérique. Sur l'emplacement de l'*Ocean Ranger* la nuit du 14 au 15 février 1982, la pression atmosphérique était à son point le plus bas, soit environ 975 mb, ce qui équivaut à 97,5 KN/m² (1000 mb = 100 KN/m²)

Ainsi donc, la chute de pression maximale dans la conduite d'aspiration est égale à 97,5 – 0,9 = 96,6 KN/m²

et, en utilisant la formule $h = \frac{P}{\rho g}$

la hauteur d'aspiration équivalente pour l'eau salée = $\frac{96,6 \times 1000}{1025 \times 9,81}$

$$= 9,61 \text{ m (31,53 pieds)}$$

Comme nous l'avons indiqué précédemment, toute pompe à hélice entraînée par rotor est limitée par la cavitation à une hauteur d'aspiration inférieure à la tension de vapeur statique de l'eau pompée. Cette réduction de la hauteur est désignée HAPN (hauteur d'aspiration positive nette) et se rapporte au «débit multiplié par la vitesse au carré» selon la formule suivante :

$$\frac{\text{litres/sec} \times (\text{tr/min})^2}{\text{HAPN}^{1,5}} = \text{constante}$$

Ce qui peut également s'exprimer ainsi :

$$\frac{\text{Gal/min} \times \text{tr/min}^2}{\text{HAPN}^{1,5}} = \text{constante}$$

Le renvoi à la courbe HAPN 10P des hélices de Layne and Bowler (reproduite à la Figure 2) indique qu'à 4000 gallons par minute, HAPN = 28 pieds environ, et qu'à 3000 gallons par minute HAPN = 19 pieds approximativement.

En utilisant 300 gallons/minute comme base

$$\frac{3000 \times 1770^2}{19^{1,5}} = 1,135 \times 10^8$$

Ainsi donc :

$$\frac{4000 \times 1770^2}{\text{HAPN}^{1,5}} = 1,135 \times 10^8$$

HAPN à 4000 GALLONS/MINUTE = 23pieds

On croit que cette différence dans les HAPN calculée et réelle est due aux conditions de refoulement ayant une incidence sur la cavitation à des débits élevés et conséquemment sur les faibles hauteurs du système.

Étant donné qu'on ne dispose pas de données supplémentaires sur la HAPN, on suggère d'utiliser comme base HAPN = 19 pieds à 3000 gallons/minute pour calculer HAPN à des débits moindres, en utilisant le rapport ci-dessous et ainsi calculer la hauteur d'aspiration disponible.

GAL- LONS/ MINUTE	HAPN (m)	Hauteur d'aspiration disponible (m)
1000	2,78	6,83
1250	3,23	6,38
1500	3,65	5,96
1750	4,04	5,57
2000	4,42	5,19
2250	4,78	4,83
2500	5,13	4,48
2750	5,46	4,15
3000	5,79	3,82

Puisque le débit est proportionnel à la hauteur totale du système, le débit provenant des réservoirs sera conforme à ce rapport jusqu'au point où la hauteur d'aspiration requise deviendra supérieure à la hauteur d'aspiration disponible, c'est-à-dire jusqu'à ce qu'il y ait cavitation.

ANALYSE DE LA CAPACITÉ DES POMPES

Les Tableaux 1 à 14 donnent la hauteur totale du système et la hauteur d'aspiration totale pour des débits de 0 à 3000 gallons par minute à différentes assiettes de 0° à 12° par l'avant et à différents niveaux de liquide dans les réservoirs. Les Tableaux 1 à 7 se rapportent au pompage en configuration 1P/1R et les Tableaux 8 à 14, en configuration 1P/2R.

La hauteur totale du système en pompant les réservoirs 2 et 3 a été comparée graphiquement à la courbe hauteur capacité de Layne and Bowler pour des combinaisons 1P/1R et 1P/2R à différents niveaux des réservoirs et angles d'assiette avant. Les Figures 6 et 7 montrent ces courbes dans le cas d'une assiette nulle; des courbes semblables ont été préparées pour des assiettes de 2° à 12° vers l'avant. Ainsi donc, les points d'intersection donnent les courbes de débit nominal vs le pourcentage de la capacité totale des réservoirs dans le cas des configurations 1P/1R et 1P/2R à toutes les assiettes avant, courbes qui sont reproduites aux Figures 8 et 9.

Comme nous l'avons déjà mentionné, ces courbes ne sont valides que lorsque la cavitation est nulle, c'est-à-dire tant que la hauteur d'aspiration est inférieure à la hauteur d'aspiration disponible au point de cavitation du rotor de la pompe.

Afin de déterminer le point de cavitation du rotor de la pompe, on doit tracer la courbe de hauteur d'aspiration disponible pour une cavitation nulle en regard des courbes de hauteur d'aspiration requise à différents niveaux des réservoirs. Ce tracé est fourni à la Figure 10 pour les configurations 1P/1R et 1P/2R à une assiette nulle dans le cas des réservoirs 2 et 3 à 100% de leur capacité. Ce graphique montre que pour la combinaison 1P/1R, il y aura cavitation à n'importe quel débit excédant 2 750 gallons par minute, alors que dans le cas de la combinaison 1P/2R il y aura cavitation dans ces conditions uniquement à un débit excédant la gamme considérée.

En se rapportant de nouveau à la Figure 8, on peut constater qu'à une assiette nulle, les débits «sans cavitation» dans la pompe dans le cas d'une combinaison 1P/1R va de 2 325 gallons par minute le réservoir étant vide, à 2 590 gallons par minute le réservoir étant plein. Donc, puisque ce débit nominal est inférieur, à pleine capacité, au débit qui peut entraîner la cavitation, on peut conclure que la pompe ne produira pas de cavitation dans les conditions de pompage où le réservoir est plein et l'assiette de la plate-forme nulle. Cela s'applique également à une combinaison 1P/2R lorsque l'assiette est nulle, étant donné que les débits nominaux vont de 2 430 gallons par minute le réservoir étant vide, à 2 700 gallons par minute le réservoir étant plein. Afin de déterminer à quelle combinaison de capacité de réservoir et d'assiette avant la cavitation se produira vraisemblablement, on doit refaire l'exercice illustré à la Figure 10 pour les autres niveaux de liquide et assiettes. Ces calculs sont reproduits sous forme de graphiques pour toutes les assiettes aux Figures 11 et 12, tant pour la combinaison 1P/1R que pour la combinaison 1P/2R.

Les Figures 11a et 12a présentent un tracé comparatif de la courbe de débit nominal et de la courbe de débit admissible dans le cas d'une cavitation nulle pour les combinaisons 1P/1R et 1P/2R à une assiette nulle, relativement aux réservoirs 2 et 3. Des tracés comparatifs ont également été établis pour d'autres angles d'assiette avant. Pourvu que le débit nominal n'excède pas le débit admissible, il n'y aura pas de cavitation avant que le niveau de l'eau du réservoir n'atteigne le point d'intersection des courbes admissible et nominal. Le pourcentage de la capacité du réservoir peut

être comparé au niveau du réservoir en se rapportant à la Figure 4.

Ainsi, le tracé comparatif fait de la manière indiquée ci-dessus entre les Figures 8 et 11 et les Figures 9 et 12, donne les résultats suivants :

A) 1 POMPE/1 RÉSERVOIR

À une assiette de 0°, la cavitation commencera lorsque la capacité des réservoirs 2 et 3 sera approximativement de 93% ce qui correspond à un niveau, dans les réservoirs, de quelque 8,1 mètres (26,6 pieds).

À une assiette avant de 2° et plus, il y aura cavitation à tous les niveaux des réservoirs.

B) 1 POMPE/2 RÉSERVOIRS

À une assiette de 0°, la cavitation commencera lorsque la capacité des réservoirs 2 et 3 sera approximativement de 38% ce qui correspond à un niveau de quelque 3,1 mètres (10,2 pieds).

À une assiette avant de 2°, la cavitation commencera à quelque 77% de la capacité, ce qui correspond à un niveau de 5,8 mètres (19,0 pieds) environ.

À une assiette avant de 4°, la cavitation commencera à une capacité approximative de 94%, ce qui correspond à un niveau de 8,5 mètres (27,9 pieds) environ.

À une assiette avant excédant 6°, il y aura cavitation à tous les niveaux des réservoirs.

Comme on peut le constater, afin d'éviter qu'il y ait cavitation de la pompe à tous les niveaux des réservoirs et à une assiette avant nulle, la pompe doit fonctionner au plus à quelque 1 630 gallons par minute le réservoir étant vide en configuration 1P/1R, et à 2 030 gallons par minute le réservoir étant vide en configuration 1P/2R. En raison du régime constant du moteur de la pompe de ballast, il est impossible que la pompe atteigne ces débits inférieurs. Le seul moyen d'atteindre des débits moindres consiste à réduire en quelque sorte le refoulement, ce qui produit une hauteur de refoulement artificielle élevée tout en ne modifiant pas la hauteur d'aspiration. Étant donné que le débit est proportionnel à la hauteur totale du système, cela entraînerait l'effet voulu sur les débits de pompage. Au moment de la rédaction de ce rapport, nous ne possédons aucune donnée nous permettant de croire que l'*Ocean Ranger* disposait d'un moyen quelconque de réduire le refoulement. Ainsi donc, nous concluons que les pompes de ballasts de l'*Ocean Ranger*, compte tenu de leur emplacement et des caractéristiques de la tuyauterie, avaient une trop grande capacité lorsqu'on pompait à partir d'un réservoir avec une pompe et possiblement à partir de deux réservoirs.

voirs simultanément. C'est pratique normale de choisir une pompe de ballast en fonction de la hauteur d'aspiration requise tout en conservant une certaine marge au-delà de la HAPN de la pompe, étant donné que le fonctionnement au point de cavitation ou au-delà de ce point produit du bruit et des vibrations, ainsi qu'une usure rapide des surfaces métalliques en contact. La hauteur d'aspiration nette de fonctionnement est généralement établie entre 5 m et 7 m avec une marge de sécurité de 2 m et plus en ce qui concerne la HAPN. Toute pompe aspirante sera enfin limitée à un point où la hauteur d'aspiration statique (débit nul) est égale à la tension de vapeur du liquide pompé. Dans le cas de l'eau, cela a été démontré (section 6) comme étant une hauteur d'aspiration de 9,61 m. La Figure 13 montre un tracé de l'angle d'assiette avant comparé à la capacité exprimée en pourcentage des réservoirs 1, 2 et 3 au-delà de laquelle aucune aspiration n'est possible. On doit se rappeler que ces courbes indiquent la perte d'aspiration finale à un débit nul, et l'on ne doit pas conclure que ces courbes sont, d'une façon ou d'une autre, représentatives de la capacité réelle du système de ballasts de l'*Ocean Ranger*, capacité qui serait, même dans le cas d'une installation neuve, inférieure aux chiffres théoriques. Ces chiffres pourraient même être moins représentatifs du système après 6 ans d'exploitation.

[Note du rédacteur : Avec l'approbation de l'auteur, certains changements ont été apportés à ce rapport pour faciliter la publication.]

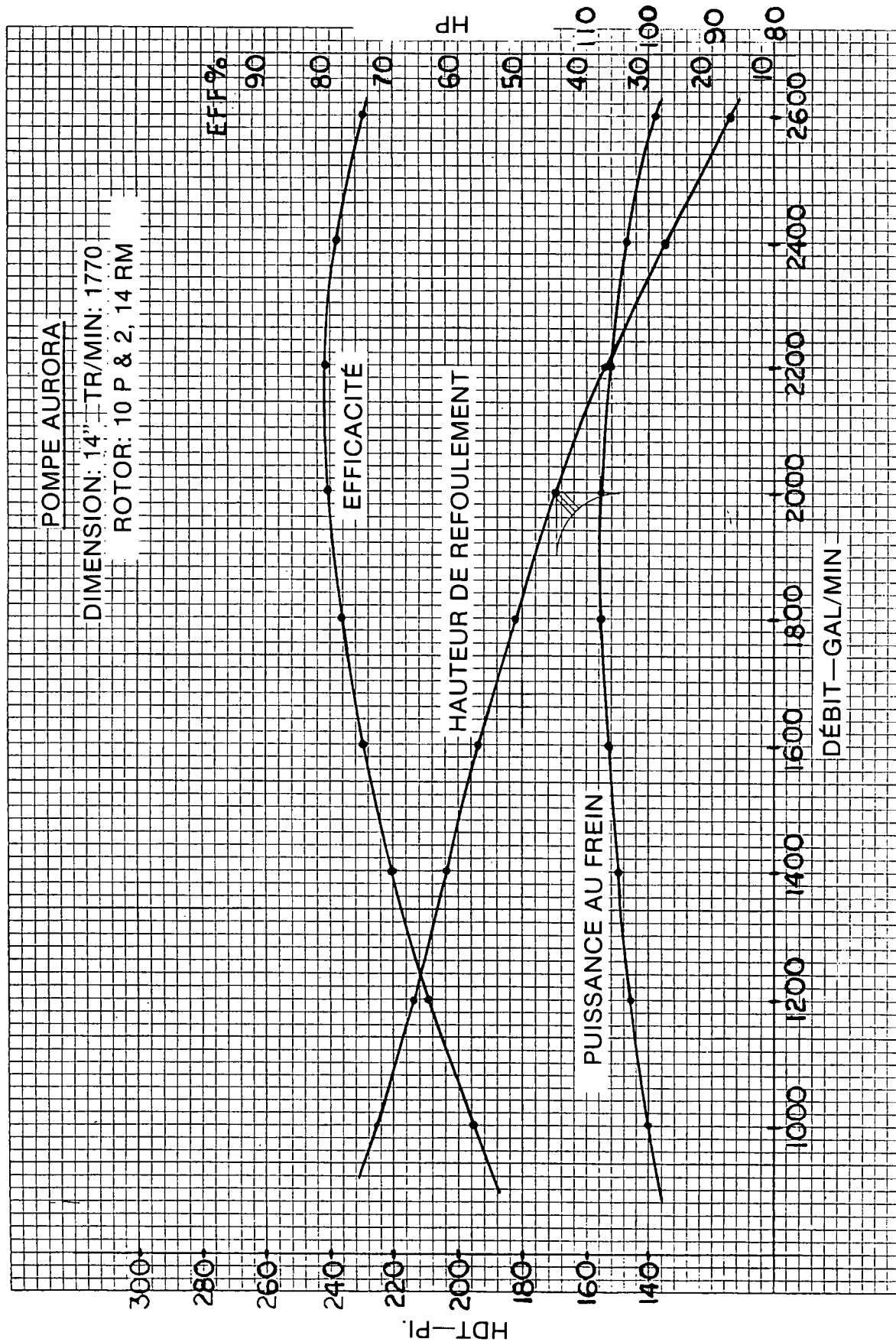
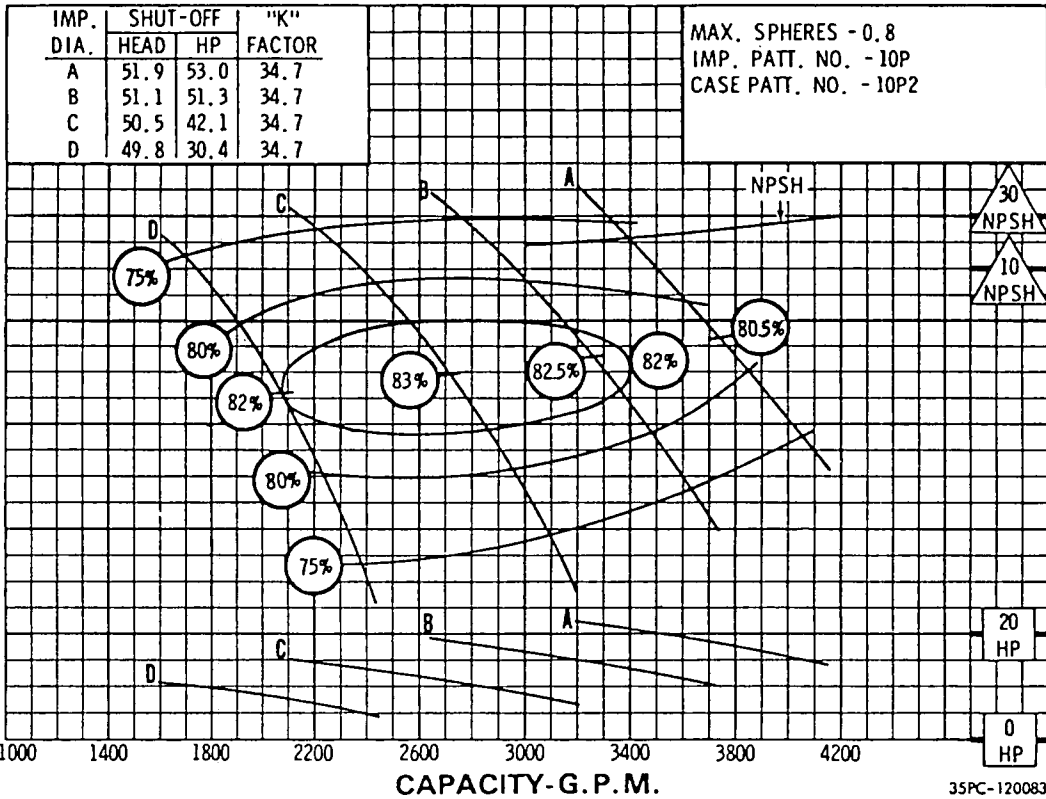


FIGURE 1

DATED NOVEMBER 1972

PROPELLER
10P



% TOTAL TANK CAPACITY (HEAD OF WATER ABOVE BELLMOUTH)
PT-1 / ST-1

NOTE: HEAD OF WATER IS MEASURED
NORMAL TO WATERPLANE FOR ALL α

FIGURE 2

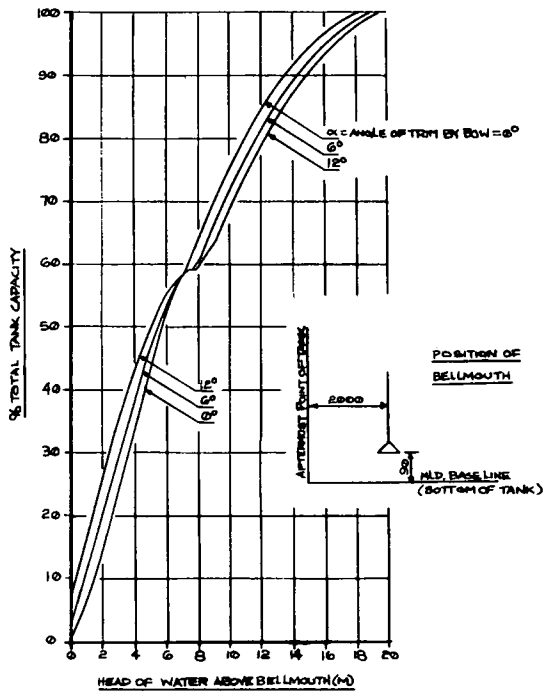


FIG.3

% TOTAL TANK CAP. V. HEAD OF WATER ABOVE BELLMOUTH
PT-2, ST-2 / PT-3, ST-3

NOTE: HEAD OF WATER IS MEASURED NORMAL TO WATERPLANE FOR ALL α

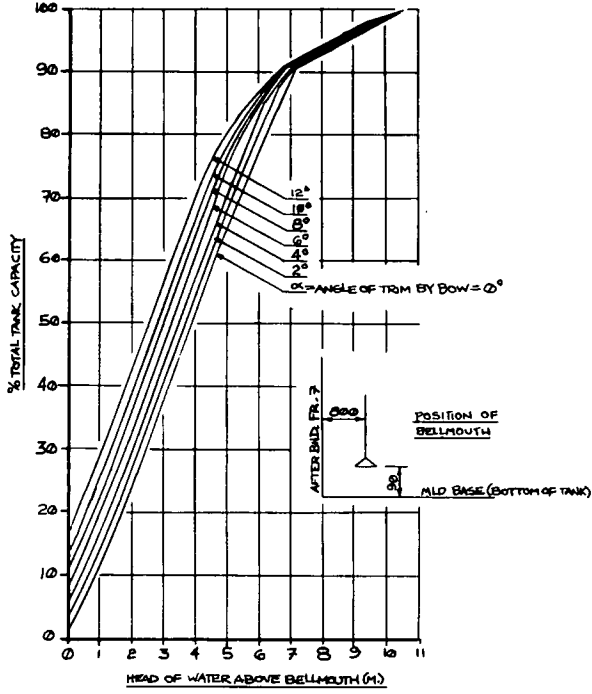


FIG. 4

% TOTAL TANK CAPACITY V. HEAD OF WATER ABOVE BELLMOUTH
PT-4, ST-4

NOTE: HEAD OF WATER IS MEASURED NORMAL TO WATERPLANE AT ALL α

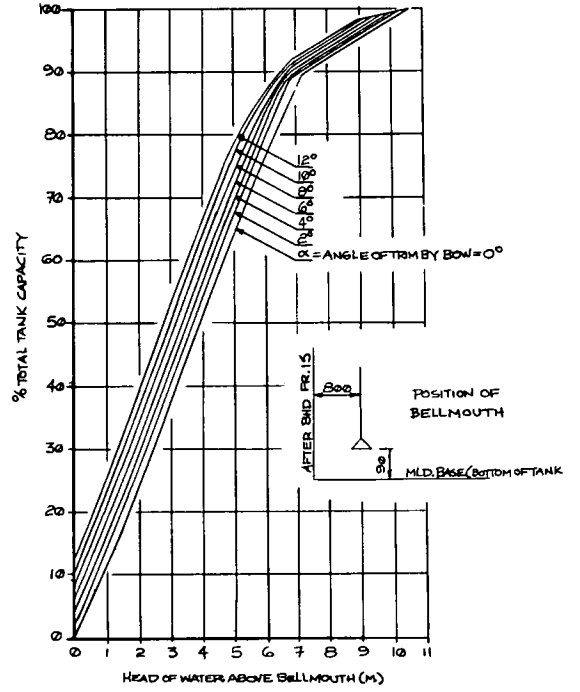


FIG. 5

SYSTEM HEAD V. FLOW RATE
NOS. 2 & 3 TANKS
IP/IT

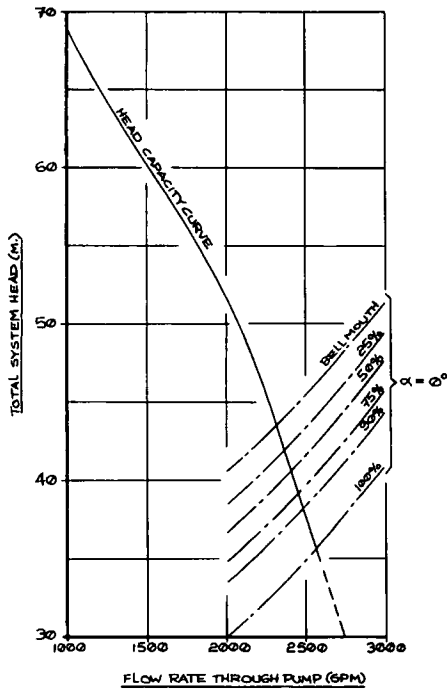


FIG. 6

SYSTEM HEAD V. FLOW RATE
NOS. 2 & 3 TANKS
IP/ST

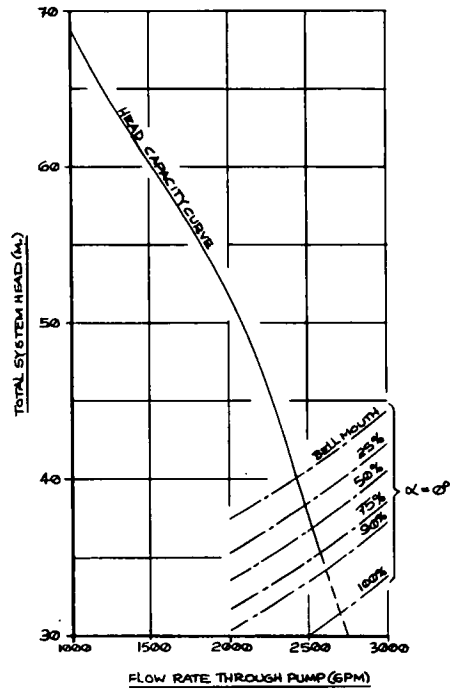


FIG. 7

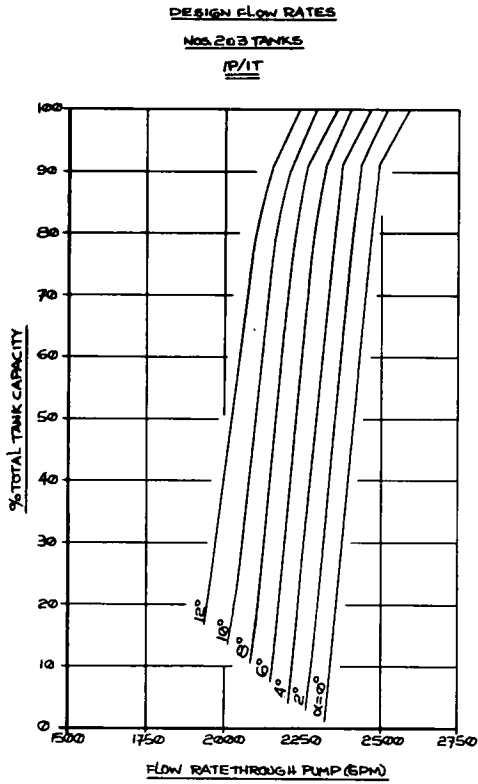


FIG. 8

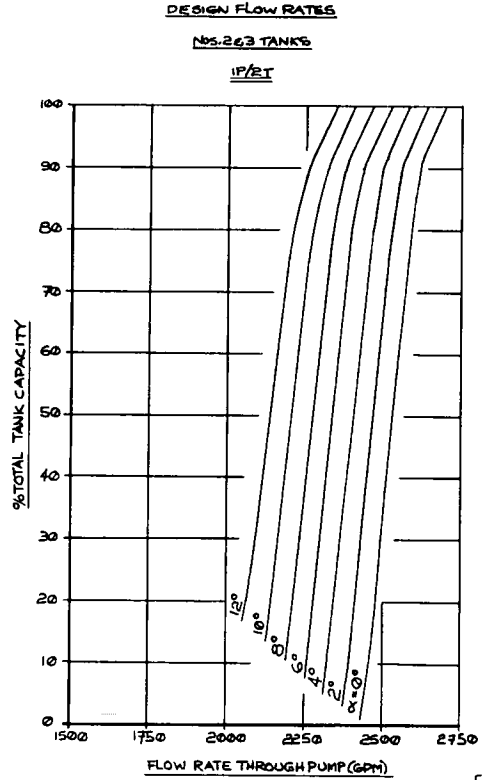


FIG. 9

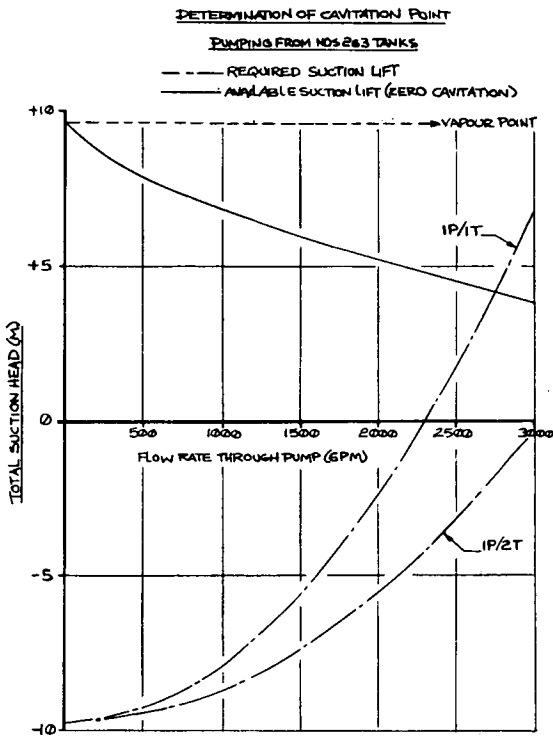


FIG. 10

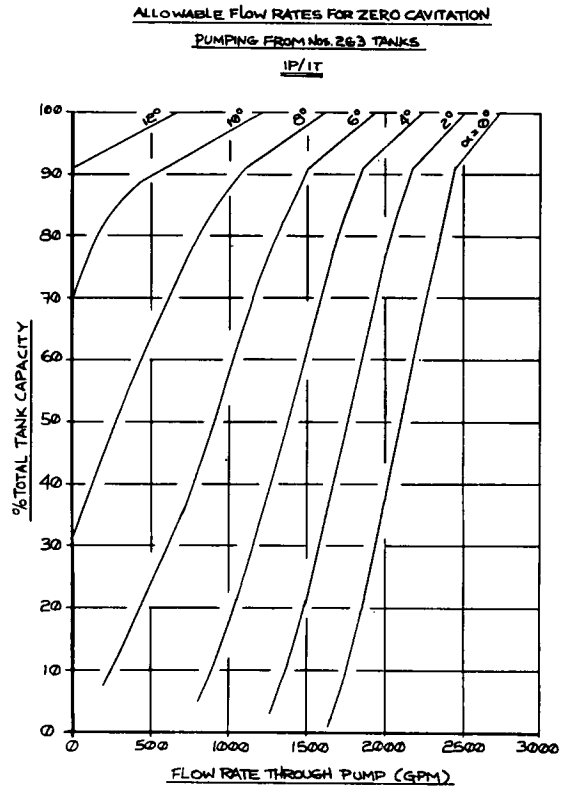
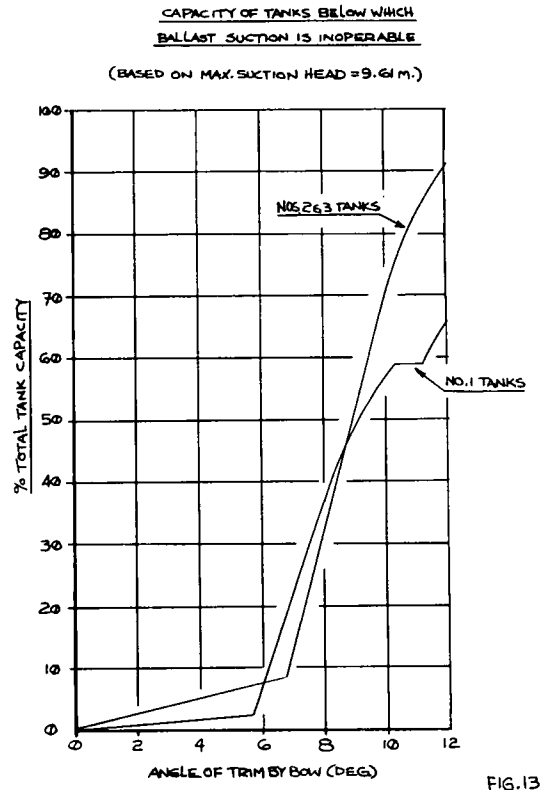
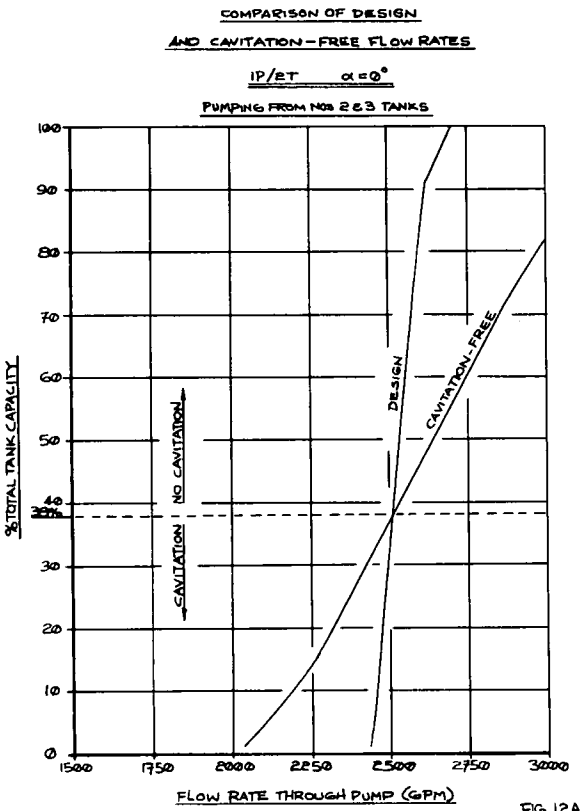
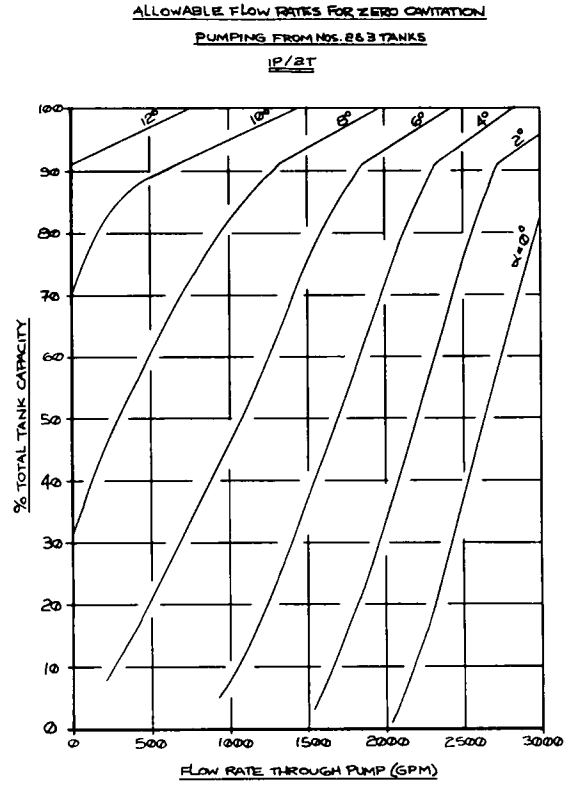
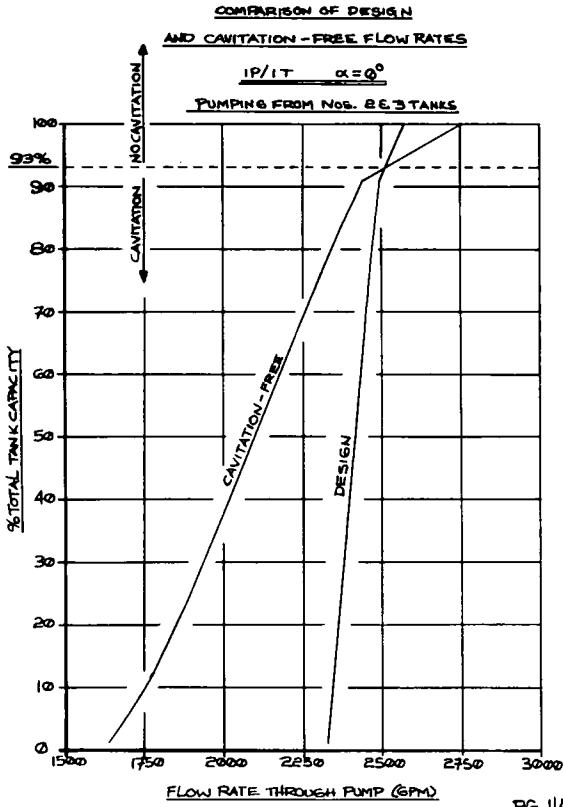


FIG. 11



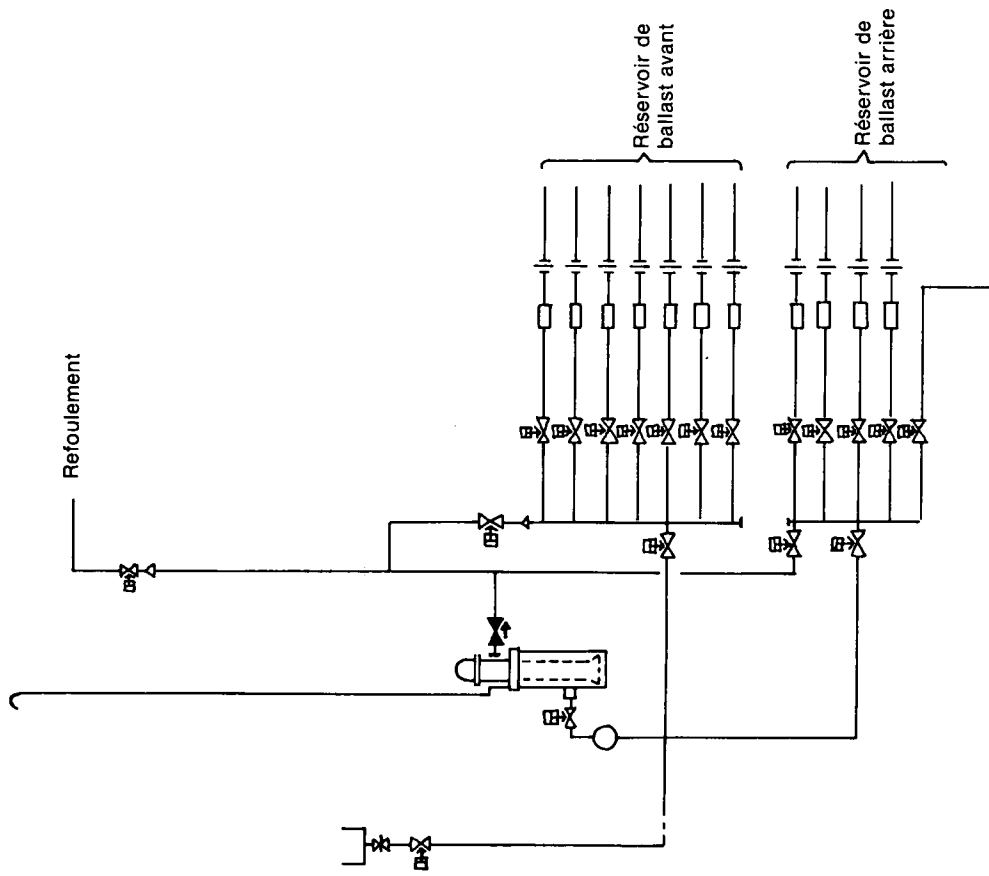


FIGURE 15

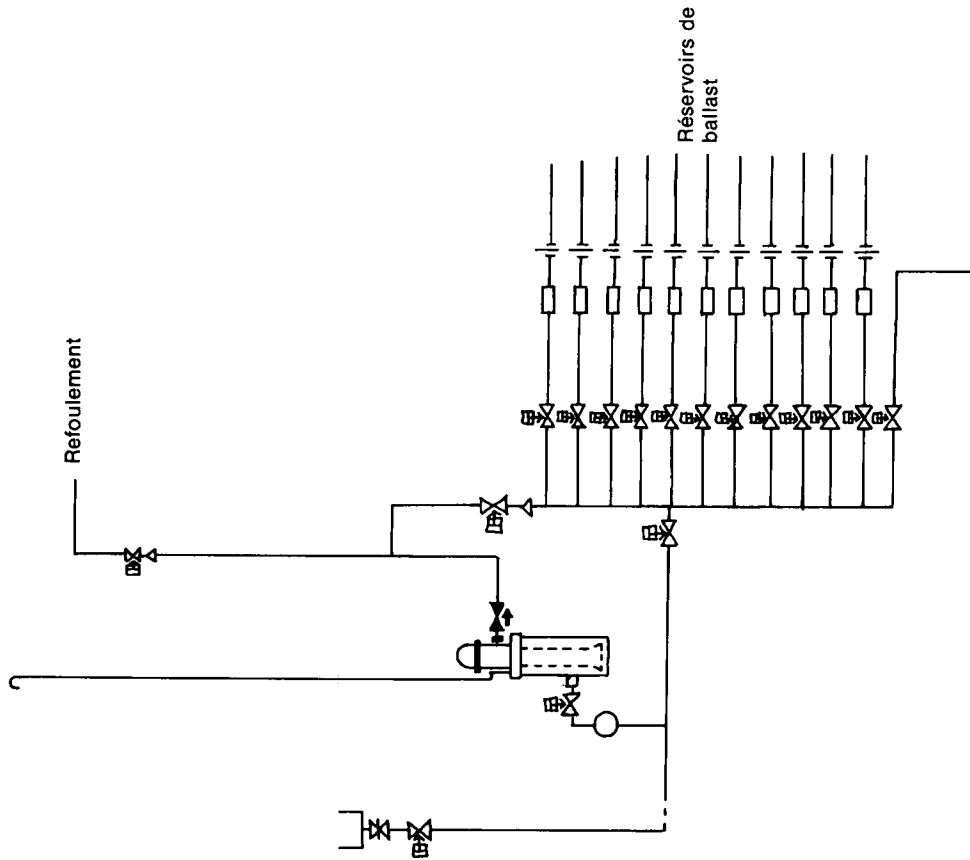


FIGURE 14

TABLE 8

analysis of ocean ranger ballast system
 =====

analysis of ocean ranger ballast system
 =====

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pontoon	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	156.50	3.40	5.20	2.40	49.00
diameter (in)	.2047	.2047	.4318	.254	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.43	0.66	2.49
reynolds $\times 10^{-6}$	0.25	0.25	0.12	0.24	0.40
friction factor	.017	.017	.016	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	0.09	0.06
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	2.22	2.20
K(t) total	15.88	2.44	2.02	2.31	2.45
dynamic head (metres)	2.97	0.46	0.02	0.09	0.77

TABLE 7

analysis of ocean ranger ballast system
 =====

analysis of ocean ranger ballast system
 =====

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pontoon	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	78.25	1.80	2.40	2.40	49.00
diameter (in)	.2047	.2047	.4318	.254	.381
velocity (m/s)	3.83	3.83	0.86	0.86	2.49
reynolds $\times 10^{-6}$	0.50	0.50	0.24	0.40	0.40
friction factor	.016	.016	.016	.016	.016
K(f) friction	6.12	0.14	0.10	0.09	0.25
K(c)constriction	1.44	1.07	0.90	2.22	2.20
K(t) total	7.56	1.21	1.00	2.31	2.45
dynamic head (metres)	5.45	0.91	0.04	0.09	0.77

total static system head = 31.91
 static suction head = .825

flow rate q (gpm)	total static system head m	suction static system head m	dynamic static system head m	total suction static system head m
0	0.00	31.91	0.00	0.83
250	0.09	31.91	0.07	0.83
500	0.34	31.91	0.26	0.83
750	0.78	31.91	0.59	0.83
1000	1.38	31.91	1.05	0.83
1250	2.16	31.91	1.65	0.83
1500	3.10	31.91	2.37	0.83
1750	4.23	31.91	3.23	0.83
2000	5.52	31.91	4.21	0.83
2250	6.99	31.91	5.33	0.83
2500	8.62	31.91	6.58	0.83
2750	10.43	31.91	7.97	0.83
3000	12.42	31.91	9.48	0.83

total static system head = 44.5631
 static suction head = 16.4574

flow rate q (gpm)	total static system head m	suction static system head m	dynamic static system head m	total suction static system head m
0	0.00	44.56	0.00	16.46
250	0.14	44.56	0.12	16.46
500	0.54	44.56	0.46	16.46
750	1.22	44.56	1.04	16.46
1000	2.17	44.56	1.84	16.46
1250	3.39	44.56	2.88	16.46
1500	4.88	44.56	4.14	16.46
1750	6.64	44.56	5.64	16.46
2000	8.67	44.56	7.36	16.46
2250	10.97	44.56	9.32	16.46
2500	13.54	44.56	11.50	16.46
2750	16.39	44.56	13.92	16.46
3000	19.50	44.56	16.57	16.46

total system head ----- suction system head -----

flow rate q (gpm)	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%
0	31.91	29.81	28.04	26.13	24.79	21.33
250	32.00	29.90	28.15	26.22	24.88	21.42
500	32.25	30.15	28.40	26.47	25.13	21.67
750	32.69	30.59	28.84	26.91	25.57	22.11
1000	33.29	31.19	29.44	27.51	26.17	22.71
1250	34.07	31.97	30.22	28.29	26.95	23.49
1500	35.01	32.91	31.16	29.23	27.89	24.43
1750	36.14	34.04	32.29	30.36	29.02	25.56
2000	37.43	35.33	33.58	31.65	30.31	26.85
2250	38.99	36.80	35.05	33.12	31.78	28.32
2500	40.53	38.43	36.68	34.75	33.41	29.95
2750	42.34	40.24	38.49	36.56	35.22	31.76
3000	44.33	42.23	40.48	38.55	37.21	33.75

total system head ----- suction system head -----

flow rate q (gpm)	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%
0	16.46	15.76	13.94	12.06	9.91	7.11
250	16.57	15.87	14.05	12.17	10.02	7.22
500	16.92	16.22	14.40	12.52	10.37	7.57
750	17.49	16.79	14.97	13.09	10.94	8.14
1000	18.30	17.60	15.78	13.90	11.75	8.75
1250	19.33	18.63	16.81	14.93	12.78	9.58
1500	20.60	19.90	18.08	16.20	14.05	11.25
1750	22.09	21.38	19.57	17.69	15.54	12.74
2000	23.82	23.12	21.30	19.42	17.27	14.47
2250	25.78	25.08	23.24	21.38	19.23	16.43
2500	27.96	27.26	25.44	23.56	21.41	18.61
2750	30.38	29.68	27.84	25.98	23.83	21.03
3000	33.02	32.32	30.50	28.62	26.47	23.67

static total head = 31.91
 static suction head = .825

pumping tanks 2 + 3
 1 Pump / 2 Tanks
 Trim in degs. = 0

static total head = 44.5631
 static suction head = 16.4574

pumping tank 2 or 3
 1 Pump / 1 Tank
 Trim in degs. = 12

TABLE 1.2

analysis of ocean ranger ballast system

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	156.50	3.60	2.40	49.00
diameter (m)	.2047	.2047	.4318	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.86	2.49
reynolds #10^-6	0.25	0.25	0.12	0.40
friction factor	.017	.017	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	2.04
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	8.58
dynamic head (metres)	2.97	0.46	0.09	0.77

TABLE 1.1

analysis of ocean ranger ballast system

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	156.50	3.60	2.40	49.00
diameter (m)	.2047	.2047	.4318	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.86	2.49
reynolds #10^-6	0.25	0.25	0.12	0.40
friction factor	.017	.017	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	2.04
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	8.58
dynamic head (metres)	2.97	0.46	0.09	0.77

TABLE 1.3

analysis of ocean ranger ballast system

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	156.50	3.60	2.40	49.00
diameter (m)	.2047	.2047	.4318	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.86	2.49
reynolds #10^-6	0.25	0.25	0.12	0.40
friction factor	.017	.017	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	2.04
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	8.58
dynamic head (metres)	2.97	0.46	0.09	0.77

TABLE 1.4

analysis of ocean ranger ballast system

calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (metres)	156.50	3.60	2.40	49.00
diameter (m)	.2047	.2047	.4318	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.86	2.49
reynolds #10^-6	0.25	0.25	0.12	0.40
friction factor	.017	.017	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	2.04
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	8.58
dynamic head (metres)	2.97	0.46	0.09	0.77

flow rate q (gpm)	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
total static head m	0.00	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80
dynamic static head m	0.00	0.09	0.36	0.81	1.44	2.25	3.24	4.41	5.76	7.29	8.97	10.80	12.75
total static head m	0.00	40.89	41.16	41.61	42.24	43.05	44.04	45.21	46.56	48.09	49.77	51.60	53.55
total dynamic head m	0.00	0.09	0.45	1.26	2.69	4.74	7.44	10.65	14.37	18.54	23.13	28.17	33.54
total head m	0.00	40.98	41.61	42.87	44.93	47.79	51.69	55.86	60.93	66.63	72.90	79.77	87.09
bellmouth	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
50%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
75%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
90%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
100%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
static suction head	0.00	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80
static total head	0.00	40.89	41.16	41.61	42.24	43.05	44.04	45.21	46.56	48.09	49.77	51.60	53.55

flow rate q (gpm)	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
total static head m	0.00	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80
dynamic static head m	0.00	0.09	0.36	0.81	1.44	2.25	3.24	4.41	5.76	7.29	8.97	10.80	12.75
total static head m	0.00	40.89	41.16	41.61	42.24	43.05	44.04	45.21	46.56	48.09	49.77	51.60	53.55
total dynamic head m	0.00	0.09	0.45	1.26	2.69	4.74	7.44	10.65	14.37	18.54	23.13	28.17	33.54
total head m	0.00	40.98	41.61	42.87	44.93	47.79	51.69	55.86	60.93	66.63	72.90	79.77	87.09
bellmouth	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
50%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
75%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
90%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
100%	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
static suction head	0.00	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80	40.80
static total head	0.00	40.89	41.16	41.61	42.24	43.05	44.04	45.21	46.56	48.09	49.77	51.60	53.55

static suction head = 11.2932
 static total head = 40.8037
 pumping tanks 2 + 3
 1 Pump / 2 Tanks
 Trim in days. = 8

TABLE 1.4

analysis of ocean ranger ballast system
 calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pontoon	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (feet)	156.50	3.40	5.20	2.40	49.00
diameter (in)	.2047	.2047	.4318	.254	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.43	0.86	1.11
reynolds #10 ⁻⁶	0.25	0.25	0.12	0.24	0.27
friction factor	.017	.017	.016	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	0.09	2.06
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	2.22	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	2.31	8.58
dynamic head (feet)	2.97	0.46	0.02	0.09	0.53

TABLE 1.3

analysis of ocean ranger ballast system
 calculation of total system and suction system heads flow rate = 2000 gpm

description of pipe system	suction in pontoon	suction in pumproom	suction in manifold	suction in pumproom	discharge
length (feet)	156.50	3.40	5.20	2.40	49.00
diameter (in)	.2047	.2047	.4318	.254	.381
velocity (m/s)	1.91	1.91	0.43	0.86	1.11
reynolds #10 ⁻⁶	0.25	0.25	0.12	0.24	0.27
friction factor	.017	.017	.016	.016	.016
K(f) friction	13.00	0.30	0.22	0.09	2.06
K(c)constriction	2.88	2.14	1.80	2.22	6.52
K(t) total	15.88	2.44	2.02	2.31	8.58
dynamic head (feet)	2.97	0.46	0.02	0.09	0.53

total static system head = 44.9631
 static total head = 44.9631
 static suction head = 16.4574

flow rate q (gpm)	dynamic head	static total head	total static system head	suction static system head	dynamic static system head	total suction static system head
0	0.00	44.96	44.96	0.00	16.46	16.46
250	0.09	44.96	45.05	0.07	16.46	16.52
500	0.34	44.96	45.31	0.26	16.46	16.72
750	0.78	44.96	45.74	0.59	16.46	17.05
1000	1.38	44.96	46.34	1.05	16.46	17.51
1250	2.16	44.96	47.12	1.45	16.46	18.10
1500	3.10	44.96	48.07	2.37	16.46	18.83
1750	4.23	44.96	49.19	3.23	16.46	19.68
2000	5.52	44.96	50.46	4.21	16.46	20.67
2250	6.99	44.96	51.95	5.33	16.46	21.79
2500	8.42	44.96	53.59	6.58	16.46	23.04
2750	10.43	44.96	55.40	7.97	16.46	24.42
3000	12.42	44.96	57.38	9.48	16.46	25.94

total static system head = 42.9095
 static total head = 42.9095
 static suction head = 13.8838

flow rate q (gpm)	dynamic head	static total head	total static system head	suction static system head	dynamic static system head	total suction static system head
0	0.00	42.91	42.91	0.00	13.88	13.88
250	0.09	42.91	43.00	0.07	13.88	13.95
500	0.34	42.91	43.25	0.26	13.88	14.15
750	0.78	42.91	43.69	0.59	13.88	14.48
1000	1.38	42.91	44.29	1.05	13.88	14.94
1250	2.16	42.91	45.07	1.45	13.88	15.53
1500	3.10	42.91	46.01	2.37	13.88	16.25
1750	4.23	42.91	47.14	3.23	13.88	17.11
2000	5.52	42.91	48.43	4.21	13.88	18.10
2250	6.99	42.91	49.89	5.33	13.88	19.22
2500	8.42	42.91	51.53	6.58	13.88	20.47
2750	10.43	42.91	53.34	7.97	13.88	21.85
3000	12.42	42.91	55.33	9.48	13.88	23.36

total system head ----- suction system head -----

flow rate q (gpm)	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%
0	44.96	44.26	42.44	40.56	38.41	35.61	16.46	15.76	13.94	12.06	9.91	7.11
250	45.05	44.35	42.53	40.65	38.50	35.70	16.52	15.82	14.00	12.12	9.97	7.17
500	45.31	44.61	42.79	40.91	38.76	35.94	16.72	16.02	14.20	12.32	10.17	7.37
750	45.74	45.04	43.22	41.34	39.19	36.38	17.05	16.55	14.53	12.65	10.50	7.70
1000	46.34	45.64	43.82	41.94	39.79	36.99	17.51	16.81	14.99	13.11	10.96	8.16
1250	47.12	46.42	44.60	42.72	40.57	37.77	18.10	17.40	15.56	13.70	11.55	8.75
1500	48.07	47.37	45.55	43.67	41.52	38.72	18.83	18.13	16.31	14.43	12.28	9.42
1750	49.19	48.49	46.67	44.79	42.64	39.84	19.68	18.98	17.16	15.28	13.13	10.33
2000	50.48	49.78	47.96	46.08	43.93	41.13	20.67	19.97	18.15	16.27	14.12	11.32
2250	51.95	51.25	49.43	47.55	45.40	42.40	21.79	21.09	19.27	17.39	15.24	12.44
2500	53.59	52.69	51.07	49.19	47.04	44.24	23.04	22.34	20.52	18.64	16.47	13.67
2750	55.34	54.70	52.86	51.00	48.85	46.05	24.42	23.72	21.90	20.02	17.87	15.07
3000	57.38	56.68	54.86	52.98	50.83	48.03	25.94	25.24	23.42	21.54	19.39	16.55

total system head ----- suction system head -----

flow rate q (gpm)	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%	bellmouth	25%	50%	75%	90%	100%
0	42.91	41.94	40.14	38.29	36.29	33.35	13.88	12.91	11.11	9.26	7.26	4.32
250	43.00	42.03	40.23	38.38	36.38	33.44	13.95	12.98	11.18	9.33	7.33	4.39
500	43.25	42.28	40.48	38.63	36.63	33.69	14.15	13.18	11.38	9.53	7.53	4.59
750	43.69	42.72	40.92	39.07	37.07	34.13	14.48	13.51	11.71	9.86	7.86	4.92
1000	44.29	43.32	41.52	39.67	37.67	34.73	14.94	13.97	12.17	10.32	8.32	5.38
1250	45.07	44.10	42.30	40.45	38.45	35.51	15.53	14.56	12.76	10.91	8.91	5.97
1500	46.01	45.04	43.24	41.39	39.39	36.45	16.25	15.28	13.48	11.63	9.63	6.69
1750	47.14	46.17	44.37	42.52	40.52	37.58	17.11	16.14	14.34	12.48	10.49	7.55
2000	48.43	47.46	45.66	43.81	41.81	38.87	18.10	17.13	15.33	13.38	11.53	8.54
2250	49.89	48.92	47.12	45.27	43.27	40.33	19.22	18.25	16.45	14.60	12.60	9.66
2500	51.53	50.56	48.76	46.91	44.91	41.97	20.47	19.50	17.70	15.85	13.85	10.91
2750	53.34	52.37	50.57	48.72	46.72	43.78	21.85	20.88	19.08	17.23	15.23	12.29
3000	55.33	54.36	52.56	50.71	48.71	45.77	23.36	22.37	20.59	18.74	16.74	13.80

APPENDICE F-5

Rapport sur le programme d'essais de modèles hydrodynamiques

A la suite de recommandations, des études de modèles ont été entreprises afin de découvrir les causes possibles du naufrage de l'*Ocean Ranger*. Après l'avoir comparée à la méthode des simulations de domaine temporel sur ordinateur, on a retenu cette proposition en raison de certains avantages qu'elle présente, notamment celui d'offrir une simulation plus précise du système d'ancrage, des vagues déferlantes, de l'inondation des puits aux chaînes, du mécanisme de rétroaction divergente des soupapes de ballast, du comportement de la plate-forme à des angles d'inclinaison prononcés, de l'inondation des logements et du dérapage des ancrés.

L'échelle à utiliser a fait l'objet d'un choix très minutieux; on l'a finalement établie à 1:40 afin de minimiser les effets d'échelle. On est également arrivé à la conclusion qu'un modèle réduit ayant des dimensions aussi imposantes faciliterait le transfert interne de l'eau de ballast, la simulation de l'inondation du puits aux chaînes et celle du système d'ancrage, notamment en ce qui concerne la rupture et le dérapage des ancrés. Par contre, le choix de cette échelle comportait un inconvénient : la reproduction du système d'ancrage a pris des proportions démesurées même si elle n'allait pas jusqu'aux ancrés mais seulement jusqu'à bonne distance des points de contact avec le fond.

La Commission s'est donc adressée à un certain nombre de laboratoires nationaux et de laboratoires privés au Canada, aux États-Unis, en Grande-Bretagne, aux Pays-Bas, au Danemark, en Suède et en Norvège. Les deux bassins répondant le mieux aux exigences techniques étaient ceux du Norwegian Hydrodynamics Laboratory (NHL) à Trondheim, en Norvège, et du Laboratoire d'hydraulique du Conseil national de recherches du Canada (CNR), à Ottawa. Ces deux laboratoires pouvaient, en effet, se livrer à des essais sur le modèle réduit à 1:40 et disposaient en outre d'un personnel technique hautement qualifié et expérimenté. Le laboratoire norvégien possédait une longue expérience des essais de modèles de plate-formes semi-submersibles et le laboratoire canadien jouissait d'une renommée internationale dans le domaine de la simulation réaliste des conditions de houle. Le recours à deux bassins à houle présentait l'avantage de permettre la contre-vérification de certains résultats parallèles. Par ailleurs, le NHL pouvait effectuer des essais à une profondeur de 400 pieds et simuler des conditions de houle bidirectionnelle, deux possibilités que ne pouvait offrir le CNR.

D'autre part, il y avait certaines différences notables entre la démarche adoptée par les chercheurs du CNR et celle du LHT. Les premiers estimaient nécessaire de reproduire la distribution historique ajustée de l'énergie instantanée de la houle de même que les spectres de houle extraits de la série chronologique produite par la bouée à accéléromètre de la *Zapata Uglund*, tandis qu'au NHL on considérait que le groupement des vagues était fonction de la configuration en crêtes du spectre et que, par conséquent, l'établissement des spectres appropriés entraînerait automatiquement la reproduction du caractère groupé. Une autre différence notable résidait dans l'utilisation des résultats des essais en soufflerie menés par l'Établissement aéronautique national (EAN). Le CNR a eu recours à des filaments de charge reliés au modèle, filaments dont les forces étaient assujetties à un contrôle par ordinateur reproduisant les spectres de force et de moment. Au NHL, par contre, on a eu recours à des ventilateurs à vitesse contrôlée et programmée par ordinateur pour appliquer directement la force et, par conséquent, les moments au modèle et reproduire ainsi les effets du vent.

Avant d'entreprendre les essais hydrodynamiques, il a fallu se consacrer à certaines études. Une d'entre elles, menée au CNR, consistait à simuler l'inondation des puits aux chaînes à l'aide d'un modèle hydraulique. Dès le début, on a réalisé que l'envahissement par les hauts, consécutif à l'inondation des puits aux chaînes avant, avait joué un rôle déterminant dans le comportement de la plate-forme à des angles d'inclinaison prononcés et, vraisemblablement, dans le chavirement qui a suivi. L'inondation des puits aux chaînes due aux vagues déferlantes sur le pont et à l'eau s'engouffrant par les écupiers est un phénomène complexe régi par les lois sur les séries numériques de Froude, Reynolds et Weber. Afin de réduire les effets d'échelle, on a construit un modèle à 1:15 de la colonne avant CT1, dont les installations de pont pouvaient être facilement converties pour reproduire en image inversée la disposition de la colonne CB1. Les installations de pont ainsi que toutes les ouvertures des six puits aux chaînes et leurs écupiers ont donc été reproduites en détail.

Les mouvements de la houle et de la plate-forme ont été simulés en plongeant le modèle en eau dormante à plusieurs reprises, à différentes profondeurs et pendant diverses périodes d'immersion, et ce, à l'aide d'un vérin hydraulique (fig. 1). Après avoir mesuré les coefficients d'inondation à partir du modèle à 1:15, on a effectué les mêmes essais sur un modèle à l'échelle de 1:40 afin de déterminer la dimension d'un seul écupier requise pour obtenir les coefficients d'inondation appro-

priés. Dans les deux cas, on a expérimenté une série de données différentes en ce qui a trait à l'angle de tangage initial et à la profondeur d'immersion du pont, et ce, pour plusieurs cycles chronologiques. On est finalement parvenu à déterminer la dimension de l'orifice permettant d'obtenir, sur le modèle à 1:40, des coefficients d'inondation semblables à ceux du modèle à 1:15, doté de six écupiers. À des angles d'inclinaison prononcés, quelques immersions ont suffi à remplir les puits aux chaînes et les écupiers. Une fois remplis, les puits aux chaînes et les écupiers de la colonne CT1 comme ceux de la colonne CB1 contiennent presque 1 200 tonnes métriques (1 219 tonnes) d'eau.

Une autre étude importante qu'on a dû effectuer avant d'entreprendre le programme d'essais hydrodynamiques portait sur une série d'essais à partir du modèle aérodynamique (fig. 2). Les scientifiques de l'Établissement aéronautique national (EAN) du CNR ont utilisé un modèle à l'échelle de 1:100 afin de déterminer la composante moyenne et la fluctuation des effets du vent. La force et le moment ont été mesurés à partir de différentes combinaisons de données relatives à l'assiette de la plate-forme, au tirant d'eau et à la direction des vents. On a effectué une analyse dynamique complète du modèle en ayant recours au programme d'analyse structurale par ordinateur SAP4, afin de s'assurer que la fréquence propre la plus basse du modèle était suffisamment élevée. En utilisant de minces feuilles d'aluminium pour fabriquer les principaux éléments structuraux du modèle et en employant du bois et de la mousse de polystyrène dans la reconstitution des installations de pont, on a pu limiter la masse du modèle, y compris les poutrelles d'assemblage, à 33 lb (15 kg). Le dynamomètre de la soufflerie de 30 pi x 30 pi (9m x 9m) de l'EAN à Uplands ayant été jugé inadéquat en regard des essais de charges fluctuantes à effectuer sur le modèle extrêmement léger, on a conçu et construit un nouvel équilibre dynamique admettant une liberté de mouvement de six degrés. L'appareil a ensuite été rectifié et a servi à mesurer toutes les données relatives aux forces et aux moments. Les données relatives à la vitesse et à la direction des vents pendant la tempête ont été extraites des comptes rendus synoptiques fournis par la *Zapata Uglund*, la *SEDCO 706* et l'*Ocean Ranger* (dont le dernier compte rendu a été enregistré à 23 h 30 HNT). Des données relatives aux paramètres ont également été extraites de l'étude de prévision a posteriori réalisée par V.J. Cardone d'Oceanweather Inc. et fournie par Mobil Oil (Canada) Ltd.

Les données relatives à l'incidence des vagues sur les effets du vent ont été estimées à partir de vagues stationnaires et rigides mon-

tées sur le plancher de la soufflerie. Ce modèle simulait des vagues d'une hauteur de 59 pi (19 m) et d'une longueur de 1 312 pi (400 m). Les forces et les moments appliqués au modèle ont été mesurés dans différentes positions par rapport à la crête des vagues. La courbe de la vitesse du vent principal ainsi que l'intensité, l'échelle et le contenu en fréquences de la turbulence ont été inclus dans le modèle afin de simuler les conditions qui régnaient avant le chavirement et au moment où celui-ci est survenu. La plupart des données recueillies lors des essais en soufflerie l'ont été en regard de vents dont la direction était comprise entre 220° et 310°, de tirants d'eau allant de 32,8 pi (10 m) à 131,2 pi (40 m) et d'angles de tangage et de roulis s'échelonnant entre -20° et +20°. On a également comparé les spectres des forces de traînée, des forces de portance et des moments de renversement obtenus à la suite de plusieurs essais. À la lumière de cette analyse, on a pu établir les spectres moyens de la force de traînée, de la force de portance et du moment de renversement (les autres degrés de liberté ne comportaient que de faibles composantes fluctuantes). Par la suite, ces spectres moyens ont servi de modèles dans l'établissement du spectre des forces du vent à appliquer.

À partir des données obtenues à la suite de ces essais, on a élaboré des modèles numériques faisant appel à des techniques de régression linéaire multivariée et servant à prévoir la valeur des coefficients de traînée, d'écart-type de traînée, de portance, d'écart-type de portance, de moment de renversement et d'écart-type de moment de renversement. Ces résultats ont été communiqués au Laboratoire d'hydraulique du CNR, mais il était trop tard pour que le NHL pût les utiliser pour ses premiers essais. On a donc commencé par fournir au laboratoire norvégien les spectres analytiques de rafales établis par Van Karman.

Avant d'entreprendre les essais sur modèle hydrodynamique, le CNR s'est également livré à une troisième étude, qui visait à examiner la possibilité de simuler de façon réaliste l'état de la mer au moment de l'accident. À cet égard, les seules données disponibles provenaient de la *Zapata Uglund*, dont l'emplacement se trouvait à 20 milles marins de celui de l'*Ocean Ranger*. Aussi, afin d'évaluer le degré de fiabilité de ces données dans la perspective de leur application à l'endroit où se trouvait l'*Ocean Ranger*, on a procédé à l'analyse de données antérieures provenant des trois plates-formes de forage.

Les données enregistrées à l'emplacement de la *SEDCO 706*, à celui de la *Zapata Uglund* et à celui de l'*Ocean Ranger* entre le 16 et le 20 janvier 1982 ainsi que le 1^{er} et le 2 février

1982 ont été soumises à l'analyse spectrale et à l'analyse de croisement nul. Ces analyses visaient à établir que les descriptions statistiques moyennes de l'état de la mer étaient assez semblables, bien que les trois stations eussent enregistré leurs données de façon plus ou moins simultanée. Si cela pouvait être démontré, il serait alors raisonnable de supposer que l'analyse de l'état de la mer à partir des données recueillies par la *Zapata Uglund* au moment du naufrage s'applique aux conditions qui régnaient à l'emplacement de l'*Ocean Ranger* au même moment.

Les résultats de l'analyse ont révélé un degré de corrélation extrêmement élevé entre tous les paramètres relatifs aux vagues (sans faire abstraction des valeurs moyennes). Les variations quotidiennes des paramètres relatifs à l'état de la mer, par rapport à la moyenne, indiquaient un degré élevé d'intercorrélation quant à la direction du vent, la vitesse du vent, la puissance des vagues et la hauteur caractéristique des lames et un degré moyennement élevé de corrélation en ce qui concerne la hauteur maximale des lames, la période de crête, le facteur d'excès positif et la pente moyenne. Toutefois, les intercorrélations de variation relatives au rapport de la hauteur maximale des lames sur la hauteur significative des lames, au facteur de groupement et à l'asymétrie horizontale moyenne des vagues étaient presque nulles. Ayant établi que les données enregistrées par la *Zapata Uglund* pouvaient fournir une description assez fidèle de l'état de la mer à l'emplacement de l'*Ocean Ranger*, dans le cas des paramètres relatifs aux vents de l'ouest et aux hauteurs significatives des lames supérieures à 5 m, les chercheurs du CNR ont entrepris une synthèse de houle en simulant les conditions qui régnaient lors de la tempête survenue pendant la nuit du 14 au 15 février 1982, entre 18 h 30 et 4 h 30 HNT. On a analysé de nouveau les données et établi dix densités spectrales de variation correspondant aux dix heures consécutives. Le NHL et le CNR se sont alors tous deux servi de ces dix spectres pour constituer dix enregistrements distincts d'une heure à la grandeur naturelle correspondant à dix enregistrements distincts de 9 minutes et 29 secondes à l'échelle du modèle. Les chercheurs du CNR utilisaient une méthode de synthèse qu'ils avaient eux-mêmes mise au point auparavant et qui permet d'exercer un plus grand contrôle sur des paramètres tels que les facteurs de groupement des vagues et la hauteur maximale des lames. On trouvera à la fig. 3 un exemple de résultat obtenu à l'aide de cette méthode.

Pendant qu'on procédait à la simulation sur modèle hydraulique de l'inondation des puits aux chaînes, qu'on se livrait aux essais aérodynamiques et qu'on faisait l'analyse et la syn-

thèse du comportement de la houle, les travaux menés à l'aide des modèles hydrodynamiques à l'échelle de 1:40 progressaient. Au NHL, la conception et la construction du modèle avaient été confiées au personnel du laboratoire naval et océanographique. Les pontons du modèle étaient faits de contre-plaqué étanche ayant 16 couches d'épaisseur et recouverts d'une couche d'époxyde et d'une toile de fibre de verre. La fig. 4 illustre la construction de ces pontons. Toutes les colonnes verticales étaient faites de feuilles d'aluminium roulées en tubes et soudées (fig. 5). On a utilisé également des tubes d'aluminium et de plastique renforcé pour reproduire les entretoises horizontales et les fermes verticales. Quant aux ponts, ils étaient faits de contre-plaqué étanche et, à l'exception de la partie centrale, toute la section des ponts était étanche mais pouvait être ouverte pour que l'eau y pénètre.

Les coussinets d'ancre étaient faits de tubes de laiton et, les stabilisateurs, de plaques de laiton. On a utilisé le même matériau pour la tour de forage, montée au moyen d'aimants. Quant aux trois grues, aux tunnels de propulseur et aux défenses, elles étaient faites respectivement d'aluminium, de plastique PVC et de plastique «dyvinicell». L'hélicoptère ainsi que les quartiers d'habitation, les postes de commande des treuils, le plancher de forage et le poste de pilotage ont tous été reproduits conformément à la disposition générale. Les deux colonnes avant comportaient chacune trois treuils, qui ont également été reproduits.

Les pontons étaient subdivisés en réservoirs selon le plan de capacité de stockage de la plate-forme et étaient remplis d'une solution d'eau saline pour compenser la différence de volume des réservoirs du modèle, un peu plus petits que ceux du prototype. On a installé un système de ballasts à évent qui consistait en un tube de laiton longitudinal passant au centre de chaque ponton et raccordé à 10 réservoirs du côté tribord et à 5 réservoirs du côté bâbord. Au cours des plongées d'inspection, on a découvert que des tiges de commande manuelle avaient été insérées dans les soupapes à commande par solénoïdes correspondant à ces réservoirs.¹ Les conduites de raccordement aux réservoirs étaient ouvertes ou fermées par un plongeur à partir du dessous des pontons. On a eu recours à ce procédé pendant certains essais ultérieurs, afin de simuler un transfert d'eau de ballast déterminé.

Les puits aux chaînes ont été reproduits d'après les essais réalisés auparavant par le CNR. Toutes les conduites menant aux puits

¹Parmi les 18 tiges de commande manuelle retrouvées, 3 étaient insérées dans les solénoïdes associés au système d'eau de forage et, par conséquent, n'ont pas affecté le fonctionnement du système de ballasts.

aux chaînes à partir du niveau supérieur, ainsi qu'un réservoir situé au centre de chacune des colonnes d'angle, ont été reproduits et comportaient un revêtement intérieur de plastique «dyvinicell» d'épaisseur variable. Les puits aux chaînes étaient séparés en trois sections par des cloisons évidées et leurs bouches d'aération étaient situées sur le pont supérieur.

Le pont était fait de contre-plaqué étanche et subdivisé suivant la disposition des quartiers d'habitation principaux. La structure étanche du pont était construite de façon à ce que l'eau puisse y pénétrer par de petits orifices pratiqués dans toutes les cloisons internes et, de l'extérieur, par les ouvertures des quartiers d'habitation puis, plus bas, par une écoutille du pont supérieur.

On a corrigé le centre de gravité vertical en redistribuant des poids en plomb dans les quatre colonnes centrales (voir la fig. 6). Une méthode faisant appel à l'utilisation du pendule a permis de déterminer les rayons de giration de l'installation légère et de l'ajuster aux valeurs déterminées par le déplacement de poids à bord de la plate-forme. Les cinq conditions de charge ont été simulées par le remplissage des réservoirs des pontons.

Les instruments de bord comprenaient notamment des diodes électroluminescentes montées aux extrémités de deux mâts attachés à la tour de forage et au pied de cette tour. À terre, deux caméras horizontales et une caméra verticale suivaient le mouvement de ces diodes. Ce système de positionnement optique (OPTOPOS) permettait de mesurer le mouvement de la plate-forme en fonction de six degrés de liberté. Trois accéléromètres linéaires, montés à l'intérieur de la salle des machines, servaient à mesurer les mouvements de pilonnement, de roulis et de tangage. Douze transducteurs de force étaient installés à la hauteur du chaumard et permettaient de mesurer les composantes verticale et horizontale de la tension s'exerçant sur les amarres. Deux sondes à houle dotées de résistances bifilaires et reliées à l'avant du modèle mesuraient le franc-bord. Quant au mesurage du degré d'inondation des puits aux chaînes avant, il était effectué par des capteurs de pression, installés au fond de chacun des puits aux chaînes.

La conception du modèle hydrodynamique à l'échelle de 1:40 du CNR a été confiée au personnel de l'Institut de recherches maritimes et sur les navires arctiques (IRMNA), qui en a également supervisé la construction. Le modèle, construit par le Centre des techniques de fabrication, a été fait entièrement en aluminium. On y a inclus les puits aux chaînes situés dans les quatre colonnes d'angle et les écu-biers ont été conçus de façon à simuler avec

exactitude le débit de l'eau envahissant les puits aux chaînes. Chaque ponton a été subdivisé en seize réservoirs et on a installé des conduites entre les réservoirs de ballast (5 à bâbord et 10 à tribord) ainsi que des soupapes pneumatiques télécommandées en vue des essais ultérieurs portant sur le transfert de lest. On a pu déterminer le centre de gravité vertical de même que les rayons de giration longitudinal et transversal en effectuant, respectivement, des essais d'inclinaison et des essais de balancement à partir d'une structure conçue à ces fins (fig. 7).

On a vérifié la distance métacentrique longitudinale (GM) et la distance métacentrique transversale (GM) de flottaison libre en inclinant le modèle dans l'eau. On a également mesuré ces distances métacentriques après avoir appliqué aux amarres une tension équivalant à 235 000 lb (1045 kN). Il ne faudrait pas confondre ces valeurs élevées de GM et les valeurs plus petites utilisées par ODECO et correspondant à des mesures où l'effet de «traction des amarres vers le bas» entre en ligne de compte. Finalement, on a également mesuré les périodes naturelles d'oscillation.

La fig. 8 illustre la configuration générale du modèle hydrodynamique ainsi que l'emplacement des instruments de bord. Chacune des douze lignes d'ancrage (A1 à A12) passait dans une poulie de chaumard à laquelle on avait incorporé une cellule de charge afin de mesurer l'angle de l'amarre par rapport au modèle. Les cellules de charge F1 à F12 permettaient de mesurer la tension s'exerçant sur chacune des lignes d'ancrage. Quatre sondes à houle dotées d'un conducteur de capacité, installées dans des tubes perforés puis déposées dans les puits aux chaînes, servaient à mesurer le volume d'eau dans les puits aux chaînes et dans les écu-biers. Un accéléromètre de référence, monté à l'intérieur du poste de forage, mesurait l'accélération du tangage. Huit diodes électroluminescentes, montées sur une structure installée sur le pont du modèle, étaient surveillées par deux caméras faisant partie du système Selspot (semblable au système OPTOPOS du NHL). Ce système permettait de mesurer les mouvements à six degrés de liberté du modèle réagissant aux forces appliquées.

Les essais sur le modèle de NHL se sont déroulés dans le bassin océanique illustré à la fig. 9. Ce bassin mesurait 263 pi x 164 pi (80 m x 50 m) et avait une profondeur maximale de 33 pi (10 m). Les vagues à crête longue étaient générées par un système à commande hydraulique et à double volet, installé sur le côté du bassin mesurant 164 pi. Un second système, installé sur le côté d'un bassin mesurant 263 pi, comportait 144 éléments à commande indi-

viduelle. Chacun de ces éléments consistait en un volet simple à commande électromécanique. Ce second système a été conçu principalement pour générer des vagues à crête courte.

La fig. 10 illustre l'organisation générale des essais. Le vent était généré par quatre ventilateurs disposés de la façon indiquée. En général, les vagues étaient produites par le premier système (BM 2), mais on a eu recours au dispositif à volets multiples (BM 3) lors de trois essais. La fig. 11 présente une photographie du bassin et du modèle.

Au CNR, le bassin mesurait 164 pi x 98 pi (50 m x 30 m) et avait une profondeur d'environ 10 pi (3 m). Les essais y ont été effectués dans une profondeur d'eau de 6,4 pi (1,95 m), ce qui représentait, à l'échelle de 1:40, une profondeur de 256 pi (78 m) à l'emplacement de l'*Ocean Ranger*. Les fig. 12 et 13 illustrent la disposition générale du bassin et du modèle. Montés sur la paroi du bassin, trois servomoteurs à régime élevé, alimentés en courant continu et commandés par ordinateur, étaient reliés au modèle par des filaments de nylon tressés. Ces moteurs servaient à appliquer au modèle les forces et moments, qui variaient en fonction de la charge de vent requise.

Aux fins du programme d'essais, on a utilisé deux directions de houle (240° et 280°). Dans les deux cas, il a fallu tronquer dix des douze amarres à la longueur où elles atteignaient les parois du bassin. À chacun de ces points, la ligne d'ancrage passait par une poulie fixe, remontait vers un ressort simulant l'élasticité des lignes et aboutissait à une bobine d'enroulement permettant d'ajuster au préalable la tension appliquée à cette ligne. Les chercheurs du NHL ont procédé à une analyse statique des systèmes d'ancrage à l'échelle réelle et à l'échelle du modèle réduit en ayant recours au programme ANKAN. Cette analyse s'appliquait aux systèmes d'ancrage des deux bassins, soit celui du NHL et celui du CNR. Les essais pratiques consistaient à mesurer la force requise pour déplacer le modèle ancré dans la direction du pilonnement et dans la direction du roulis.

Les objectifs globaux des essais (171 au total) effectués dans les deux bassins comportaient diverses phases qui étaient ou pouvaient être applicables à la situation de l'*Ocean Ranger* entre 2200Z (18 h 30 HNT) environ, le 14 février 1982, et 0800Z (04 h 30 HNT), le matin du 15 février.

Le premier objectif consistait à étudier le comportement de la plate-forme décrochée à compter de 2200Z. L'ensemble des données relatives à la variance des paramètres lors des 81 essais était le suivant : tirant d'eau de 79 pi; GM de flottaison libre de 8,86 pi à -0,54 pi;

assiette initiale de 0° (de niveau) à + 8° (par l'avant); toutes amarres tendues au préalable ou amarres sous le vent relâchées; direction du vent de 280° vrais; période comprise entre 2200Z et 0918Z (essais de durée variant entre 1 heure et 10 heures). Lors de certains essais, une vague transitoire d'une hauteur d'environ 90 pi a été simulée.

Au cours des plongées d'inspection de juillet 1982, les sondages des réservoirs n° 10 ont indiqué qu'on avait pu procéder à une opération de délestage. Ce deuxième objectif visé par les essais (13) comportait l'ensemble de paramètres suivant : tirant d'eau de 72 pi; GM de flottaison libre de 5,82 pi ou de 2,54 pi; assiette initiale de 0° (de niveau) à +4° (par l'avant); toutes amarres tendues au préalable ou amarres sous le vent relâchées; direction de la houle de 240° vrais; direction du vent de 280° vrais; période comprise entre 2300Z et 2400Z ou 0500Z et 0600Z.

Le troisième objectif consistait à vérifier l'hypothèse d'une fuite accidentelle, qui aurait expliqué les résultats des sondages effectués dans les réservoirs de la coque inférieure. L'ensemble des données relatives à la variance des paramètres lors des 30 essais effectués était le suivant : tirant d'eau de 93 pi; GM de flottaison libre de 8,11 pi; assiette initiale de -4° (par l'arrière) à + 12° (par l'avant); toutes amarres tendues ou amarres sous le vent relâchées; direction du vent de 280° vrais; direction de la houle de 240° vrais ou de 280° vrais; période comprise entre 2300Z et 2400Z ou 0500Z et 0600Z, et simulation de vagues transitoires lors de certains essais.

Le quatrième objectif consistait à vérifier l'hypothèse qu'on ait transféré de l'eau de ballast par mégarde, ce qui aurait réduit au minimum le contenu des réservoirs de la coque inférieure, en supposant que les sondages effectués lors des plongées d'inspection aient été erronés. L'ensemble des données relatives à la variance des paramètres lors des 5 tests effectués était le suivant : tirant d'eau de 86 pi; GM de flottaison libre de 6,51 pi; direction du vent de 280° vrais et direction de la houle de 240° vrais.

Le cinquième objectif concernait l'hypothèse d'un transfert fortuit de l'eau de ballast dans les réservoirs de la coque inférieure, là où l'on avait trouvé des tiges de commande manuelle insérées dans les soupapes à solénoïdes. On a procédé, au total, à 15 essais en utilisant les paramètres suivants : tirant d'eau de 72 pi, de 79 pi, de 86 pi et de 93 pi; GM de flottaison libre de 4,64 pi à 8,11 pi; assiette initiale de -4° (par l'arrière) à 0° (de niveau); toutes amarres tendues; direction du vent de 280° vrais; direction de la houle de 240° vrais; période com-

prise entre 0500Z et 0700Z (essais d'une durée d'une heure).

On n'a effectué qu'un seul essai pour simuler l'impact des pontons de la plate-forme contre le fond marin. Les conditions initiales dans lesquelles s'est déroulé l'essai (logements et puits aux chaînes inondés) correspondaient aux conditions finales dans lesquelles avaient été effectués les essais précédents (tirant d'eau de 93 pi) concernant l'objectif 5. Ces essais avaient été réalisés dans les conditions suivantes : GM de flottaison libre de 8,11 pi; soupapes de ballasts ouvertes; direction du vent et de la houle de 280° vrais et simulation de vagues transitoires.

Une dernière batterie d'essais a été réalisée dans les conditions susceptibles d'avoir eu une incidence sur la perte de l'*Ocean Ranger*. Les six premiers essais comportaient les paramètres suivants : tirant d'eau de 72 pi; GM₁ de flottaison libre de 5,82 pi; amarres trainantes; conduites de ballasts et logements ouverts; vent nul; direction de la houle de 280° vrais; périodes de simulation comprises entre 0500Z et 0700Z (à intervalles d'une heure). Cette série comportait notamment deux essais importants, lors desquels on a inondé tout le pont inférieur ainsi que les deux colonnes avant. Seuls ces deux essais ont eu pour résultat le chavirement du modèle.

Trois essais se sont déroulés dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 79 pi; GM₁ de flottaison libre de 0,96 pi; assiette initiale de 0°; soupapes de ballasts et logements fermés, et vent nul. Ces essais ont été effectués à l'aide d'un spectre JONSWAP et comportaient la simulation de vagues à crête courte, de vagues à crête longue et, finalement, de vagues croisées régulières à crête longue. Quatre essais ont également été effectués à partir du même tirant d'eau (79 pi) et dans les conditions suivantes : GM₁ de référence de 1,36 pi à 4,64 pi; vent nul; direction de la houle de 240° vrais et période comprise entre 2300Z et 2400Z ou 0600Z et 0700Z. Deux autres essais ont été réalisés dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 79 pi; GM de flottaison libre de 4,64 pi; amarres trainantes; vent nul et conduites de ballasts, colonnes avant, logements et pont inférieur ouverts. Ces derniers essais étaient analogues aux deux essais effectués à un tirant d'eau de 72 pi, sauf qu'ils se sont tous deux déroulés dans une période de simulation comprise entre 0500Z et 0700Z.

Une série de quatre essais a également été réalisée à un tirant d'eau de 79 pi et dans les conditions suivantes : GM de référence de 2,86 pi ou de 4,64 pi; vent sans houle (de 280° vrais) et période de simulation comprise entre 2200Z et 2300Z.

Par ailleurs, afin d'étudier le phénomène de l'inclinaison provoquée par la houle, on a effectué sept essais. Trois de ces essais se sont déroulés dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 79 pi; GM₁ de flottaison libre de 0,30 pi; direction de la houle de 240° et vent nul. Ces essais faisaient appel à la simulation de vagues régulières ou à l'utilisation d'un spectre JONSWAP. Les quatre autres essais se sont déroulés dans des conditions similaires, à un tirant d'eau de 72 pi et à un GM de flottaison libre de 1,0 pi ou de 1,76 pi.

Les objectifs du deuxième volet du programme d'essais de modèles comportaient une série de dix-huit essais visant à étudier le comportement de la plate-forme dans des conditions autres que celles qui étaient susceptibles d'avoir entraîné la perte de l'*Ocean Ranger*.

Une série de quatre essais a été réalisée dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 58 pi; GM de flottaison libre de 1,87 pi; toutes amarres tendues ou relâchées; direction du vent et direction de la houle de 280° vrais et période comprise entre 2300Z et 2400Z. Un seul essai a été effectué dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 64 pi; GM de flottaison libre de 4,92 pi et toutes amarres tendues; direction du vent de 280° vrais; direction de la houle de 240° vrais et période comprise entre 0500Z et 0600Z.

Cinq essais ont comporté l'utilisation d'amarres entièrement formées de chaînes dans les conditions suivantes : tirant d'eau de 80,8 pi ou de 65,3 pi; GM de flottaison libre de 4,92 pi à -0,54 pi; direction du vent de 280° vrais; direction de la houle de 240° vrais et période comprise entre 0500Z et 0600Z.

Les huit derniers essais sont les seuls à s'être déroulés dans une profondeur d'eau autre que 255 pi, soit 400 pi. Les conditions étaient les suivantes : tirant d'eau de 79 pi; GM de flottaison libre de 4,64 pi ou de 1,36 pi; assiette initiale de 0° (de niveau), de +4° (par l'avant) ou de -4° (par l'arrière); direction du vent de 280° vrais; direction de la houle de 240° vrais et périodes comprises entre 2200Z et 0342Z, 0337Z et 0918Z ou 0500Z et 0600Z. Les amarres formées de fils d'acier et de chaînes avaient été tendues au préalable ou étaient relâchées (pour 1 essai).

Ces dernières séries d'essais ont été réalisées avec la collaboration du personnel du programme de recherches sur la stabilité des plates-formes mobiles (MOPS), programme subventionné par le Norwegian Maritime Directorate (NMD), la Norwegian Offshore Association (NOF) et le Department of Energy (DOE) du Royaume-Uni.

Dans les conditions normales qui s'appliquaient à l'*Ocean Ranger* le 14 février 1982, c'est-à-dire compte tenu d'un tirant d'eau de 79 pi à l'ancrage et d'un GM de flottaison libre de 4,64 pi, le comportement ou les mouvements du modèle hydrodynamique n'ont révélé aucun problème de stabilité. Toutefois, avec la tempête qui faisait rage, il aurait été prudent de délester la plate-forme jusqu'à un tirant d'eau de survie, afin d'éviter d'endommager la structure des ponts ou encore de prévenir l'inondation des puits aux chaînes par les vagues d'une hauteur excessive.

Il ne semble pas que la plate-forme ait été susceptible de chavirer à un tirant d'eau de 79 pi ou de 86 pi, à moins qu'elle ait subi l'assaut de grosses vagues transitoires ou que son assiette initiale ait été supérieure à 10° par l'avant. Or, au cours de la série d'essais, cette dernière condition n'a été réalisée que lorsque les amarres étaient relâchées et que la distance métacentrique était la plus faible.

A un tirant d'eau de 93 pi, l'incidence de l'inondation des puits aux chaînes augmentait

de façon marquée. Les essais ont démontré que l'eau atteignait le pont lorsque l'assiette de la plate-forme était de 4° par l'avant. Cependant, l'inondation comme telle ne survenait qu'à une assiette d'environ 8° par l'avant, lorsque les amarres étaient relâchées, et qu'à une assiette d'environ 12° par l'avant, lorsque toutes les amarres étaient tendues. Une fois que les vagues eurent commencé à déferler sur le pont du modèle hydrodynamique, les puits aux chaînes se sont remplis très rapidement, d'une part, en raison de la grandeur de l'ouverture des écubiers et, d'autre part, parce que le débit augmentait au fur et à mesure que le modèle s'inclinait par l'avant. Une fois que l'eau eut commencé à les envahir, l'inondation complète des puits aux chaînes était inévitable.

Les essais qui ont été effectués à un tirant d'eau de 72 pi, de 79 pi et de 93 pi, et lors desquels on a laissé circuler librement l'eau de ballast parmi les réservoirs dont les soupapes portaient une tige de commande manuelle, se sont soldés par une inclinaison dangereuse par

l'avant du modèle. Cette inclinaison dépassait 15° et entraînait l'inondation progressive et critique des puits aux chaînes avant.

Le modèle hydrodynamique a chaviré par l'avant lors d'un essai effectué à un tirant d'eau de 72 pi à l'ancrage et à un GM de flottaison libre de 5,82 pi. Toutefois, les soupapes de ballasts devaient être ouvertes et les colonnes avant, les puits aux chaînes et les locaux des ponts inondés. Des essais analogues, en fonction d'un tirant d'eau de 79 pi et d'un GM de flottaison libre de 4,64 pi, ont donné le résultat suivant : le modèle a coulé jusqu'au fond, où ses pontons se sont déposés à un angle d'environ 56°.

On a également effectué un essai d'impact contre le fond, afin de déterminer si le modèle hydrodynamique chavirerait à un tirant d'eau initial de 93 pi à l'ancrage et à un GM de flottaison libre de 8,11 pi. On a donc simulé l'écoulement de l'eau de ballast dans les pontons et l'inondation des puits aux chaînes avant, des locaux des ponts ainsi que du réservoir d'équilibrage de bâbord. On a également

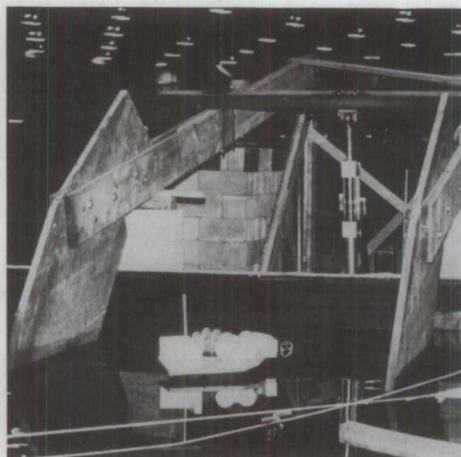


FIGURE 1 Dispositif de commande hydraulique—cadre contrôlé pour l'immersion de modèles de ponts à l'échelle 1:15 et 1:40—CNR

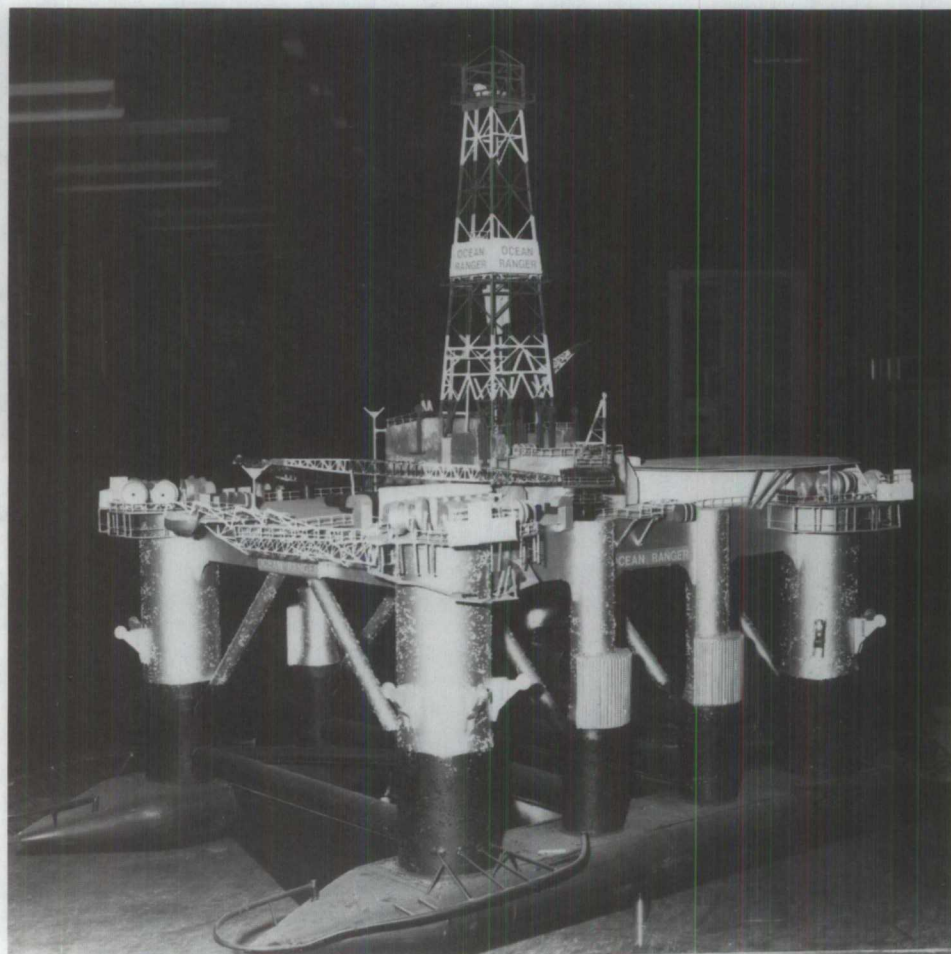


FIGURE 2 Vue du modèle avec détail du pont et des colonnes — EAN

simulé des vagues transitoires dont la hauteur pouvait atteindre 90 pi, pour voir si le modèle allait chavirer. Lors de l'essai, le modèle s'est déposé lourdement sur le fond à un angle d'inclinaison longitudinale d'environ 52°. De toute évidence, il était peu probable que l'*Ocean Ranger* eût chaviré à ce tirant d'eau.

L'essai portant sur l'inclinaison provoquée par la houle a démontré qu'à un tirant d'eau de 72 pi à l'ancrage et à une distance métacentrique très faible, le modèle hydrodynamique atteignait des angles d'inclinaison constants, en dépit des vagues irrégulières.

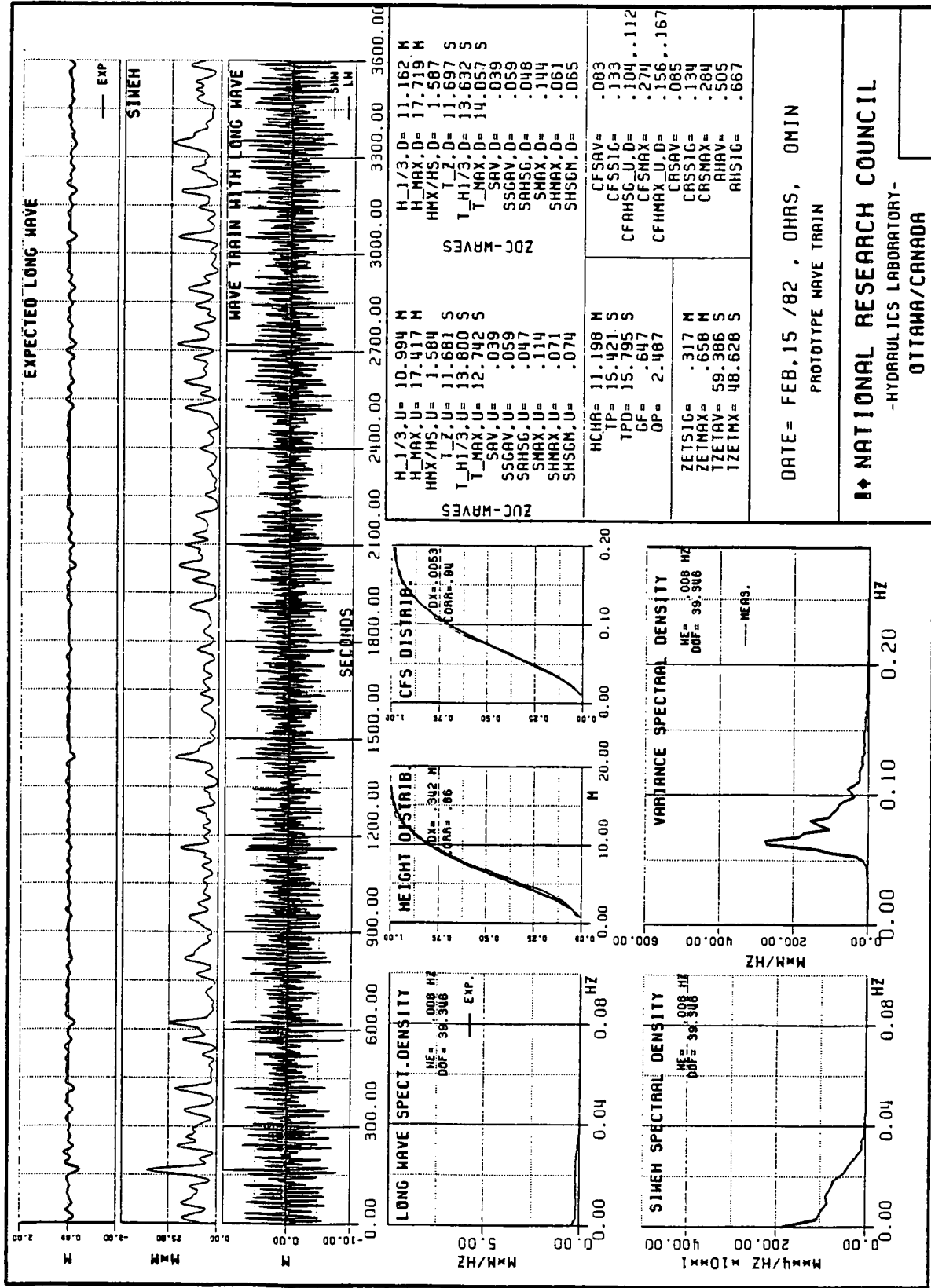
Par ailleurs, les essais qui se sont déroulés à un tirant d'eau de survie de 58 pi et à un GM de flottaison libre de 1,87 pi ont résulté en une diminution de la stabilité, en raison de l'emplacement des stabilisateurs, lorsque l'inclinaison par l'avant était supérieure à environ 1°. Lors de l'essai où l'on a simulé des vagues irrégulières, les mouvements du modèle hydrodynamique étaient erratiques, et on a mesuré des angles d'inclinaison constants par l'avant pouvant atteindre 4° au maximum.

Le conseiller technique principal de la Commission royale d'enquête a conclu que la plate-forme pouvait chavirer à tous les tirants d'eau jusqu'à 82 ou 83 pi inclusivement, mais que cela n'était pas possible à un tirant d'eau de 93 pi. Son analyse fait état d'un facteur de contingence lié à l'heure où le naufrage est survenu : en effet, lors de l'essai à un tirant d'eau de 79 pi, l'eau a continué d'envahir l'entrepont jusqu'à ce qu'une grosse vague menaçât de faire chavirer le modèle; or, une fois que la plate-forme est sur le point de chavirer, une vague assez grosse doit survenir avant que l'inondation de l'entrepont n'augmente le déplacement de la plate-forme et ne l'empêche ainsi de chavirer.

Le programme d'essais de modèles a résulté en une meilleure compréhension du comportement général de la plate-forme à certains tirants d'eau, et il a clairement démontré l'importance du système d'ancrage en eaux peu profondes. On a remarqué des mouvements d'importance à la fréquence propre de la plate-forme, outre ceux qui ont été observés à la fréquence de la houle, en fonction de différentes valeurs de GM. Les angles d'envahissement par les hauts ont fait l'objet d'une étude à différents tirants d'eau et se sont révélés inférieurs aux prévisions figurant dans l'étude réalisée par la Garde côtière des États-Unis. En général, les essais ont clairement démontré que l'*Ocean Ranger* se comportait assez bien lorsque son assiette était nulle. Toutefois, avant cette série d'essais, le comportement des plates-formes semi-submersibles à différents angles d'inclinaison n'avait pas fait l'objet d'études approfondies. Les données

résultant de cette série d'essais devraient favoriser une meilleure compréhension de ce phénomène important.

Les progrès techniques qui ont été réalisés dans le domaine des essais de modèles s'appliquent, notamment, à la construction de modèles, à la simulation de champs de houle et de vent réalistes, à la simulation des effets du transfert de lest et de surface libre, à la simulation de l'inondation des puits aux chaînes et à la simulation des systèmes d'ancrage et des effets secondaires de la houle. Les chercheurs du NHL et du CNR ont mené à bien un programme d'essais très complexe et très détaillé, dont les données devraient servir à d'autres analyses qui viendraient compléter les connaissances actuelles dans le domaine du comportement des plates-formes semi-submersibles.



DATE = FEB, 15 /82 , 0HRS, 0MIN
 PROTOTYPE WAVE TRAIN

NATIONAL RESEARCH COUNCIL
 -HYDRAULICS LABORATORY-
 OTTAWA/CANADA

FIGURE 3 Série de vagues prototype—CNR

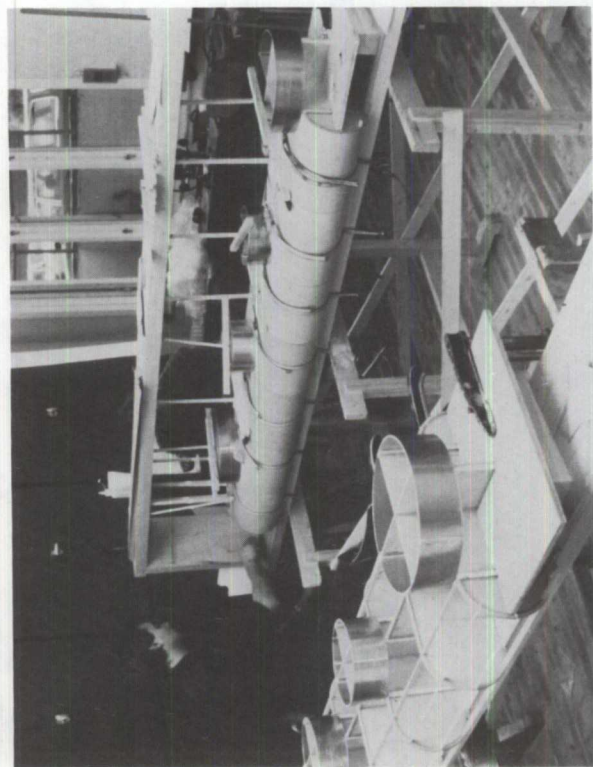


FIGURE 4 Pontons en cours de construction — NHL

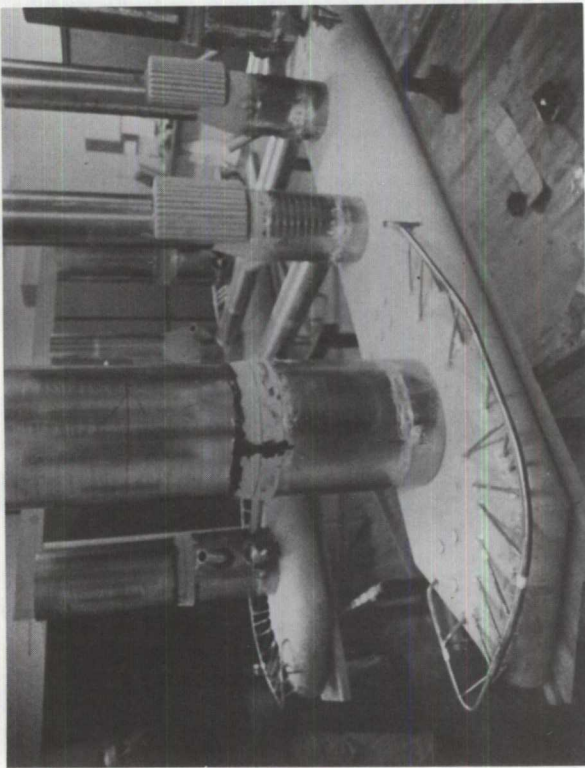


FIGURE 5 Montage du modèle — NHL



FIGURE 6 Réglage du centre de gravité — NHL

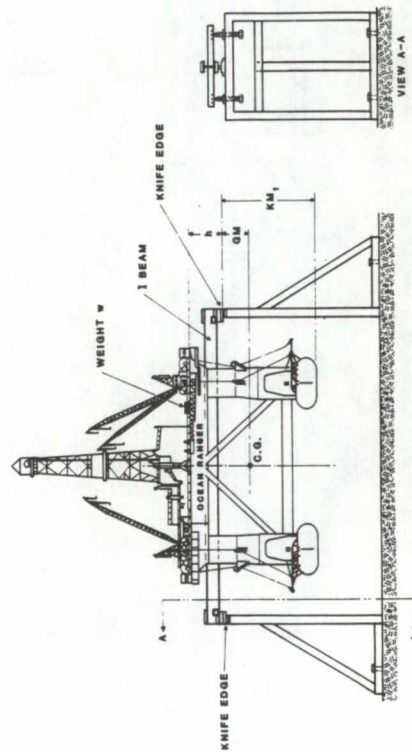


FIGURE 7 Cadre pour tests d'inclinaison de modèle hydrodynamique — CNR

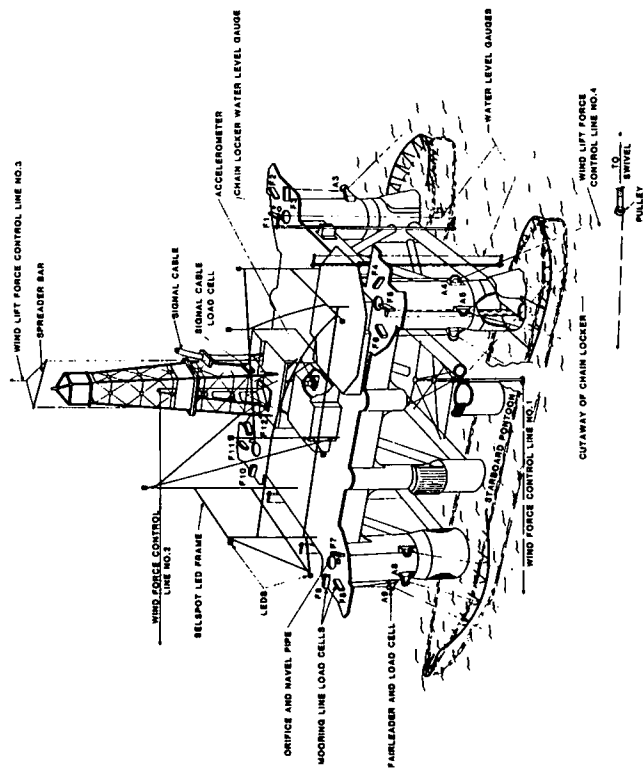


FIGURE 8 Instrumentation du modèle hydrodynamique — CNR

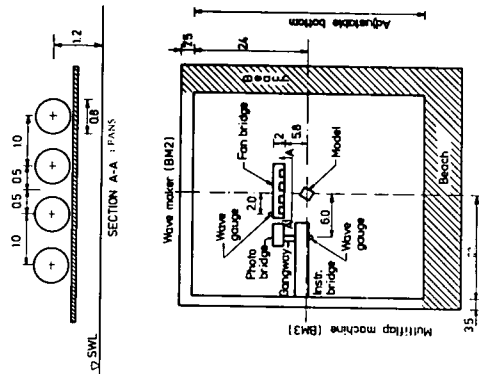


FIGURE 10 Disposition pour les essais — NHL

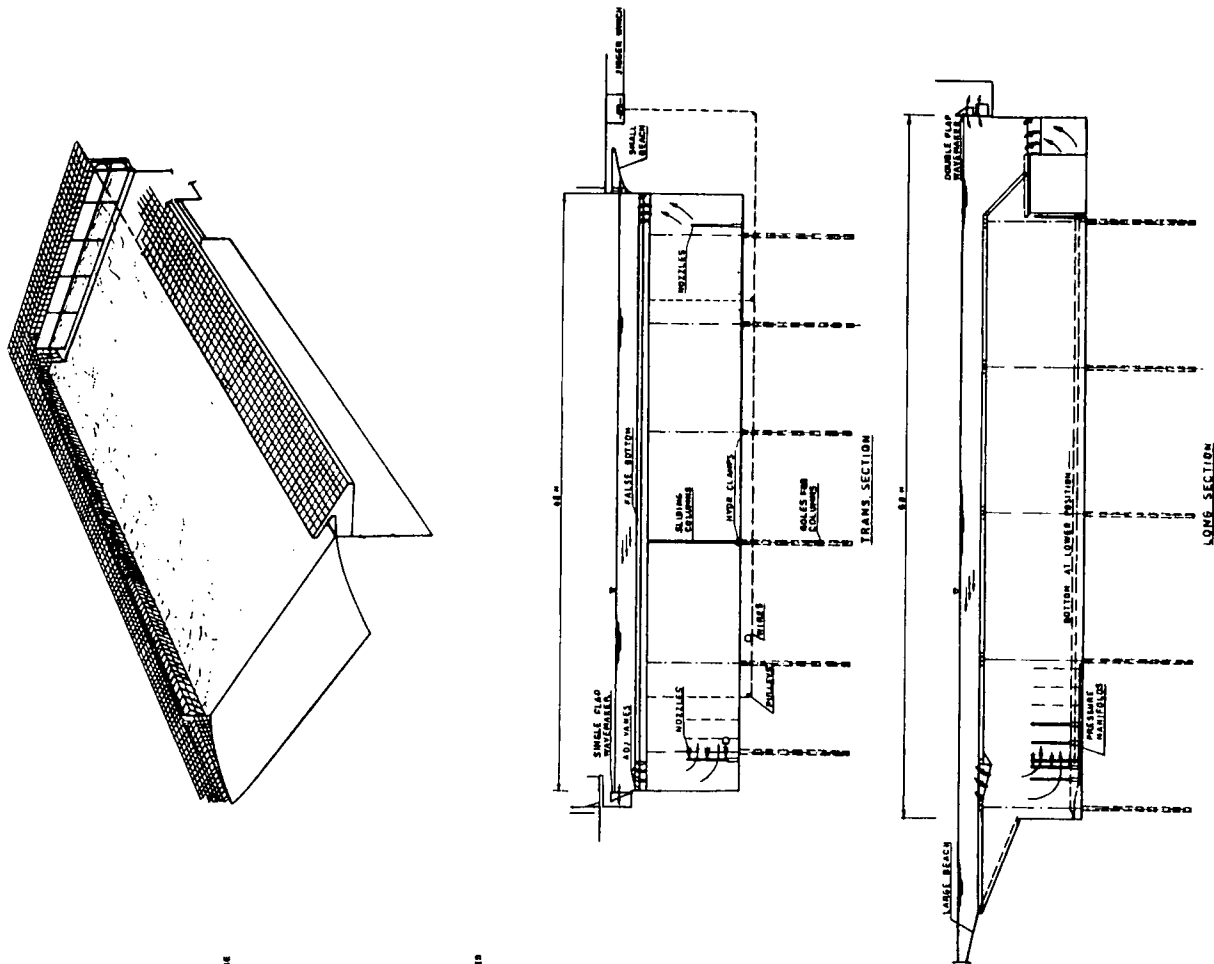


FIGURE 9 Conception du bassin d'essais — NHL

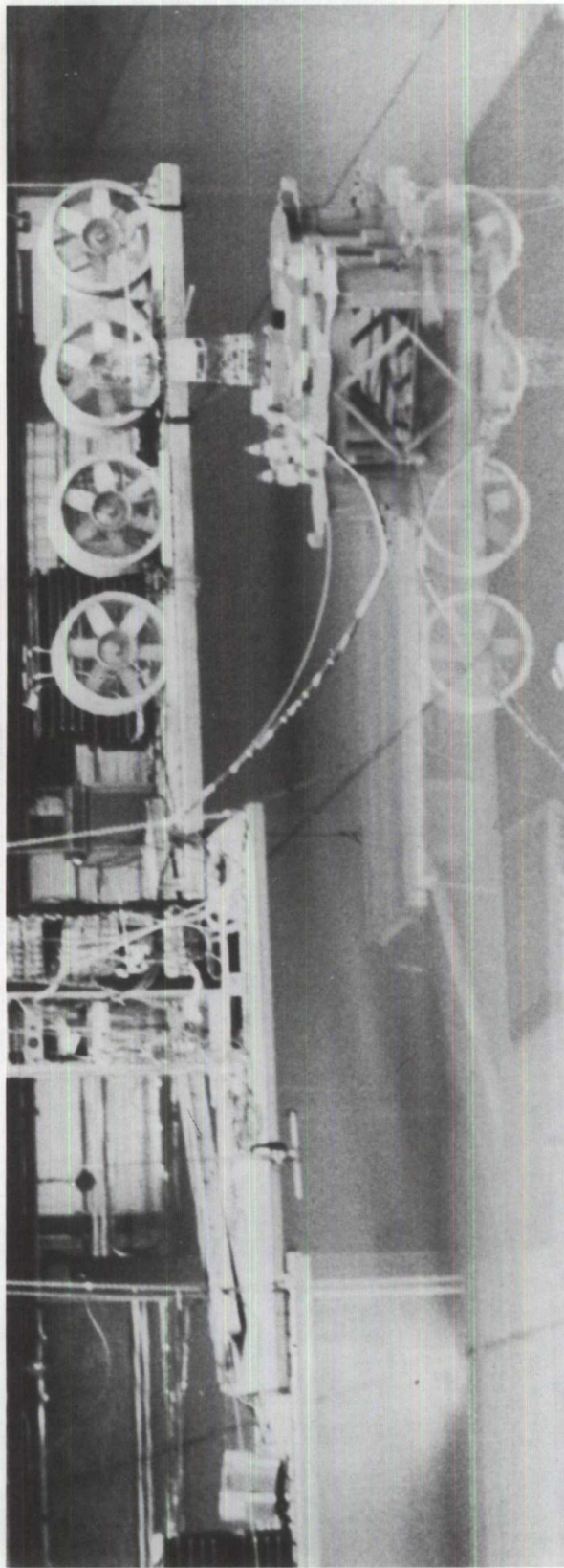


FIGURE 11 Disposition générale pour les essais — NHL

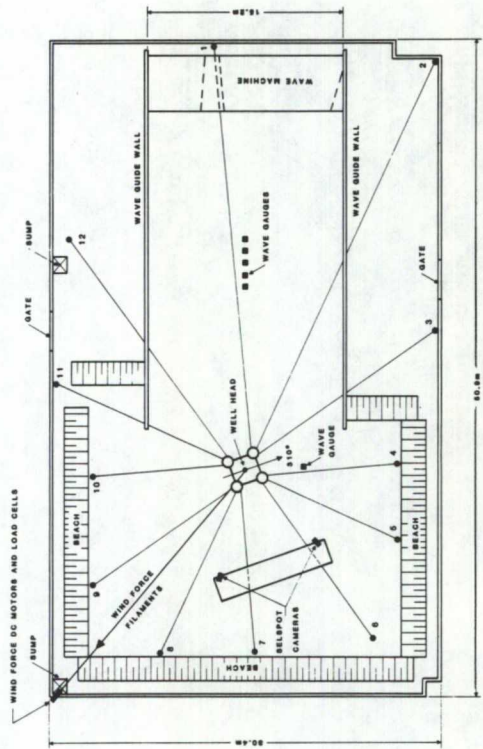


FIGURE 13 Disposition des amarres pour les essais dans le bassin (houle venant de 240° et vent de 280°) — CNR

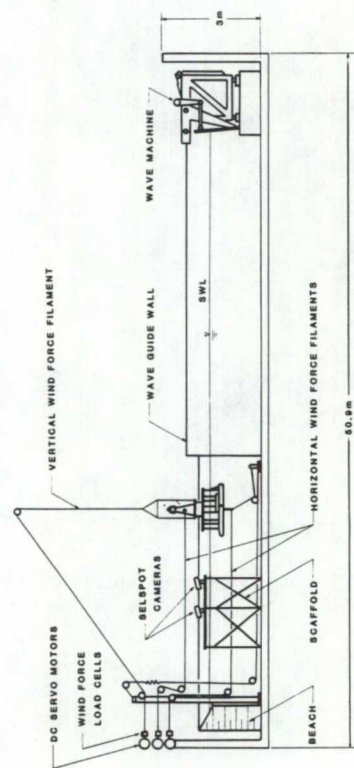


FIGURE 12 Élévation du bassin d'essais — CNR



FIGURE 14 Le modèle hydrodynamique de l'Ocean Ranger dans le bassin d'essais du NHL

APPENDICE F-6
Analyse de la performance de
l'équipement de sauvetage

R.L. MARKLE, Chef par intérim,
 Survival Systems Branch
 Merchant Vessel Inspection Division
 Office of Merchant Marine Safety
 U.S. Coast Guard

INTRODUCTION

L'unité mobile de forage en mer *Ocean Ranger* a sombré au cours des premières heures du 15 février 1982 dans l'océan Atlantique, à environ 175 milles marins à l'est de St. John's, Terre-Neuve. Les 84 personnes à bord sont toutes présumées mortes par suite du naufrage; 22 corps ont été récupérés. La principale cause du décès des 22 victimes a été identifiée comme étant l'hypothermie (c'est-à-dire, la perte de chaleur du corps provoquée, dans le présent cas, par l'immersion dans l'eau froide). Au moment du sinistre, la température de l'eau était d'environ 31°F (-0,7°C). À la suite de cet accident, le U.S. Coast Guard Marine Board of Investigation et le National Transportation Safety Board ont recommandé que des vêtements protecteurs soient fournis à toutes les personnes se trouvant à bord de pareilles installations exploitées dans des eaux présentant de grands risques d'hypothermie.

L'*Ocean Ranger* a été construite au Japon. Étant au début sous pavillon panaméen, l'installation était dotée d'un équipement de sauvetage qui n'était pas nécessairement conforme aux exigences de la Garde côtière des États-Unis. En 1979, l'installation passait au pavillon des États-Unis et, à cette époque, les propriétaires auraient dû se conformer aux exigences établies par la Garde côtière des États-Unis en ce qui concerne l'équipement de sauvetage (46 CFR 108.501 - 108.527, ainsi qu'aux dispositions de la Navigation and Vessel Inspection Circular (NVC) 3-78). Appliqués à l'*Ocean Ranger*, ces règlements stipulent que l'installation doit être dotée d'embarcations de sauvetage fermées pour 100% des personnes à bord (100 personnes), de radeaux de sauvetage mis à l'eau par bossoir pour 100% des personnes à bord (ou d'embarcations de sauvetage fermées supplémentaires pour 100% des personnes à bord) et de brassières de sauvetage pour 125% des personnes à bord. (Un certain nombre d'autres articles, qui n'ont pas été invoqués dans le cas du présent sinistre, sont également nécessaires.) Le Coast Guard Marine Inspection Office de Providence, Rhode Island, a émis une lettre en date du 18 décembre 1979, après la première inspection de certification. Cette lettre, indiquait que l'installa-

tion devait être dotée d'embarcations de sauvetage fermées et de radeaux de sauvetage mis à l'eau par bossoir qui soient tous approuvés par la Garde côtière des États-Unis avant l'inspection de certification suivante, qui devait avoir lieu en décembre 1981. (Voir la référence 15 de la liste figurant à la page 379.) Au moment du sinistre, l'équipement de sauvetage comprenait:

2 embarcations de sauvetage fermées non approuvées, installées sous bossoirs et opérationnelles (capacité totale de 100 personnes);

1 embarcation de sauvetage fermée approuvée par la Garde côtière des États-Unis, installée sous bossoirs et opérationnelle (l'installation de l'embarcation n'avait pas été inspectée ni acceptée par la Garde côtière au moment du naufrage - capacité totale de 58 personnes);

1 embarcation de sauvetage fermée approuvée par la Garde côtière des États-Unis, arrimée sur le pont et non opérationnelle (capacité totale de 58 personnes);

10 radeaux de sauvetage pneumatiques approuvés par la Garde côtière des États-Unis, (non mis à l'eau par bossoir - capacité totale de 200 personnes);

127 brassières de sauvetage portant une étiquette attestant l'approbation de la Garde côtière des États-Unis, (voir la partie BRASSIÈRES DE SAUVETAGE), dotées de voyants et de matériel rétro réfléchissant

- gilets de travail approuvés par la Garde côtière des États-Unis, (quantité inconnue).

Comme cet équipement n'a pas permis de sauver la vie de quiconque à bord de l'*Ocean Ranger*, le Marine Board of Investigation a demandé que la présente analyse de la performance de l'équipement soit effectuée. À cette fin, les documents et dossiers du Coast Guard Marine Board of Investigation ont été étudiés et l'équipement de sauvetage récupéré de l'*Ocean Ranger* a été examiné et vérifié.

EMBARCATIONS DE SAUVETAGE

À l'époque où l'*Ocean Ranger* a été construite, elle était équipée de deux embarcations de sauvetage fermées Harding fabriquées par Björke Båtbyggeri (maintenant Harding AS) de Rosendal, Norvège. Ces embarcations étaient identiques; chacune mesurait 26 pi de largeur et avait une capacité nominale de 50 personnes. La coque et le toit de l'embarcation en plastique renforcé de fibre de verre ont été fabriqués selon les méthodes et avec les matériaux habituellement utilisés pour ce type de

construction. L'embarcation est propulsée par un moteur diesel Saab et peut atteindre environ 6 nœuds. Elle est censée se redresser automatiquement, c'est-à-dire qu'en cas de chavirement, elle se remet en position normale, pourvu que tous les occupants soient assujettis à leur siège par les ceintures de sécurité et qu'il y ait peu d'eau à l'intérieur de l'embarcation.

Le dispositif de mise à l'eau des embarcations Harding est de type Mills; c'est-à-dire que l'embarcation n'est lancée que lorsque son poids n'est plus supporté par les garants (déclenchement sans charge). Ce dispositif permet d'éviter que l'embarcation ne soit lancée avant qu'elle ne soit à flot. Une seule poignée située à l'arrière, près de la barre de soutien du dispositif de mise à l'eau, à l'intérieur de l'embarcation, permet de contrôler le dispositif. Les câbles attachés à cette poignée commandent les crochets délesteurs avant et arrière. Lorsque le poids de l'embarcation n'est plus supporté par les crochets, le fait de tirer sur la poignée annule l'effet des contrepoids et déclenche l'ouverture simultanée des crochets. Lorsque le dispositif de mise à l'eau porte le poids de l'embarcation, la force nécessaire pour déclencher les crochets dépasse celle qui peut être exercée à la main, ce qui empêche le déclenchement en charge.

L'une de ces embarcations (n° 1) était installée à l'avant de l'*Ocean Ranger*, un peu à bâbord de la ligne centrale. L'autre (n° 2) était à l'arrière, également à bâbord du centre de la plate-forme. Pour se conformer au règlement concernant la capacité obligatoire de 200% (du personnel à bord) des embarcations et des radeaux de sauvetage lancés par bossoir, les propriétaires de l'*Ocean Ranger* ont passé un contrat avec la Watercraft America pour l'acquisition d'embarcations approuvées par la Garde côtière (référence 6). La nuit du naufrage, une de ces embarcations (n° 4) était installée à l'arrière de la plate-forme, un peu à tribord de la ligne du centre. L'embarcation n° 3 devait être installée à l'avant, à tribord de la ligne centrale, mais cela n'avait pas encore été fait, et l'embarcation était arrimée sur le pont de l'*Ocean Ranger* (référence 11c).

Les embarcations Watercraft America ont été construites à l'usine de la société à Edgewater, Floride. Les embarcations étaient identiques; chacune mesurait 28 pieds de longueur et avait une capacité nominale de 58 personnes. Leur construction était semblable à celle des embarcations Harding, car le plastique renforcé de fibre de verre avait également été utilisé pour la coque et le toit. Leur propulsion était assurée par un moteur diesel Westerbeke (moteur marin Perkins) pouvant pousser l'embarcation à une vitesse d'environ 6

nœuds. L'embarcation était censée se redresser automatiquement tout comme l'embarcation Harding. Le dispositif de lancement à déclenchement en charge, de marque Rottmer, permettait de dégager l'embarcation des garants en tout temps, même lorsque les garants supportaient le poids de l'embarcation.

En octobre 1981, la Garde côtière des États-Unis a publié la NVC 10-81 concernant la certification et l'inspection de certaines catégories de navires existants, y compris les navires battant pavillon étranger à l'origine et vendus à des armateurs américains. Cette NVC comprenait une rubrique portant sur l'acceptation des embarcations de sauvetage qui n'ont pas été construites selon les exigences d'approbation et d'inspection de la Garde côtière. On y énonçait les caractéristiques jugées essentielles à la bonne performance des embarcations de sauvetage. Si les embarcations de sauvetage d'un navire existant étaient conformes à toutes ces exigences, elles pouvaient être utilisées sur le navire tant qu'elles étaient en état de fonctionner. Si cette NVC avait existé lorsque l'*Ocean Ranger* a été immatriculée aux États-Unis et si les embarcations de sauvetage avaient été inspectées selon les exigences stipulées, on aurait pu déceler les lacunes suivantes :

a. Le dispositif de mise à l'eau était de type Mills (voir paragraphes précédents). Or, la NVC 10-81, stipulait que le dispositif de lancement devait être contrôlé d'un seul endroit, pour déclencher les crochets simultanément lorsque l'embarcation était encore totalement supportée par les garants (déclenchement en charge). Le dispositif de mise à l'eau en charge le plus courant est le dispositif à déclenchement mécanique Rottmer; toutefois, d'autres types de dispositifs servant aux mêmes fins ont été approuvés dernièrement. Depuis les années 1940, ce type de dispositif

est obligatoire sur les embarcations de sauvetage approuvées par la Garde côtière des États-Unis et installées sur les navires de haute mer, parce qu'il permet de mettre l'embarcation à l'eau, que le navire soit en marche ou arrêté dans le courant et de dégager l'embarcation au moment opportun, par gros temps. La modification du dispositif de mise à l'eau en charge des embarcations Harding aurait nécessité un changement majeur.

b. Comparativement à la capacité d'embarcations semblables approuvées par la Garde côtière des États-Unis, la capacité nominale (50 personnes) de l'embarcation Harding semblait légèrement élevée. L'application de la NVC 3-79 (mentionnée dans la NVC 10-81) aurait pu entraîner une diminution de la capacité nominale de 1 à 3 personnes.

c. Selon la NVC 10-81, le moteur devait être démarré à la main ou à l'aide d'un dispositif actionné à la main à 20°F sans dispositif de démarrage auxiliaire. Par contre, le démarrage à froid du moteur à l'aide d'un dispositif auxiliaire était permis si ce dispositif était installé de façon permanente et si le moteur pouvait démarrer à 5°F avec dispositif auxiliaire et à 40°F sans dispositif auxiliaire. Le moteur Saab était doté d'un système de démarrage à manivelle, mais on ignore s'il pouvait démarrer à 20°F sans dispositif auxiliaire. Si l'utilisation du dispositif avait été nécessaire, il n'aurait pas été acceptable comme dispositif permanent, parce qu'il fallait d'abord retirer, à l'aide d'une clé anglaise, deux bouchons filetés du côté du bloc-moteur, verser du mazout ou mettre une «cigarette» dans les orifices, puis revisser les bouchons. Un des témoins appelés devant le Marine Board a indiqué que, sur l'*Ocean Ranger*, des lampes chauffantes étaient placées dans le compartiment-moteur des embarca-

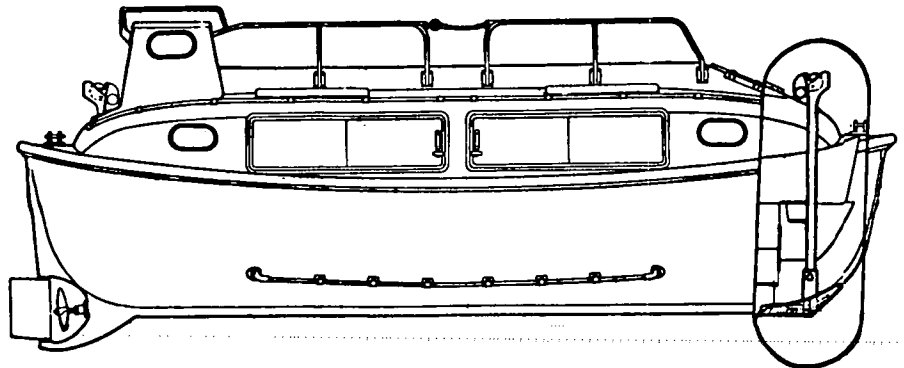
tions de sauvetage pour faciliter leur démarrage à froid et qu'un contenant d'éther y était également rangé (référence 11g).

EMBARCATION DE SAUVETAGE N° 1

Quand l'embarcation n° 1 a été aperçue et récupérée, le lendemain du naufrage, elle était pleine d'eau, redressée et enfoncée de l'arrière. Il y avait un grand trou à l'avant, où le support avant du dispositif de mise à l'eau avait coupé la coque et était arraché, ainsi qu'un trou dans le toit, là où l'écotille arrière et le poste de l'homme de barre auraient dû se trouver. Il n'y avait personne dans l'embarcation au moment de la récupération et il n'y avait aucun corps ni aucune brassière de sauvetage dans les parages (références 11d, 11h). Seulement huit des 12 fusées à main obligatoires ont été trouvées à bord, mais les témoignages indiquent que les fusées aperçues par les occupants des bateaux de soutien ont probablement été lancées de l'embarcation n° 2 (références 11g, 12).

L'embarcation a subi d'autres dommages lorsqu'elle a été récupérée à l'aide de filins. Il semble que ce soit à ce moment que le toit a été écrasé et que la coque a été endommagée à plusieurs endroits (référence 11d). Outre les dommages causés par le dispositif de mise à l'eau, deux parties de l'embarcation semblent avoir été endommagées avant la récupération. Deux entailles en forme de «L» ont été relevées de chaque côté de la coque à plusieurs pieds de la proue. La position de ces entailles correspond à celle des chaumards fixes de bossoir de la plate-forme de lancement; les entailles indiquent que la mise à l'eau de l'embarcation n'était peut-être pas amorcée ou qu'elle venait à peine de l'être lorsque l'embarcation a quitté la plate-forme de lancement. On trouvera l'illustration de l'embarcation et de son dispositif de mise à l'eau à la figure 1.

FIGURE 1 Embarcation de sauvetage fermée Harding de 26 pi. On distingue, à l'avant et à l'intérieur, le dispositif de mise à l'eau. Le crochet est fixé à une barre de soutien qui est reliée à la semelle de quille par une goupille. La semelle de quille est moulée à la quille avec de la fibre de verre et sert à faire porter le poids de l'embarcation sur le dispositif de mise à l'eau. La barre de soutien est tenue verticalement par une flasque boulonnée à la fibre de verre au point où la barre de soutien entre dans le toit.



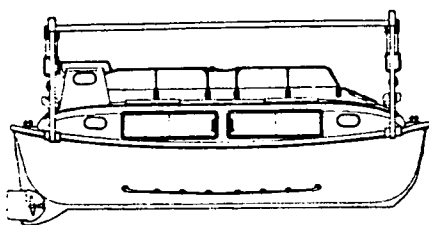


FIGURE 2A Embarcation de sauvetage Harding n° 1 en position d'arrimage normal sous le bossoir.

Les figures 2a à 2d illustrent une série d'événements qui auraient pu causer les dommages subis par l'embarcation. Veuillez noter qu'aucun témoin du lancement de cette embarcation ou de toute autre embarcation n'a survécu au naufrage et que, par conséquent, il n'existe aucun témoignage pour appuyer cette hypothèse. Ces événements hypothétiques ont été avancés d'après les dommages constatés lors de l'inspection de l'embarcation et, de l'avis de l'auteur, ils constituent le scénario le plus probable. Voici la description des événements illustrés aux figures 2a à 2d :

a. L'embarcation n° 1 était à bâbord avant, partie de l'*Ocean Ranger* qui, présume-t-on, a été le premier secteur du pont principal à être submergé. La mer était très agitée à ce moment, de sorte que, lorsque la plate-forme de lancement et l'embarcation de sauvetage ont atteint le niveau de la mer, elles ont été frappées par une série de vagues. Celles-ci étaient si violentes que l'embarcation a été soumise à de forts impacts comme le démontrent la torsion et les dommages subis par la structure de soutien du crochet délesteur arrière et par le laminé de plastique renforcé de fibre de verre l'entourant. Les vagues auraient soulevé et fait retomber l'embarcation plusieurs fois et, lorsque l'embarcation était supportée par une vague, son poids n'aurait plus porté sur le crochet délesteur, ce qui aurait pu facilement faire déclencher le crochet en annulant la force exercée par le contrepoids sur celui-ci. C'est probablement ce qui s'est produit, de sorte que l'embarcation, battue par les vagues, a fait déclencher le crochet arrière. Le poste de l'homme de barre et l'écouille ont pu être endommagés à ce moment, car le dispositif de lancement arrière était situé à proximité de cet endroit.

b. L'embarcation n'étant soutenue que par le crochet avant, les chaumards fixes de bossoir de la plate-forme de lancement n'étaient plus en contact avec le plat-bord et ont enfoncé la coque au-dessous et à l'arrière de leur position normale, car l'embarcation était coincée entre les chaumards des deux côtés. C'est ce qui a causé les entailles en forme de «L» mentionnées ci-dessus. Si la mise à l'eau avait été amorcée, les chaumards de bossoir ne seraient pas venus en contact avec la coque de cette façon.

c. Comme l'embarcation pendait à la verticale, soutenue par le crochet avant, et peut-être en raison de la force exercée par les chaumards de bossoir sur la coque et du mouvement continu des vagues, la structure du dispositif de mise à l'eau avant s'est mise à déchirer la proue.

d. Finalement, la semelle de soutien a été arrachée de son attache de quille. L'embarcation, se trouvant alors complètement dégagée de la plate-forme, s'est éloignée de l'*Ocean Ranger*. Les dommages subis par le poste de l'homme de barre ont pu être causés à ce moment, car c'est la pompe de l'embarcation qui a touché l'eau en premier.

Ainsi endommagée, l'embarcation aurait été ouverte et envahie par l'eau; elle aurait flotté de façon stable en position redressée ou renversée en raison de la disposition des compartiments de flottaison remplis de mousse et disposés des deux côtés de la coque. Comme l'embarcation a été immédiatement inondée lorsqu'elle a quitté la plate-forme de lancement et touché l'eau, quiconque s'y trouverait eu beaucoup de difficulté à démarrer le moteur ou à le tenir en marche et à s'éloigner de la plate-forme de forage.

Outre les dommages constatés, un autre élément indique que les préparatifs de mise à l'eau n'avaient pas été complétés; il s'agit du chargeur de batterie. Il était branché à l'alimentation de la plate-forme de forage au moyen d'une rallonge ordinaire. Celle-ci avait apparemment été passée par un des hublots qui avait été refermé sur elle. La rallonge était encore branchée au chargeur se trouvant dans l'embarcation, mais elle était coupée à l'endroit approximatif où se trouvait le hublot fermé par lequel elle avait été passée. Il semble que la rallonge ait cédé à la hauteur du hublot en question lorsque l'embarcation s'est dégagée de la plate-forme de lancement. Par ailleurs, on n'a trouvé aucune lampe chauffante dans le compartiment-moteur ou dans le compartiment de l'alimentation électrique.

Un telex transmis de l'*Ocean Ranger* à ODECO le 11 janvier 1982 indiquait que le câble de contrôle de mise à l'eau de l'embarcation n° 1 frottait sur quelque chose qui gênait sa course. Il s'agissait du câble qui se rend à l'intérieur de l'embarcation et qui doit être tiré et retenu pour mettre l'embarcation à la mer. Selon la teneur du telex, la modification nécessaire pour régler ce problème pouvait être effectuée à bord, mais, par la suite, aucune vérification n'a été faite pour s'assurer que la réparation avait été effectuée; il n'y a également eu aucune discussion pour tenter de déterminer si le problème pouvait entraver l'opération de mise à l'eau de l'embarcation (référence 5). En fait, aucun témoignage n'indique qu'on ait même discuté du problème.

Les ceintures de sécurité auraient été inutiles pour faciliter le redressement automatique de l'embarcation, puisque celle-ci était inondée; toutefois, elles auraient réduit les risques de blessures lorsque l'embarcation s'est détachée de la plate-forme de lancement. La plaque de

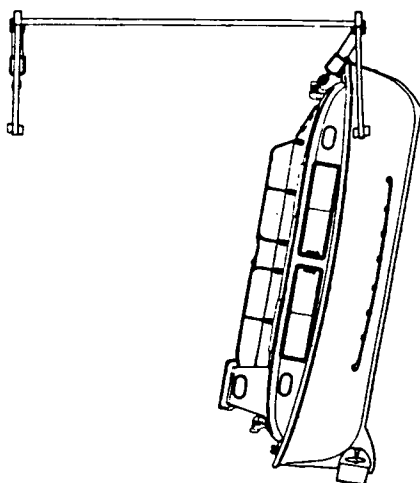


FIGURE 2B Le crochet délesteur arrière a été déclenché, ce qui fait tomber l'arrière de l'embarcation. Les chaumards de bossoir avant qui sont normalement en contact avec le plat-bord s'enfoncent dans la coque et pratiquent des entailles en forme de «L» des deux côtés de la coque.

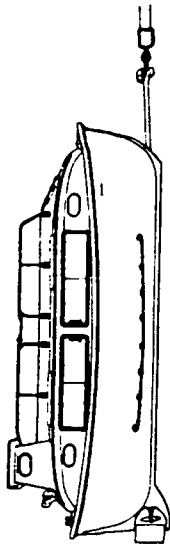


FIGURE 2C (Bossoir non illustré pour plus de clarté) – L'attache de la barre de soutien du dispositif au toit sert à stabiliser la barre de soutien à la verticale en temps normal. Elle ne peut soutenir l'embarcation suspendue par une seule extrémité; elle pivote donc sur la tige la reliant à la semelle de la quille et arrache ainsi l'étrave de la coque.

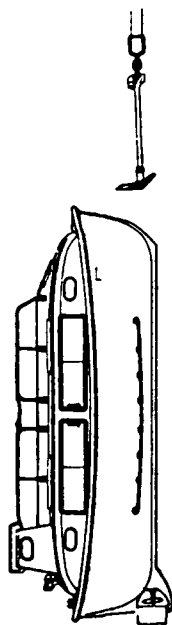


FIGURE 2D La semelle de quille moulée avec la fibre de verre ne peut soutenir l'embarcation dans cette position et est arrachée, ce qui entraîne la séparation du dispositif de mise à l'eau et de l'embarcation, dont l'arrière plonge dans l'eau.

fixation d'une ceinture de cette embarcation a été pliée vers l'intérieur, et la structure de plastique renforcé de fibre de verre qui assujettit le goujou de fixation montre des signes évidents d'étirement dus à cette traction de la plaque vers l'intérieur. Le siège auquel était fixée cette ceinture de sécurité est situé près du compartiment-moteur et de la place de l'opérateur de l'embarcation, où une des premières personnes à embarquer aurait pu s'asseoir. Il est toutefois impossible d'établir si le dommage infligé à la fixation de la ceinture de sécurité a été causé pendant l'abandon de l'*Ocean Ranger*.

La conception des ceintures de sécurité et des fixations semblent comporter des lacunes. Les boucles sont du type ordinairement utilisé dans les avions; c'est-à-dire, une bride à levier qui semble fonctionner facilement. Cet élément s'attache à l'autre moitié de ceinture qui comporte un réglage à glissière. L'extrémité de cette deuxième moitié n'est pas munie d'une attache, et la pièce de réglage peut facilement dépasser l'extrémité de la ceinture, si on la secoue. On a également remarqué qu'il était facile d'installer incorrectement le mécanisme de réglage; le cas échéant, le dispositif de réglage sortirait aussi de la ceinture. De nombreux dispositifs de réglage ont été trouvés dans l'embarcation, dégagés des ceintures. On peut expliquer ce phénomène autrement que par le fait que les pièces de réglage soient sorties des ceintures; il est possible, en effet, qu'elles n'aient pas été adéquates pour retenir les passagers à leur siège. Il n'existe aucune norme connue concernant les ceintures de sécurité des embarcations de sauvetage, mais il en existe en ce qui a trait à la solidité des ceintures de sécurité des automobiles. Pour déterminer si les ceintures de sécurité de l'embarcation de sauvetage étaient adéquates, les autorités ont envoyé trois de celles qui se trouvaient à bord au United States Testing Laboratory pour qu'elles soient soumises aux essais de la Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) 209 de la National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Un de ces essais consistait à appliquer une charge de 5000 lb à une boucle formée par la ceinture. Une des ceintures a passé l'épreuve avec succès, mais les coutures des deux autres ont cédé. Les mécanismes de réglage ont toutefois résisté à l'épreuve (référence 17). Comme aucune des coutures des ceintures examinées dans l'embarcation ne montrait de signe de faiblesse, il est probable que la défaillance des dispositifs de réglage n'est pas due à la charge qui y a été appliquée.

Les fixations des ceintures aux bancs de l'embarcation ne semblent pas adéquats. Il s'agit simplement de goujons vissés dans des trous borgnes pratiqués dans la structure des

bancs en plastique renforcé de fibre de verre et dans une plaque arrière d'environ 1/8 de po à 3/16 de po d'épaisseur, ce qui permet de n'y visser que 2 ou 3 filets du goujon. Le plastique renforcé de fibre de verre ne contribue que dans une faible mesure à retenir les filets des goujons. Or, un certain nombre de goujons ont été arrachés de ces trous et leurs filets ont été rongés. Un des bancs récupérés de l'embarcation n° 2 était endommagé de la même façon aux fixations, et un des trous dont le goujon a été arraché avait été percé jusque dans le compartiment se trouvant sous le banc, un boulon ayant été utilisé à la place du goujon. Cette réparation indique que les fixations posaient des problèmes avant même que le désastre ne se produisit et qu'on ne peut conclure que toutes les fixations ont cédé pendant le naufrage.

En résumé, il n'existe aucune preuve matérielle qui permette de conclure que l'embarcation n° 1 a ou n'a pas été occupée.

EMBARCATION DE SAUVETAGE N° 2

Lorsque l'embarcation n° 2 a été aperçue pour la première fois, elle était en marche. Elle a accosté le *Seaforth Highlander* et a chaviré lentement lorsque quatre ou cinq hommes se sont rués hors de l'embarcation. Peu après, on a vu entre quatre et neuf hommes s'accrocher à l'embarcation renversée. Aucun d'eux n'a pu être recueilli à cause de la mer agitée et de l'incapacité de ces naufragés de s'aider (références 11b, 12). Lors d'une tentative de récupération ultérieure, sept corps sont sortis par l'ouverture de la proue et environ vingt autres, encore arrimés à leur siège, ont été vus par une écoute ouverte. Il s'agissait de la même embarcation car la bouée du *Seaforth Highlander* qui avait été attachée à l'embarcation avant qu'elle ne chavirât, s'y trouvait encore (référence 11e). Par conséquent, on estime que cette embarcation a été mise à l'eau avec 31 personnes ou plus à son bord.

Le lent chavirement de l'embarcation n° 2 indique qu'elle pouvait être partiellement inondée, comme le laisse entendre le témoignage selon lequel les occupants écopaient au moment où l'embarcation s'est approchée du navire (références 11b, 12). Le transfert de poids des personnes qui s'échappaient de l'embarcation d'un côté a semblé suffire pour faire chavirer celle-ci, dont la stabilité était réduite à cause de l'eau qui s'y trouvait. Si l'embarcation n'avait pas été inondée, elle n'était pas censée chavirer à cause du poids des personnes en plus d'un côté. Les dommages constatés à la proue appuient également l'hypothèse de l'envahissement de l'eau. Des témoins à bord du *Seaforth Highlander* se sont rappelés que les dommages se situaient à la

hauteur de la ligne de flottaison de chaque côté de la proue et que la coque était défoncée vers l'intérieur, mais que le pont supérieur ne semblait pas endommagé. Aucun des témoins entendus par le Marine Board n'a indiqué si le crochet délesteur était encore fixé à la proue (références 11b, 12). Après le chavirement de l'embarcation, on a remarqué une fissure parallèle à la quille, allant de l'avant à l'arrière de la coque et laissant passer de l'eau (référence 11e). On n'a pu déterminer, à partir des données tirées de cette analyse, la cause des dommages subis par l'embarcation n° 2, mais leur étendue était probablement moindre que dans le cas de l'embarcation n° 1, puisque l'enquête a révélé que l'embarcation n° 2 était en marche et filait à bonne allure (références 11b, 12). Écoper une embarcation aussi endommagée que l'embarcation n° 1 aurait été une opération vaine, puisque l'avant était ouvert du plat-bord à la quille. L'embarcation n° 1 était dans une position telle que le moteur aurait été inondé.

Lorsque l'équipage du *Nordertor* a essayé de récupérer l'embarcation n° 2, un filin a été passé autour de l'arbre porte-hélice, ce qui a arraché la tige retenant l'arbre à l'accouplement du moteur et sorti l'arbre de l'embarcation. L'embarcation n'a pas été récupérée (référence 11e). Plus tard, deux morceaux de mousse de flottaison, un banc et le coffre y étant fixé ont été récupérés. Ces objets ont été catégoriquement identifiés comme provenant d'une embarcation Harding, car ils étaient identiques aux éléments de l'embarcation n° 1, à laquelle il ne manquait, d'ailleurs, aucun de ces éléments. En outre, une liste de vérification trouvée dans le coffre portait l'identification de l'embarcation n° 2. Le banc et le coffre n'auraient pu se détacher de l'embarcation que si la coque avait été fracassée. Or, comme la coque était intacte lors de la tentative de récupération par le *Nordertor*, il faut conclure que l'embarcation a été gravement endommagée par la suite. Pendant les deux jours qui ont suivi la tentative de récupération de l'embarcation n° 2, une moitié d'embarcation a été aperçue à plusieurs reprises (références 7, 8). Cette épave a pu appartenir à l'embarcation n° 2.

EMBARCATION DE SAUVETAGE N° 3

Il s'agit de l'embarcation Watercraft qui était arrimée sur le pont. Lorsque l'embarcation a été découverte, elle était retournée et sa coque était intacte. Toutefois, le toit était presque entièrement arraché. Pour la récupérer, des filins ont été lancés autour de l'embarcation et, pendant les manœuvres, un des filins a coupé la coque et la partie arrière de l'embarcation; environ un tiers de la coque s'est alors détaché. L'embarcation ne contenait aucun carbu-

rant, ni provision, ni équipement. Bon nombre des ceintures de sécurité étaient encore roulées et attachées avec des élastiques. L'embarcation ne semble pas avoir été occupée. Elle aurait glissé ou roulé à la mer lorsque l'*Ocean Ranger* a basculé vers l'avant et c'est alors que le toit se serait arraché. C'est là une opinion fondée sur l'examen de l'embarcation et sur le fait qu'elle était arrimée sur le pont et non sur la plate-forme de lancement. Aucun des témoins entendus par le Marine Board of Investigation n'a vu cette embarcation entrer dans l'eau. Après avoir touché l'eau, l'embarcation se serait comportée comme une embarcation de sauvetage ouverte : elle aurait été inondée par les eaux agitées et aurait fini par chavirer. Tout comme les embarcations Harding, cette embarcation est relativement stable en position renversée.

EMBARCATION DE SAUVETAGE N° 4

Rien n'a été trouvé de l'embarcation n° 4. Elle pourrait être encore assujettie à sa plate-forme de lancement, bien qu'un témoin ait indiqué n'avoir vu aucune embarcation de sauvetage sur le pont arrière de l'*Ocean Ranger* (référence 11d). Selon le deuxième capitaine de l'*Ocean Ranger*, trois semaines avant le sinistre, l'embarcation n° 4 n'avait pas encore été portée au rôle d'appel (référence 11c). Si l'embarcation avait été mise à la mer, ou si elle s'était dégagée de la plate-forme de lancement, elle aurait flotté, ou des débris importants de celle-ci auraient flotté, en raison de la flottabilité des matériaux. La seule épave pouvant provenir de l'embarcation n° 4 est la moitié d'embarcation mentionnée précédemment, quoique les circonstances semblent indiquer que cette épave provenait de l'embarcation n° 2.

CONCEPTION ET PERFORMANCE DES EMBARCATIONS DE SAUVETAGE

La principale utilité d'un dispositif de mise à l'eau sans charge, comme les modèles Mills servant à lancer les embarcations Harding, est de pouvoir mettre l'embarcation à la mer lorsque le poids n'est pas supporté par les garants. La conception du dispositif Mills se caractérise, entre autres, par le fait que lorsque le poids de l'embarcation n'est plus supporté par un crochet, celui-ci peut facilement se déclencher (même indépendamment de l'autre crochet) par l'annulation de l'effet de contrepoids du crochet en question. Dans le cas d'un dispositif de mise à l'eau en charge Rottmer et des autres modèles du même type approuvés par la Garde côtière des États-Unis, le crochet est verrouillé en position fermée jusqu'à ce que l'opérateur tire la poignée de déclenchement. En outre, aucun fabricant

d'embarcations de sauvetage approuvées par la Garde côtière des États-Unis ne se sert d'attache moulée à la fibre de verre pour la semelle de quille comme c'est le cas sur les embarcations Harding. Toutes les semelles de quille sont fixées à celle-ci par des écrous traversant la coque. La construction et le mode de fonctionnement caractéristiques du dispositif de type Mills ont pu, par conséquent, provoquer le déclenchement prématuré du crochet arrière de l'embarcation n° 1, ce qui a arraché la partie avant du dispositif et endommagé considérablement la proue. On ne peut conclure qu'un dispositif de type Rottmer n'aurait pas fait défaut en pareilles circonstances, mais, le cas échéant, la défaillance n'aurait pas été la même. Comme des embarcations de sauvetage de navires américains ont déjà été emportées par des lames, on ne peut écarter la possibilité d'une défaillance du dispositif Rottmer en pareilles circonstances. Même si l'embarcation n° 4, dotée d'un dispositif Rottmer, est encore en place sur l'*Ocean Ranger*, il faut signaler que cette embarcation était située à l'arrière de l'installation de forage et qu'elle n'aurait pas subi les mêmes impacts que l'embarcation n° 1.

Les représentations graphiques des installations des embarcations de sauvetage de l'*Ocean Ranger* illustrent que celles-ci peuvent être mises à l'eau sans toucher le tube transversal reliant les colonnes de bâbord et de tribord jusqu'à une assiette négative de 12°. Comme l'*Ocean Ranger* est supposé avoir basculé vers l'avant, l'embarcation n° 2, située à l'arrière, devrait avoir été mise à l'eau à l'encontre de l'assiette de la plate-forme. Si l'assiette dépassait 12°, ou si l'embarcation balançait à proximité du tube transversal, il est possible qu'elle ait donné contre le tube, ce qui aurait provoqué les dommages qui ont été constatés. À la hauteur du tube transversal, la largeur des garants aurait été d'environ 100 pieds; compte tenu de ce fait et de la mer agitée, on peut supposer que l'embarcation ait balancé quelque peu.

En mars 1980, une colonne de l'installation semi-submersible norvégienne *Alexander L. Kielland* a cassé, l'installation s'est inclinée de 30° à 35° et a continué à basculer pendant 20 minutes avant de se retourner. Cette installation était dotée de sept embarcations de sauvetage fermées d'une capacité de 50 personnes, embarcations qui étaient essentiellement identiques aux embarcations n° 1 et 2 de l'*Ocean Ranger*. Voici un extrait d'un résumé du rapport établi par la Commission du gouvernement norvégien chargée d'enquêter sur le naufrage :

Quatre des embarcations de sauvetage ont été mises à la mer sans problème.

Toutefois, le déclenchement des crochets de soutien des embarcations a causé certaines difficultés. Les crochets étaient dotés de mécanismes de déclenchement simultané mais ne pouvaient fonctionner en charge, ce qui était difficile à éviter à cause de la mer agitée. C'est pourquoi trois des embarcations ont été projetées contre la plate-forme et ont été endommagées. L'arrière de la timonerie de la quatrième embarcation a été fracassée. Par une ouverture créée au moment de l'impact, un homme est parvenu à déclencher manuellement le crochet arrière. Auparavant, le crochet avant avait pu être déclenché. La cinquième embarcation est tombée à l'eau à l'envers lorsque la plate-forme a chaviré. Les crochets avaient été déclenchés, on ne sait comment. Les occupants de l'embarcation et les personnes se trouvant à proximité ont combiné leurs efforts pour la redresser (référence 4).

Les problèmes qu'ont posés les dispositifs de mise à l'eau sans charge et les dommages qu'ont subis les embarcations de l'*Alexander L. Kielland* peuvent expliquer les dommages subis par les embarcations n^{os} 1 et 2 de l'*Ocean Ranger*.

Certains propos livrés lors des témoignages laissaient entendre que la structure de plastique renforcé de fibre de verre des embarcations de sauvetage n'était pas adéquate compte tenu de l'ampleur des dommages causés (référence 11d). Rien n'a permis de tirer pareille conclusion lors de l'analyse des dommages dans leur ensemble. Les dommages causés à la structure de plastique renforcé de fibre de verre, à la proue de l'embarcation n^o 1 et les dommages autour du crochet délesteur arrière, les entailles en forme de «L» pratiquées des deux côtés de la proue et peut-être même les dommages subis par le poste de l'homme de barre et l'écouille semblent avoir été provoqués directement et indirectement par le déclenchement prématuré du crochet délesteur arrière. Le toit a été écrasé lorsque l'embarcation a été récupérée avec des filins. La coque semble aussi avoir été endommagée par des filins, notamment les filins d'arrimage de la plate-forme de lancement.

La proue de l'embarcation a été endommagée, mais la cause ne peut être déterminée avec certitude. Les dommages peuvent être liés aux caractéristiques du dispositif de mise à l'eau, à l'impact de l'embarcation contre le tube transversal au moment de la mise à la mer ou à un autre élément. La cause de la destruction subséquente de la coque n'a pas été déterminée.

Le toit de l'embarcation n^o 3 a été complètement arraché, mais, comme l'embarcation ne se trouvait pas sur sa plate-forme de lancement, cela s'est probablement produit quand elle a glissé ou roulé sur le pont avant de tomber à la mer. Par la suite, la coque a été coupée en deux par un filin lors de la manoeuvre de récupération. La coque n'a subi des dommages importants qu'à un seul autre endroit; il s'agit d'une entaille qui n'a pas atteint la mousse de flottaison et la paroi intérieure de l'embarcation. Cela n'aurait aucunement affecté l'intégrité de l'embarcation. Cette entaille a pu être causée lorsque l'embarcation est tombée de l'*Ocean Ranger* ou au moment de la récupération.

REDRESSEMENT AUTOMATIQUE DES EMBARCATIONS DE SAUVETAGE INONDÉES

Après la perte de l'*Ocean Express* en 1976, la Garde côtière des États-Unis a présenté au Lifesaving Appliances Subcommittee de l'IMCO (Inter-Governmental Maritime Consultative Organization, aujourd'hui l'International Maritime Organization – IMO) et aux constructeurs d'embarcations de sauvetage une proposition selon laquelle les embarcations de sauvetage fermées devaient comprendre une issue au-dessus de l'eau au cas où une embarcation inondée chavirerait. Dans la plupart des cas, cela pourrait être réalisé en ajoutant de la mousse de flottaison à l'intérieur du toit, de façon qu'il ne reste pas dans l'eau après que l'embarcation ait chaviré. Pareille modification permettrait aux écoutilles d'un côté de l'embarcation d'émerger de l'eau et, dans certains cas, à l'embarcation de se redresser. Ainsi, les occupants ne pourraient être bloqués à l'intérieur de l'embarcation retournée et sans issue. Cette proposition semble avoir été acceptée par les constructeurs d'embarcations de sauvetage et sera probablement incluse dans les exigences du chapitre révisé de la Convention internationale pour la sauvegarde de la vie humaine en mer qui traite du sauvetage. Cette caractéristique aurait pu permettre aux occupants de l'embarcation de sauvetage qui a chaviré à côté du *Seaforth Highlander* de sortir de l'embarcation inondée ou aurait pu la faire redresser.

AUTRES MÉTHODES DE MISE À L'EAU

Les dommages subis par l'embarcation de sauvetage n^o 2 ont pu être causés par un choc contre la structure de la plate-forme de forage pendant la manoeuvre de mise à l'eau. Cette hypothèse semble encore plus plausible à la lumière des événements qui se sont produits pendant l'abandon de l'*Alexander L. Kielland*. Le type de dispositif de lancement des embarcations n^{os} 1 et 2 n'est pas approuvé par la

Garde côtière parce qu'il ne permet pas de mettre l'embarcation à la mer quand le poids de celle-ci est supporté par les garants. Néanmoins, les dispositifs approuvés par la Garde côtière comprennent toujours un mécanisme d'abaissement par câble qui peut amener l'embarcation à se déposer sur la partie inférieure de la structure de la plate-forme de forage ou à heurter celle-ci en raison du balancement. À l'heure actuelle, les méthodes de remplacement sont limitées.

— Un système nouvellement mis au point en Norvège permet de faire glisser une embarcation de sauvetage spécialement conçue le long d'une courte rampe et de la laisser tomber à la mer. La forme de l'embarcation, l'angle de son entrée dans l'eau et le mouvement imprimé par la rampe permettent à l'embarcation de s'éloigner du navire ou de l'installation en péril, même si le moteur n'est pas en marche. Les occupants sont assujettis à des sièges de conception spéciale permettant d'absorber les chocs et orientés vers l'arrière. Un certain nombre de ces dispositifs ont été installés sur des navires norvégiens. Le design actuel de ce système limite la hauteur de lancement à environ 20 mètres (66 pieds). Le système est actuellement repensé en fonction de son utilisation sur des plates-formes de forage. Il pourrait servir à mettre des embarcations à la mer d'une hauteur atteignant jusqu'à 30 mètres (99 pieds). Contrairement au système utilisé sur les navires, aucune rampe ne servirait à la mise à l'eau, qui se ferait à la verticale. La forme de l'embarcation et son angle d'attaque lui permettraient de s'éloigner de l'installation. La chute verticale éliminerait le problème de balancement que pose le système par câbles, mais continuerait de présenter des risques de collision contre la structure de l'installation, particulièrement dans le cas d'une embarcation se trouvant du côté le plus élevé d'une plate-forme inclinée. En outre, si l'embarcation était dans le vent, elle pourrait être poussée contre ou sous l'installation de forage, tout comme cela peut se produire avec un système de mise à l'eau par câbles.

Un autre système qui a été pris en considération utiliserait un genre de mât horizontal ou de glissoire permettant de mettre à l'eau l'embarcation de sauvetage à une bonne distance de la plate-forme. Pareil système a été proposé au milieu des années 1970 par Red Adair Co. et, plus récemment, par Conoco. Ces systèmes amélioreraient considérablement la capacité de mettre à la mer des embarcations de sauvetage dans des conditions défavorables; toutefois, on n'a pas encore franchi l'étape de la conception de ces systèmes. L'élaboration du système de Red Adair Co. a été interrompue lorsque les concepteurs se sont rendu

compte des importants problèmes que cela pouvait poser sur le plan structural. Des glissoires pneumatiques ont été utilisées pour lancer des radeaux de sauvetage gonflables, mais les essais de ces systèmes ont démontré qu'ils ne convenaient pas à l'utilisation par gros temps. À l'heure actuelle, aucune glissoire à radeaux de sauvetage n'a été installée sur les navires immatriculés aux États-Unis. Néanmoins, les systèmes à glissoire ou à mât horizontal peuvent constituer des dispositifs de remplacement valables si l'on parvient à résoudre les problèmes qu'ils posent actuellement.

Un autre type de dispositif de lancement a été mis au point par la Whittaker Corp. pour ses capsules de sauvetage mises à la mer par des systèmes à garant simple. Ce type de dispositif peut être décrit idéalement comme étant semi-automatique. Comme dans le cas du dispositif Mills, on utilise un crochet à contrepoids conçu pour se déclencher lorsqu'il ne supporte aucun poids; toutefois, il est actionné par l'opérateur pendant que la capsule s'abaisse. À cette fin, il faut tirer une poignée qui est reliée à une tige retenant le crochet en place. Lorsque l'embarcation touche l'eau, son poids n'est plus supporté par le crochet pendant quelques instants, ce qui fait déclencher celui-ci. Cependant, si le dispositif n'est pas actionné et que l'embarcation est à flot, ou si l'opérateur veut dégager l'embarcation avant qu'elle ne touche l'eau, il est possible de tirer une manette pour libérer l'embarcation en charge. Ce dispositif combine les caractéristiques les plus avantageuses des dispositifs de mise à l'eau en charge et sans charge. Des essais de modèle en bassin à houle ont démontré que ce système est fiable pour mettre automatiquement l'embarcation à la mer. Évidemment, il s'agit encore d'un système par câbles qui est, par conséquent, soumis aux mêmes restrictions que les autres systèmes du même type.

RADEAUX DE SAUVETAGE

Peu après le sinistre, quatre radeaux de sauvetage pneumatiques ont été récupérés. L'un d'eux, au tendelet légèrement endommagé, était entier; une des chambres à air a toutefois été endommagée lors de la récupération. Un autre radeau était également entier, mais les chambres à air supérieure et inférieure s'étaient détachées l'une de l'autre sur environ 75% de la circonférence et le tendelet était quelque peu endommagé. Le troisième radeau était entier, mais le plancher s'était détaché sur environ 80% de sa circonférence. Il s'est complètement détaché du reste du radeau lorsque celui-ci a été déplacé et inspecté. Le quatrième radeau ne comprenait plus que la chambre à air supérieure et le support de ten-

delet, ainsi qu'un plancher totalement détaché de la chambre à air sauf au point de raccord du tuyau de gonflage. Le tendelet et la chambre à air inférieure manquaient. Un des témoins a affirmé avoir vu un radeau partiellement gonflé et deux autres bien gonflés, dont un se dégonflait. On ignore si l'un de ces radeaux a été récupéré. On a vu couler un radeau le lendemain du sinistre et un autre cinq jours plus tard (références 7, 8). Un radeau submergé a été récupéré en juin 1982 à environ 60 milles du lieu du sinistre, dans un secteur autre que ceux où les deux autres radeaux avaient coulé. Les cinq radeaux récupérés et les deux radeaux qui ont coulé comptaient parmi les dix radeaux de l'*Ocean Ranger*, quoiqu'il soit possible que l'un des radeaux aperçus mais non récupérés fût un de ceux qu'avait perdus la *SEDCO 706* plusieurs heures avant le naufrage de l'*Ocean Ranger* (référence 11a).

Trois de ces radeaux et les planchers détachés ont cédé à la hauteur des joints qui retiennent le plancher aux chambres à air et les chambres à air l'une à l'autre. Une seule des amarres était intacte à partir du radeau jusqu'à l'anneau de sécurité. Les autres amarres étaient sectionnées en deçà de l'anneau de sécurité. Certains des dommages ont été causés au moment de la récupération. Selon des témoins oculaires, certains radeaux étaient bien gonflés et d'autres étaient déjà endommagés avant leur récupération. Un des radeaux a été décrit comme un enchevêtrement de ballons formé par des cordages et le matériau du radeau (références 11d, 11e).

Rien ne permet de supposer que les radeaux aient été occupés. Quelques sacs de matériel étaient ouverts, mais comme ils étaient conçus de façon à s'ouvrir facilement, ce détail n'a pas d'importance. Rien n'indiquait que les fusées eussent été utilisées. Les bouchons des soupapes de sûreté des radeaux de sauvetage n'ont été vissés dans aucune des soupapes. Bien que cela n'aurait pas nécessairement été fait par des survivants, des bouchons vissés dans ces soupapes auraient indiqué que les radeaux avaient été occupés, puisque les radeaux sont pliés sans que les bouchons ne soient introduits dans les soupapes. Les battants de toutes les portes étaient attachés en position ouverte, comme ils doivent l'être lorsque les radeaux sont pliés.

CONCEPTION ET PERFORMANCE DES RADEAUX DE SAUVETAGE

Neuf des dix radeaux de l'*Ocean Ranger* ont été construits en 1974 pour le compte de la C.J. Hendry Co. de San Francisco, Californie. Le dixième était de marque B.F. Goodrich et n'a pas été retrouvé. On considère que les

radeaux de sauvetage pneumatiques durent habituellement dix ans; la durée utile des radeaux de l'*Ocean Ranger* était probablement presque écolée. En raison des dommages causés aux joints, les spécialistes ont concentré leur analyse sur l'efficacité des joints et de l'adhésif utilisé. Les coutures des radeaux doivent être plus solides que la toile dans laquelle elles sont faites, mais cette exigence est censée s'appliquer surtout aux coutures des chambres à air plutôt qu'aux coutures d'assemblage des chambres à air, du plancher et du tendelet. Les joints entre les chambres à air supérieure et inférieure et entre la chambre à air et le plancher constituaient les principaux éléments du problème. Des échantillons des joints des radeaux récupérés ont été découpés et envoyés à la société Technitrol Canada de Dorval, Québec, dont les essais ne sont pas encore terminés. *Note d'Éditeur: Le rapport de Technitrol Canada (pièce #224) démontre qu'aucun des échantillons récupérés des radeaux de l'Ocean Ranger ne satisfaisait aux conditions établies par le British Department of Commerce pour l'efficacité des joints de radeau. Des regulations à ce sujet n'existaient pas aux États-Unis à cette époque.*

L'examen des radeaux dont les joints se sont décollés a démontré que, dans la plupart des cas, la colle avait pris sur un côté, mais non sur l'autre. Cette lacune semble être due à la méthode d'assemblage, mais, à l'examen, on n'a pu déterminer avec certitude l'endroit où les joints avaient commencé à décoller ni pourquoi. Les joints collés avec du ruban adhésif sont généralement les plus faibles. La figure 3 illustre la façon normale de joindre les chambres à air supérieure et inférieure. Sur le radeau 715, la partie centrale qui, d'après l'illustration, devrait mesurer 2 po de largeur était en réalité plus étroite et ne portait aucune trace de colle joignant directement les chambres à air supérieure et inférieure. Il n'y avait trace de colle que sur le ruban de renforcement. Si les chambres à air sont jointes directement, les forces qui tendent à séparer la

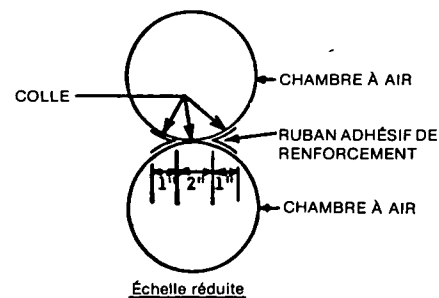


FIGURE 3 Assemblage normal d'un radeau de sauvetage

chambre à air supérieure de la chambre à air inférieure sont annulées par la force de tension de la colle qui joint les chambres à air. De la façon dont les radeaux étaient construits, c'est le ruban de renforcement qui devait résister aux forces tendant à séparer les chambres à air. Si les tubes avaient été collés au centre, le radeau aurait été plus résistant.

Lors de l'examen des radeaux, les spécialistes de Technitrol Canada ont réparé quelques chambres à air déchirées et ont essayé de gonfler les radeaux. Des bulles se sont formées sur les chambres à air de plusieurs radeaux aux endroits où les revêtements intérieur et extérieur avaient décollé du tissu. Certaines de ces bulles fuyaient par des perforations de la grosseur d'une tête d'épingle. Les spécialistes n'ont pu déterminer comment ou quand ces bulles se sont formées ou si elles ont contribué à faire dégonfler certains des radeaux après le naufrage.

Pour que les radeaux de sauvetage pneumatiques fonctionnent bien en cas de besoin, ils doivent être révisés chaque année par un centre de service autorisé. Selon les dossiers, les radeaux de l'*Ocean Ranger* ont fait l'objet d'une révision effectuée entre le 20 avril et le 31 juillet 1981 par une organisation de St. John's, Terre-Neuve (référence 3). Cette organisation n'était pas un centre de service autorisé des radeaux C.J. Henry ou B.F. Goodrich et, par conséquent, ne devait probablement pas avoir les pièces de rechange, les manuels, les bulletins d'entretien et les instructions de pliage nécessaires. Un radeau qui n'est pas dûment entretenu peut ne pas se gonfler ou se déplier correctement, devenant ainsi inutilisable. Il n'y avait et n'y a toujours pas de centre de service autorisé à St. John's pour les radeaux de sauvetage approuvés par la Garde côtière des États-Unis. Le centre le plus près était situé dans la région de Boston au Massachusetts.

Un des problèmes, reconnus depuis un certain temps, que posent les radeaux de sauvetage pneumatiques est qu'ils ont tendance à s'éloigner du lieu de l'accident avant que les naufragés ne puissent les atteindre et à chavirer par gros temps. Au cours des dernières années, un nouveau type de radeau fortement lesté a été mis au point et vanté pour sa capacité de ne pas chavirer en mer agitée. Dans un avis de réglementation à venir, en date du 29 juin 1981, la Garde côtière des États-Unis a annoncé qu'elle envisageait de modifier les conditions d'approbation des radeaux de sauvetage pneumatiques en y incluant la présence obligatoire de ce type de système de ballast. Le renversement des radeaux de sauvetage est reconnu comme un problème, mais si personne ne peut se rendre au radeau et y embar-

quer, ce problème ne devient qu'une question purement théorique. Une caractéristique encore plus importante de ce type de radeaux de sauvetage est peut-être qu'ils ont tendance à dériver avec le courant plutôt qu'à être emportés rapidement par le vent et les vagues. Les survivants ayant plongé dans l'eau dérivent aussi avec le courant; ainsi, leurs chances d'atteindre les radeaux sont meilleures.

Même si tous les radeaux avaient flotté librement, avaient été bien gonflés et s'étaient trouvés près des naufragés, il est peu probable que de nombreuses personnes aient pu les atteindre et y embarquer, quoique celles qui portaient les vêtements d'immersion utilisés dans les hélicoptères auraient eu de meilleures chances d'y parvenir (voir ci-après le passage consacré à la protection contre les éléments). L'effet paralysant de l'eau froide aurait nui à quiconque ne portant pas de survêtement protecteur aurait voulu se hisser à bord d'un radeau. Cela a été illustré par l'incapacité des personnes qui ont plongé à la mer près du *Seaforth Highlander* d'embarquer dans le radeau de sauvetage lancé par l'équipage de ce navire ou de s'aider de quelque façon que ce soit (références 11b, 12). Un certain type de protection contre l'hypothermie devrait être fourni à ces personnes pour qu'elles parviennent à embarquer dans un radeau de sauvetage.

Le fait qu'au moins trois radeaux ont coulé ne peut permettre de conclure qu'ils étaient gravement endommagés. Ces radeaux sont dotés de soupape de sûreté qui les empêchent d'exploser en cas d'accumulation de pression provoquée par un excès de gaz de gonflage. Après que le radeau est gonflé et que les naufragés y ont pris place, ces derniers doivent boucher les soupapes de sûreté pour empêcher la perte de gaz lorsque le radeau plie dans les vagues. Les radeaux non occupés peuvent finir par se dégonfler même s'ils ne sont pas endommagés. Il n'est pas possible de déterminer avec certitude ce qui est arrivé aux radeaux de sauvetage. Selon l'auteur et d'après les faits recueillis, une ou plusieurs des hypothèses ci-après peuvent expliquer pourquoi certains radeaux ont été endommagés avant leur récupération :

a. Les radeaux de sauvetage ont pu se désarrimer lorsque l'*Ocean Ranger* a coulé. Quelques-uns sont restés coincés dans le gréement et les appendices de la plate-forme et ne sont jamais remontés à la surface. D'autres se sont gonflés et sont remontés à la surface, mais certains d'entre eux ont été endommagés au contact de diverses parties de la structure. C'est ainsi que les joints et les amarres sectionnées des radeaux auraient été endommagés.

b. Les radeaux de sauvetage ont pu se désarrimer, se gonfler et remonter à la surface. Certains radeaux étaient fabriqués depuis assez longtemps pour que les joints collés fussent détériorés. Les radeaux ont ensuite été endommagés par les éléments....

c. Les radeaux de sauvetage ont pu se désarrimer, se gonfler et remonter à la surface. Les joints n'étaient pas en très mauvais état, mais leur assemblage ne pouvait supporter les forces qui se sont exercées. Les radeaux ont ensuite été endommagés par les éléments.

d. Les radeaux n'avaient peut-être pas été correctement entretenus et repliés, de sorte que certains ne se sont pas gonflés et que d'autres ont été endommagés lors du gonflage.

e. Les radeaux ayant subi les dommages précités se seraient facilement remplis d'eau. Ensuite, ces radeaux auraient tenu l'eau comme des radeaux de sauvetage fortement lestés, auraient dérivé avec le courant et seraient restés près du lieu du naufrage. Les radeaux intacts auraient rapidement été poussés au loin par le vent et les vagues et difficilement réparables au lever du jour.

RADEAUX DE SAUVETAGE MIS À L'EAU PAR BOSSOIR

En vertu de l'article 46 du Code of Federal Regulations, SS108.506 et de la NVC 3-78, sec. 3.d.(8), l'*Ocean Ranger* devait être dotée d'embarcations de sauvetage et de radeaux de sauvetage pneumatiques mis à l'eau par bossoir en nombre suffisant pour contenir 200% des personnes à bord (références 11b, 6). Les propriétaires avaient l'intention de se conformer à cette exigence en ajoutant des embarcations Watercraft, qui, avec les embarcations de sauvetage Harding, auraient porté la capacité totale des embarcations de sauvetage à 200% des personnes à bord. Cette solution ne réglait pas le problème des embarcations de sauvetage Harding qui n'étaient pas acceptables en vertu des règlements de la Garde côtière ou de la NVC 10-81.

Pour se conformer entièrement aux exigences de la Garde côtière, les propriétaires auraient dû remplacer ou améliorer les embarcations Harding, ou encore les remplacer par des radeaux de sauvetage et des installations de mise à l'eau par bossoir. Si l'*Ocean Ranger* avait été dotée de radeaux de sauvetage mis à l'eau par bossoir, le personnel aurait pu y embarquer et les radeaux auraient pu être mis à la mer depuis le pont, de la même façon que les embarcations de sauvetage. Le système de crochets délesteurs approuvé dégage automatiquement le radeau lorsque le crochet et actionné pendant que le radeau est abaissé et

aussitôt que celui-ci est à flot. Le système de crochets fonctionne comme le système décrit dans le cas des capsules de sauvetage Whittaker déjà mentionnées plus haut, sauf qu'il peut s'avérer impossible d'ouvrir le crochet quand il supporte le poids du radeau. Le système de mise à l'eau par bossoir aurait permis d'utiliser les radeaux plus efficacement, car les radeaux conventionnels ne peuvent accueillir de passagers avant d'être gonflés et mis à flot. Sur une plate-forme comme l'*Ocean Ranger* ou tout autre navire à franc-bord élevé, cette opération est très difficile; elle l'est davantage si l'on tient compte du mauvais temps, de la mer agitée et de la température de l'eau. D'autre part, sur les plates-formes de forage, les radeaux de sauvetage mis à l'eau par bossoir peuvent poser les mêmes problèmes de lancement que les embarcations de sauvetage. L'espace libre sous la plate-forme expose les radeaux au vent et aux vagues, quelle qu'en soit la direction, et les radeaux risquent d'être projetés contre la structure de la plate-forme pendant ou après le lancement. Néanmoins, comme il aurait été plus probable que les gens prissent place à bord des radeaux de sauvetage mis à l'eau par bossoir qu'à bord des radeaux conventionnels, quelques vies auraient pu être sauvées.

BRASSIÈRES DE SAUVETAGE

Vingt-et-un des corps récupérés après le naufrage portaient des brassières de sauvetage Billy Pugh modèle 200 et un autre portait un gilet de travail Billy Pugh modèle WVO-100. Seulement deux de ces brassières n'étaient pas dotées de voyants à allumage au contact de l'eau ACR modèle L8-2. Apparemment, les voyants fonctionnaient bien, et ils ont permis de repérer les corps dans l'eau. De nombreux corps (nombre réel inconnu) ont été trouvés flottant sur le ventre, quelques-uns étaient submergés et suspendus au baudrier sous la brassière de sauvetage (références 11b, 11d). Dans ces derniers cas, la brassière de sauvetage est probablement passée par-dessus la tête du naufragé qui ne l'a pas remise en place, ce qui indique que, lorsque cela s'est produit, le naufragé était déjà mort ou trop affaibli en raison de l'hypothermie.

Les brassières de sauvetage Billy Pugh modèle 200 récupérées ont été examinées et classées en deux groupes distincts. Dans le premier groupe, les brassières provenant du lot 1A étaient beaucoup plus lourdes que les autres et de conception différente. Dans l'autre, les brassières de sauvetage faisaient partie de lots fabriqués après le lot 1A. Le premier certificat d'approbation des brassières modèle 200 a été émis le 17 février 1977, mais les brassières du lot 1A ont été inspectées et approuvées par un inspecteur du Marine

Safety Office de la Garde côtière à Corpus Christi, au Texas, le 15 juillet 1976. Ces brassières portaient le numéro d'approbation de la Garde côtière, parce que l'on avait dit au fabricant quel serait ce numéro. Ce numéro est souvent communiqué avant l'approbation réelle pour que le fabricant puisse planifier le marquage de l'équipement et sa publicité. L'inspection et l'approbation d'un inspecteur de la Garde côtière indique que les brassières de sauvetage ont la flottabilité voulue et sont conformes aux plans et spécifications du fabricant, bien que cette marque d'inspection n'est habituellement pas apposée avant que le produit ne soit réellement approuvé. Néanmoins, les brassières du lot 1A totalisant 98 unités étaient approuvées à l'avance et n'auraient normalement pas été vendues ni utilisées comme des dispositifs approuvés par la Garde côtière. On ignore comment ces brassières de sauvetage ont été mises sur le marché.

Une brassière modèle 200 approuvée à l'avance a été vérifiée par le Coast Guard Headquarters en mai 1976. À cette époque, on avait noté que le dispositif avait tendance à passer par-dessus la tête de la personne qui le portait lorsque celle-ci sautait à l'eau, mais le délai de redressement (entrée en action de la force qui fait passer une personne de la position ventrale à la position dorsale) semblait acceptable (référence 13). En août 1976, la compagnie a été informée que la brassière n'était pas tout à fait conforme aux exigences, parce que le délai de redressement était trop long et que le dispositif ne gardait pas la tête assez sortie de l'eau (référence 14). Les différences entre les brassières de sauvetage vérifiées à ces deux occasions et leur rapport exact avec les brassières du lot 1A sont inconnus; toutefois, les dessins accompagnant la lettre du mois d'août 1976 illustrent une conception semblable à celle du lot 1A. La brassière finalement approuvée en février 1977 comprenait des correctifs suffisants pour en permettre l'approbation (référence 9). Les brassières modèle 200 de l'*Ocean Ranger* provenant d'autres lots que le lot 1A semblent conformes au modèle approuvé. Les renseignements ayant servi à cette analyse n'ont permis d'établir aucun rapport entre les corps qui flottaient sur le ventre et ceux qui portaient des brassières du lot 1A.

La performance des brassières de sauvetage en eau agitée est récemment devenue l'objet d'une préoccupation au sein de la Garde côtière. Une personne à la mer ne peut pas suivre le mouvement de la vague et, par conséquent, il est possible qu'elle soit submergée momentanément. Selon le gabarit de la personne, la condition de la brassière de sauvetage et l'état de la mer, le mouvement de la

vague et le manque de flottabilité peuvent faire que le naufragé s'enfonce. Un témoin a indiqué que la tête des personnes à la mer était constamment dans l'eau (référence 12). Avec des brassières de sauvetage «à trou de serrure» comme les brassières Billy Pugh, le mouvement de la vague peut faire passer la brassière par-dessus la tête si elle n'est pas bien attachée sous le menton ou autour du corps. La série d'essais effectués pour déterminer si les brassières de sauvetage étaient acceptables comprenait notamment des sauts dans une piscine d'une hauteur de trois (3) mètres. Bien que cet essai soit censé permettre de vérifier la performance de la brassière de sauvetage lorsque la personne qui la porte saute à l'eau, il peut aussi servir à évaluer la tendance du dispositif à passer par-dessus la tête en eau agitée. Pendant les essais d'approbation du modèle 200 (modèle approuvé), 26 personnes portant cette brassière de sauvetage ont effectué un saut. La brassière est passée par-dessus la tête de trois personnes et est venue près de passer par-dessus la tête qu'une quatrième. Ces personnes ont effectué un deuxième saut en tenant fermement la brassière de sauvetage avec les bras (façon habituellement recommandée de sauter dans l'eau avec une brassière de sauvetage) sans que le problème ne se répète. Le rapport d'essai ne précise pas la façon dont le baudrier était réglé (référence 9). Récemment, dans le cadre de l'analyse de l'équipement de sauvetage de l'*Ocean Ranger*, des sauts ont été effectués par cinq personnes portant le modèle 200 (modèle approuvé). Lorsque le baudrier était solidement attaché, l'appareil avait tendance à monter à la hauteur des yeux ou des oreilles, mais ne passait pas par-dessus la tête de la personne qui le portait. Lorsque le baudrier a été réglé de façon que les personnes se sentent à l'aise, la brassière de sauvetage est passée par-dessus la tête de quatre personnes sur cinq. Les mêmes essais ont été effectués avec une brassière de sauvetage «à trou de serrure» courante; la brassière n'est pas passée par-dessus la tête des mêmes personnes, que le baudrier ait été attaché solidement ou de façon à assurer un certain confort aux personnes qui les portaient.

Des brassières de sauvetage modèle 200 de l'*Ocean Ranger* ont été obtenues et soumises à un examen plus approfondi et à d'autres essais de flottabilité (référence 10). L'étude des appareils et des dossiers de la Garde côtière a révélé que les brassières de sauvetage du lot 1A sont faites de mousse de flottaison en chlorure de polyvinyle (PVC) plutôt qu'en mousse de polyéthylène (PE), matériau recommandé pour les brassières de sauvetage approuvées. Le PVC est plus dense que le PE, ce qui explique la différence de poids apparente entre les

deux groupes de brassières de sauvetage. L'enclure des dispositifs du lot 1A est de conception différente et un peu plus grande que celle du modèle approuvé. La mousse de PVC est plus souple que la mousse de PE et les coussinets de flottaison des brassières du lot 1A sont moins épais que ceux qu'exige le modèle approuvé. Tous ces facteurs feraient en sorte que la brassière de sauvetage du lot 1A ait tendance à glisser par-dessus la tête de la personne qui la porte. Les essais de flottabilité ont indiqué que les brassières du lot 1A avaient perdu environ 6,5 p. 100 de leur flottabilité originale. Une des trois brassières de sauvetage du lot 1A vérifiées avait une flottabilité inférieure d'une (1) once au minimum de 22 lb requis pour les dispositifs neufs et les deux autres une flottabilité inférieure de 6 onces à cette norme. On s'attend habituellement à ce que la flottabilité des brassières de sauvetage diminue avec le temps; aussi, la perte de flottabilité constatée n'est-elle pas considérée comme critique. Les trois autres dispositifs de modèle approuvé avaient une flottabilité supérieure de 1, 27 et 28 onces à la norme de 22 lb.

Par la suite de ces constatations, le fabricant des brassières de sauvetage a été informé que les appareils non approuvés avaient été utilisés et qu'ils devaient être rappelés ou détruits. L'approbation de l'appareil a été suspendue en attendant que la performance aux essais de saut s'améliore (référence 16). Le fabricant a rappelé volontairement les 172 brassières de sauvetage non approuvées des lots 1 et 1A (référence 1). Le modèle approuvé a également été modifié pour améliorer sa performance aux essais de saut. La suspension du certificat d'approbation a par la suite été levée.

PROTECTION CONTRE LES ÉLÉMENTS

Au moins deux des corps récupérés portaient un survêtement protecteur. Sur les photographies, les survêtements semblaient être des vêtements d'immersion non doublés du type parfois utilisé dans les hélicoptères des installations de forage. Une certaine quantité de ces survêtements distribués par l'opérateur de l'hélicoptère était normalement gardée à bord de l'*Ocean Ranger*. Ces articles semblent avoir été retournés comme effets personnels et n'ont pu être examinés. On a signalé qu'au moins une personne portant un de ces survêtements a coulé après avoir perdu sa brassière de sauvetage (référence 12, p. 33). Contrairement aux survêtements protecteurs approuvés par la Garde côtière des États-Unis, ces survêtements n'ont pas la flottabilité et l'isolation qu'assure la mousse de flottaison. Il s'agit d'un vêtement étanche qui doit être porté avec une brassière de sauvetage. Ce type de vêtement

sert à garder la personne au sec, de façon à éviter la perte de chaleur du corps au contact direct de l'eau. Pour se protéger contre la perte de chaleur par le survêtement, il faut porter le plus de vêtements possible en-dessous.

Une étude récente établissait une comparaison entre les taux de perte de chaleur de différents types de survêtements protecteurs en eau calme à 11,8°C (54°F). Tous les participants portaient les mêmes vêtements; un survêtement, une chemise à manches longues, un pantalon de denim, des bas et des espadrilles. Le taux de refroidissement moyen des participants ne portant qu'une brassière de sauvetage était de 2,30°C à l'heure. Dans le cas des participants qui portaient un vêtement d'immersion non doublé, le taux de refroidissement moyen était de 1,07°C à l'heure (2,15 fois inférieur à celui des participants ne portant qu'une brassière de sauvetage). Les participants portant un vêtement d'immersion doublé perdaient en moyenne 0,31°C à l'heure (7,35 fois inférieur à celui des participants avec brassière de sauvetage seulement). Dans cette étude, le temps écoulé avant le commencement de l'agonie a aussi été calculé pour les différents types de survêtements protecteurs à une température de 11,8°C. Ce temps est de 3,4 heures pour les personnes ne portant qu'une brassière de sauvetage, de 7 heures pour celles qui portent le vêtement d'immersion non doublé et 23,1 heures pour celles qui portent le vêtement d'immersion doublé (référence 2).

Ces données indiquent que les personnes portant les vêtements d'immersion auraient dû rester en vie au moins deux fois plus longtemps que celles qui ne portaient que des brassières de sauvetage. Ces vêtements n'assuraient évidemment pas la protection voulue contre les éléments dans les conditions existant après l'abandon de l'*Ocean Ranger*. Les vêtements d'immersion doublés du type approuvé par la Garde côtière des États-Unis auraient pu prolonger six ou sept fois le temps de survie des personnes ne portant qu'une brassière de sauvetage.

ÉQUIPEMENT DE COMMUNICATION RADIO D'URGENCE

Une radio-balise de localisation d'urgence ACR RLB-14 se trouvait à bord de l'*Ocean Ranger*. Elle a été récupérée après le sinistre, ce qui indique qu'elle a flotté librement. Le signal de cette radio-balise a été reçu par l'avion de sauvetage qui survolait le lieu du naufrage, mais comme les navires de soutien avaient déjà été alertés au sujet des problèmes de l'*Ocean Ranger* et que la position de la plate-forme était connue, la radio-balise ne

semble pas avoir joué un rôle déterminant lors du sinistre.

Une radio portative d'embarcation de sauvetage de marque JVC (approuvée au Japon, mais non par la FCC) a été trouvée dans l'embarcation n° 1. Rien n'indiquait que l'on avait essayé d'utiliser cette radio.

Une radio émettrice-réceptrice VHF-FM a également été trouvée dans l'embarcation n° 1. Aucune transmission radio reçue pendant le sinistre n'a été identifiée comme provenant de cette radio.

RÉFÉRENCES

1. Billy Pugh Co., lettre, «Recall Model #200 Life Preservers Lot 1 and Lot 1A», 12 octobre 1982.
2. J.S. Hayward et al., «Survival Suits for Accidental Immersion in Cold Water : Design-Concepts and their Thermal Protection Performance», University of Victoria, Victoria, C.-B., Canada, janvier 1978.
3. IMP Group Ltd., certificats d'inspection de radeaux de sauvetage, Ocean Ranger Marine Board of Investigation, dossier 4.57A.
4. Torgeir Moan, «The Alexander L. Kielland Accident», compte rendu de *The First Robert Bruce Wallace Lecture*, Massachusetts Institute of Technology, juin 1981, p. 12.
5. Telex de l'*Ocean Ranger* aux bureaux d'ODECO à St. John's et à la Nouvelle-Orléans, en date du 11 janvier 1982, U.S. Coast Guard Marine Board of Investigation, pièce n° 47.
6. Ocean Drilling and Exploration Co., lettre au commandant (mmt), Eight Coast Guard District, en date du 14 janvier 1980, U.S. Coast Guard Marine Board of Investigation, pièce n° 12 p.
7. Centre de coordination de la recherche et du sauvetage de Halifax, Nouvelle-Écosse, «Search and Rescue Special Report, SAR *Ocean Ranger*», sans date.
8. Journal radio de la *SEDCO 706*, U.S. Coast Guard Marine Board of Investigation, pièce n° 11.
9. Underwriters Laboratories, lettre, «Performance Testing of Billy Pugh Adult Life Jackets», 12 novembre 1976.
10. Underwriters Laboratories, lettre, «Test Results : Weight Determination and Buoyancy Test on Six Billy Pugh PFD's», 19 août 1982.
11. U.S. Coast Guard, Marine Board of Investigation, *Certified Transcript of Proceedings in the Matter of Investigation of the Sinking of the Mobile Offshore Drilling Unit Ocean Ranger in the Atlantic Ocean on 15 February 1982*.

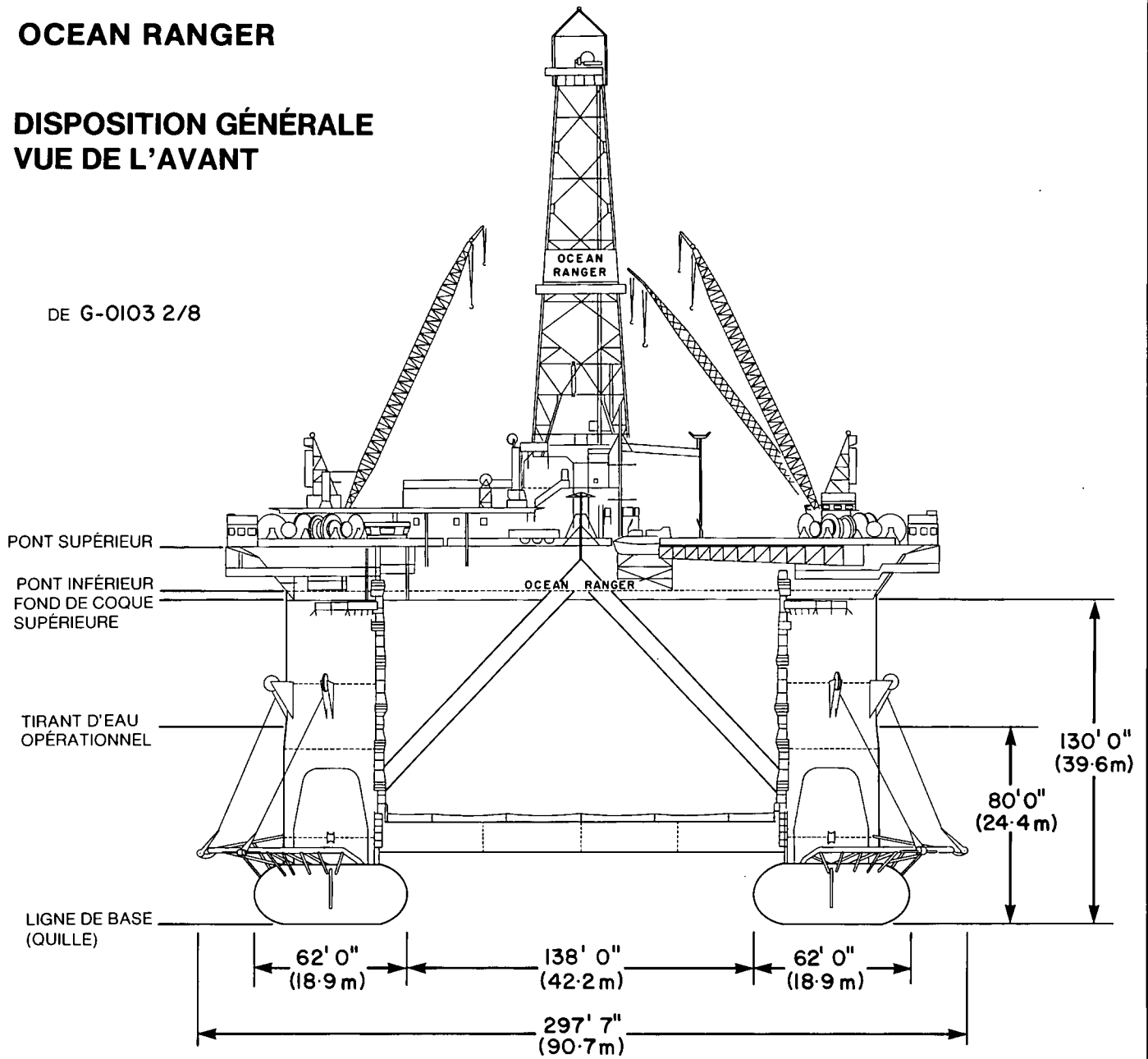
- a. Volume III, p. 15, témoignage de Donald King, 20 avril 1982.
 - b. Volume IV, pp. 15, 17, 18-20, 40, 41, 45, 74, 78, 156, témoignage de Rolf W. Jorgensen, 21 avril 1982.
 - c. Volume V, pp. 24, 25, 36, témoignage de Geoffrey Dilks, 22 avril 1982.
 - d. Volume VIII, pp. 27, 33, 37, 47, 84-85, témoignage de James Davison, 27 avril 1982.
 - e. Volume VIII, pp. 97-100, 101, 106-107, témoignage de Baxter Allingham, 27 avril 1982.
 - f. Volume XI, témoignage de Kelvin Gernandt, 7 juin 1982.
 - g. Volume XII, pp. 31-34, 38, témoignage de Ronald Green, 8 juin 1982.
 - h. Volume XVI, p. 34, déposition de Thomas Kane, 21 juillet 1982.
- 12.** U.S. Coast Guard, Marine Board of Investigation, transcription de *Investigation of the Sinking of the Mobile Offshore Drilling Unit Ocean Ranger in the Atlantic Ocean on 15 February 1982*, pièce n° 53A, pp. 10, 11-12, 25-26, 29, 31, 33, déposition de Ronald Duncan, 21 mai 1982.
- 13.** U.S. Coast Guard (G-MMT-3), mémoire «Swim Test Results», dossier 5946/160.055/113, 6 mai 1976.
- 14.** U.S. Coast Guard (G-MMT-3), lettre à Billy Pugh Co., dossier 16714/160.053/GENERAL, 2 août 1976.
- 15.** U.S. Coast Guard Marine Inspection Office Providence, R.I., lettre à Ocean Drilling and Exploration Co., en date du 18 décembre 1979, U.S. Coast Guard Marine Board of Investigation, pièce n° 121.
- 16.** U.S. Coast Guard (G-MVI-3), lettre à Billy Pugh Co., dossier 16714/160.055/113, 22 septembre 1982.
- 17.** United States Testing Co., Inc., «Report of Test; Seat Belt Assemblies, essai numéro 83428-82, 19 août 1982.

APPENDICE F-7
Dessins techniques

OCEAN RANGER

DISPOSITION GÉNÉRALE
VUE DE L'AVANT

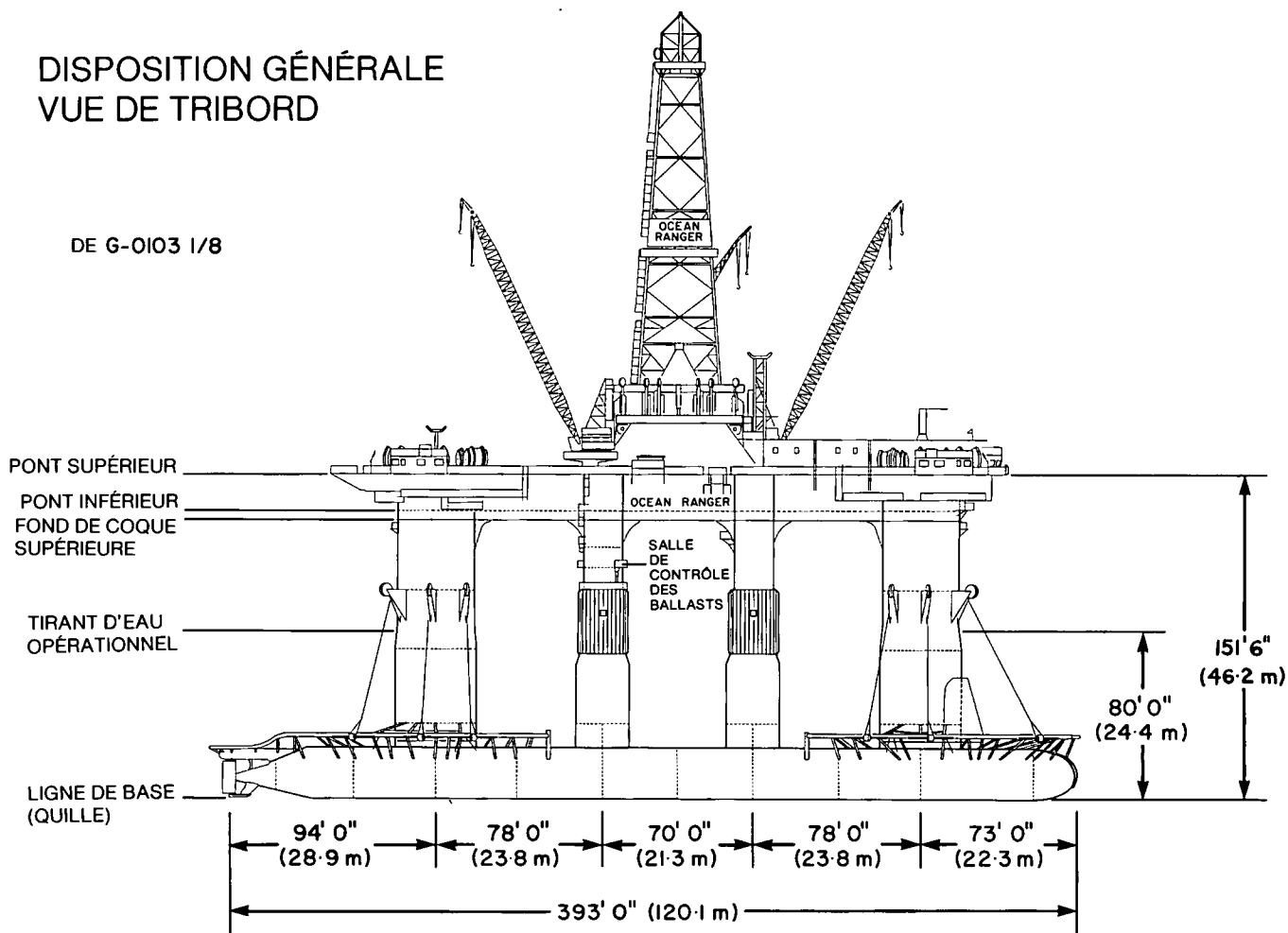
DE G-0103 2/8



OCEAN RANGER

DISPOSITION GÉNÉRALE VUE DE TRIBORD

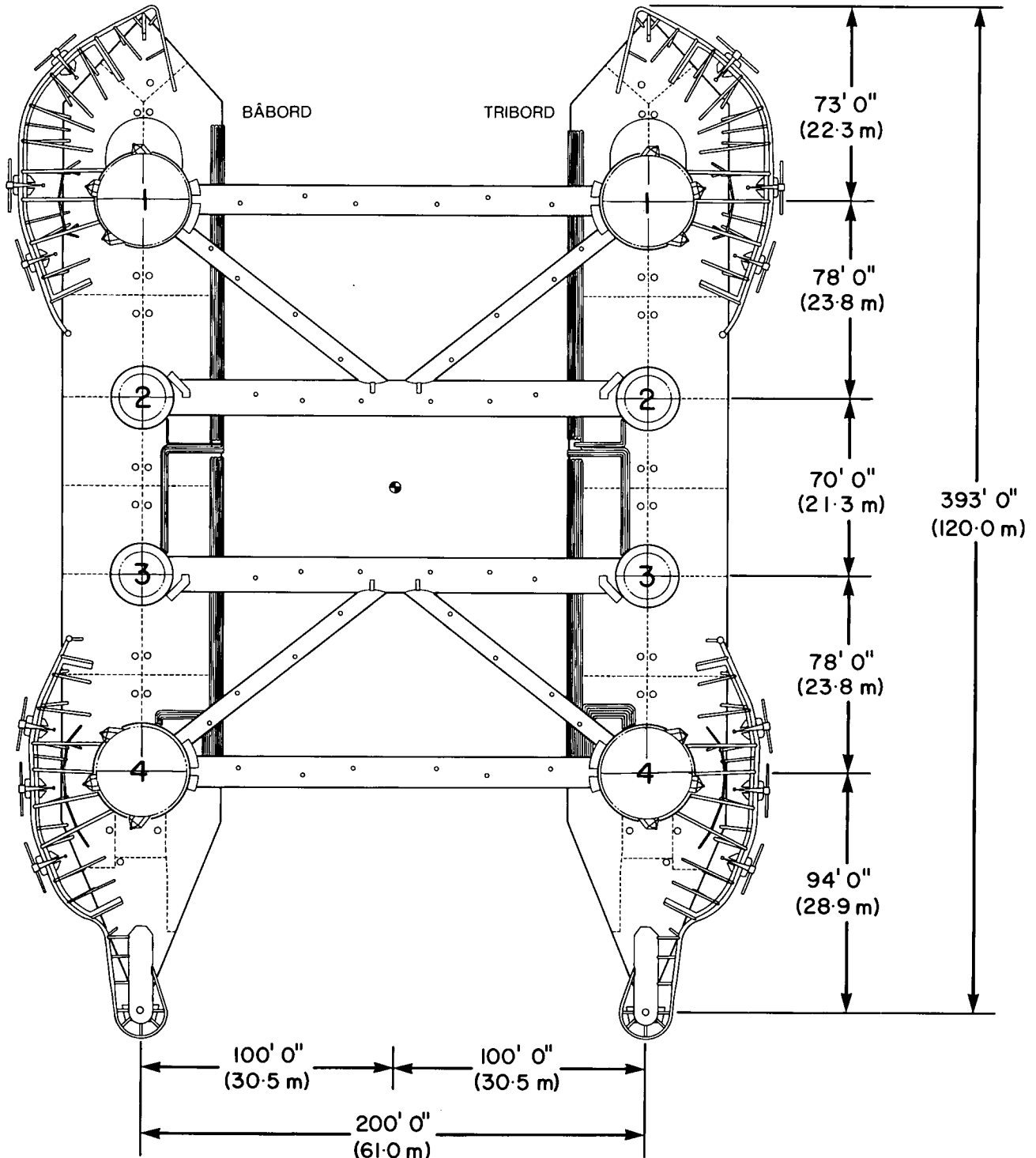
DE G-0103 1/8



OCEAN RANGER

DISPOSITION GÉNÉRALE ENSEMBLE EXTÉRIEUR DE LA COQUE INFÉRIEURE

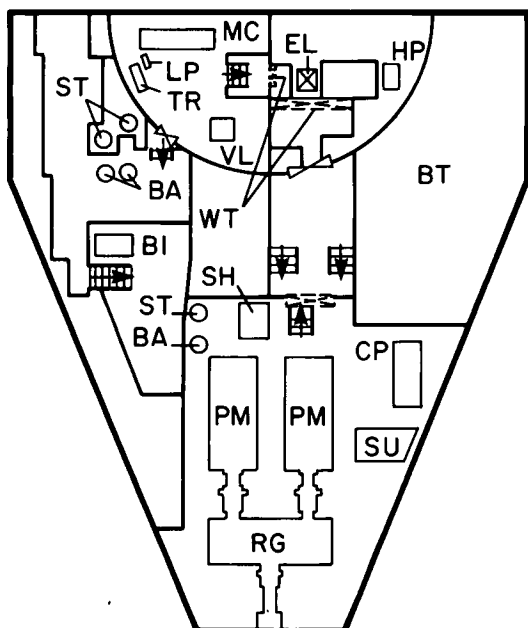
DE G-0103 3/8



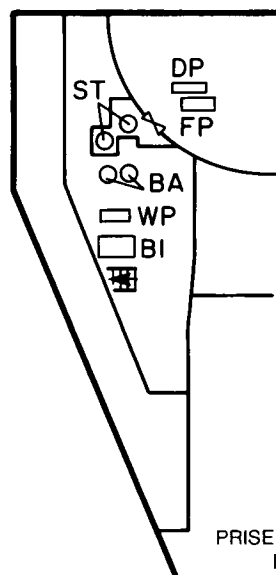
OCEAN RANGER

CHAMBRES DES POMPES ET DE PROPULSION (PONTON DE TRIBORD)

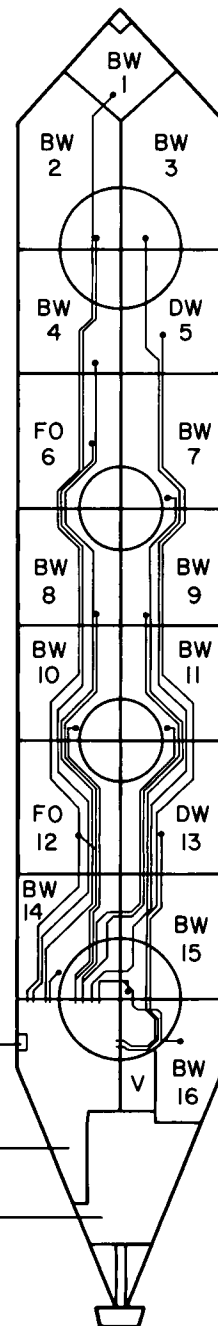
VUE DU DESSUS



VUE DU DESSOUS



CHAMBRE DES POMPES (VUES DU DESSUS ET DESSOUS)
CHAMBRE DE PROPULSION (VUE DU DESSUS)

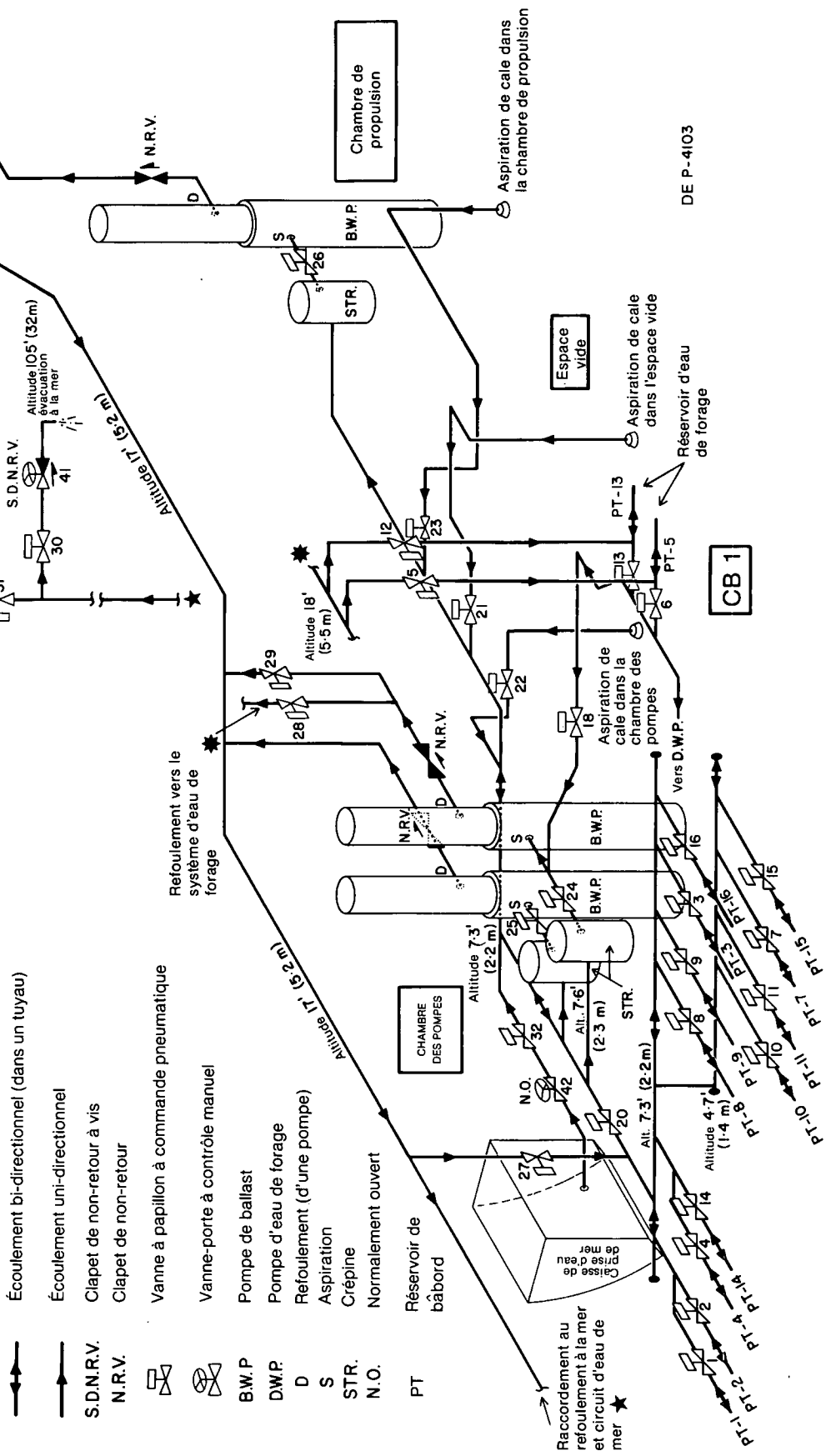


BA POMPE D'EAU DE BALLAST
BI POMPE DE CALE
BT RÉSERVOIR DE BALLAST
CP PANNEAU DE CONTRÔLE
DP POMPE D'EAU DE FORAGE
EL ASCENCEUR
FP POMPE DE COMBUSTIBLE
HP POMPES HYDRAULIQUES
LP PANNEAU D'ÉCLAIRAGE
MC CENTRE DE CONTRÔLE DES MOTEURS

PM MOTEUR DE PROPULSION
RG ENGRENAGE DE RÉDUCTION
SH DIRECTION APPAREIL HYDRAULIQUE
ST CRÉPINE
SU RÉSERVOIR DE DÉPÔT
TR TRANSFORMATEUR
VL ÉCHELLE VERTICALE
WP POMPE D'EAU DE REFROIDISSEMENT DU MOTEUR DE PROPULSION
WT PORTE COULISSANTE ÉTANCHE

• CRÉPINE DU RÉSERVOIR
BW EAU DE BALLAST
DW EAU DE FORAGE
FO COMBUSTIBLE
V ESPACE VIDE

OCEAN RANGER DESSIN ISOMÉTRIQUE DES CIRCUITS DE BALLAST DANS LA CHAMBRE DES POMPES, LA CHAMBRE DE PROPULSION ET L'ESPACE VIDE (SECTION ARRIÈRE DE BÂBORD)



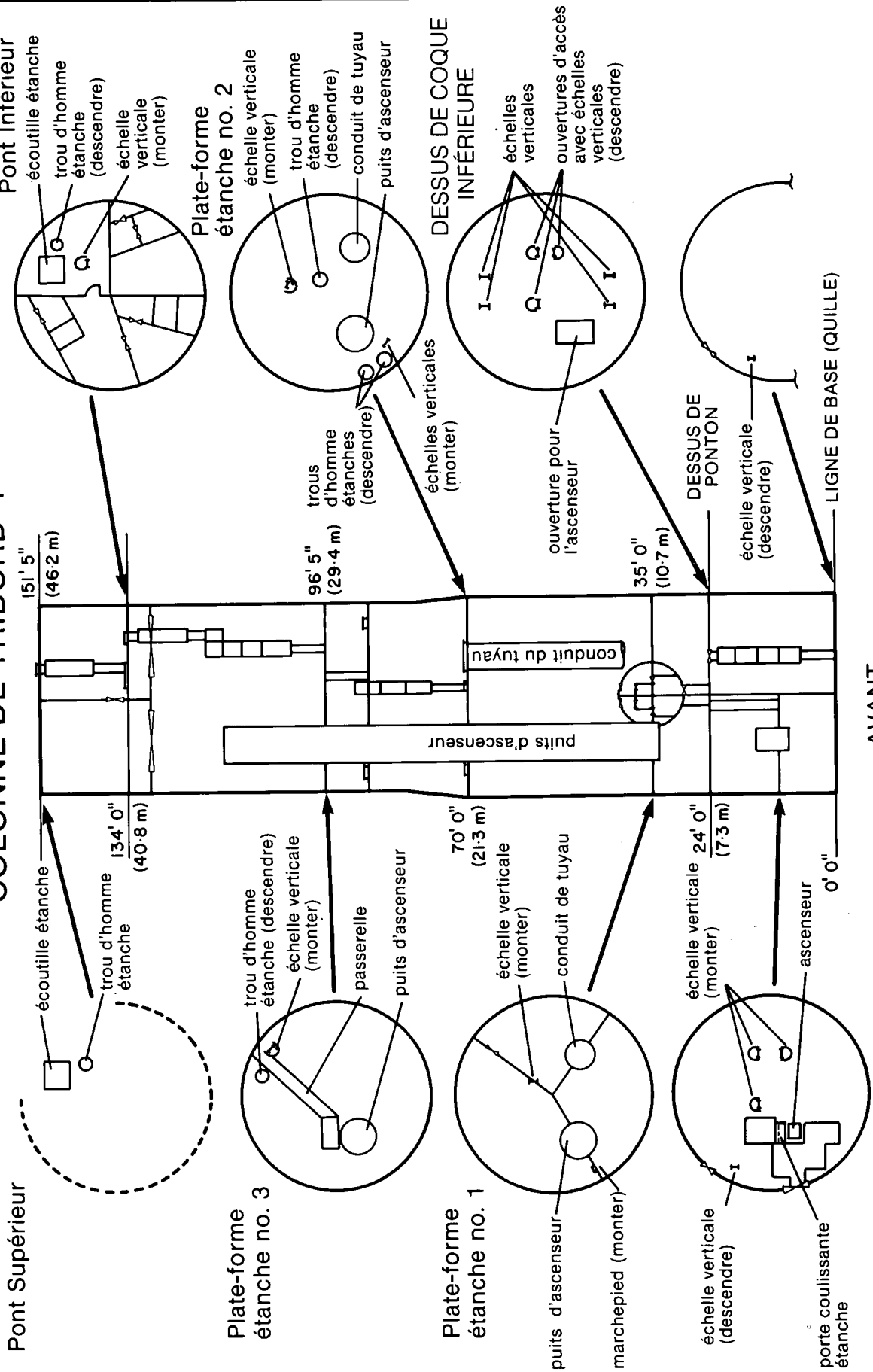
DE P-4103

CB 1

- Écoulement bi-directionnel (dans un tuyau)
- Écoulement uni-directionnel
- S.D.N.R.V. Clapet de non-retour à vis
- N.R.V. Clapet de non-retour
- ∩ Vanne à papillon à commande pneumatique
- ∩ Vanne-porte à contrôle manuel
- B.W.P. Pompe de ballast
- D.W.P. Pompe d'eau de forage
- D Refoulement (d'une pompe)
- S Aspiration
- STR. Crépine
- N.O. Normalement ouvert
- PT Réservoir de bâbord

OCEAN RANGER COLONNE DE TRIBORD-4

DE G-0103 8/8

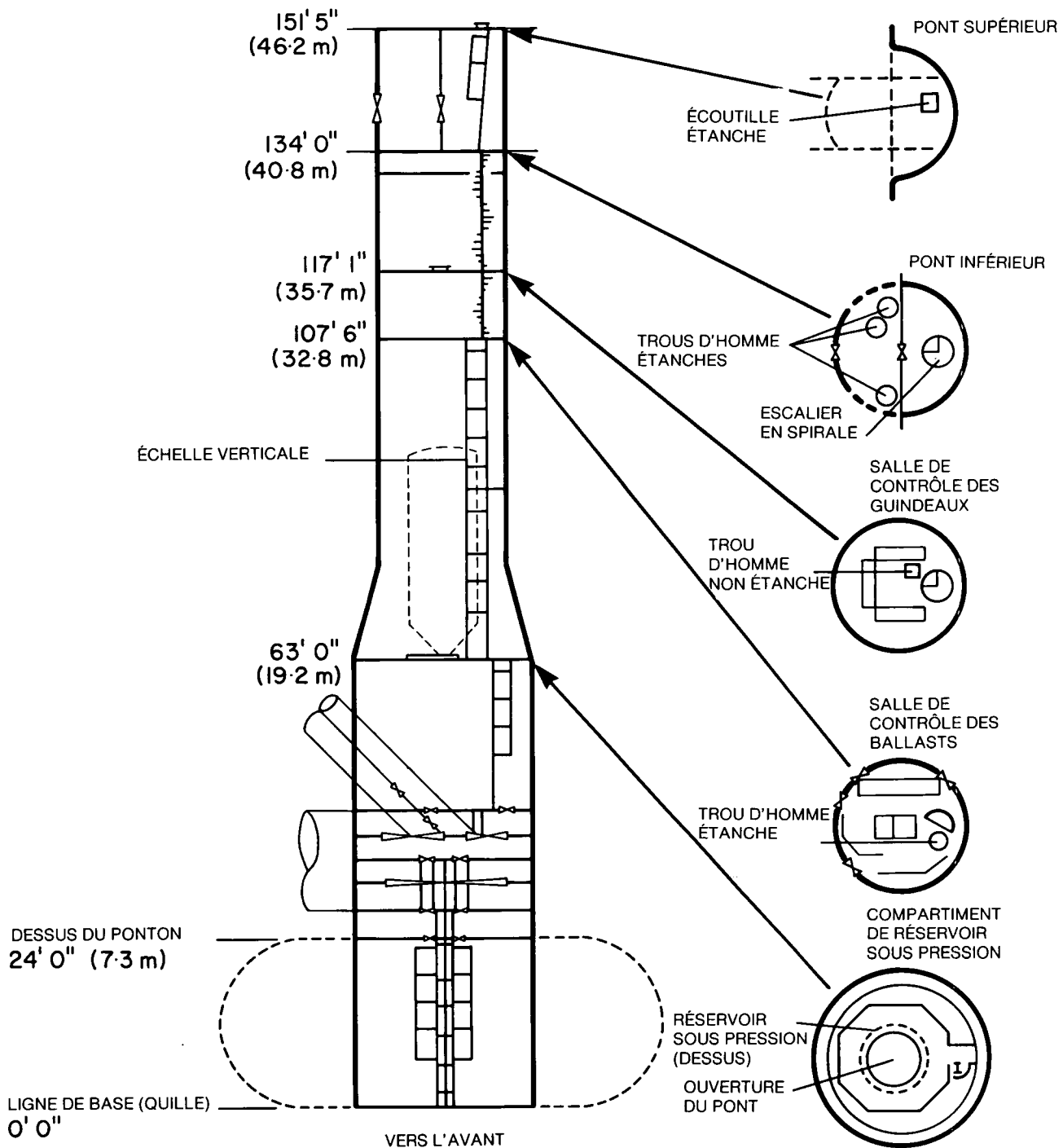


AVANT →

OCEAN RANGER

COLONNE DE TRIBORD -3

DE G-0103 8/8

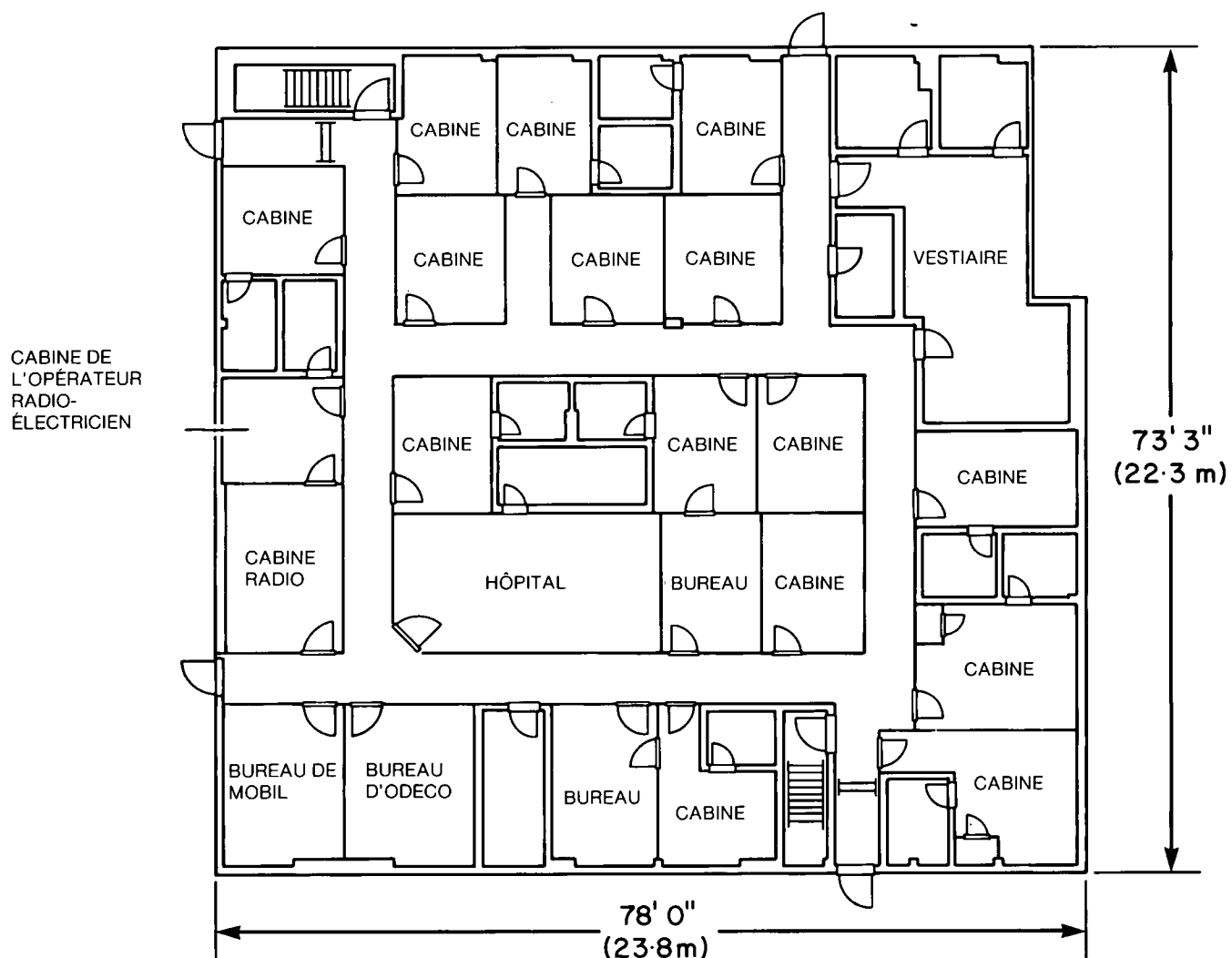


OCEAN RANGER

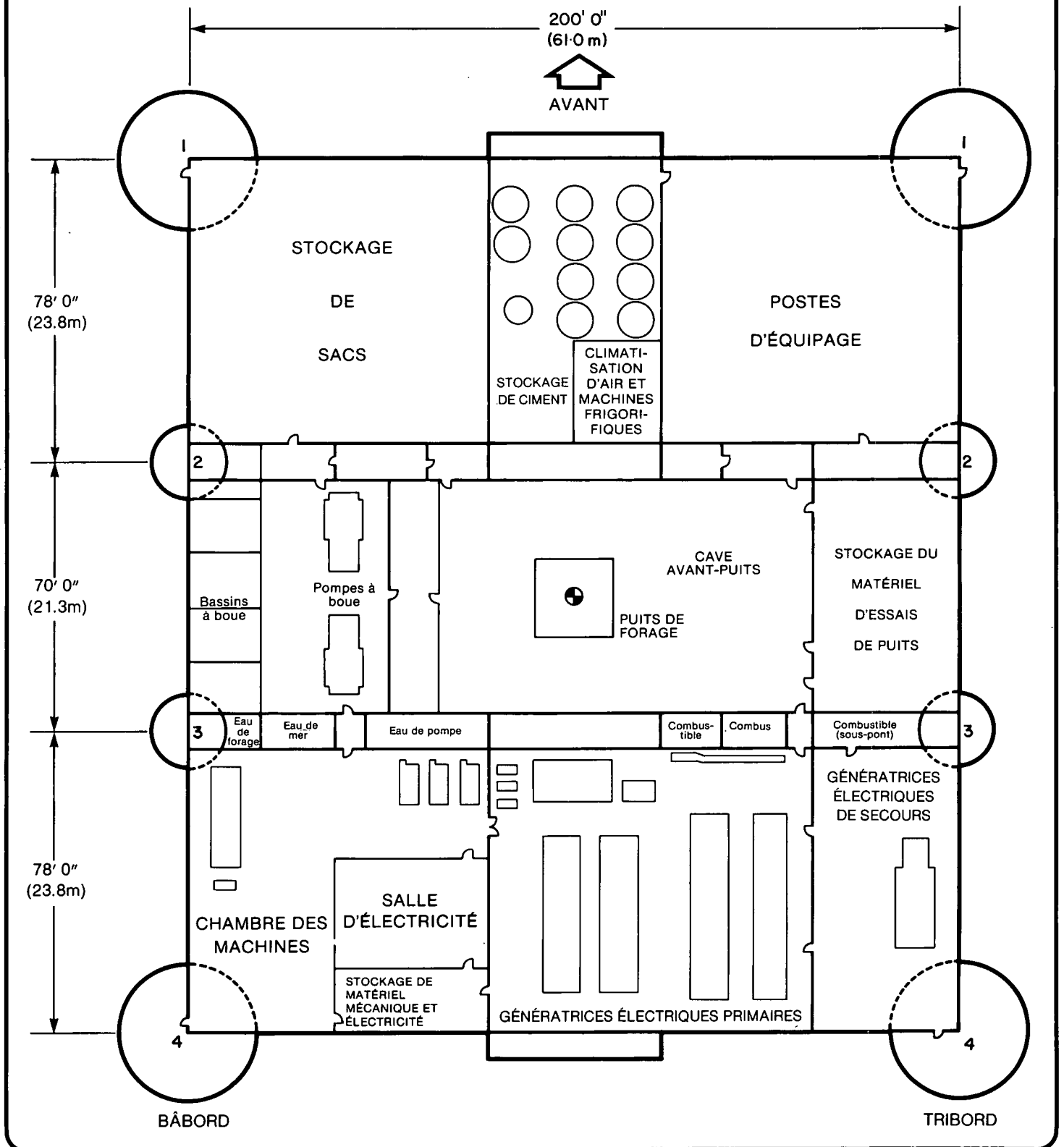
DISPOSITION GÉNÉRALE DU LOGEMENT

TROISIÈME ÉTAGE

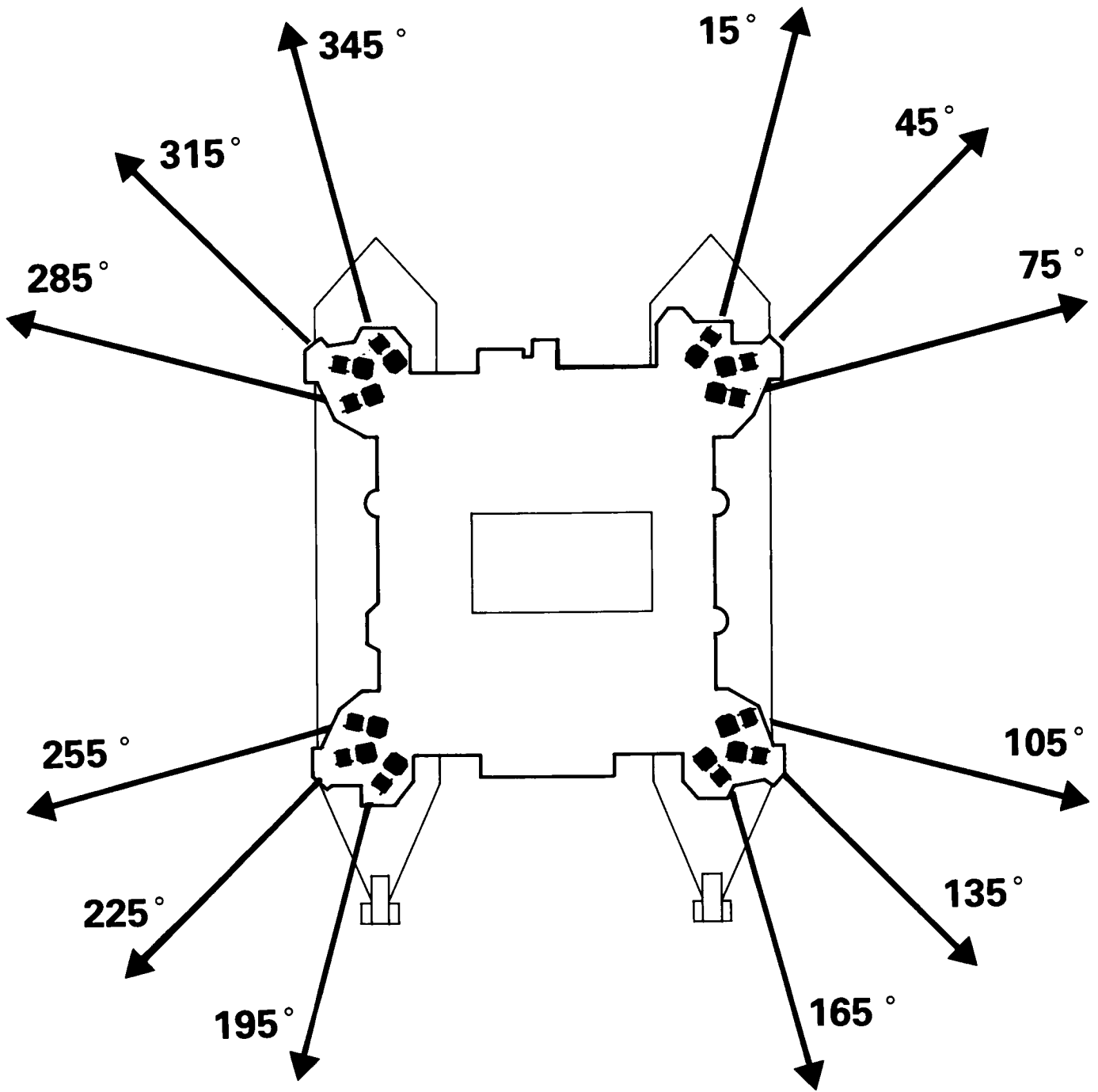
ALTITUDE 155' 0" (47.2 m)



OCEAN RANGER – VUE EN PLAN DU PONT INFÉRIEUR



OCEAN RANGER — PLAN POUR LA DISPOSITION DES AMARRES



OCEAN RANGER — VUE EN PLAN DES TREUILS D'AMARRAGE (SITUÉS AU-DESSUS DU PUIS AU CHÂÎNES)

