

P. RAHIR.

UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN
AUDITOIRE DE CONSTRUCTIONS NAVALES

218154

CHALUTIER - USINE
à
PECHE PAR L'ARRIERE

II Plans

Guy CARDINAEL
Ingénieur civil électricien et Mécanicien

1961 - 1962

UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN
AUDITOIRE DE CONSTRUCTIONS NAVALES

CHALUTIER - USINE

à

PECHE PAR L'ARRIERE

I Avant - projet

Guy CARDINAEL

Ingénieur civil électricien et Mécanicien

1961 - 1962

Buhr

E.C.L.

Année académique 1961 - 1962

Atouts complémentaires de l'E.C.L.

UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN

AUDITOIRE DE CONSTRUCTIONS NAVALES

218154

Rédiger l'avant-projet d'un grand chalutier-usine à deux ponts, avec propulsion diesel-électrique, répondant au programme suivant:

Données:

Port en lourd net:

Tirant d'eau:

Vitesse en charge, en 12 heures (sans):

Vitesse pendant le chargement:

Résistance du chalut à court tirage:

Rayon d'action: 3 x 3000

Réfrigération: 2000 kcal/h, 2000 litres d'eau douce/jour.

Cales à poisson revêtues d'aluminium et d'inox en aluminium.

Aménagements modernes pour équipages.

Une cabine avec douche pour deux passagers.

Mâts de charge en portique pour les manipulations.

CHALUTIER - USINE

à

PECHE PAR L'ARRIERE

I Avant - projet

Calculs à présenter:

Détermination des dimensions principales, calcul des formes.

Calculs des poids net et de l'assiette en charge et à vide avec ou sans ballast.

Calcul de (r-a) en charge et à vide avec ou sans ballast.

Calcul de la puissance.

Calcul de l'hélice et vérification par la règle de l'écoulement.

Justifier le mode de propulsion sans engrainage réducteur.

Calculs du franc-bord.

Calcul du tonnage officiel net et brut.

Justifier le choix des types de machines auxiliaires et du mode de chauffage central.

Calcul du gouvernail et de la dérive.

Guy CARDINAEL

Ingénieur civil électricien et Mécanicien

421819

En témoignage de ma reconnaissance
et en remerciement, à Monsieur Pierre Rahier,
pour l'aide efficace et les précieux conseils qu'il
m'a donnés tout au long de ce travail.

Très cordialement
Yvon Cardinal

7-x-1962.

U.C.L. à présenter.

Mr. G. CARDINAEL.

Année académique 1961 - 1962.

Année complémentaire de C.N.

Travail final.

Coupe au maître soudé presque 100 % (classement B.V.)

Développement du bordé avec indication de toutes les ouvertures.

Coupe longitudinale.

Hélice, gouvernail, stabilis et tube stabilis.

Rédiger l'avant projet d'un grand chalutier-usine, à deux ponts, avec propulsion diesel-électrique, répondant au programme suivant:

Données.

Port en lourd net :	500 t.
Tirant d'eau maximum en charge :	5,50 m.
Vitesse en charge, en eau libre et calme :	14 noeuds(essai)
Vitesse pendant le chalutage :	3,5 noeuds.
Résistance du chalut à cette vitesse, env. ;	7,5 tonnes.
Rayon d'action 2 x 3000 =	6000 miles marins
Réfrigération jusqu' -30° C. par circulation d'azote liquide.	
Cales à poisson revêtues d'aluminium et d'étagères en aluminium.	
Aménagements modernes pour l'équipage.	
Une cabine avec douche pour deux passagers.	
Mâts de charge ou portique pour les manipulations.	

Calculs à présenter.

Détermination des dimensions principales, calcul des formes.
Calculs des poids et de l'assiette en charge et à vide avec ou sans ballast.
Calcul de (r-a) en charge et à vide avec ou sans ballast.
Calcul de la puissance.
Calcul de l'hélice et vérification par la méthode tourbillonnaire.
Justifier le mode de propulsion adopté: une ou deux hélices avec ou sans engrenage réducteur.
Calculs du Franc-bord.
Calcul du tonnage officiel net et brut.
Justifier le choix des types de machines auxiliaires et du mode de chauffage central.
Calcul du gouvernail et de la machine à gouverner.

Plans à présenter.

Plans des formes et courbes hydrostatiques.

Plan d'ensemble.

Coupe au maître soudé presque 100 % (classement B.V.)

Développement du bordé avec indication de toutes les ouvertures.

DOSSIER Coupe longitudinale.

AVANT Hélice, gouvernail, étambot et tube étambot.

Schéma des tuyautages avec indication des diamètres.

CHAPITRE Schéma de la salle des machines en plan et en élévation.

§ 1. Référence et bibliographie 1.

N.B. Indiquer sur le plan des tuyautages l'emplacement du loch
Tchernikeff et du sondeur ultra-sonore. 3

CHAPITRE II. Détermination des dimensions principales Héverlée, le 10 février 1962.

§ 1. Modification des données Le Professeur de C.N. 7

§ 2. Calcul approximatif du Deadweight. 9

§ 3. Calcul du déplacement. R. Dauwe. 11

§ 4. Détermination des dimensions principales. 12

Références : Calcul de la puissance.

M.S. déc. 1961, Janvier et juin 1960 et fiches de la documentation
de la Cé. Bé. Re. Na. 20

§ 2. Puissance nécessaire durant le chalutage. 24

CHAPITRE IV. Plan des formes et courbes hydrostatiques. 27

CHAPITRE V. Calcul du propulseur.

I. Calcul du propulseur par l'utilisation des dia-
grammes d'essais.

§ 1. Calcul de l'hélice en route libre. 31

§ 2. Calcul de l'hélice durant le chalutage. 35

II. Vérification de l'hélice par la méthode tourbil-
lonnaire en route libre

§ 1. Données. 37

§ 2. Références. 38

§ 3. Calculs. 38

page

41

TABLE DES MATIERES.

CHAPITRE VI. La propulsion diesel-électrique.		
§ 1. Généralités.		42
DONNEES DE L'AVANT - PROJET.		43
AVANT - PROPOS.		46
CHAPITRE I.		46
§ 1. Référence et bibliographie	1.	48
§ 2. Principales caractéristiques des chalutiers existants.	3	53
CHAPITRE II. Détermination des dimensions principales.		58
§ 1. Modification des données	7	67
§ 2. Calcul approximatif du Deadweight.	9	69
§ 3. Calcul du déplacement.	11	71
§ 4. Détermination des dimensions principales.	12	72
CHAPITRE III. Calcul de la puissance.		73
§ 1. Puissance nécessaire pour filer 14 noeuds aux essais.	20	73
§ 2. Puissance nécessaire durant le chalutage.	24	75
CHAPITRE IV. Plan des formes et courbes hydrostatiques.	27	77
CHAPITRE V. Calcul du propulseur.		80
I. Calcul du propulseur par l'utilisation des diagrammes d'essais.		83
§ 1. Calcul de l'hélice en route libre.	31	85
§ 2. Calcul de l'hélice durant le chalutage.	35	86
II. Vérification de l'hélice par la méthode tourbillonnaire en route libre		86
§ 1. Données.	37	
§ 2. Références.	38	
§ 3. Calculs.	38	

	page.
III. Plan de l'hélice.	41
CHAPITRE VI. La propulsion diesel-électrique.	
§ 1. Généralités.	42
§ 2. Différents systèmes de propulsion Diesel-électrique.	43
§ 3. Choix du mode de propulsion.	46
§ 4. Schéma général de l'installation.	
1. type et caractéristiques des machines.	46
a. Solution avec réseau de bord continu.	48
b. Solution avec réseau de bord alternatif.	54
2. Couplages et sécurités.	55
CHAPITRE VII. Commentaires sur le plan d'ensemble.	58
CHAPITRE VIII. Développement du bordé.	67
CHAPITRE IX. Coupe au maître.	69
CHAPITRE X. Gouvernail et machine à gouverner.	
§ 1. Dimensions.	72
§ 2. Diamètre de la mèche.	73
§ 3. Autres caractéristiques.	73
§ 4. Calcul de la puissance de la machine à gouverner.	75
CHAPITRE XI. Ligne d'arbres et tube étambot.	77
CHAPITRE XII. Installations frigorifiques.	80
CHAPITRE XIII. Les circuits des fluides.	
§ 1. Circuits d'assèchement.	83
§ 2. Circuit de Ballastage.	85
§ 3. Circuit de l'huile combustible.	86
§ 4. Autres circuits.	86
Note : Placement du loch Chernikeeff.	86

CHAPITRE XIV. Salle des machines. 89

LISTE DES PLANS ET DES SCHEMAS DONNES EN ANNEXE.

CHAPITRE XV. Calcul du franc-bord et du tonnage.

§ 1. Calcul du franc-bord. 92
 § 2. Calcul du tonnage. 95

A. PLANS

1. Plan des formes et courbes de bonjean.
2. Plan de l'hélice.
3. Plan d'ensemble (2 Parties).
4. Développement du bordé.
5. Coupe au maître.
6. Gouvernail Carter.
7. Tube étanbot.
8. Salle des machines.
9. Plan de l'usine à farine de poisson.

B. SCHEMAS ET COURBES.

1. Courbe des aires.
2. Courbes hydrostatiques.
3. Tableau pour le calcul du propulseur.
4. Recensement des moteurs électriques de propulsion.
5. Recensement des génératrices de propulsion.
6. Couplages et sécurité de l'installation Diesel-électrique.
7. Installation frigorifique.
8. Circuits de fluides. (schéma des tuyautages).

LISTE DES PLANS ET DES SCHEMAS DONNES EN ANNEXE.

A. PLANS

1. Plan des formes et courbes de Bonjean.
2. Plan de l'hélice.
3. Plan d'ensemble (2 Parties).
4. Développement du bordé.
5. Coupe au maître.
6. Gouvernail Oertz.
7. Tube étambot.
8. Salle des machines.
9. Plan de l'usine à farine de poisson.

B. SCHEMAS ET COURBES.

1. Courbe des aires.
2. Courbes hydrostatiques.
3. Tableau pour le calcul du propulseur.
4. Encombrement des moteurs électriques de propulsion.
5. Encombrement des génératrices de propulsion.
6. Couplages et sécurités de l'installation Diesel-électrique.
7. Installation frigorifique.
8. Circuits de fluides. (schéma des tuyautages).

AVANT-PROPOS.

Traiter le poisson à bord, afin d'augmenter le rayon d'action du navire; telle est l'idée principale à l'origine du chalutier-usine à pêche par l'arrière. (Factory trawler with stern ramp; Fischfabrik-schif mit heckaufschleppe.)

- Les grands chalutiers conventionnels belges vont pêcher en mer Blanche et en mer d'Islande. Ils quittent Ostende pour trois semaines et reviennent y vendre leur poisson conservé frais dans de la glace. Le temps nécessaire pour se rendre sur les lieux de pêche et retourner au port, pour jeter et hisser les filets, est une importante fraction des 21 jours de mer. Pour augmenter la productivité du chalutier, il fallait traiter le poisson sur place, le transformer en filets, en farine et en huile de foie.
- L'usine de bord exigeant un espace important, le chalutier devient un navire de type "Shelterdeck" avec manipulation du poisson dans l'entrepont. L'augmentation du creux et l'effet défavorable du roulis sur les convoyeurs et les machines de l'usine, rendirent difficile, voir même impossible, le relevé latéral du filet. On fut donc obligé de hisser le filet par l'arrière en le faisant glisser sur une rampe prévue à cet effet, appelée "rampe de chalutage". Par ailleurs il fut rapidement prouvé que cette méthode de hissage ne modifiait en rien les qualités du poisson.
- Le chalutier-usine proprement dit, peut traiter tout le poisson pris durant ses longues campagnes de pêche. Il est de conception récente. A ma connaissance le premier date de 1949 le "Fairfree". C'est en fait une ancienne corvette anglaise transformée en chalutier-usine. Possédant un très grand rayon d'action (jusqu'à 16.000 miles) et un équipage nombreux (environ 80 hommes) le chalutier coûte à l'achat beaucoup plus cher qu'un chalutier conventionnel. Il n'en existe dans le monde qu'un ~~existe dans le monde qu'un~~ nombre très restreint. Parmi les principaux, nous pouvons citer:

- les chalutiers anglais : "Fairtry I", "Fairtry II" et "Fairtry III". Tous appartiennent à l'armement de Ch. Salversen de Leith.
 - le chalutier soviétique "Maiakovski" qui servit de prototype pour la construction des 24 chalutiers de la classe "Puschkin". Destinés à un armement Russe, ces navires furent construits en 1955 sur les chantiers allemands de la "Kieler-Howaldtwerke"
 - les quelques chalutiers Polonais du type B-15 et B-18.
- Les armateurs de nombreux pays se sont penchés sur le problème du chalutier-usine. Le risque d'une telle construction et les investissements élevés, leur ont souvent fait préférer une solution intermédiaire; le chalutier-mixte.

Ce chalutier possède une rampe de chalutage mais ne peut traiter qu'une partie de sa pêche. Son rayon d'action est moindre que celui du chalutier-usine mais plus grand que celui du chalutier ordinaire. Ce type de navire a connu, ces dernières années, un essor considérable.

La Belgique n'est pas restée indifférente à cette évolution de la pêche mondiale. Dès 1959 les chantiers Béliard d'Ostende ont entrepris l'étude d'un chalutier congélateur à pêche par l'arrière. Ce projet ne put malheureusement voir le jour. Deux ans plus tard, une nouvelle étude fut entreprise et il y a quelques mois fut lancé au même chantier le "Narwal", premier "hecktrawler" Belge. Son voyage d'essai est prévu pour l'été 1962.

Nous souhaitons qu'il soit le premier d'une longue série ^{qui} contribuera certainement à moderniser notre flotte de pêche et aidera peut-être à résoudre la crise que traverse depuis plusieurs années cette branche importante de notre industrie nationale.

Qu'il nous soit permis, avant de présenter ce projet à l'appréciation du jury de la faculté des Sciences Appliquées de l'Université de Louvain, d'exprimer toute notre gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin, nous ont apporté une aide efficace dans la réalisation de cette étude.

Nous tenons à remercier vivement Monsieur le Professeur Dauwe pour son enseignement dévoué et pour les précieux conseils qu'il n'a cessé de nous prodiguer tout au long de cette année. Nous remercions aussi Messieurs les Professeurs A. Lederer et E. Gillon, Messieurs E. De Winter et E. Cuyper qui, chacun dans leur domaine, nous ont appris à poser et à résoudre les problèmes de l'ingénieur naval.

- Dans le monde industriel, nous tenons à exprimer toute notre gratitude à Monsieur Alexandre Chardome, directeur des Chantiers Béliard-Murdoch à Ostende, qui, par ses nombreux conseils et sa longue expérience, a fortement développé nos connaissances navales. Merci de nous avoir permis de passer plusieurs semaines à Ostende afin d'étudier sur place et de manière plus approfondie le problème du chalutier-usine.

- Nous n'oublierons pas ses collaborateurs, Messieurs Rahir et Delhasse qui ont pris à coeur de clarifier nos difficultés.

- Merci à la sympathique équipe des techniciens du chantier de nous avoir rendu ce stage fort agréable.

- Nous exprimons notre reconnaissance à Monsieur Dubuisson, chef du département construction navale des A.C.E.C., et à Monsieur Lambert pour les précieux conseils qu'ils nous ont fournis sur la propulsion Diesel-électrique.

- Le treuil et la machine à gouverner ont été choisis avec l'aide des établissements "Brusselle" à Nieuport. Nous les remercions très vivement.

- Enfin un grand merci à celui qui nous a introduits dans ce monde passionnant de la construction navale. Grâce à vous, cher Monsieur Rabaey, nous nous sommes, en quelques mois, liés de très solides amitiés. Partout nous avons été accueillis avec la même sympathie. C'est toujours avec le plus grand plaisir que l'on nous a renseignés et aidés. C'est en remerciement que nous avons baptisé notre chalutier "Belgian Hope". Puisse votre Hecktrawler naître un jour et venir renforcer la belle flotte des "Belgian".

Le chalutier-usine à pêche par l'arrière est un navire d'un type très particulier, compris entre le chalutier et la cargo Shelterdeck. La plupart des formules classiques employées dans un avant-projet ne lui sont guère applicables.

- Nous avons donc dû baser notre projet sur les quelques chalutiers existants et donner satisfaction. Il devenait dès lors indispensable de lire et de consulter une large bibliographie. Nous donnons ci-dessous la liste des principaux ouvrages et des revues qui nous ont inspirés. Par ailleurs, nous indiquerons dans le texte toutes les références utiles.

A) Ouvrages.

- Fishing boats of the World : Part I
published by the fishing news Lond. 1957
Chapitre IV. Factory ships; Pages 513 à 566.
- Fishing boats of the World : Part II.
London 1960.
-Trawling & deck design and equipment; pg 109.
-Long distance fishing; pg 578 à 701.
-Modern factory ship in Japan; pg 725 à 763.
- Fishing gear of the World.

Ces trois ouvrages constituent une source inépuisable de renseignements; ils sont indispensables à tout constructeur de chalutiers.

B) Revue.

- Revue :
-29/30. 25 juillet 1951 p. 1131
Disselélectrische Schraubenantriebe für Spezialfahrzeuge.

CHAPITRE I.

1 §. Références et bibliographie.

Le chalutier-usine à pêche par l'arrière est un navire d'un type très particulier, compromis entre le chalutier et le cargo Shelterdeck. La plupart des formules classiques employées dans un avant-projet ne lui sont guère applicables.

- Nous avons donc dû baser notre projet sur les quelques chalutiers existants et donnant satisfaction. Il devenait dès lors indispensable de lire et de consulter une large bibliographie. Nous donnons ci-dessous la liste des principaux ouvrages et des revues qui nous ont inspirés. Par ailleurs, nous indiquerons dans le texte toutes les références utiles.

A) Ouvrages.

- Fishing boats of the World : Part I
published by the fishing news Lond. 1955
Chapitre IV. Factory ships; Pages 513 à 566.
- Fishing boats of the World : Part II
London 1960.
.Trawling : deck design and equipment; pg 102.
.Long distance fishing; pg 638 à 701.
Modern factory ship in Japan: pg 723 à 762.
- Fishing gear of the World.

Ces trois ouvrages constituent une source inépuisable de renseignements; ils sont indispensables à tout constructeur de chalutiers.

B) Revues.

- Hansa :
-29/30. 25 juillet 1951 p. 1131
Dieselélectrische Schraubenantriebe für Spezialfahrzeuge.

- S.M.S.B. - 38/39. 25 juillet 1957. p. 1959.
Motortrawler "Carl Kampf"
- 8/9 . 22 février 1958. p. 545.
Gasturbinentrawler "Sagitta"
- 46/47.
- 51/52. 12 décembre 1959 p. 2661
Internationale Fischereimesse Kopenhagen
- 43/44. 12 juin 1960 p. 2488.
- 13. 2 juin 1961 p. 1245
Einige entwicklungstendenzen in trawerbau.
- 19 . 2 septembre 1961. p. 1977
Zwei Hecktrawlertypen.
- 23 . 1961. p. 2488
- 14. 2 juillet 1962. p. 1445
Neue Fischereifahrzeuge.

Schiff und Hafen.

1956. p. 1233. Über den betrieb von Fischfabrikschiffen.

Allgemeine Fischwirtschaftszeitung

n° 1 10 janvier 1959. p. 95 à 102.

V.D.I.

Aôut 1955. p. 757. Fischfabrikschiffen.

Motor Ship.

- juin 1960 p. 50

- avril 1961 p.50 .

Two dutch stern trawlers.

- Aout 1961. p. 212.

Britains largest stern trawler "Lord Nelson"

- décembre 1961.

Factory ship for German Owner.

World Fishing.

- février 62. Shooting and hauling on "Lord Nelson"

- avril 62. Factory trawler design from France.

S.M.E.B. (Shipbuilder and marine engine builder)

Novembre 1961. p. 611 - 617.

"The characteristics of the conventional side trawler
and modern stern fishing deep-sea trawlers".

Transactions. I.E.S. Scotland.

P.VII. 1955-1956 p. 511

Mechanization in fishing vessel;
Description of "Fairfree" and "Fairtry"

Tr. I.N.A. (Transaction of the naval architects.)

- volume 102, 1960, p. 1-11.

A note on the design of a stern fishing trawler.

- volume 100, 1959, p. 265.

Fishing vessel development.

Shipbuilding and Shipping record.

- 4 mai 1961. Stern trawler "Muncheu"

- 23 juin 1960.

Die Neubauten (New Ships) juin 1962

- Description complète avec plans du "Venus"

Fishing News international.

Vol. 1. N°4. juillet 1962. pages 51 à 57.

New trends in construction of Polish stern fishing vessels

J. Swiecicki

2 §. Principales caractéristiques des chalutiers existants

Nous reproduisons ci-dessous les caractéristiques principales des "Hecktrawlers" existants actuellement en Europe. Ce tableau est pratiquement complet; il couvre la période s'étendant de 1953 à Août 1962. Dressé grâce à l'amabilité de nombreux chantiers, il constitue une très intéressante source de renseignements. Nous en avons déduit des rapports et des coefficients qui peuvent constituer une base très valable pour notre avant-projet. Afin d'éviter toute confusion, nous l'avons divisé en deux parties.

1. CHALUTIERS - MIXTES

Nom	Constructeur	L _{tot} (m)	L ₁ (m)	B (m)	T (m)	Creux (m)	Tonnage	Puissance propulsive Installation motrice	Hélice type nombre t/m	Vitesse (nœuds)	CAPACITES (m ³)						Références
											Cale de congéla- tion	Cale à poissons	Farine	Huile de foie	Combu- stible	Eau douce	
Burgemeister Smidt	Schiff bau Unterweser A.G	77,50	67,50	11,70	4,68	PP: 5,2 PS: 7,60	1010t	Diesel électrique Double réduction - 3 Deutz BV 8M, 900 CV ; 2 moteurs AEG 1150 CV - 3 Dynamos A.E.G. e continu 600 kW	normale 1	14,50	n°1 184 n°2 116	450	129	32	426	82	Hansa: 1961 n° 19 M.S. déc 1961
Prototype français	Ateliers et Chantiers de Bretagne	78,00	68,00	12,00		PS: 8,20		Système "Father and son." Moteur père: 2130 CV à 425 t/m ; type S.E.M.B Moteur fils: M.A.N. 685 hp à 600 t/m	pas variable 1 180 t/m			1200		70	560	63	M.S. déc 1961
Schelswig	Lubecker Flender Werke	67,68	60,00	10,50	4,80	PP: 5,40 PS: 7,75	BRT: 915 NRT: 330	Système "Father and son." Father: M.A.N. G.g.r 30/45 1310 CV à 400 t/m Son: M.A.N. " " 745 CV à 400 t/m	normale 1 132 t/m		300	290					Hansa: Sept 1961 Pêche maritime n° 994
Heinrich Kern Hans Blocker	Lubecker Flender Werke	75,70	66,20	11,50	4,70	PP: 5,40 PS: 7,70	BRT: 1600 NRT: 690	Diesel électrique Réduct. 7.25/1 - 3 diesels 850 CV à 500 t/m - 3 dynamos de 475 kW ; 2 moteurs e continu 900 Pse 1000 t/m	normales 2 138 t/m		387	317					Hansa: Sept 1961
Lord Nelson	Rickmers Werft	72,80	64,20	11,00	4,35	PP: 4,80 PS: 7,10	BRT: 1225 NRT: 521	Diesel à attaque directe 1800 CV à 225 t/m	normale 1 φ 3m 3 pales	15,00	329,1	336,5		39,80	250	102	Hansa Juin 1961 Motor Ship Clait 1961
Bremerhaven	AG Weser Werk Seebeck	73,52	64,00	11,00	4,80	PP: 5,00 PS: 7,30	BRT: 941 NRT: 343	Diesel et réducteur M.A.K. 1700 Pse à 300 t/m		15,00		604	96	30	336	80	
Hekktind	Bergens Mekaniske Versteken	46,00	39,50	8,80	4,20	PP: 4,80 PS: 6,95	BRT: 690	Diesel à attaque directe Werkspoor: 1200 PS à 312 t/m	hélice et tuyère Kort 1								M.S. nov 1960 M.S. Juin 1961
Sagitta	Rickmers Werft	67,27	57,60	9,60	4,30	PP: 4,90 PS: 7,15	BRT: 720 NRT: 267	Générateurs à pistons liles Puissance max: 2000 CV En service: 1800 CV	hélice à pas variable	15,00	90	450	66	38	253	85	Fishing boats of the World Tome II p 65 M.S. avril 1958
Carl Kampit		64,80	55,20 à la flott.	9,60	4,30	PP: 4,90 PS: 7,15	BRT: 681 NRT: 248 Déplacement 1427 m ³	Diesel et réducteur Puissance max: 1490 hp Puissance normale: 1260 hp	Tuyère Kort 1	14,00		570	72	32	204	70	F.B. of W pg 650
Heinrich Meins		69,20	64,80 à la flott.	10,00	mid: 4,15 AR: 4,58	PP: 4,90 PS: 7,15	BT: 825,74 NT: 347,07 Δ: 1606 m ³ à 5,02 m	Diesel pas réducteur Puissance max: 1500 hp Puissance normal: 1200 hp	Voith- Schneider	13,00	138	450	135	51	283	90	F.B. of World Tome II pg 650
Carl Wiederkehr		67,25	57,60	9,60		PP: 4,90 PS: 7,15		Diesel électrique	normale 1		64	458	89	33	204	82	F.B. of W Tome I page 107

G. Cardinael.

CHALUTIERS MIXTES (suite)

Nom	Constructeur	L _{tot} (m)	L _l (m)	B (m)	T _l (m)	Creux (m)	Tonnage	Installation motrice Puissance	Hélice type nb de tours	vitesse (nœuds)	CAPACITES (m ³)						Références
											Cale de congéla- tion	cale à poissons	Farine	Huile de foie	combus- tible	Eau- douce	
<u>Hesseh</u>	Rickmers Werft Cuxhaven	72,88	64,20	11,00	4,40		PP: 5,3 BRT: 1222 PS: 7,30 NRT: 525	Diesel de 2000 cve.		16	85	565	94				Hansa n°13 1961
<u>Grønland et Vikingbank</u>	Seebeckwerft	73,52	64,00	11,00	4,90		PP: 5,50 BRT: 930 PS: 7,30 NRT: 357	Diesel M.A.N Type 9 6V 52/44 suralimenté Attaque directe 2.160 cve à 225 t/m	pas variable		85	580	95	27	278	80	Hansa n°13 1961
<u>Thunfish</u>	Schiffbau Unterweser Ag		60,70	9,40	4,50		PP: 5,15 BRT: 823	Diesel de 1250 cve		13,5		526,8					Wandelaar et Sun & Eau n°3 1959
<u>Berlin</u>	Rickmers Werft Cuxhaven	71,00	65,40	11,00			BRT: 937 PS: 7,00	Système "Père et Fils"		15	190	500	58	27	260	95	Hansa 50/51 1961 Pêche Maritime n° 934.
<u>Uranus Venus Sirius.</u>	Schiffbau Unterweser Ag	72,50	64,00	10,90	4,58		PP: 5,10 BRT: 953 PS: 7,50	Système "Père et Fils" Père: Deutz S.B.R. 8M 358 1200cve à 300t/m Fils: Deutz 400 cve Réducteur 3/2	Pas variable 200t/m	15	212	455	130	30	347	73	A.F.Z n°15 avril 1962 Neubaten, juin 62
<u>Narwal</u>	Belvéd. Mundel ostende.	70,57	65,50	11,50	4,70		PP: 7,90	Système "Père et Fils" Père: M.A.N 9 3V 30/45 1310cve à 400t/m Fils: M.A.N 1020cve à 400t/m Réducteur Renk.	1	15,50	11.500 cartons de 25 kg.			469	153		Pêche maritime mars 1962
<u>Junella</u>	Hall et Rusell Aberdeen	240 ft.						Diesel - électrique Puissance installée 2.400 cve									World Fishing april 1962.
<u>Richmond I.</u>	Scheepbouwerk "De Dageraad"	47,75						Deutz R.B.V 8M 545 1200cve à 300t/m		13,50							Fishing News International July 1962
<u>Hiram I</u>	Ateliers Aug. Normand de Harve	72,00	66,20	11,30			PP: 5,55 Déplacement en charge 1400 PS: 7,90	Propulsion diesel électrique 3 Diesel Sulzer: 8 DM AM 22/32 750ch à 750t/m 2 génératrices 370kva 2 alternateurs: 240kVA Réducteur 5/1	1 hélice à 200t/m	13,50		850		440 (300t)	100	Fish. News Intern. July 62. Journal de la Marine Marchande 14.11.60.	
<u>Projet Norvégien</u>	A/S stord Verft	57,22	49,00	9,80	4,00		PS: 6,35	Puissance propulsive de 1250 cve.				465	54	33	213	33	Hansa juillet 62.
<u>Muncheh</u>	Seebeck werft Bremerhaven.	73,52	64,00	11,00			PP: 5,00 BRT: 941 PS: 7,30 NRT: 342	Moteur principal M.A.N MA.582 AC 1600hp à 200t/m réducteur 3/2	hélice à pas variable 200t/m		604		26	30	254	80	Maritime Fishing and Maritime News n°33 page 27
<u>B-23</u>	Pologne.	69,35	60,00	11,00	4,80		PP: 5,25 PS: 7,55 DW: 600t.	Puissance installée Moteur principal: 1620 cve. Munkers KLSS Me6 400t/m		14.							Fishing News Int July 1962

G Cardinael.

CHALUTIERS-USINE

NOM	Constructeur	L _{tot} (m)	L _{pp} (m)	B (m)	T ₁ (m)	Creux (m)	Tonnage (tonnes)	Installation propulsive Puissance	Hélice type Nb tours/m	Vitesse (nœuds)	CAPACITES (m ³)					Références
											Cale de congélat	Farine	Huile de foie	garni	eau	
<u>Fairtry I</u>	chantiers Lewis Aberdeek	85,46	74,71	13,47	6,94	PP: 7,30 PS: 9,75	2605 t. de Déplacement en charge	Diesel Lewin-Dorford 1900 CV à 135 t/m 4 génératrices de 245 kW sous 220V	1 hélice 135 t/m							Wandelaar sur l'Eau 1954 Motor Ship Jun 54
<u>Fairtry II</u>	Simmons et Co Renfrew	83,78	71,56	14,63	7,16	PP: 7,70 PS: 10,30	Déplacement 2000 t.	Diesel - électrique Moteurs électriques de 2000 CV 3 génératrices 535 kW à 220V	1 hélice 130 t/m	12	600 tonnes de filets					France Pêche N°32 Sept 52 - Motor Ship Mai 53 - Fishing News April 53
<u>Fairtry III</u>	Simmons et Co Renfrew	83,78	71,56	14,68	7,16	PP: 7,62		Diesel - électrique G.E.C. - Ruston 3x535 kW sous 220V 2000 shp à 130 t/m								Motor Ship février 1960
<u>Puschkin</u>	fielen - Horeldsworke	85,50	75,00	13,40	5,20	PP: 7,35 PS: 9,75	Δ lége: 2235 Δ charge: 2650 t	Moteur principal de 1900 C.V.E.	1 hélice 145 t/m	12.						
<u>B-15</u>	Pologne.	85,20	75,00	13,80	5,70	PP: 7,10 PS: 9,75	Deadweight 1250 t	Puissance du moteur principal 12400 CV	1 hélice pas variable 225 t/m	12,50	1340	240	463	254		- Fish. Boats of W II page 74 - Hanna: Dec 52 - Fishing News: July 56
<u>B-18</u>	Pologne	80,80	70,50	13,10	5,10	PS: 9,10	D.W.: 1030		1 hélice à pas variable	11,50						Fishing Boat World tome II page 743
<u>B-18_b</u>	Pologne	85,20	80,00	14,40	5,30	PP: 7,10 PS: 9,75	Dépl: 3640 D.W.: 1250	Diesel à attaque directe Sulzer 6.TAD.48 ; 2250 CV à 225 t/m générateurs électriques de 250 et 320 kW	1 hélice à pas variable 225 t/m	13,80	1388	311	60	281		A.T.M.A. Semion 62
<u>Mainkorski</u>	U.R.S.S.	84,70	75,00	14,00	5,54	PS: 10,0	D.W.: 1301 Dépl départ 3658 Dépl max 3638	Diesel de 2000 CV à 230 t/m 4 génératrices de 224 kW	1 hélice à pas variable 130 t/m.	13,00	1330	170	37			Marines, ports et chantiers Novembre 1959.
<u>Bertolt Brecht.</u>	Thesen Werft Winmar	86,50		13,50	5,01			Diesel de 1900 CV								
<u>Colonel Pleven II</u>	Ateliers et chantiers de Nantes	78,00	68,00	12,00	5,20	PP: 8,20		2.130 CV de Propulsion		14,50	1200	67	530	76		Hanna 1962 N°4 p. 1445.
<u>Belgian Hope (avant-projet)</u>		84,37	75,00	13,90	5,05	PP: 7,01 PS: 9,61	2936 t de dépl D.W.: 1056	Diesel - électrique 3 diesel Mercedes-Benz 835 Bb, 1080 CV à 1200 t/m 3 génératrices de propulsion ACEC. 515 kW	1 hélice 165 t/m	14,00	1.070	203.	40	725	180	
<u>Leon Peagle. Vitauntus Mont Vita</u>	Nikolea & Ukraine	78,025		14,022		PS: 9,175	BRT: 3.170	Prague 8LP 43/61 B1-type 2000 CV à 250 t/m	1 hélice 4 pales pas variable							Motor Ship Septembre 1961

G. Cardinael.

CHAPITRE II.

DETERMINATION DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

1 §. Modification des données.

Nous avons du apporter quelques changements importants au programme qui nous était imposé. Ces modifications se sont avérées indispensables et nous ont permis d'obtenir un ensemble de caractéristiques mieux adaptées à l'étude d'un grand chalutier-usine à deux ponts. Elles ont porté sur les points suivants.

A. Port en lourd net de 500 tonnes.

Nous avons fait l'étude d'un chalutier pouvant charger 500 tonnes de filets de poisson. Ceci suppose que le port en lourd net ne comprenne pas la farine et l'huile de foie. Pour justifier cette modification, nous nous sommes basés sur les capacités des grands chalutiers existants

- Le "Fairtry II " peut débarquer:
 - 705 tonnes de filets emballés et glacés.
 - 283 tonnes de farine.
 - 55 tonnes d'huile de foie.
 Soit 1033 tonnes de produits.
- Le "Puschkin" rapporte en moyenne par voyage
 - de 80 jours, 1088 tonnes de produits
 - commerçables (filets + farine + huile)
- Le Professeur Jaeger donne la production moyenne
 - d'un bateau usine de 2.400 t. de déplacement
 - après un voyage de 60 jours. (1).
 - 500 tonnes de filets
 - 300 tonnes de farine
 - 35 tonnes d'huile de foie.

(1) Notes on factory Ships By H.E.Jaeger: F.B. of the W. Tome 1

D'après ces renseignements, nous voyons une incompatibilité entre la dénomination "grand chalutier-usine" et une capacité totale (filets + farine + huile) de 500 tonnes. C'est la raison pour laquelle nous avons fait l'étude d'un chalutier pouvant charger 500 t. de filets.

B. Rayon d'action.

Un rayon d'action de 2 x 3000 miles marins est insuffisant. Les chalutiers-usines actuels ont des rayons d'action supérieurs à 10.000 miles, ce qui leur permet de rester près de trois mois en mer. Une aussi grande autonomie peut facilement s'expliquer.

Des études récentes (1) ont démontré que la rentabilité du chalutier-usine est fonction du rapport $\frac{\text{séjour lieux de pêche}}{\text{séjour total en mer}}$.

Ce rapport ne peut être inférieur à 0,75. En d'autres termes le chalutier ne peut consacrer que 25 % de son séjour total en mer au trajet port - lieux de pêche et retour.

L'appauvrissement continu des lieux de pêche traditionnels obligent les grands navires à se rendre dans des régions de plus en plus éloignées. Nous pouvons compter raisonnablement (2) vingt jours de voyage aller-retour. Avec une vitesse moyenne de 13 noeuds, le chalutier parcourra durant cette période :

$$20 \times 13 \times 24 = 6.240 \text{ miles.}$$

A cela s'ajoute 60 jours de pêche durant lesquels le navire file en moyenne 3 noeuds (chiffre assez faible tenant compte des arrêts éventuels dûs au mauvais temps). Durant cette période le navire parcourt :

$$60 \times 3 \times 24 = 4.320 \text{ miles.}$$

Le rayon d'action moyen des chalutiers actuels est donc

$$6.240 + 4.320 = 10.560 \text{ miles.}$$

Avec un rayon d'action de 2 x 3.000 miles notre chalutier ne serait pas rentable. En nous référant aux deux relations précédentes, nous avons fait l'étude d'un navire capable d'atteindre des lieux de pêche distants de 3.000 miles de son port d'attache.

(1) Fishing Boats of the World. Tome I p. 543.

(2) Time table of trips for a factory trawler.
Fishing Boats of the World. Tome II p. 712.

C. Résistance du filet.

D'après les données, la résistance du filet à 3,5 noeuds est de 7,5 tonnes. Ce chiffre est beaucoup trop faible et ne peut être pris en considération. D'après les renseignements que nous avons obtenus aux ateliers "Brusselle" à Nieupoort, l'effort de traction sur les funes pour un chalutier pêche arrière possédant nos caractéristiques, peut être estimé à 12 t. Par sécurité nous équiperons le chalutier d'un treuil de 14 t. (voir plus loin).

D. Installations frigorifiques.

La réfrigération par circulation d'azote liquide n'étant pas encore industriellement au point, nous avons employé un fluide frigorigène classique : le Fréon 12.

2 §. Calcul approximatif du "Deadweight"

A. Poids des filets, de la farine et de l'huile.

Pour évaluer ces poids nous nous sommes basés sur les chiffres publiés par l'ingénieur Birkhoff.

D'un poisson on peut extraire :

- 28 % de filet, soit $0,28 \times 1,07$ kg. de filets glacés et emballés.
- 57 % de farine, soit $57 \times 0,2$ kg. de farine.
- 2 % d'huile de foie, soit 0,2 kg.

A 500 tonnes de filets correspondent donc :

$$- 500 \times 1,07 = 535 \text{ t. de filets glacés et emballés.}$$

$$- \frac{11,40}{28} \times 500 = 205 \text{ t. de farine}$$

$$- \frac{2}{28} \times 500 = 35 \text{ t. d'huile de foie.}$$

Le poids total des produits de la pêche est de 775 t.

La capacité de notre chalutier vaut approximativement les $\frac{3}{4}$ de celle des "Fairtry".

B. Poids du Gasoil.

Les puissances des moteurs électriques de propulsion sera d'environ 1800 C.V.E. En tenant compte des auxiliaires et du rendement de la transmission Diesel-Electrique, nous pouvons estimer la puissance effective total à 3.000 C.V.E. Pour diminuer le poids par cheval, nous prendrons des moteurs rapides et suralimentés. Ces moteurs consomment 155 à 160 gr/cvh. Comme la puissance totale n'est pas employée de manière continue durant toute la durée du séjour en mer (fonctionnement intermittent du treuil; chômage de l'usine durant la route libre; moins de puissance nécessaire durant le chalutage) nous prendrons une consommation de 140 gr/cvh.

Supposons que le chalutier parcourt 3.000 miles avant d'atteindre les lieux de pêche. Si sa vitesse moyenne en route libre est de 13 noeuds (ce qui équivaut à 14 noeuds aux essais); il lui faudra pour effectuer le voyage aller-retour:

$$\frac{6.000}{13 \times 24} = 20 \text{ jours.}$$

Pour revenir avec un bon chargement de poisson, le chalutier devra séjourner sur les lieux de pêche pendant une trentaine de jour. La durée totale du séjour en mer sera d'environ 50 jours.

La consommation de gasoil durant cette période sera :

$$3.000 \times 50 \times 24 \times 0,140 \cdot 10^{-3} = 500 \text{ T.}$$

Puisqu'il faut une réserve de 20 %, les soutes devront contenir au départ du port 600 t. de Gasoil.

C. Poids de l'eau douce.

D'après les armateurs; il faut prévoir 16 t. d'eau par 24 hommes et par 12 jours. En estimant notre équipage à 60 hommes il nous faudra, pour 50 jours de voyage, environ 175 t. d'eau douce. Une installation de distillation d'eau de mer sera prévue à bord.

D. Huile de graissage.

Environ $1/20^{\circ}$ du poids du gasoil soit 30 T.

(1) Pêche maritime, Novembre 1959.

(2) Association Techniciens Maritimes et Armateurs, 22 Mars 1962.

Notes sur les Chalutiers Polonais.

E. Equipage et Bagages.

Nous prendrons 100 kg. par personne. Soit 6 T. pour tout notre équipage.

F. Divers.

Vivres : 50 T.

Emballages : entre 15 et 20 T.

Récapitulation du "Deadweight".

Nature.	Départ du port	Départ lieux de pêche	Arrivée au port
gasoil	600	200	100
huile de graissage	30	10	5
eau-douce	175	50	10
équipage	6	6	6
Provision	50	15	5
Pêche		775	775
Emballages	15		
Total	876 t.	<u>1.056 t.</u>	901 t.

3 §. Calcul du déplacement.

On peut évaluer le déplacement en se fixant une valeur du rapport: D_w/D . Malheureusement nous n'avons pu recueillir dans la documentation que quelques valeurs se rapportant aux chalutiers existants.

" Maiakovski " : 0,37.(1)

" B - 18 " : 0,33. B-18_b : 0,344 .

" B - 23 " : 0,35.(2)

" B - 20 " : 0,372.

(1) Pêche maritime. Novembre 1959.

(2) Association Technique Maritime et Aéro nautique Sezon 1962.

Notes sur les chalutiers Polonais.

Sur la base de ces renseignements, nous avons choisi un rapport de 0,35

D'où : Déplacement = $0,35 \times 1056 = 2936$ t.
ou 2.860 m^3 d'eau de mer.

Le poids du bateau lège sera : $2.936 - 1.056 = 1.880$ t.

Cette valeur est inférieure de 20 t. au poids lège du chalutier-usine "Puschkin" dont les dimensions seront voisines des nôtres (1).

4 §. Détermination des dimensions principales.

I. Nous allons déterminer mathématiquement les dimensions de notre chalutier à l'aide de trois équations. Deux équations de volume et une de stabilité.

A. Première équation de volume.

Notre bateau doit déplacer en charge : 2.860 m^3 .

D'où :

$$L_{\text{flot}} \times B \times T \times \delta_{\text{flot.}} = 2.860 \text{ m}^3.$$

B. Deuxième équation de volume.

Nous allons évaluer le volume total nécessaire sous le pont de travail ou pont principal.

a) Salle des machines.

Notre chalutier est à propulsion Diesel-électrique; il possédera donc deux salles de machine; l'une à l'arrière réservée aux moteurs électriques de propulsion; l'autre au milieu comprenant les diesels et les génératrices principales.

Pour déterminer le volume de ces deux salles, nous opérons par comparaison avec d'autres projets ou réalisations.

- Projet d'un chalutier-usine pour la Grèce.

Puissance installée : 3.456. C. V.

4 diesels de 864. c.v. à 750 t/m.

Volume de la salle : 1.078 m^3

Ce volume peut être considéré comme trop faible, la température

(1) Chiffre communiqué par "Kieler Howaldtswerke"

régnante dans la salle des machines étant élevée.

- Chalutier-usine "Fairtry II"

Salle des Diesels (moteurs semi-rapides) 1.600 m^3 pour
3.300 cv.

Salle des moteurs électriques : 250 m^3 .

Sur la base de ces deux résultats, nous avons pris pour les deux salles des machines un volume de 1.500 m^3 (diesels rapides). Ce volume ne sera réparti qu'après le choix définitif des moteurs de propulsion et des auxiliaires.

b) Soutes à combustible.

1. Gasoil.

Le poids spécifique du gasoil s'élève à : $0,834 \text{ t/m}^3$.

L'encombrement des varangues est estimé à 2 %.

Le volume à prévoir pour le gasoil est : $\frac{600}{0,98 \times 0,834} = 735 \text{ m}^3$.

2. Huile de graissage.

Poids spécifique : $0,85 \text{ t/m}^3$.

Encombrement des varangues : 2 %.

Pour les 30 t. il faudra prévoir un volume de : $\frac{30}{0,98 \times 0,85} = 36 \text{ m}^3$.

c) Eau douce.

Avec 2 % d'encombrement pour les varangues, le volume nécessaire sera de 180 m^3 . Nous évaluerons plus tard le volume à réserver au water-ballast.

d) Huile de foie.

Poids spécifique : $0,92 \text{ t/m}^3$.

Volume nécessaire : $\frac{25}{0,92 \times 0,98} = 40 \text{ m}^3$.

e) Farine de poisson (réservoir et usine)

Nous devons évaluer le volume pris par l'usine (située sous le pont principal) et par le réservoir de stockage.

- Pour le "Fairtry II" un réservoir de stockage de 285 m^3 peut contenir 283 t. de farine; l'usine occupe 460 m^3 . Contrairement au réservoir de stockage, le volume pris par l'usine à farine ne diminue pas proportionnellement à la quantité traitée. L'encombrement de notre usine sera

toutefois un peu moins grand que celle du "Fairtry II"

Nous avons pris :

Volume du réservoir de stockage : 205 m^3 pour 205 t.

Volume de l'usine : 400 m^3 .

Soit un total de : 605 m^3 .

f) Cales à poisson.

Pour établir le volume des cales devant contenir les filets glacés et emballés, nous nous sommes basés sur les références suivantes.

- Le chalutier "Narwal" possède 850 m^3 de cales pouvant contenir 450 t. de poisson.
- D'après la F.A.O. il faut prévoir une cale de 1.000 m^3 pour 525 t. de filets.
- Suivant l'ingénieur Birkhoff, on peut placer 536 kg. de filets glacés et emballés par m^3 de cale (isolation comprise).

Tous ces chiffres sont très voisins et sur cette base nous avons pris 1.070 m^3 de cale pour 535 t. de filets glacés et emballés.

g) Autres volumes sous le pont principal.

Ces volumes comprennent le pic-avant, le magasin à provisions, le puits aux chaînes, l'appareil à gouverner... Nous l'avons évalué à 5 % du volume total sous le pont principal.

Résumé

Salles des machines	:	1.500 m^3 .
Soutes à combustibles	:	771 m^3 .
Eau-douce	:	180 m^3 .
Huile de foie	:	40 m^3 .
Farine de poisson	:	605 m^3 .
Cales à poisson	:	1.070 m^3 .
Total		4.166 m^3 .
+ 5 % pour les autres volumes	:	208 m^3 .
+ water-ballast	:	126 m^3 .
Volume nécessaire sous le pont.	:	4.500 m^3 .

Nous pouvons écrire maintenant la deuxième équation de déplacement :

$$L_{\text{pont}} \times B \times (T + f) \times \delta_{\text{pont}} = 4.500 \text{ m}^3.$$

ou f représente le franc-bord.

C. Equation de stabilité.

Rappelons quelques formules de base de la stabilité .

Rayon métacentrique : $r = (a + 0,0745 \alpha_{\text{flot}}^2) \cdot B^2 / T \cdot \delta_{\text{flot}}$

pour les chalutiers "a" varie entre : 0,0055 et 0,0070.

Hauteur du centre de carène au-dessus de la quille :

$$OC = T \left(1 - x \frac{\delta_{\text{flot.}}}{\delta_{\text{flot.}} + \alpha_{\text{flot.}}} \right)$$

pour les chalutiers x est compris entre 0,985 et 1.

En général la hauteur du centre de carène est 60 % de T.

Hauteur du centre de gravité au-dessus de la quille :

$$OG = (T + f + h_{\text{entrepont}}) \cdot 0,65$$

Cette formule n'est pas rigoureuse; elle donne cependant la hauteur avec une bonne approximation.

Afin de permettre un travail dans des conditions favorables, nous prendrons un entrepont de 2,60 m.

Hauteur métacentrique :

$$MG = r + OC - OG = (r-a)$$

Nous établirons l'équation de stabilité en nous imposant une valeur de MG pour le tirant d'eau maximum. Avant de choisir cette valeur, nous nous sommes documentés et nous avons pris l'avis de constructeurs et d'armateurs. Par ailleurs les principales publications que nous avons consultées sont renseignées ci-dessous (1).

Nous avons tiré de ces études les conclusions suivantes :

- Les constructeurs Japonais de chalutiers-usines préfèrent un MG compris entre 0,8 et 1 m.
- Les chalutiers allemands ont en général un MG compris entre 0,75 et 0,8 m.

Ces valeurs assez voisines et relativement faibles s'expliquent par le souci du constructeur de livrer un bateau roulant doucement sur la mer. La présence à bord de l'usine et la nécessité d'un travail dans

(1) Factory ships in Japan. Fishing boats of the World: 2 p. 728.
Design studies for stern trawlers : """" p. 638.

de bonnes conditions obligent le navire à posséder une période de roulis assez longue et donc un $(r-a)$ relativement faible. Ceci ne présente aucun danger au point de vue stabilité puisque le chalutier-usine possède un très grand Franc-bord. Dans notre cas particulier le franc-bord est en effet fixé par la nécessité d'obtenir un volume déterminé sous le pont principal. Nous ne pouvons pas tenir compte ici du fait que le navire étant du type "Shelterdeck" peut d'après les règlements se contenter d'un faible Fb.

Sur la base de toutes ces considérations, nous avons décidé d'imposer à notre chalutier un MG de 0,78 m au tirant d'eau maximum (départ lieu de pêche).

L'équation de stabilité peut dès lors s'écrire :

$$(a + 0,0745) B^2/T\delta_{\text{flot}} + T(1 - x \frac{\delta_{\text{flot}}}{\alpha_{\text{flot}}}) = (T + f + 2,60) 0,65 = 0,78.$$

II. Résolution du système d'équations.

- Schéma général et méthode suivie.

Nous ne disposons que de trois équations pour dix inconnues :

B ; T ; L_{flot} ; L_{pont} ; δ_{flot} ; δ_{pont} ; α_{flot} ; f ; a ; x .

Pour résoudre le système, nous devons trouver des relations supplémentaires. Nous avons donné des valeurs constantes aux nombres et rapports suivants :

$$\frac{\delta_{\text{pont}}}{\delta_{\text{flot}}} \quad (4)$$

$$\frac{L_{\text{pont}}}{L_{\text{flot}}} \quad (5)$$

$$\frac{\alpha_{\text{flot}}}{\delta_{\text{flot}}} \quad (6)$$

$$a \quad (7)$$

$$x \quad (8)$$

$$2,4 < \frac{B}{T} < 2,90. \quad (9)$$

Grâce aux neuf équations dont nous disposons maintenant nous pouvons pour chaque valeur de T et du rapport B/T trouver mathématiquement les autres inconnues. Nous pouvons résoudre le système et porter les résultats en abaque. Ces graphiques nous donnent immédiatement les dimensions caractéristiques et les principaux coefficients de tous les chalutiers qui satisfont aux neuf équations. De tous les navires possibles nous en choisissons un de dimensions normales par rapport aux chalutiers existants déjà. Nous dessinons son plan des formes et sur la base de ce plan nous recalculons les rapports (4) à (8). Si nous constatons un écart important entre les deux séries de valeurs, nous dessinons un second abaque en prenant comme valeurs des rapports (4) à (8) celles issues du premier plan des formes. Nous choisissons un nouveau bateau, dessinons son plan des formes et vérifions nos hypothèses. Nous obtenons un nouvel écart entre les valeurs d'entrée et de sortie (plus faible) et nous recommençons une troisième fois si nécessaire.

Nous avons pu nous contenter de deux abaques, la stabilisation apparaissant assez rapidement.

- Remarques sur les abaques.

Dans ces diagrammes nous avons porté :

en abscisse : L_{flot} .

en ordonnée : B (largeur hors membrures).

Nous y avons représenté des courbes :

$$T = c^{\text{te}}.$$

$$\alpha_{\text{flot}} = c^{\text{te}}. \text{ (donc } \delta_{\text{flot}} = c^{\text{te}} \text{ en vertu de (6)).}$$

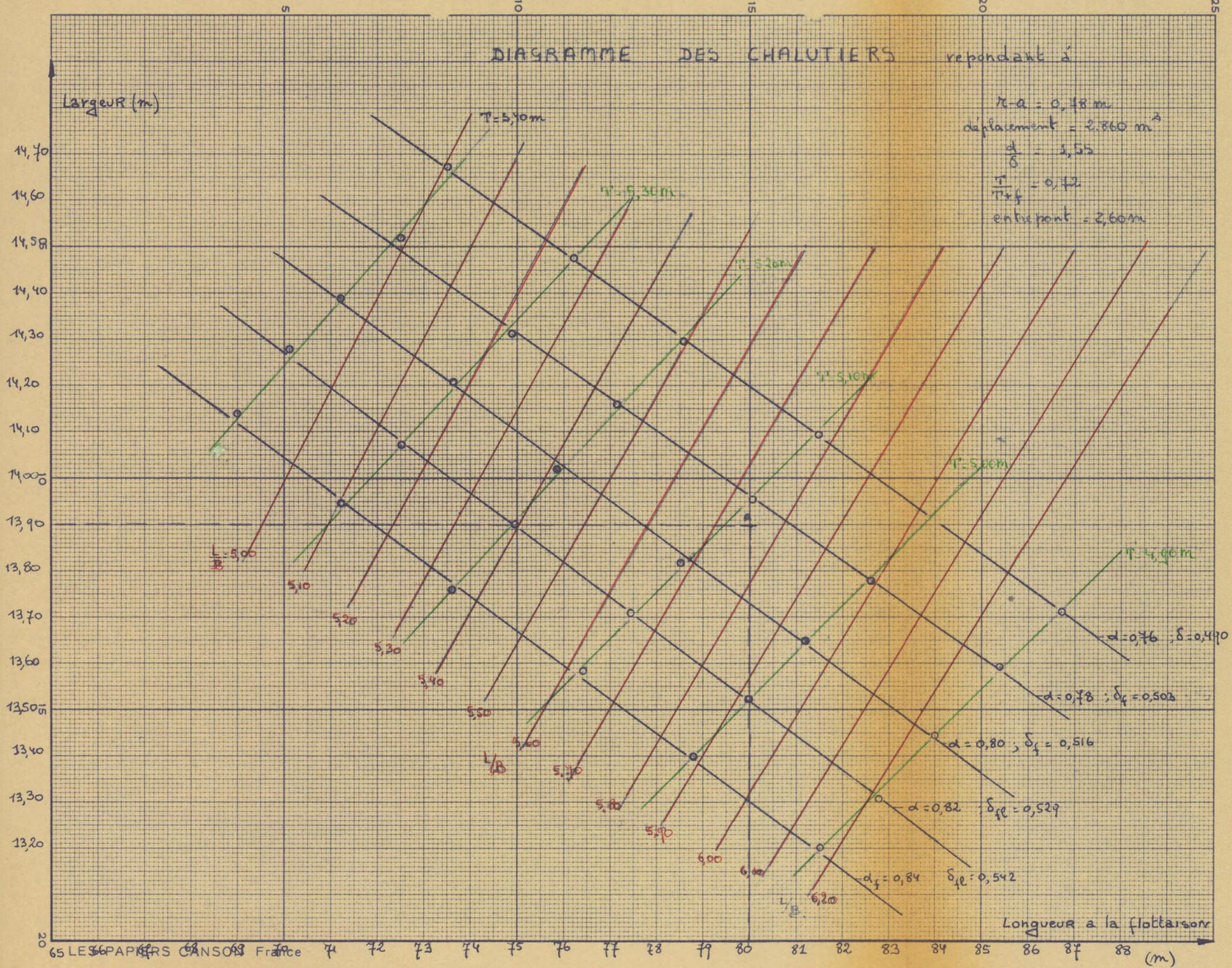
$$L/B = c^{\text{te}}.$$

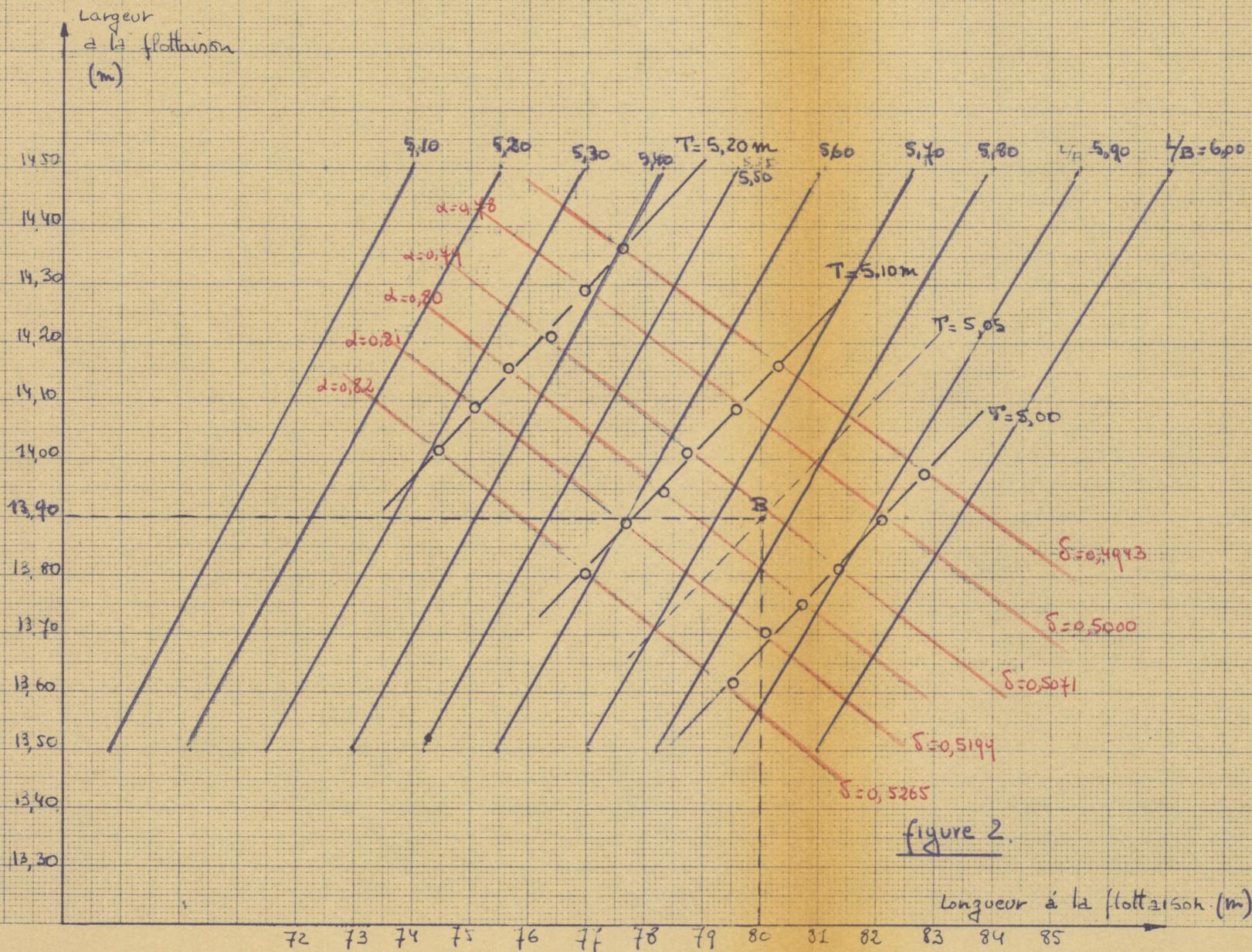
Nous ne reproduirons par ici tous les calculs à effectuer pour résoudre le système d'équations. Les abaques sont par ailleurs beaucoup plus parlantes.

- Première série d'hypothèses.

En nous basant sur les chalutiers existants et sur les plans des formes que nous avons pu obtenir, nous avons donné une première série de valeurs aux relations (4) à (9)

DIAGRAMME DES CHALUTIERS repondant à





G. CARDINAEL.

A savoir :

$$(4) \quad \frac{\delta_{\text{pont}}}{\delta_{\text{flott}}} = 1,100.$$

$$(5) \quad \frac{L_{\text{pont}}}{L_{\text{flot}}} = 1,030,$$

$$(6) \quad \frac{\alpha_{\text{flot}}}{\delta_{\text{flot}}} = 1,55.$$

$$(7) \quad a = 0,006993.$$

$$(8) \quad x = 0,984?$$

Le premier diagramme obtenu grâce à ces valeurs est représenté, à la fig. 1. Nous avons fait le plan des formes du chalutier A de ce diagramme. Ces principales caractéristiques sont :

$$L_{\text{flot}} = 80,00 \text{ m.} \quad \alpha_{\text{flott}} = 0,785$$

$$B = 13,90 \text{ m.} \quad \delta_{\text{flott}} = 0,506$$

$$T = 5,08 \text{ m.} \quad \varphi_{\text{flott}} = 0,620$$

$$f = 1,97 \text{ m.} \quad \beta_{\text{flott}} = 0,815$$

$$L_{\text{pp}} = 75,00 \text{ m.}$$

A partir de ce plan nous avons obtenu de nouvelles valeurs :

$$(4') \quad \frac{\delta_{\text{pont}}}{\delta_{\text{flott}}} = 1,118. \quad \frac{\alpha_{\text{flott}}}{\delta_{\text{flott}}} = 1,5577 \quad (6')$$

$$(5') \quad \frac{L_{\text{pont}}}{L_{\text{flott}}} = 1,023. \quad a = 0,005599 \quad (7')$$

$$x = 0,992 \quad (8')$$

- Deuxième série d'hypothèses.

A partir des valeurs (4') à (8') et des trois équations principales, nous avons dessiné un second abaque représenté à la figure 2. Parmi tous les chalutiers possibles, nous avons choisi celui représenté par le point B; Ses dimensions sont :

$$\begin{array}{ll}
 L_{\text{flot}} = 80,00 \text{ m.} & \alpha_{\text{flott}} = 0,792. \\
 B = 5,05 \text{ m.} & \delta_{\text{flott}} = 0,510. \\
 B = 13,90 \text{ m.} & \varphi_{\text{flott}} = 0,620. \\
 f = 1,96 \text{ m.} & \beta_{\text{flott}} = 0,822.
 \end{array}$$

Le plan des formes de ce chalutier nous a fourni les valeurs (voir chapitre - plan des formes, courbes hydrostatiques).

$$\begin{array}{ll}
 (4'') \frac{\delta_{\text{pont}}}{\delta_{\text{flott}}} = 1,116. & \\
 (5'') \frac{L_{\text{pont}}}{L_{\text{flott}}} = 1,022. & \\
 (6'') \frac{\alpha_{\text{flott}}}{\delta_{\text{flott}}} = 1,5560. & \\
 (7'') \quad a = 0,005625. & \\
 (8'') \quad x = 0,994. &
 \end{array}$$

Les valeurs "étant proches des valeurs"; nous avons arrêté nos approximations successives.

Toutes les dimensions et les valeurs des divers coefficients sont donnés à la page 30.

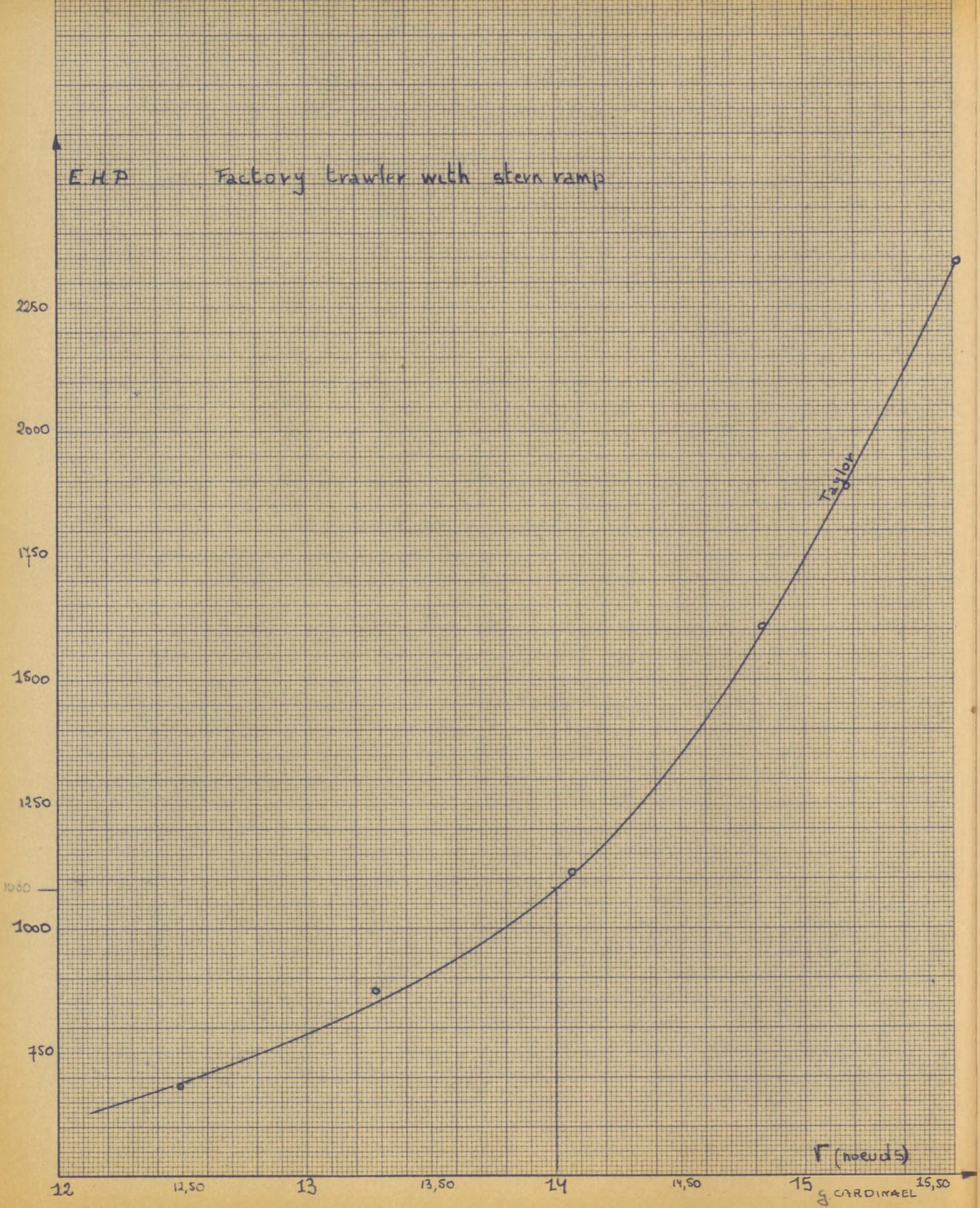


figure 3.

Experimental MODEL BASIN
Calculations for Effective horse Power from
Contours of Residuary and Frictionnal Resistance
per ton of displacement.

E.H.P. = 0,00207 D . $\frac{V}{\sqrt{L}}$ \sqrt{L} . $\frac{R_r}{D}$ (a) = 0,00207 D \sqrt{L} = 135,90
 LENGTH (LWL) L = 243,84 Wetted Surface Coefficient (c) = 15,26 \sqrt{L} = 15,615
 Beam B = 42,36 $(\frac{L}{100})^3$ = 14,50
 Draft H = 15,39 W.S. Correct. factor (c)/15,4 = 0,991 $(\frac{D}{100})^3$ = 195,52
 Displ. tons SW D = 2835 Length correct. λ = 1,10 ϕ = 0,6246
 $\frac{B}{H}$ = 0,8150 Final $\frac{R_r}{D}$ correct. (b) = $\frac{(c)}{15,4} \times \lambda$ = 1,09 B/H = 2,752
 $\frac{R}{D}$ (#²) = 617

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{V}{\sqrt{L}}$	$\frac{R_r}{D}$	$\frac{R_r}{D}$	$\frac{R_r}{D}$ Correct.	Δ	$\frac{R_r}{D}$	$\frac{R_r}{D}$	$\frac{R_r}{D}$	$\frac{R_r}{D}$	E.H.P	EHP	V
	$\frac{B}{H} = 3,75$	$\frac{B}{H} = 2,25$	$\frac{B}{H} = 2,25$ $\frac{1,50}{1,50} \Delta$	2-3	500' ship and W.S 15,4	6 x (b)	3+4	7+8	1 x (a)	9 x 10	(1 x \sqrt{L})
0,80	2,45	1,88	0,190	0,57	3,90	4,25	2,07	6,32	108,72	687,11	12,49
0,85	3,20	2,59	0,203	0,61	4,38	4,77	2,49	7,56	115,51	873,25	13,27
0,90	4,50	3,90	0,200	0,60	4,80	5,23	4,10	9,33	122,31	1141,50	14,25
0,95	6,75	6,45	0,100	0,30	5,40	5,88	6,55	12,43	129,10	1604,71	14,82
1,00	10,50	11,00	-0,267	-0,50	5,88	6,40	10,883	14,233	135,90	2348,7	15,61
1,05											

TABLEAU I.

Principale correction.
 La "Méthode" possible aux bases anglaises (voir particulièrement...)
 donne une augmentation de résistance par rapport aux chiffres de Taylor.
 Aujourd'hui il règne encore une controverse quant à la valeur de cette aug-
 mentation : les Allemands prétendent qu'elle voisine les 5 %, les Anglais
 l'estiment à 20 %.
 Sans avoir pu obtenir les résultats d'essai, effectués au bassin de

CHAPITRE III.

CALCUL DE LA PUISSANCE.

1 §. Puissance nécessaire pour filer 14 noeuds aux essais.

La méthode généralement employée en vue de déterminer la résistance à l'avancement d'un navire est celle qui subdivise cette résistance en deux parties :

1. la résistance due au frottement.
2. la résistance résiduaire.

Nous suivons cette méthode. Nous calculons la résistance résiduaire par les tableaux de Taylor et nous apprécions la résistance de frottement en nous servant des diagrammes de Froude.

Les résultats sont consignés dans le tableau I. C'est à partir de ce tableau que nous avons tracé le diagramme 3, qui donne la puissance effective (E.H.P.) nécessaire pour vaincre les deux types de résistance en fonction de la vitesse (en noeuds). Pour 14 noeuds, la puissance nécessaire est de 1.080 hp. C'est à partir de cette valeur, en y apportant les corrections suivantes, que nous déterminerons la puissance effective de notre installation propulsive.

Nous évitons ainsi l'emploi, toujours aléatoire, des formules empiriques. (formules de l'amirauté, formule d'Alfonassief.)

Première correction.

Le "Hecktrawler" possède des formes arrières très particulières, qui donnent une augmentation de résistance par rapport aux chiffres de Taylor. Aujourd'hui il règne encore une controverse quant à la valeur de cette augmentation : les Allemands prétendent qu'elle avoisine les 5 %; les Anglais l'estiment à 20 %.

Nous avons pu obtenir les résultats d'essais, effectués au bassin de

carène de Hambourg, avec plusieurs modèles de chalutier à pêche par l'arrière. Pour tous ces chalutiers, nous avons calculé la résistance à l'avancement en employant les tableaux de Taylor pour R_r et ceux de Froude pour R_f . Nous avons tracé les courbes E.H.P. = $f(V)$ et comparé nos résultats avec les courbes du bassin de carène.

Il nous est apparu qu'au voisinage de la vitesse aux essais l'augmentation à appliquer à la résistance calculée est voisine des 7 %. Nous prendrons cette valeur.

$$D'ou (E.H.P.)' = 1,07 \times 1080 = 1155 \text{ hp.}$$

Deuxième correction.

Nous devons corriger la valeur précédente pour tenir compte des appendices (quille de roulis), de la résistance à l'air et de la rugosité plus grande du navire par rapport aux modèles. Suivant en cela les conseils du bassin de Hambourg, nous prendrons une augmentation totale de résistance de 10 %. Cette augmentation se répartit comme suit:

Quille de roulis : 3 %.

Résistance à l'air à Beaufort 2 : 2 %.

Rugosité (navire soudé à 100 %) : 5 %.

N-B. La faible augmentation de la résistance due à la rugosité s'explique par le fait que la résistance au frottement est calculée par la formule de Froude et non par celle de Schoenherr (1).

$$D'ou (E.H.P.)'' = 1,10 \times 1.155 = 1.270 \text{ hp.}$$

Rendements.

a) rendement de l'hélice : (η_p)

Nous pouvons estimer le rendement de l'hélice à 0,66. Ce chiffre est normal lorsque la puissance propulsive est voisine de 2.000 C.V.

b) rendement mécanique (η_m)

Puisque nous avons une installation Diesel-électrique, la longueur de l'arbre porte-hélice est réduite au minimum et le nombre de paliers est très restreint. Comme avec l'emploi de moteurs électriques rapides,

(1) Voir: Hydrodynamische grondslagen voor het Scheepsontwerp. Schip en Werf n° 7 - 1958; p. 212.

il faut prévoir un réducteur, on peut estimer le rendement mécanique à $0,97 = \eta_m$.

c) "Hull efficiency". (ξ_s)

Si l'on calcule le sillage en se basant sur la formule de Taylor on trouve :

$$\Psi = -0,05 + 0,5 \delta = 0,205.$$

En Comparaison avec le Ψ des chalutiers existants, cette valeur est trop élevée. Ceci s'explique par le fait que la formule de Taylor résulte d'expériences effectuées avec des cargos et non avec des chalutiers.

D'après les renseignements que nous avons pu obtenir, le sillage normal d'un "Hecktrawler" vaut : $\Psi = 0,15$.

Nous déterminons la suction par la formule :

$$\delta = 0,7 \Psi \text{ (navire à une hélice et gouvernail profilé)}$$

Le "Hull efficiency" vaut des lors :

$$\xi_s = \frac{1 - 0,105}{1 - 0,15} = 1,05.$$

d) "Relative rotative efficiency" (ξ_a)

Ce rendement s'exprime par le rapport $\xi_a = \frac{M'}{M}$

M' : couple nécessaire pour que la poussée de l'hélice seule (vryvarend) soit S.

M : couple nécessaire pour que l'hélice placée derrière le navire fournisse la même poussée.

D'une manière générale M' est supérieur à M et ξ_a avoisine 1,05 (1).

PUISSANCE A L'ARBRE.

La puissance sur l'arbre vaut : $P_{\text{arbre}} = \frac{(E.H.P.)''}{\eta_P \times \xi_a \times \xi_s} =$

$$1270 / 0,66 \times 1,05 \times 1,05 = 1750 \text{ hp.}$$

(1) Voir Schip en Werf 1957. page 754.

PUISSANCE EFFECTIVE.

Le rendement mécanique global (y compris le réducteur) est de 0,97. La puissance effective des moteurs électriques est donc :

$$1750/0,97 = 1.805 \text{ E.h.p.} = 1.785 \text{ C.V.E.}$$

arrondi à 1.800 C.V.E.

PUISSANCE DES MOTEURS DIESEL.a) Rendement de la transmission Diesel-électrique.

Nous prenons un rendement de transmission de 0,855. Ce chiffre est le produit de trois rendements partiels :

$$\eta_{\text{dynamo}} = 0,93 \quad \eta_{\text{moteur}} = 0,94 \quad \eta_{\text{transmission électrique}} = 0,98$$

Pour permettre à notre chalutier de filer 14 noeuds aux essais, il faut donc :

$$1800/0,855 = 2.100 \text{ C.V.E. diesel.}$$

Ce chiffre est normal et peut utilement être comparé avec les puissances motrices des autres chalutiers (voir tableau des caractéristiques principales).

b) Puissance des auxiliaires.

La consommation d'énergie électrique à bord des grands chalutiers-usines est importante. En dehors de l'énergie nécessaire pour les besoins normaux du bord (éclairage-ventilateurs-pompes); il en faut pour actionner toutes les machines du pont-usine et tous les moteurs de compresseurs nécessaires à la réfrigération.

Nous avons estimé la puissance des auxiliaires en nous basant sur les chiffres publiés dans les revues suivantes.

- Fairtry factory Fishing fleet. Supplement to Fishing News April 24, 1959.
- Fishing news international; july 1962 page 51. Polish factory Fishing Fleet.
- Motor Ship 1962. Page 68-72. mai

Suivant que le réseau de bord est continu ou alternatif (voir plus loin), nous avons prévu 3 dynamos de 250 kw, ou 3 alternateurs de 315 kva.

En conclusion les diesels doivent fournir :

$$2.100 + 3 \times 250 \times 1,36 = 3.120 \text{ cve.}$$

Nous prenons 3 diesels développant 1080 CVE à 1200 t/m. Tous les détails de l'installation propulsive sont donnés dans le chapitre réservé à la propulsion.

2 § Puissance nécessaire durant le chalutage.

D'après les données, le chalutage doit s'effectuer à la vitesse de 3,5 noeuds, la résistance du chalut à cette allure étant de 7,5 t. Ce chiffre nous est trop faible, aussi avons décidé de déterminer la puissance nécessaire pour une résistance de chalut de 12 tonnes (voir page 9).

1°) Résistance à l'avancement du chalutier à 3,5 noeuds.

Nous nous servons de la formule : $R_{\text{tot}} = R_{\text{frot}} + R_{\text{rés.}} + R_{\text{air}}$.
Puisque nous ne pouvons plus employer les tableaux de Taylor (V/\sqrt{L} étant inférieur à 0,6), nous sommes obligés de calculer chacune des résistances composantes à l'aide de formules empiriques.

a. Résistance de frottement.

α) D'après la formule de Taylor :

$$R_{\text{frot}} = \frac{\omega}{1.000} \times \lambda \times S_r^2 \times V^{1,825}$$

ω = poids spécifique de l'eau de mer = 1.025 kg/m³

λ = coefficient donné par la formule de Le Besnerais.

$$\lambda = 0,1392 + \frac{0,258}{2,68 + L_{\text{flot}}} = 0,1423$$

V = 3,5 noeuds = 1,80 m/sec.

S_r^2 = surface mouillée réduite.

Nous calculons la surface mouillée réduite par 3 formules différentes.

- Formule de Taylor : $S_r^2 = 15,26 \sqrt{D_{\text{tons}} \cdot L_{\text{ft}}} = 1.179 \text{ m}^2$

- Formule anglaise : $S_r^2 = L_{\text{flot}} (1,7.T + B. \delta_{\text{flot}})$
 $= 80 (1,7 \times 5,05 + 13,90 \times 0,510)$
 $= 1.256 \text{ m}^2$

- Formule de Bruckhoff :

$$S_r^2 = \frac{(4T + B) \frac{L}{2} \text{ flott}}{1,625 - \frac{0}{\text{flot}}} = \frac{(4 \times 5,05 + 13,90) \times 40}{1,115} = 1.225 \text{ m}^2$$

Valeur moyenne : $\underline{1.220 \text{ m}^2}$.

$$\begin{aligned} \text{d'où } R_{\text{frot}} &= 1,025 \times 0,1423 \times 1.220 \times 1,8^{1,825} \\ &= 520 \text{ kg.} \end{aligned}$$

β) D'après la formule de Prandtl.

$$R_{\text{frot}} = C_r \cdot \frac{\omega}{2g} \cdot S_r^2 \cdot V^2.$$

$$\text{ou : } C_r = 0,455 (\log R)^{-2,56} + 0,0004$$

$$R = \frac{V \times L}{\nu} = \frac{1,80 \times 80}{1,158} \cdot 10^6 = 1,248 \cdot 10^8.$$

$$C_r = 0,455 \times \frac{1}{220} + 0,0004 = 0,00247.$$

$$\text{d'où : } R_{\text{frot}} = 0,00247 \cdot (1,80)^2; 52,2 \cdot 1220. = 510 \text{ kg.}$$

$$\text{Valeur moyenne : } \frac{520 + 510}{2} = \underline{515 \text{ kg.}}$$

b. Résistance résiduaire.

Nous employons la formule de Middendorf.

$$R_r = \epsilon \frac{\chi^2 \cdot V^{2,5} \cdot B}{(B^2 + z \cdot L^2)^{1/2}}.$$

Dans cette formule :

χ est la surface du maître-couple en $\text{m}^2 = 57,35 \text{ m}^2$.

B est la largeur au milieu en m = 13,90 m.

V est la vitesse du navire en m/sec = 1,80 m/sec.

L est la longueur à la flottaison = 80,00 m.

ϵ est un coefficient fonction de L/V^2 ; il vaut 10.

z est un coefficient égal à 2 pour $L/B = 5,75$

$$\text{d'où } \underline{R_r = 291 \text{ kg.}}$$

C. Résistances additionnelles.

Ces résistances comprennent : la résistance à l'air, la résistance des appendices (quille de roulis) et l'augmentation de résistance due à la rugosité. Comme la vitesse est faible, nous pouvons estimer la résistance additionnelle à 15 % de $R_f + R_r$.

d. Résistance totale.

$$R_{\text{tot}} = R_f + R_r + R_{\text{add}} = 515 + 291 + 121 = 927 \text{ kg.}$$

Nous pouvons maintenant estimer (en première approximation) la puissance nécessaire pendant la traction du chalut.

La valeur trouvée pourra être vérifiée lors de la détermination de l'hélice. La puissance est évaluée par la formule classique :

$$P = \frac{(R_{\text{tot}} + R_{\text{chalut}}) \cdot V}{75 \times \eta_{\text{mec}} \times \eta_{\text{hélice}} \times \xi_a \times \xi_s} \quad \text{CVE (moteur électrique)}$$

$$P_{\text{diesel}} = P_{\text{mot élect}} \times \eta_{\text{mot}} \times \eta_{\text{dyn}} \times \eta_{\text{trans.}}$$

Calculs : $R_{\text{chalut}} + R_{\text{tot}} = 12.927 \text{ kg.}$

$$V = 3,5 \times 0,5144 = 1,80 \text{ m/sec.}$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0,97.$$

$$\eta_{\text{hélice}} = 0,28.$$

$$\xi_a = 1,00.$$

$$\xi_s = 1,08 \quad (\text{car la succion diminue avec la vitesse}).$$

$$P = \frac{12.927 \times 1,80}{75 \times 0,97 \times 0,28 \times 1,00 \times 1,08} = 1065 \text{ CVE.}$$

Le rapport $\frac{\text{Puissance durant le chalutage}}{\text{Puissance route libre}}$ vaut donc, d'après ce calcul

$$\text{approximatif : } \frac{1065}{1800} = 0,59.$$

Ce chiffre est normal.

CHAPITRE IV.

PLAN DE FORMES ET COURBES HYDROSTATIQUES.

- Nous nous sommes efforcés, pour l'élaboration du plan des formes, de suivre dans la mesure du possible les directives données dans les cours de constructions navales. Il ne faut cependant pas oublier que notre chalutier possède des formes arrières très différentes du cargo et du chalutier classique. Ceci nous oblige à nous écarter sensiblement de certaines recommandations, notamment celles concernant les formes arrières de la flottaison en charge.
- Pour le dessin de la courbe des aires nous nous sommes basés sur le diagramme publié dans le "Schiffbaukalender" et dans le cours de C.N. du Prof. Dauwe.

Pour $\varphi_{\text{flott}} = 0,620$ (voir pg 19) on a une surface du maître-couple de $\Sigma = 57,60 \text{ m}^2$.

d'où $\varphi_{\text{P.P}} = \frac{2830}{75,00 \times 57,60} = 0,655$. Nous estimons en effet à 30 m^3 la différence de déplacement entre la mèche et la flottaison en charge.

- A l'aide du coefficient primitif, et du diagramme du "Schiffbaukalender", nous pouvons tracer la courbe des aires. Elle est représentée en annexe à la fig. 3. Le centre de gravité de la courbe obtenue se situe en arrière du couple milieu, à une distance égale à 1 % de la longueur entre perpendiculaires. En nous basant sur les plans existants, nous voyons que ce pourcentage est trop faible. Les superstructures étant situées sur l'avant, et la salle des machines au milieu, le navire se cabrerait trop à l'état lège. D'après les chantiers spécialisés, la distance du centre de gravité en arrière du couple milieu doit être égale à environ 5 % de la longueur entre P.P. (voir note). Nous avons

Note : Il ne faut pas confondre la longueur entre PP et la longueur à la flottaison. Si pour les cargos ordinaires ces 2 longueurs sont très voisines, pour le chalutier pèchant par l'arrière on a souvent $L_{\text{flott}} = 1,07 \dots 1,10 L_{\text{pp}}$.

donc déplacé le centre de carène en arrière jusqu'à la ligne (a) (voir plan). Pour déplacer ce centre, nous utilisons la construction exposée pg 222 du cours de C.N.

- La nouvelle courbe a servi de point de départ au dessin du plan des formes.

Commentaires sur le plan des formes.

- Les formes avant sont évasées et écartent les vagues trop hautes, augmentant ainsi les qualités nautiques du navire par une bonne levée à la lame.
- La flottaison en charge est droite à l'avant, tandis que les lignes d'eau inférieures sont creuses.
- Pour limiter l'amplitude du roulis, nous avons suivi les indications du bassin de Hambourg concernant l'acculement des formes et la quille de roulis.
 - l'acculement des formes est de 1 m. soit 7,2 % de la largeur. Le bassin de Hambourg conseille une valeur voisine de 7 %.
 - la quille de roulis s'étend entre les couples 3 1/4 et 6 1/2. Nous avons déterminé sa position de manière à ce que l'augmentation de résistance soit minimum. Elle suit la forme des filets liquides et ne gêne pas lors de l'accostage.
- L'angle d'entrée à la flottaison en charge est de 19,5 %.
- Le tirant d'eau étant suffisant pour permettre le placement d'une hélice de diamètre convenable notre chalutier aura une assiette nulle. Il en est d'ailleurs de même pour tous les grands chalutiers-usines actuels.
- Les hommes travaillent constamment sur l'arrière du navire, le pavois arrière sera continu et plus élevé que le pavois avant. Celui-ci est très court et peut même être remplacé par un garde-corps. (chalutier Narwal).
- La tonture est moins forte que celle d'un chalutier ordinaire. Ceci est normal, notre navire est à 2 ponts et du type Shelterdeck, et peut donc se contenter d'une tonture plus faible.
- Au dessus de la flottaison en charge (L.E.V), les formes arrières doivent être suffisamment larges pour permettre la fixation des planches de chalut (otter boards).

CHALUTIER-USINE : 75,00 x 13,90 x 5,05.

L.E.V

Horizontal.

ORD	Coef de Simpson	Surface couples en m ²	Produit pour Δ	Moment pour Centre de Carène	1/2 largeur ligne d'eau en m	Produit pour Surf. L.E	Coef	Moment Centre de Grav. L.E	Produit pour Métac. longitud	1/2 largeur L.E au Cube	Produit pour Métac. transvers
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1/4	5,75	1,43	—	4,25	1,08	5	5,40	27,00	76,20	18,22
1/2	1	12,50	12,50	6,25	4,95	4,95	4 1/2	22,27	100,21	121,27	121,27
1	3/4	21,40	16,05	16,05	5,60	4,20	4	16,80	67,20	175,61	131,70
2	2	41,30	32,50	175,20	6,45	12,90	3	38,70	116,10	269,00	538,00
3	1	50,22	150,22	150,66	6,78	6,78	2	13,56	27,12	311,66	311,66
4	2	56,60	113,20	452,80	6,85	13,70	1	13,70	13,70	321,41	642,82
5	1	57,35	57,35	286,75	6,95	6,95		110,43	—	335,70	335,70
6	2	54,65	109,30	655,80	6,82	13,64	1	13,64	13,64	317,20	634,40
7	1	48,00	48,00	336,00	6,30	6,30	2	12,60	25,20	250,00	250,00
8	2	31,40	62,80	502,40	5,06	10,12	3	30,36	91,08	130,00	260,00
9	3/4	10,90	8,60	77,40	2,75	2,06	4	8,24	32,96	20,79	18,59
9 1/2	1	3,95	3,95	37,52	1,45	1,45	4 1/2	6,52	29,30	3,04	3,04
10	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
			566,00	2696,83			84,13	71,36	543,51 (a)	3263,40	

DIFFERENCE 39,07

DEPLACEMENT	$\Delta = 4/3 \times 15 \times 566,00$	2830 m ³	Moment d'inertie trans. I_b	$4/9 \times 7,5 \times 3263,40$	10.878 m ⁴
Distance Centre de carène à l'ordonnée 0	$d = \frac{7,5 \times 2696,83}{566}$	35,73 m	Métacentre transv :	$\frac{I_b}{\Delta} = \frac{10.878}{2.830}$	3,843 m
Surface de la ligne d'eau :	$4/3 \times 7,5 \times 84,13$	841,30 (b) m ²	Moment d'inertie longit. I_l	$[4/3 \times (7,5)^3 \times a] - (b \times c^2)$	294.800 m ⁴
Distance Centre de gravité de L.E. à l'ordonnée 5	$d_1 = \frac{7,5 \times 39,07}{84,13}$	3,48 (c) m	Métacentre longit :	$\frac{I_l}{\Delta} = \frac{294.800}{2830}$	104,16 m

CHALUTIER-USINE : 75,00 x 13,90 x 5,05.

L.E. IV

Horizontal

ORD	Coeff de Simpson	Surface couples en m ²	Produit pour Δ	Moment pour Centre de Carène	1/2 largeur ligne d'eau en m	Produit pour Surf. L.E	Coeff	Moment Centre de Grav. L.E	Produit pour Métac longitud	1/2 largeur L.E au Cube	Produit pour Métac transvers
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
1/2	1	4,00	4,00	2,00	3,00	3,00	4 1/2	13,50	60,75	27,00	27,00
1	3/4	10,90	8,17	8,17	4,55	3,41	4	13,64	54,56	34,00	70,50
2	2	28,10	56,20	112,40	5,57	11,14	3	33,42	100,26	172,80	345,60
3	1	38,65	38,65	115,95	6,60	6,60	2	13,20	26,40	287,49	287,49
4	2	42,70	85,40	341,60	6,78	13,56	1	13,56	13,56	322,66	623,32
5	1	44,05	44,05	220,25	6,87	6,87	—	87,32	—	324,26	324,26
6	2	41,70	83,40	500,40	6,69	13,38	1	13,38	13,38	293,37	593,74
7	1	36,10	36,10	252,70	6,00	6,00	2	12,00	24,00	216,00	216,00
8	2	22,10	44,20	353,60	4,56	9,12	3	27,36	82,08	94,80	189,60
9	3/4	6,10	4,65	41,85	1,95	1,46	4	5,84	23,36	7,41	5,55
9 1/2	1	1,90	1,90	18,05	0,80	0,80	4 1/2	3,60	16,20	—	—
10	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
—			406,72	1966,97	—	75,34	—	62,18	414,55 (a)	—	2688,06

DIFFERENCE 25,14

DEPLACEMENT :	$\Delta = 4/3 \times 3,75 \times 406,72$	2033,60 m ³	Moment d'inertie trans. I_b	$4/9 \times 7,5 \times 2688,06$	8960,2 m ⁴
Distance Centre de carène à l'ordonnée 0	$d = \frac{7,5 \times 1966,97}{406,72}$	36,22 m	Métacentre transv :	$\frac{I_b}{\Delta} = \frac{8960,2}{2033,6}$	4,407 m
Surface de la ligne d'eau :	$4/3 \times 7,5 \times 75,34$	753,40 (b) m ²	Moment d'inertie longit. I_l	$[4/3 \times (7,5)^3 \times a] - (b \times c^2)$	228.300 m ⁴
Distance Centre de gravité de L.E. à l'ordonnée 5	$d_1 = \frac{7,5 \times 28,14}{75,34}$	2,50 (c) m	Métacentre longit :	$\frac{I_l}{\Delta} = \frac{228.300}{2033,6}$	112,20 m

CHALUTIER-USINE : 75,00 x 13,90 x 5,05.

L.E. III

Horizontal

ORD	Coef de Simpson	Surface couples en m ²	Produit pour Δ	Moment pour Centre de Carène	1/2 largeur ligne d'eau en m	Produit pour Surf. L.E.	Coef	Moment Centre de Grav. L.E.	Produit pour Métac Longitud	1/2 largeur L.E. au Cube	Produit pour Métac Transvers
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
1/2	1	1,15	1,15	0,57	0,60	0,60	4 1/2	2,70	12,15	0,21	0,21
1	3/4	4,00	3,00	3,00	2,30	1,72	4	6,88	27,52	12,20	9,15
2	2	16,50	33,00	66,00	5,40	10,80	3	32,40	97,20	157,46	314,92
3	1	25,70	25,70	77,10	6,25	6,25	2	12,50	25,00	244,14	244,14
4	2	28,40	58,80	235,20	6,50	13,00	1	13,00	13,00	274,62	549,24
5	1	30,15	30,15	150,75	6,64	6,64	—	67,48	—	292,75	292,75
6	2	28,30	56,60	339,60	6,30	12,60	1	12,60	12,60	250,04	500,08
7	1	24,20	24,20	169,40	5,60	5,60	2	11,20	22,40	175,61	175,61
8	2	13,35	26,70	213,60	3,90	7,80	3	23,40	70,20	59,31	118,62
9	3/4	3,00	2,25	20,25	1,20	0,90	4	3,60	14,40	17,28	1,28
9 1/2	1	0,70	0,70	6,65	0,35	0,35	4 1/2	1,57	7,06	—	—
10	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
—			262,25	1282,12	—	66,26	—	52,37	301,53 (a)	—	2.206,00

DIFFERENCE 15,11

DEPLACEMENT	$\Delta = 4/3 \times 3,75 \times 262,25$	1.311,2 m ³	Moment d'inertie trans. I _b	$4/9 \times 7,5 \times 2.206$	7353 m ⁴
Distance Centre de carène à l'ordonnée 0	$d = \frac{7,5 \times 1282,12}{262,25}$	36,66 m	Métacentre transv :	$\frac{I_b}{\Delta} = \frac{7353}{1311,2}$	5,60 m
Surface de la ligne d'eau :	$4/3 \times 7,5 \times 66,26$	662,60 (b) m ²	Moment d'inertie longit. I _p	$[4/3 \times (7,5)^3 \times (a)] - (b \times c^2)$	171.130 m ⁴
Distance Centre de gravité de L.E. à l'ordonnée 5	$d_1 = \frac{7,5 \times 15,11}{66,26}$	1,68 (c) m	Métacentre longit :	$\frac{I_p}{\Delta} = \frac{171.130}{1311,20}$	130,50 m

CHALUTIER-USINE : 75,00 x 13,90 x 5,05.

L.E.TL

horizontal

ORD	Coeff de Simpson	Surface couples en m ²	Produit pour Δ	Moment pour Centre de Carène	1/2 longueur ligne d'eau en m	Produit pour Surf. L.E	Coeff	Moment Centre de Grav. L.E	Produit pour Métac. Longitud.	1/2 longueur L.E au Cube	Produit pour Métac. Transvers.
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
1/2	1	0,30	0,30	0,15	0,20	0,20	4 1/2	0,90	4,05	—	—
1	3/4	1,10	0,825	0,82	0,79	0,59	4	2,36	9,44	0,36	0,27
2	2	4,10	14,20	28,40	3,87	7,74	3	23,22	69,66	57,96	115,92
3	1	13,30	13,30	39,90	5,55	5,55	2	11,10	22,20	170,92	170,92
4	2	16,50	33,00	132,00	5,94	11,88	1	11,88	11,88	209,52	419,16
5	1	17,00	17,00	85,00	6,09	6,09	—	49,46	—	225,86	225,86
6	2	15,90	31,80	190,80	5,70	11,40	1	11,40	11,40	185,19	370,38
7	1	13,40	13,40	93,80	4,96	4,96	2	9,92	19,84	122,00	122,00
8	2	6,30	12,60	100,80	2,95	5,85	3	17,55	35,10	25,57	51,14
9	3/4	1,20	0,90	8,10	0,66	0,495	4	2,00	8,00	0,28	0,21
9 1/2	1	0,30	0,30	2,85	0,15	0,15	4 1/2	0,67	3,01	—	—
10	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
						54,90	—	41,54	194,58 (a)	—	1475,87

DIFFERENCE 7,92

DEPLACEMENT :	$\Delta = 4/3 \times 3,75 \times 137,62$	688,10 m ³	Moment d'inertie trans. I _x	$1/9 \times 7,5 \times 1.445,84$	4919,5 m ⁴
Distance Centre de carène à l'ordonnée 0	$d = \frac{7,5 \times 688,62}{137,62}$	37,20 m	Métacentre transvers :	$\frac{I_x}{\Delta} = \frac{4919,5}{688,10}$	7,14 m
Surface de la ligne d'eau :	$4/3 \times 7,5 \times 54,20$	549(b) m ²	Moment d'inertie longit. I _y	$[4/3 \times (7,5)^3 \times a] \cdot (b \times c^2)$	108.860 m ⁴
Distance Centre de gravité de L.E. à l'ordonnée 5	$d_1 = \frac{7,5 \times 7,92}{54,90}$	1,08 (c) m	Métacentre longit :	$\frac{I_y}{\Delta} = \frac{108.860}{688,10}$	158,20 m

CHALUTIER-USINE : 75,00 x 13,90 x 5,05

horizontal
L.E.I

ORD	Coeff de Simpson	Surface couples en m ²	Produit pour Δ	Moment pour Centre de Carène	1/2 largeur ligne d'eau en m	Produit pour Surf L.E	Coeff	Moment Centre de Gravité L.E	Produit pour Metac Longitud	1/2 largeur L.E au Cube	Produit pour Metac transvers
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
1/2	1	0,10	0,10	0,05	—	—	4 1/2	—	—	—	—
1	3/4	0,20	0,15	0,15	0,20	0,20	4	0,80	3,20	0,08	0,06
2	2	1,65	3,30	6,60	1,65	3,30	3	2,90	28,70	4,49	8,98
3	1	3,90	2,90	11,70	3,75	3,75	2	7,50	15,00	52,73	52,73
4	2	5,70	11,40	45,60	4,60	9,20	1	9,20	9,20	97,33	194,66
5	1	5,75	5,75	28,75	4,85	4,85	—	27,40	—	114,08	114,08
6	2	5,04	10,08	60,48	4,50	9,00	1	9,00	9,00	91,12	182,24
7	1	4,40	4,40	30,80	3,75	3,75	2	7,50	15,00	52,73	52,73
8	2	1,60	3,20	25,60	1,60	3,20	3	9,60	28,80	4,09	8,18
9	3/4	0,30	0,22	1,98	0,27	0,20	4	0,80	3,20	0,02	—
9 1/2	1	0,05	0,05	0,47	—	—	4 1/2	—	—	—	—
10	1/4	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
		<u>42,55</u>		<u>212,18</u>	<u>37,45</u>		<u>26,90</u>		<u>113,90(a)</u>	<u>613,66</u>	

DIFFERENCE 0,50

DEPLACEMENT :	$\Delta = 4/3 \times 3,75 \times 42,55$	212,75 m ³	Moment d'inertie trans. I _b	$4/9 \times 7,5 \times 613,66$	2045,5 m ⁴
Distance Centre de carène à l'ordonnée 0	$d = \frac{7,5 \times 212,18}{42,55}$	37,40 m	Metacentre transvers :	$\frac{I_b}{\Delta} = \frac{2045,5}{214,80}$	9,52 m
Surface de la ligne d'eau :	$4/3 \times 7,5 \times 37,45$	374,50 (b) m ²	Moment d'inertie longit. I _p	$[4/3 \times (7,5)^3 \times (a)] - (b \times c^2)$	64.000 m ⁴
Distance Centre de gravité de L.E. à l'ordonnée 5	$d_1 = \frac{7,5 \times 0,50}{37,45}$	0,101 (c) m	Metacentre longit :	$\frac{I_p}{\Delta} = \frac{64.000}{212,75}$	300,80 m

Nous avons au pont supérieur une largeur disponible et suffisante de 2,70 m. La rampe de chalutage est large de 4,50 m.

- Sur le plan des formes se trouve également dessiné les courbes de Bonjean et une section du gouvernail Oertz. Nous y reviendrons dans un chapitre ultérieur.

Commentaires sur les courbes hydrostatiques. (plan en annexe.)

Les calculs sont indiqués dans les 5 tableaux ci-joints. En les remplissant, nous obtenons directement 7 des 8 courbes hydrostatiques. La huitième; celle des hauteurs des centres de carène, est obtenue par planimétrage de la courbe des déplacements. Cette méthode donne d'excellents résultats.

- La courbe du rayon métacentrique transversal (r) a été dessinée en prenant comme ligne de base, non l'axe horizontal mais la courbe des hauteurs du centre de carène.
- Nous remarquons que la distance $OC + MC$ est pratiquement constante pour les tirants d'eau supérieurs; c'est un avantage au point de vue stabilité.

Nous donnons ci-dessous les dimensions et les principaux coefficients de notre chalutier-usine à 2 ponts obtenus par le calcul des courbes hydrostatiques.

A. Dimensions.

Longueur hors - tout	: 84,37 m.
Longueur au pont principal	: 81,75 m.
Longueur entre perpendiculaires	: 75,00 m.
Largeur au maître-couple	: 13,90 m.
Tirant d'eau en charge	: 5,05 m.
Creux au pont principal	: 7,013 m.
Creux au pont Shelter	: 9,613 m.
Déplacement à la L.E. V.	: 2864 m ³ .

B. Coefficients.	Entre perpendiculaires.	à la flottaison en charge.	au Pont principal
Déplacement (m ³) D	2830	2864	4518,5
Surface du maître-couple (m ²) Σ	57,35	57,35	
Surface à la L.E. supérieure S	841,30	884,80	
$\delta = \frac{D}{L_x B_x T}$	0,5375	0,5091	0,5683
$\varphi = \frac{D}{L_x \Sigma}$	0,6579	0,6246	
$\alpha = \frac{S_{att.}}{B_x L}$	0,807	0,7921	
$\beta = \frac{\delta}{\varphi}$	0,8166	0,8150	

C'est de ce tableau que nous avons tiré les rapports indiqués en haut de la page 19.

La propulsion Diesel-électrique nous permet de choisir le nombre de tours de l'hélice.

Nous avons déterminé par tâtonnements (il serait fastidieux de reproduire ici les différents calculs) le nombre de tours nous donnant une hélice de diamètre maximum, ($\approx 3,20$ m d'après le plan des formes) et de bon rendement. Pour les hélices du type B-4-55 et B-4-70, le nombre de tours ainsi calculé est voisin de 165.

Le danger de cavitation durant le chalutage nous a fait abandonner l'hélice B-4-55. De plus, nous n'avons pas jugé opportun le choix d'une hélice de β compris entre 0,55 et 0,70. Comme nous le verrons dans les calculs qui suivent, l'hélice B-4-70 nous donne toute satisfaction, tant au point de vue rendement et résistance mécanique, qu'au point de vue cavitation.

4. données.

- vitesse de rotation = 165 t/m.

Pour les calculs de l'hélice d'après les diagrammes de Wageningen,

il faut connaître la vitesse de rotation en tenant compte de l'effet

de l'hélice. Le nombre de tours intervenant dans les calculs sera

CHAPITRE V.

CALCUL DU PROPULSEUR.

Nous nous proposons de calculer l'hélice par le procédé le plus classique, celui qui utilise les diagrammes d'essais sur modèles. Nous prenons les diagrammes de la série B de Wageningen. Nous vérifions nos résultats au moyen de la théorie tourbillonnaire.

I. Calcul du propulseur par l'utilisation des diagrammes d'essais.

1 §. Calcul de l'hélice en route libre.

La propulsion Diesel-électrique nous permet de choisir le nombre de tours de l'hélice.

Nous avons déterminé par tâtonnements (il serait fastidieux de reproduire ici les différents calculs) le nombre de tours nous donnant une hélice de diamètre maximum, (+ 3,20 m d'après le plan des formes) et de bon rendement. Pour les hélices du type B-4-55 et B-4-70, le nombre de tours ainsi calculé est voisin de 165.

Le danger de cavitation durant le chalutage nous a fait abandonner l'hélice B-4-55. De plus, nous n'avons pas jugé opportun le choix d'une hélice de $\frac{Fa}{F}$ compris entre 0,55 et 0,70. Comme nous le verrons dans les calculs qui suivent, l'hélice B 4-70 nous donne toute satisfaction, tant au point de vue rendement et résistance mécanique, qu'au point de vue cavitation.

A. données.

- vitesse de rotation : 165 t/m.

Pour les calculs de l'hélice d'après les diagrammes de Wageningen, il faut corriger la vitesse de rotation en tenant compte de l'effet de l'échelle. Le nombre de tours intervenant dans les calculs sera :

$$165 \times 0,97 = 160 \text{ t/m. ou } 2,66 \text{ t/sec. (1)}$$

- Coefficient de sillage $\psi = 0,15$
- Coefficient de suction $\phi = 0,7 \times 0,15 = 0,105$
- Vitesse d'entrée de l'eau dans l'hélice :

$$V_a = V_s (1 - \psi) = 14 \times 0,85 = 11,90 \text{ noeuds}$$
- La puissance qui intervient dans les calculs est la puissance, en eau douce et mesurée à l'arbre; l'unité est le h.p.

d'où

$$P = 1746 \times \frac{75}{76} \times \frac{1000}{1025} = 1682 \text{ hp.}$$

B. Diagramme $B_p \sim \delta$.

Dans ce diagramme : $B_p = \frac{N \sqrt{P}}{V_a^{2,5}}$ ou : N est en t/m.
 V_a en noeuds.

P en hp.

$$= 304,8 \frac{N \cdot D}{V_a} \text{ où } D \text{ est le diamètre de l'hélice en mm.}$$

Pour notre chalutier : $B_p = \frac{160 \times \sqrt{1682}}{(11,90)^{2,5}} = 13,40$, nous lisons sur le diagramme le $\delta_{opt.} = 144$. Mais nous savons que le diagramme $B_p \sim \delta$ est valable dans le cas de l'hélice seule (vrijvarend). On tient compte de l'influence mutuelle navire-hélice en réduisant le $\delta_{opt.}$ de 2 % (2).

$\delta_{opt.} - 2\% = 141,12$. Pour cette valeur nous lisons dans le diagramme :

- $\frac{H_o}{D} = 0,987$ d'où $\frac{H}{D} = 0,975$.
- $\eta = 0,662$ (rendement normal pour une puissance à l'arbre de 1.800 CV).
- $D = 304,80 \times \frac{11,90 \times 141,12}{160} = 3.200 \text{ mm.}$

C. Calcul des Surfaces.

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = 8,05 \text{ m}^2$$

$$F_a = \text{Surface développée et projetée} = 0,70 \times 8,05 = 5,635 \text{ m}^2$$

$$F_p = \text{Surface projetée} = F_a \left(1,067 - 0,229 \frac{H}{D} \right) \text{ (formule approchée de Van Lammeren (3)).}$$

$$= 5,635 (1,067 - 0,229 \times 0,975) = 4,75 \text{ m}^2$$

(1) Schip en Werf N° 7 1958 page 214

(2) Schip en Werf 1957 page 671

(3) Schip en Werf 1957 page 673

D. Sécurité contre la cavitation.

Pour éviter la cavitation il faut limiter la poussée S de manière à satisfaire l'inégalité:

$$\frac{S}{F_p} \leq 1,91 (p_0 - e)^{0,75} v_e^{0,50} \quad (a)$$

F_p = Surface projetée des ailes en $m^2 = 4,75 m^2$

v_e = vitesse de l'eau à l'entrée de l'hélice en m/sec:

$$14 \times 0,85 \times 0,5144 = 6,12 \text{ m/sec.}$$

S : poussée de l'hélice en kg. On peut calculer facilement cette valeur à l'aide du diagramme $K_s - K_m - \Lambda$

pour $\Lambda = 0,718$ et $H/D = 0,975$ on trouve $K_s = 0,16$
d'où

$$S = 0,16 \times 104,50 \times 102 \times 7,07 = 12.100 \text{ kg.}$$

\uparrow \uparrow \uparrow \uparrow
 K_s ρ D^4 n^2

p_0 = Somme de la pression atmosphérique et de la pression dynamique au niveau de l'axe de l'hélice, à grande distance à l'avant de l'hélice en kg/m^2 et en eau-douce.

e = tension de vapeur de l'eau de mer à la température ambiante en kg/m^2 .

dans notre cas nous avons:

hauteur de la colonne d'eau au-dessus de l'axe.: $5,05 - 1,95 = 3,10m$. (voir plan des formes)

hauteur de la vague $(\frac{1}{200} L_{flott})$. 0,40 m.

Hauteur totale. -----
3,50 m.

Pression hydrostatique en eau-douce : $3,50 \times 1.025 = 3.587,5 \text{ kg/m}^2$

Pression atmosph. moins la tension de vapeur : $= 10.100 \text{ kg/m}^2$

d'où $p_0 - e = 13.687,5 \text{ kg/m}^2$

dès lors l'équation (a) devient

$$\frac{12.100}{4,75} \leq 1,91 \times (13.687,5)^{0,75} \times 6,12^{0,5}$$

$$\leq 1,91 \times 1.260 \times 2,48$$

$$2530 \leq 5.950 .$$

Comme il fallait s'y attendre, l'hélice ne cavitera pas en route libre. Le danger sera beaucoup plus grand durant le chalutage; nous le verrons plus loin.

E. Résistance mécanique.

Il est facile de voir que la sollicitation mécanique de l'hélice sera plus importante durant la route libre que pendant le chalutage.

Nous savons de plus (1) que les tensions de compression sont en général plus importantes que les tensions de traction. Nous avons vérifié qu'il en était ainsi pour notre chalutier.

Nous pouvons donc nous contenter de calculer la résistance à la compression. Nous le faisons en suivant la méthode de Taylor.

a) Tensions de compression.

Elles se calculent par la formule :

$$S'_c = \frac{C_1 P}{Z \cdot N \cdot D} \cdot \frac{D}{l_{0,2}} \left(\frac{D}{s_i} \right)^2.$$

S'_c = tension de compression en livres/□².

P = puissance à l'hélice en h.p.

P = 1682 hp.

Z = nombre de pâles : Z = 4.

C_1 = coefficient fonction du rapport $\frac{H}{D}$. Pour $\frac{H}{D} = 0,975$ on a $C_1 = 1070$.

N = nombre de tours/minute : N = 165.

$l_{0,2}$ = largeur de la pôle à 0,2 R : $l_{0,2} = 0,290 D$,

s_i = épaisseur à l'axe : $s_i = 0,045 D$.

D = diamètre de l'hélice en pieds : D = 10,50 pieds,

d'où $S'_c = \frac{1070 \times 1682}{165 \times (10,50)^3 \times 4} \cdot \frac{1}{(0,290 \times (0,045))^2} = 4.010 \text{ lbs/□}^2.$

b) Tension supplémentaire due à la force centrifuge.

$$S''_c = \frac{\delta \cdot D^2 \cdot N^2}{106} \left(B \cdot \frac{D}{s_i} \cdot \text{tgt } \epsilon - 0,154 \right).$$

où D, N, s_i ont déjà été définis.

S''_c = tension supplémentaire due à la force centrifuge.

ϵ = "rake" angle. Dans notre cas il vaut 8° .

δ = poids spécifique du matériau en lbs/ft^3 . Pour une hélice en Bronze au Manganèse : $\delta = 525 \text{ lbs}/\text{ft}^3$.

B = coefficient fonction de $\frac{H}{D}$. Pour $\frac{H}{D} = 0,975$; $B = 0,335$

d'où $S'_c = \frac{525 \times (10,50)^2 \times (165)^2}{10^6} [0,335 \times \frac{0,141}{0,045} - 0,154] = 1420 \text{ lbs}/\square 2$

c) Tension totale de compression.

$S_c = S'_c + S''_c = 4010 + 1420 = 5.430 \text{ lbs}/\square 2$. Cette valeur est inférieure à la tension limite admissible qui est de $6.000 \text{ lbs}/\square 2$. La résistance mécanique de notre hélice est suffisante.

2 §. Calcul de l'hélice durant le chalutage.

Comme nous l'avons indiqué précédemment la résistance du filet est estimée à 12 Tonnes à la vitesse de 3,5 noeuds.

A l'aide du diagramme $\Lambda - K_m - K_s$ de l'hélice B-4-70, nous pouvons calculer la vitesse de rotation de l'hélice de manière à obtenir une poussée suffisante.

Nous rappelons que :

$$\Lambda = \frac{v_e}{nD} \text{ avec } \begin{cases} v_e = v_s(1-\psi) \text{ en m/sec.} \\ n = \text{t/sec.} \\ D = \text{diamètre en m.} \end{cases}$$

$$K_M = \frac{M}{\rho D^5 n^2} \text{ avec } \begin{cases} \rho = 104,5 \text{ kgm}^{-4} \text{ sec}^2 \\ M = \text{moment moteur en kgm.} \end{cases}$$

$$K_s = \frac{S}{\rho D^4 n^2} \text{ où } S = \text{poussée de l'hélice en kg.}$$

Calculs.

- Résistance du chalut : 12.000 kg.

- Poussée minimum nécessaire : $= \frac{R_{chalut} + R_{tot}}{1-\psi} = \frac{12.000 + 927}{0,93} = 13.927 \text{ kg.}$

- Le nombre de tours N est déterminé par tâtonnements; nous avons trouvé

$$N = 117 \text{ t/min. ou } n = 1,95 \text{ t/sec.}$$

- Le diagramme $K_s - K_m - \Lambda$ nous fournit alors $K_s = 0,358$ et $K_m = 0,054$

d'où $S = 13.930 \text{ kg.}$

Le rendement de l'hélice vaut 0,275 chiffre normal pour la période de pêche.

La puissance nécessaire vaut dès lors

$$P = \frac{2 \times 0,054 \times 104,5 \times (3,2)^5 \times (1,95)^2}{75} = 1.170 \text{ ApK.}$$

Si le rendement mécanique = 0,97, la puissance des moteurs électriques durant le chalutage sera de 1215 CV.

Sécurité contre la cavitation.

$$\frac{S}{F_p} \leq 1,91 (p_0 - e)^{0,75} N_e^{0,50}$$

$$\frac{S}{F_p} \leq 1,91 (13.687,5)^{0,75} \times (1,53)^{0,50} = \underline{2.985} \text{ kg/m}^2.$$

$$\text{or } S = 13.930 \text{ et } F_p = 4,75 \text{ m}^2 \text{ d'où } \frac{S}{F_p} = \frac{13.930}{4,75} = \underline{2.930} \text{ kg/m}^2$$

Comme 2.930 est inférieur à 2.985, l'hélice ne cavitera pas durant le chalutage.

A titre de vérification, nous pouvons nous servir du diagramme publié dans Schip en Werf de 1957, page 607.

Ce graphique nous donne une relation entre $\sigma_{0,7}$ et $\frac{S/F_p}{1/2 \rho V^2}$ pour les hélices de la série B de Wageningen.

$$\text{Nous avons calculé 1) } \sigma_{0,7} = \frac{p_0 - e}{1/2 \rho V^2} \text{ avec } V^2 = v_e^2 + (\pi n_{0,7} D)^2$$

$$V^2 = 2,34^2 + 189 = 191,34$$

$$\sigma_{0,7} = \frac{13.687}{52,25 \times 191,34} = 1,36$$

$$2) \frac{S/F_p}{1/2 \rho V^2} = \frac{2.930}{52,25 \times 191,34} = 0,292$$

Nous voyons sur le diagramme que le point de coordonnées (1,36; 0,292) est situé en dessous de la courbe limite. Nous avons une seconde preuve que l'hélice ne cavitera pas durant la période de pêche.

Vérification des tensions.

- Vérifions que les tensions dans l'hélice durant la traction du chalut sont inférieures à celles qui naissent durant la route libre.

a) Tension de compression.

$$S'_c = \frac{C_1 P}{ZND^3} \cdot \frac{D}{1,02} \left(\frac{D}{s_i}\right)^2$$

$$P = 1.170 \times \frac{75}{76} \times \frac{1000}{1025} = 1125 \text{ hp.}$$

$$N = 117.$$

$$\text{d'ou } S'_c = \frac{1070 \times 1125}{117 \times (10,5)^2 \times 4} \cdot \frac{1}{0,290 \times (0,045)^2} = 3.960 \text{ lbs}/\square 2.$$

b) Tension supplémentaire due à la force eentrifuge.

$$S''_c = \frac{6 \cdot D^2 \cdot N^2}{10^6} \left(B \cdot \frac{D}{s_i} \text{ tgt } \epsilon - 0,154 \right)$$

$$= \frac{525 \times (10,50)^2 \times (117)^2}{10^6} [0,335 \times \frac{0,141}{0,045} - 0,154] = 710 \text{ lbs}/\square 2.$$

$$S'_c + S''_c = 3.960 + 710 = \underline{4.670 \text{ lbs}/\square 2} < \underline{6000 \text{ lbs}/\square 2} \text{ admissible.}$$

II. Vérification de l'hélice par la méthode tourbillonnaire en route libre.

1 §. Données.

a) vitesse $V_s = 14$ noeuds.

coefficient de sillage $\Psi = 0,15$.

$$V_e = 14(1-0,15) \times 0,5144 = 6,12 \text{ m/sec.}$$

b) Nombre de tours (corrigé pour tenir compte de l'effet de l'échelle)

$$N = 165 \left(\frac{100 - 3}{100} \right) = 160 \text{ t/m.}$$

$$n = 2,66 \text{ t/sec.}$$

c) Poussée de l'hélice en eau de mer :

$$S_s = 14.700 \text{ kg (d'après les calculs de Résistance)}$$

d) hauteur de l'arbre d'hélice sous eau, y compris la hauteur des vagues : 3,50 m.

2 §. Références.

-Schip en Werf : 1958 : n° 1 à 4.

-Publication n° 105 du Bassin d'essai des carènes de Wageningen
(Pays-Bas)

3 §. Calculs.A. Vérification du diamètre.

- Puissance propulsive de l'hélice en kg. (en eau de mer; sans tenir compte du frottement).

$$S_{\text{osd.}} = 1,02 \times S_s = 1,02 \times 14.700 \text{ kg.} = 15.000 \text{ kg.}$$

- Calcul du coefficient B_s (voir les références).

$$B_s = \frac{n}{v_e^2} \sqrt{S_{\text{osd.}}} = \frac{2,66}{6,12^2} \sqrt{15.000} = 8,75.$$

le diagramme $B_s - \lambda$ nous donne pour $Z = 4$. $\lambda = 0,225$.

Nous calculons dès lors la valeur du diamètre optimum :

$$D = \frac{6,12}{3,14 \times 2,66 \times 0,225} = 3,24 \text{ m (contre 3,20 m)}$$

B. Vérification du pas.1. à l'extrémité de l'aile.

L'hélice travaille dans un champ de vitesse irrégulier: on a dès lors pour $Z = 4$.

$$\lambda_i = \lambda + 0,0862.$$

ou λ_i = degré de vitesse avec influence des vitesses induites
 $\lambda = \frac{V_e}{nD}$ = degré de vitesse sans influence des vitesses induites.

$$\lambda_i = 0,225 + 0,0862 = 0,3112$$

$$\left(\frac{H}{D}\right)_R = \pi \times \lambda_i = 3,14 \times 0,3112 = 0,976 \text{ (contre 0,975 trouvé précédemment)}$$

2. à la racine de l'aile.

pour $r = 0,2 R$ on trouve par la fig.143 du n° 4 de 1958 de Schip en Werf.

$$\left(\frac{H}{D}\right)_{0,2 R} = 0,856 \pi \lambda_i = 0,8360 \text{ contre } 0,822 \text{ admis précédemment.}$$

C. Vérification du rendement.

Les diagrammes publiés par Wageningen se rapportent à des hélices travaillant dans un champ de vitesse homogène; ce qui est le cas des navires à 2 hélices. Pour un navire à 1 hélice, le champ de vitesse est irrégulier. Pour vérifier le rendement nous allons toutefois employer les diagrammes de Wageningen: le résultat final étant affecté d'une correction pour tenir compte de l'irrégularité du champ.

- Calcul de C_S = constante de poussée relative à la poussée avec influence du frottement.

$$C_S = \frac{S \times 4}{1/2 \rho V_e^2 \pi D^2} \quad \text{ou } S = \text{poussée en eau de mer.}$$

$$= 104,50 \text{ kgm-4 sec}^2.$$

$$C_S = \frac{4 \times 14.700}{52,25 \times (6,12)^2 \times \pi \times (3,24)^2} = 0,915$$

$$\lambda = \frac{V_e}{\pi n D} = \frac{6,12}{3,14 \times 2,66 \times 3,24} = 0,226$$

C_{S_i} = constante de poussée relative à la poussée sans influence du frottement.

$$= \frac{C_S}{1-2\varepsilon_i \lambda} \quad \text{ou } \varepsilon_i = \text{coefficient trainée - portance pour}$$

une aile à rapport longueur-largeur infini.

d'après le Dr. ir. J.D. Van Manen; ε_i est donné en très bonne approximation par la formule : $\varepsilon_i = \frac{0,4}{Z} F_a/F - 0,02$ $Z = 4$

$$\frac{F_a}{F} = 0,70$$

$$\text{d'où } \varepsilon_i = 0,1 \times 0,70 - 0,02 = 0,05.$$

$$\text{dès lors } C_{S_i} = \frac{0,915}{1-2 \times 0,05 \times 0,226} = \frac{0,915}{0,977} = 0,935$$

Le diagramme $\eta_{P_i} - C_{S_i} - \lambda$ nous fournit la valeur de η_{P_i} -c-à-d. la valeur du rendement théorique de l'hélice pour un champ de vitesse homogène.

On trouve $\eta_{P_i} = \approx 0,75.$

- La valeur de η_{P_i} peut encore se déduire de la condition de perte d'énergie minimum de Betz.

$$\eta_{P_i} = \frac{\lambda}{\lambda_i} = \frac{0,226}{0,3112} = 0,725$$

Prenons le $(\eta_{P_i})_{\text{moyen}} = 0,737$.

Pour tenir compte de l'irrégularité du champ de vitesses, Wageningen conseille (sur la base d'essais systématiques) de réduire η_{P_i} de 3 à 4 %.

$$(\eta_{P_i})_{\text{moyen champ de vitesse irrégulier}} = 0,96 \times 0,737 = \underline{0,706}$$

Le rendement de l'hélice peut se calculer à partir de η_{P_i} par la formule

$$\eta_P = \eta_{P_i} \times \eta_\epsilon$$

ou η_P = rendement de l'hélice

η_{P_i} = rendement théorique (sans tenir compte du frottement)

η_ϵ = coefficient d'influence du frottement, ce coefficient se calcule par la formule :

$$\eta_\epsilon = \frac{1 - 2 \epsilon_i \lambda}{1 + \frac{2}{3} \epsilon_i \lambda_i} = \frac{0,977}{1 + 0,66 \times 0,05 \times 0,3112} = \frac{0,977}{1,0103} = 0,968$$

$$\eta_P = 0,706 \times 0,968 = \underline{0,684} \quad (\text{contre } 0,662)$$

Compte tenu de l'imprécision dans le coefficient de correction de η_{P_i} : nous pouvons considérer le résultat comme bon.

D. Vérification de la longueur de la pôle pour $r = 0,7 R$.

Nous nous servons des diagrammes publiés dans les "Schip en Werf" indiqués en référence :

pour $\frac{Fa}{F} = 0,65$ et $\frac{H}{D} = 0,975$ on trouve $(\frac{1}{D})_{0,7} = 0,355$ où $l_{0,7} = 1,135$ m.

pour $\frac{Fa}{F} = 0,50$ et $\frac{H}{D} = 0,975$ on trouve $(\frac{1}{D})_{0,7} = 0,26$ où $l_{0,7} = 0,831$ m.

On calcule $l_{0,7}$ pour $\frac{Fa}{F} = 0,70$ par interpolation :

$$\Delta l = 0,304 \text{ pour } \Delta(Fa/F) = 0,15$$

$$\text{pour } \Delta(Fa/F) = 5 \quad \Delta l = 0,100$$

$$\text{d'où en bonne approximation } (l_{0,7 R})_{Fa/F=0,70} = 1,235 \text{ m.}$$

Nous avons trouvé précédemment $l_{0,7R} = \underline{1,198 \text{ m.}}$; la différence est de 3 %.

Conclusion. La forme de l'hélice que l'on peut calculer par la méthode tourbillonnaire ne différera pas sensiblement de celle que nous avons obtenue à l'aide de l'utilisation des diagrammes de la série B de Wageningen.

Note : On peut calculer par la théorie tourbillonnaire la valeur idéale du rapport Fa/F grâce à un diagramme qui nous donne Fa/F en fonction de $\frac{H}{D}$ et du nombre de cavitation σ_0 :

$$\sigma_0 = \frac{h_0 - e - 0,8 R \chi}{1/2 \varphi V_e^2} = \frac{13.687,5 - 0,4 \times 3,24 \times 1.025}{1/2 \times 104,5 \times (6,12)^2} = 6,30$$

Le diagramme donne pour $\frac{H}{D} = 0,975$ et $\sigma_0 = 6,30$; $\frac{Fa}{F} \approx 0,40$

Une telle hélice peut fournir, sans danger de cavitation, la poussée nécessaire pour la route libre; mais elle caviterait durant le chalutage.

C'est par éviter cette dernière cavitation que nous avons du choisir

$$\frac{Fa}{F} = 0,70$$

III. Plan de l'Hélice.

L'hélice a été dessinée en suivant les indications fournies par Van Lammeren dans son livre "Weerstand en voortstuwing van Schepen,, page 121 (édition 1944).

Les éléments nécessaires à la construction de l'hélice sont donnés dans le tableau (ci-joint) Ce tableau, que nous avons complété avec nos données, est extrait de la revue "Schip en Werf" du 20-9-57, N° 19 page 566.

CHAPITRE VI.

LA PROPULSION DIESEL- ELECTRIQUE.

I. Généralités.

Les moteurs à combustion interne, malgré leur simplicité, leur robustesse et l'économie de leur consommation présentent néanmoins, par rapport aux machines à vapeur, un désavantage fâcheux. La puissance diminue avec la diminution de la vitesse. En d'autres termes, quand le navire remorque son chalut, la réduction de la vitesse de rotation de l'hélice signifie que la puissance du moteur tombe à une valeur très basse. Or, comme il est cependant essentiel de pouvoir disposer d'une puissance suffisante, on est conduit à installer des moteurs plus importants qu'il serait nécessaire pour obtenir la seule vitesse de croisière.

- De plus un moteur à combustion interne qui tourne pendant de longues périodes à une vitesse nettement inférieure à celle pour laquelle il a été construit, s'encrasse très rapidement et nécessite de fréquentes révisions.

- On retrouve là les difficultés inhérentes à l'industrie de la pêche ou l'alternance obligatoire des régimes de marche impose à la machine des conditions de service beaucoup plus dures que sur n'importe quel autre type de navire.

- En outre il est indispensable que les divers moteurs assurant différentes fonctions puissent, "comme des frères", s'aider mutuellement et même se substituer l'un à l'autre en cas de défaillance de l'un d'eux et de telle sorte que la pêche ou la route puisse continuer et n'oblige pas à un retour au port prématuré. Si l'on ajoute à cela les besoins élevés en énergie électrique du chalutier-usine, la solution consistant à fractionner la puissance totale requise en groupes comportant chacun un moteur diesel accouplé à une génératrice paraît la plus rationnelle.

- Dans la solution diesel-électrique avec au moins 3 groupes électrogènes, l'un quelconque des groupes peut assurer tous les services demandés à l'ensemble - propulsion - treuil - courant électrique de bord. La sécurité est encore augmentée si la propulsion est assurée par deux moteurs électriques sur un même réducteur.

- De plus, les divers couplages électriques possibles permettent une grande souplesse et une bonne utilisation des moteurs.

- Chaque groupe étant autonome, la disposition de la salle des machines est facilitée, mais il y a des contreparties.

Le prix plus élevé du matériel et surtout une perte de rendement de l'ordre de 15 %, du fait de la transformation de la puissance mécanique en électrique pour être transformée à nouveau en mécanique pour l'hélice. L'énergie perdue étant en grande partie transformée en chaleur, il faut une installation importante de ventilation absorbant de la puissance et une protection contre les vapeurs d'huile qui sont néfastes aux enrroulements. D'autre part malgré la simplicité des schémas électriques, la présence de mécaniciens-électriciens spécialistes est nécessaire à bord. Il faut encore remarquer que le rendement durant la période de pêche (ou une fraction de la puissance est nécessaire) est supérieur à celui du moteur unique ne fonctionnant pas à son régime.

Les moteurs Diesel tournent toujours à la même vitesse et sont tous identiques de même que les génératrices, il s'en suit un minimum d'approvisionnement en pièces de rechanges.

La solution diesel-électrique permet l'emploi de moteurs rapides, le volume habituel de la salle des machines n'en sera pas augmenté et le poids par CV du moteur sera plus faible.

Il faudra cependant placer une isolation suffisante contre le bruit, principal désavantage de l'emploi des diesels rapides.

Toutes les manoeuvres du navire, le contrôle des génératrices et des moteurs d'hélice se font à partir d'un pupitre de commande placé dans la chambre de navigation.

II. Différents systèmes de propulsion Diesel-électrique.

1. Transmission en courant alternatif.

Les diesels entraînent des alternateurs, lesquels alimentent des moteurs d'hélices asynchrones ou de préférence synchrones. Il est possible de grou-

per un grand nombre de groupes et d'atteindre ainsi des puissances importantes (10.000 CV et au-delà) avec des diesels relativement rapides et de puissance modérée.

Par contre pour des puissances inférieures à 2.500 CV, les transmissions en courant alternatifs cèdent la place aux transmissions en courant continu, plus souples et comportant un appareillage plus simple.

2. Transmission en courant continu.

a) La transmission en courant continu la plus ^{répandue} est du type Ward-Léonard. Le principe est suffisamment connu (1), nous n'y reviendrons plus. En plus des avantages communs à toute propulsion électrique, le système possède des avantages propres :

- souplesse et rapidité de manoeuvre accrues.
- Adaptation du couple moteur au couple résistant.

L'inconvénient est qu'une manoeuvre rapide du rhéostat d'excitation (lors du renversement de marche par exemple) peut provoquer des surintensités dans le circuit de propulsion. La difficulté peut être levée par l'utilisation d'un enroulement série discordant sur les génératrices. Ceci conduit à des réalisations plus simples et plus sûres.

b) Système à intensité limitée ou couplage Krämer

On se sert d'une génératrice à trois enroulements - une excitation indépendante : une excitation shunt concordante et une excitation série. Le principe de fonctionnement et les courbes caractéristiques sont données dans le cours d'électrotechnique du Prof. Gillon Tome II page 42.

Par rapport au Ward-Léonard les avantages du système sont :

- régulation approchée de puissance.
- limitation des courants, donc possibilités de manoeuvre rapide des rhéostats de vitesse.

Les systèmes à intensité limitée présentent des courants de court-circuit d'environ deux fois le courant nominal. Ces courants sont dans les limites d'une commutation acceptable, il est donc possible de supprimer les disjoncteurs. Les machines sont protégées par un relais retardé coupant les excitations. L'appareillage peut donc être extrêmement rustique : il ne comporte en dehors de quelques relais et contacteurs d'excitation,

(1) Cours d'électrotechnique du Prof. Eg. Gillon
Tome I page 109 n° 58.

que des sectionneurs et des inverseurs manoeuvrables à vide.

c) Système à intensité constante.

On maintient le courant constant par un régulateur agissant sur l'excitation des dynamos ou des excitatrices. La régulatrice est souvent à trois enroulements. Le réglage de la vitesse et du sens de marche se fait par action sur le potentiomètre d'excitation du moteur de propulsion. Les dispositifs de régulation et les sécurités supplémentaires (sécurité de survitesse, sécurité contre le fonctionnement prolongé à l'arrêt) conduisent à des installations plus complexes. Aussi ce système n'est préconisé que pour des applications spéciales lorsque on veut faire fonctionner de façon absolument indépendante plusieurs moteurs sans avoir à répartir en plusieurs réseaux la puissance totale installée.

Dispositions diverses.

- a) dans les transmissions par courant continu il est commun de coupler en série les dynamos et les moteurs. On évite ainsi les difficultés du couplage en parallèle.
- b) Il y a avantage à prendre des machines auto-ventilées lorsque la vitesse de rotation le permet.

Avant d'expliquer notre schéma, nous tenons à donner une liste bibliographique où l'on peut retrouver avec plus de détails les différents systèmes décrits ci-dessus ainsi que la description d'installations diesel-électriques équipant des chalutiers récents.

- Revue Jeumont N° 45 1959/1 page 3. Propulsions Diesel-électriques
- N° 48 1959/4 pg. 204-225. Les équipements de propulsion diesel-électrique en courant alternatif.
- L'électricité dans la marine. Publication A.C.E.C. 1955.
- Electrotechnik auf Handelsschiffen. Koasack. Springer-Verlag 1956, page 19 291.
- Metropolitan Vickers Gazette Aout 1955 - mai 1958.
- Revue de la Société English Electric juin 1957 page 36.
- B.T.H. Activités, juillet 1959, page 161.
- G.E.C. Journal vol 26 n° 4 page 157.
- A.F.Z. 1962 n 15. page 26
- Tr.I.E.S. Scotland Déc 1951 page 185-226. Diesel-Electric ship propul-

sion in Germany.

III. Choix du mode de propulsion.

Nous pouvons choisir entre un mode de propulsion à une ou deux hélices, avec ou sans engrenages réducteurs.

a) Lorsque la propulsion se fait avec 2 hélices, on possède les avantages suivants :

- réserve de 50 % de puissance en cas d'avarie à une machine.
- moindre charge unitaire des propulseurs.

Comme avec la propulsion diesel-électrique nous possédons suffisamment de souplesse et que la charge unitaire du propulseur ne dépasse pas 2.000CV, il n'y a pas intérêt à placer 2 hélices.

Par ailleurs la propulsion à une hélice donne toujours un meilleur rendement de l'hélice et de la coque.

b) Nous avons intercalé un réducteur entre les moteurs électriques et l'hélice. Ceci nous permet de choisir des moteurs électriques rapides, moins lourds et moins encombrants.

Voici quelques chiffres comparatifs et qui justifient notre choix.

	Moteur électrique à 165 t/m.	Moteur électrique à 890 t/m.
Poids	45.000 kgs.	2 x 6.700 kgs.
PD ²	13.000 kgm ² .	2 x 520 kgm ² .
Débit d'air	260 m ³ /m	2 x 100 m ³
Encombrement: L(m)	3,70 m.	3,30 m.
H(m)	2,25 m.	1,70 m.
B(m)	2,35 m.	2 x 1,60 m
Poids réducteur	-	12.200 kg.

IV. Schéma général de l'installation diesel-électrique du chalutier-usine.

1. TYPE ET CARACTERISTIQUES DES MACHINES.

Avant de commencer ce chapitre, nous tenons à remercier très vivement, Monsieur Dubuisson, directeur du département construction Navale aux A.C.E.C. de Charleroi, et Monsieur Lambert, ingénieur à la même société, pour l'aide

efficace qu'ils nous ont apportée dans le choix et le calcul des différentes machines entrant dans le schéma général.

Si l'alimentation des moteurs électriques de propulsion et du treuil se fait en continu, nous proposons ci-dessous 2 variantes pour l'alimentation du réseau de bord, courant continu ou courant alternatif.

Il n'existe à notre connaissance qu'un seul chalutier-mixte équipé d'un réseau de bord en courant alternatif: le "Burgemeister Smidt". Nombreux sont les constructeurs et les armateurs qui hésitent à employer l'alternatif. Ils craignent des difficultés dans la mise en parallèle des alternateurs et rompent difficilement avec la tradition. La présence d'un réseau de bord en alternatif offre cependant de nombreux et substantiels avantages :

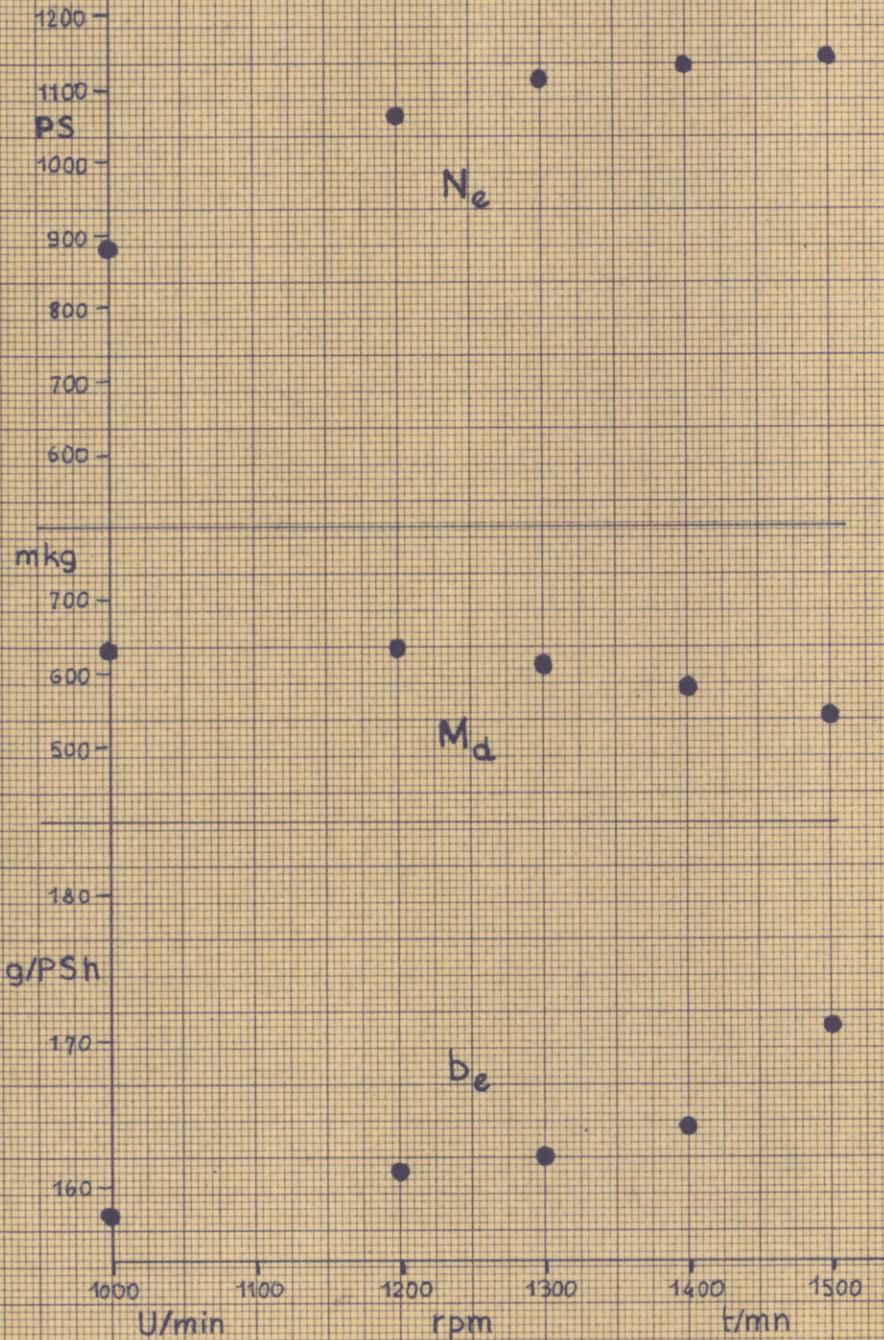
- facilité d'obtention des pièces de rechange.
- des machines de l'usine à poisson peuvent être alimentées directement par le réseau de bord. Nous évitons ainsi l'emploi des convertisseurs qui se rencontrent dans tous les chalutiers-usines à réseau de bord continu. Ces convertisseurs sont pratiquement toujours surchargés. La présence à bord de cette petite source d'énergie alternative incite le personnel à y brancher de nombreux appareils auxiliaires non prévus et qui permettent d'augmenter leur confort.
- alimentation directe de tous les appareils électroniques de bord.

Nous signalons que des études très poussées ont été entreprises par une firme spécialisée Belge pour la construction d'un moteur de treuil de chalut alimenté en alternatif. Une telle réalisation, si elle donne satisfaction au point de vue souplesse, est capable de révolutionner l'équipement électrique des chalutiers. Il n'y aura plus d'objection valable à l'emploi du courant alternatif.

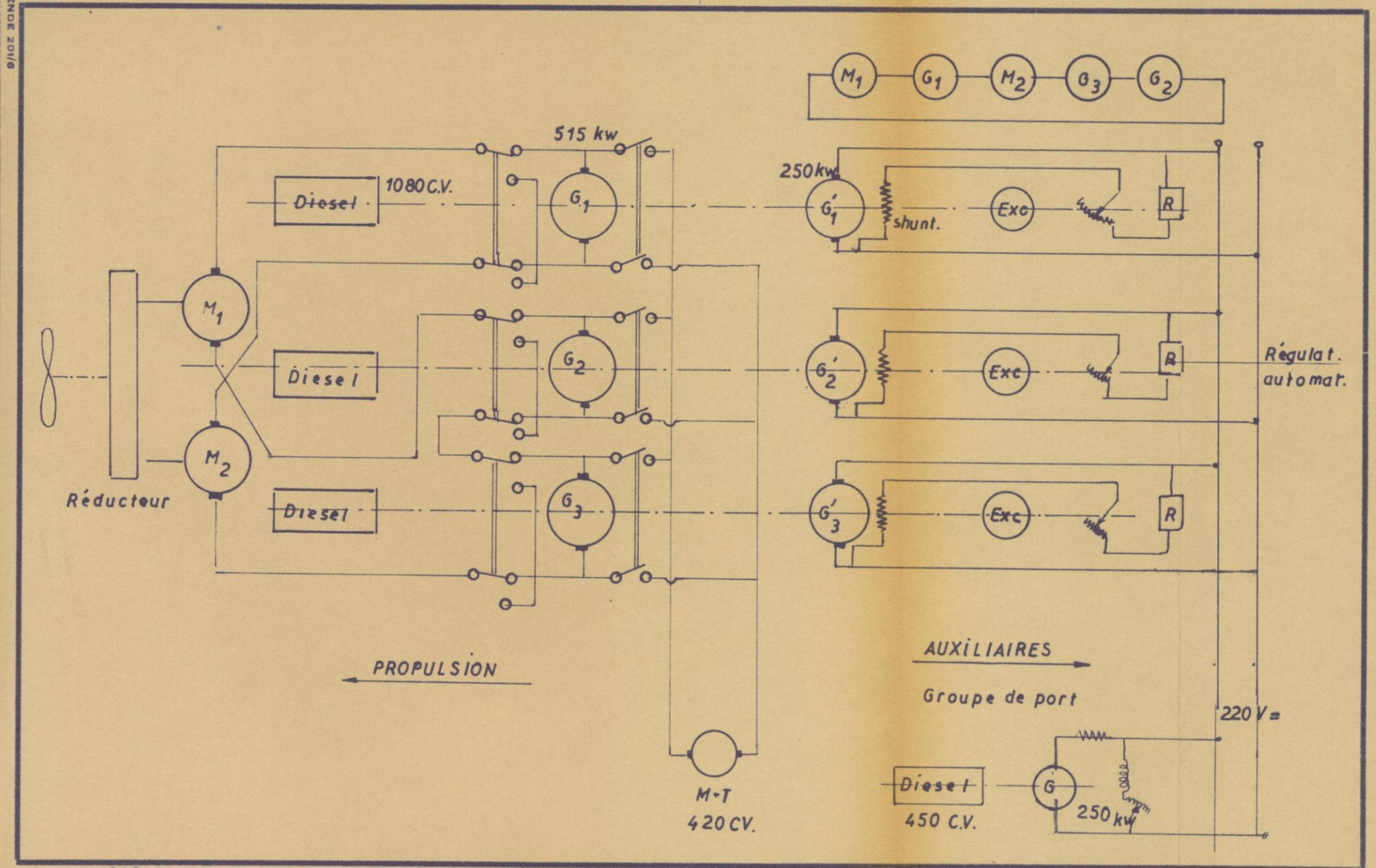
Si nous proposons les 2 solutions c'est que le "tout continu" occupe encore une position très solide dans l'équipement électrique du chalutier. Nous préférons personnellement la solution courant alternatif.

MB 835 Bb

für Hochseefahrzeuge mit elektrischem Antrieb bei gleichbleibender Drehzahl



SCHEMA ELECTRIQUE (réseau de bord continu)



13-7-1962

Cliché type 6155 - KAHN Frères, 7, rue de Spa, Bruxelles 4 - 5000-11-60

G. Cardinael

A. Solution avec réseau de bord en continu.

Le schéma général de l'installation propulsive est représenté à la figure ci-contre. Trois diesels Mercedes-Benz attaquent les 3 génératrices de propulsion et les 3 génératrices auxiliaires. Les génératrices principales sont connectées en série avec les 2 moteurs de propulsion. Le moteur de treuil est alimenté directement à partir des génératrices de propulsion. Un groupe de port fournit l'énergie électrique nécessaire lorsque le navire est à quai. Le système de transmission est du type à intensité limitée. Les couplages des circuits principaux et les sécurité à prévoir font l'objet d'un titre spécial (voir plus loin).

a) Moteurs Diesel de propulsion.

- Les 3 moteurs sont identiques : il s'agit de Mercedes-Benz.

Type : Mb 835 Bb "für Hochseefahrzeuge mit Electricischem Antrieb bei gleichbleibender Drehzahl" - 12 cylindres en V - suralimentés avec refroidissement de l'air d'admission.

- refroidissement à l'eau.

Puissance continue (24 hrs sur 24) : 1080 CV à 1200 t/m.

Alésage : 190 mm.

longueur : 2320 mm.

Course : 230 mm.

largeur : 1506 mm.

Cylindre : 78,25 l.

hauteur totale: 2.300 mm.

Vitesse moyenne du piston: 11,50 m/sec.

Poids : 3.900 kg.

Pression moyenne effective: 13,60 kg/cm²

Rapport poids puissance:
2,20 kg/CV.

Démarrage : air comprimé.

b) Equipement

L'équipement comporte :

1. 2 moteurs identiques de 900 CV attaquant l'hélice par réducteur .

Type A.C.E.C. 6. P.M. 156 Forme D.5 2 paliers et 1 bati.

- Bout d'arbre cylindrique.

- Paliers à coussinets lubrifiés par déviation sur le circuit de graissage des diesels.

- Isolation classe B.

- Excitation indépendante sous 220 V. (3,5 kw).

- Ventilation indépendante : 2 x 100 m³ : min.

- Boîte à bornes au-dessus de la cuirasse.
- Buselures pour entrée et sortie de l'air.

Puissance : par moteur 900 CV - 450 V à 890 t/m (Marche avec 2 groupes électrogènes 2 x 600 CV. : 300 V)

Poids : 6.700 kg.

PD² : 520 kgm²

Rendement 4/4 charge : 93 %.

Dimensions : voir plan d'encombrement. (en annexe)

2. 3 groupes électrogènes de Propulsion comportant chacun :

a) 1 génératrice de propulsion. Type 6.P.M. 141 ACEC.

- 2 paliers
- graissage par dérivation sur le circuit de lubrification du Diesel correspondant.
- machine du type fermée avec tubulures pour entrée et sortie d'air.
- Ventilation indépendante par ventilateur : 70 m³/min.
- Excitation indépendante fournie par une excitatrice à 4 roulements spécifiée ci-après (3kw).

Caractéristiques nominales : (1) en propulsion.

515 kw; 300 V; 1715 A; 1200 t/m

PD² : 320 kgm². Poids : 4.320 kg.

Rendement 4/4 : 93 %.

Encombrement voir croquis. (en annexe)

(2) Entreuil.

320 kw. 255 V; 1255 A, 1200 t/m,

b) 1 génératrice de bord type A.C.E.C. CV.803. 250 kw. 220 V.

- excitation Shunt.
- fonctionnement avec régulateur automatique de tension.
- Palier à roulements.
- Type fermé et ventilé. Isolation : classe B.
- boîte à bornes sur le côté de la cuirasse.

Caractéristiques nominales : 250 kw - 220 V - 1130 A (marche continue)

Vitesse en charge : 1200 t/m.

Les encombrements sont donnés sur le plan ci-joint.

c) 1 excitatrice. Type : CV. 396.

prévue pour alimenter le circuit d'excitation des génératrices, soit en propulsion soit en treuil.

- type fermé ventilé.

- Puissance d'excitation 3 kw.

- Génératrice à 4 enroulements:

1 enroulement série discordant.

1 enroulement indépendant sous 220 V.

1 enroulement Shunt

1 enroulement Voltmétrique (combat les courants de circulation)

Poids : 265 kg.

PD^2 : 1,55 kgm^2 .

Les encombrements sont donnés sur le plan A.C.E.C. C.5.695 941^b.

d) 1 transmission par courroie trapézoïdale pour entraînement de l'excitatrice.

Capot de protection.

e) 1 manchon d'accouplement élastique pour l'entraînement de la génératrice de bord.c) Groupe électrogène de port.

Ce groupe doit être capable d'assurer les besoins vitaux en électricité pendant l'arrêt des moteurs de propulsion. Ces besoins comprennent notamment :

- maintien en fonction des compresseurs de refroidissement des cales et des chambres frigorifiques.

- éclairage de bord.

Le groupe comprend :

1) 1 génératrice à courant continu

Type A.C.E.C. CV.803 Forme B-3 (4 pattes de fixation 1bout d'arbre)

Excitation compund.

Palier à roulements.

Isolation : classe B, Déparasitée; type ventilé, fermé.

Prescription du Bureau Véritas. Ambiance 45°.

Caractéristiques nominales :

marche continue : 250 kw - 220 V - 1130 A.

Vitesse en charge : 1.200 t/m.

Vitesse à vide : 1.250 t/m.

Règlage de tension :

à vide : 220 V.

4/4 charge: 220 V.

1/2 charge: 227 V.

Poids 2.350 kg.

Rendement : 93 %.

PD² : 110 kgm².

Plan : A.C.E.C. 5.698. 397.

2) 1 rhéostat d'excitation.

Type : A.C.E.C. 28 I.E.W. (2 x 88 Plots)

- 1 bout d'arbre libre.

- Prévu pour montage à l'arrière du tableau électrique central.

Poids : 35 kgr.

Plan : 5.135. 849. ACEC.

3) 1 Accouplement élastique :

pour entraînement de la génératrice par le moteur Diesel.

Type : N.A.T. 440 "Cebhol"

Cet accouplement s'impose, parce qu'il tolère les imperfections inévitables de montage et les défauts d'alignement accidentel en service.

Toutes les caractéristiques sont contenues dans la feuille catalogue 188-11.

4) Un moteur diesel.

Type : Mercedes-Benz. M.B.836. Db. 450 CV à 1200 t/m.

6 cylindres en ligne, turbocompresseur et refroidissement de l'air d'échappement.

Alésage : 175 mm.

Longueur : 2325 mm.

Course : 205 mm.

Largeur : 1120 mm.

Cylindre : 29,60 l.

Hauteur : 1665 mm.

Vitesse moyenne du piston: 10,25 m/sec. Poids : 2290 kg.

Pression moyenne : 13,16kg/cm².

Démarrreur pneumatique.

d) Equipement pour treuil de chalut.

Cet équipement comprend :

1) un moteur de treuil.

Type A.C.E.C. CV.803. Ventilé fermé

Forme B.3; 2 bouts d'arbre, Paliers à roulement

Isolation : classe B.

Prescription du Bureau Véritas; ambiance de 45° C.

Excitation indépendante sous 220 V.

Caractéristiques nominales (durée 30 minutes)

420 CV - 255 V - 1255 A - 975

Rendement : 93 % 4/4.

Calage : 1,4 couple nominal.

Vitesse à vide : 1,5 x la vitesse nominale.

Poids : 350 kg.

PD² : 110 Kgm².

Plan 5.039.446.

2) Une génératrice d'alimentation.

L'alimentation du moteur se fait par une génératrice de propulsion au moyen d'un inverseur. Les caractéristiques d'excitation de l'excitatrice sont modifiées lors de la manoeuvre de l'inverseur principal.

Les caractéristiques de la génératrice correspondent à celles indiquées ci-dessus pour l'équipement de propulsion.

3) 1 manipulateur de commande.

Placé à la timonerie, destiné à la commande du treuil.

Type : A.C.E.C. PAA.C. 30-28.

Poids 12,5 kgs.

Plan 5.154 086.

4) 1 Résistance de réglage.

Type A.C.E.C. 5.154.938.

5) 1 Coffret de protection comprenant :

1 contacteur d'excitation.

1 relais à maxima.

Fusibles de protection de la bobine du moteur.

6) 1 électro de frein.

Type : A.C.E.C. FCD 310 Noyau 13
 Shunt - 220 V. course 5,60 cm.
 Force nette : 65 kg. marche : 30' en charge.
 Poids : 92 kgs.
 Plan : 5.203 - 513 A.

Note : Tous les plans mentionnés ci-dessus et relatifs à la partie électrique peuvent être obtenus aux Ateliers de constructions électriques de Charleroi (A.C.E.C.) à Charleroi (Belgique)

e) Treuil de chalut.

La tendance actuelle s'oriente vers l'emploi de treuil de chalut à vitesse de relevage très élevée (2m/sec). Comme pour un chalutier-usine de grandes dimensions, les efforts de traction prennent de valeurs importantes (12 à 14 t), nous avons fait choix du dernier type de treuil fabriqué par les ateliers Brusselle à Nieuport.

Ses principales caractéristiques sont :

Type : K.M.C. à bati caisson caréné, avec guide-cable automatique et individuel par tambour.

Distance entre poupées : 5910 mm. Diamètre des cables : 26 mm.

Capacité théorique par tambour : 3.350mm. Effort nominal : 14 t.

Vitesse nominale : 2 m/sec.

Effort de calage : 21 T.

Le fonctionnement de ce treuil exige, pour une traction de 14 T avec une vitesse de relevage de 2 m/sec, un moteur électrique développant 420CV à 975 t/m.

Le premier treuil de ce type a été livré en juin 1962, il est destiné à équiper le grand chalutier français à pêche à l'arrière : "Colonel Plevers II", lancé il y a quelques mois.

Il est muni de freins pneumatiques conjugués à l'indicateur de traction des funes avec avertisseur sonore et optique. Ce système permet de libérer les funes depuis la cabine du capitaine de pêche dès que l'avertisseur indique une anomalie dans la traction. Ce signal est déclenché aussitôt que la traction atteint un stade prédéterminé par le capitaine en fonction des fonds et du type de pêche qu'il veut réaliser. Cette faculté de libérer

les funes en cas de croche permet de diminuer la grosseur des câbles et donc la taille de l'encombrement des treuils, alors que jusqu'à présent on avait tendance à augmenter la section des funes pour mieux résister à la puissance de traction toujours plus forte. La manoeuvre automatique peut toujours être reprise manuellement; le frein utilise une pression d'air de 7 Kg/cm^2 .

f) Réducteur.

Nous choisissons un réducteur Renk; 2 entrées - 1 sortie répondant aux caractéristiques suivantes.

Réducteur A.G.S. 2 x 100 s.

Puissance : 2 x 900 CV

$n_1 = 890 \text{ t/m}$ $n_2 = 165 \text{ t/m}$.

Rotation à droite. Poids 12,2 T.

Poussée de l'hélice : 12.100 kg.

B. Solution avec réseau de bord en alternatif.

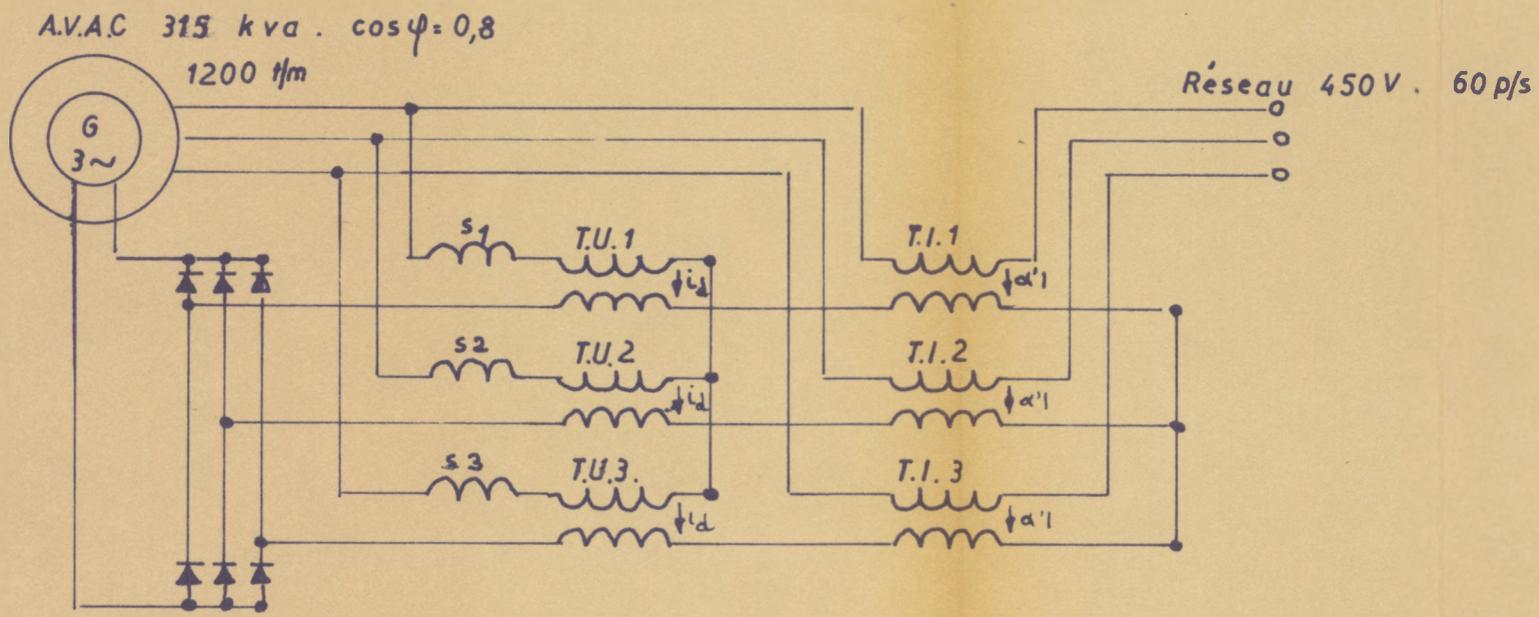
Nous avons voulu laisser à l'armateur un libre choix entre un réseau de bord en courant alternatif et un réseau en courant continu, en nous efforçant de maintenir pour les 2 cas, des diesels, des génératrices et des moteurs de propulsion de même régime et de même puissance.

Nos diesels tournant à 1200 t/m, nous avons choisi une fréquence alternative de 60 p/sec, la tension étant de 440 Volts. Cette solution nous semble meilleure que le 380 V 50p/sec qui exige des diesels de 1000 ou 1500 t/m. Le bruit atteignant un niveau fort élevé, la vitesse de 1500 t/m est une limite, tandis qu'à 1000 t/m l'encombrement et le poids par C.V.E. des moteurs est plus important qu'à 1200 t.; nous perdons ainsi un des avantages de la solution diesel-électrique.

Comme indiqué ci-dessous, les 3 alternateurs de bord sont du type compoundé. Nous savons que le complément habituel des alternateurs est le régulateur automatique de tension; dispositif électro-mécanique qui agit généralement sur le circuit d'excitation de l'excitatrice de manière à maintenir constante la tension de sortie de l'alternateur, quelles que soient les variations de charge et du facteur de puissance du circuit d'utilisation.

Le compoundage permet la suppression du régulateur et de l'excita-

Schéma de principe de l'excitation d'un ALTERNATEUR COMPOUNDÉ.



15-7-1962

G. CARDINAEL .

trice et fournit les avantages suivants

- autoréglage de la tension avec une précision de $\pm 2,5 \%$.
- temps de réponse très réduit, de l'ordre de quelques périodes.
- Entretien quasi nul et grande sécurité de fonctionnement.

Le Schéma de principe est indiqué à la figure ci-contre.

- L'excitation rotarique est fournie par un redresseur triphasé à 2 alternances, alimenté par le secondaire d'un transformateur T.U. ayant 2 enroulements primaires.

L'enroulement de marche à vide fournit le courant d'excitation à vide i_0 décalé de 90° par rapport à la tension au moyen des Selfs S_1 , S_2 et S_3 .

En charge, l'enroulement série T.I. ajoute les ampères-tours d'I en phase avec le courant débité I et rétablit l'excitation nécessaire.

Notons que la marche en parallèle de plusieurs alternateurs compoundés identiques se fait en branchant les rotors en parallèle.

Les 3 alternateurs employés sont du type A.C.E.G. A.V.A.C. 7045.

315 kVA; $\cos \varphi = 0,80$ (250 kw); 440 V. 60 périodes 1200t/m Type compoundé.

Forme B-3 ; 2 bouts d'arbre.

Poids : 2.000 kg.

PD² : 73 kgm².

Plan : 3.032.650 (catalogue A.C.E.C.).

Isolation : stator classe A.

Rotor classe B.

2. COUPLAGES ET SECURITES.

Les couplages et les principales sécurités sont illustrées par un plan spécial (en annexe).

a) Couplage des circuits principaux.

Les moteurs et génératrices de propulsion sont généralement prévus avec inverseurs ce qui permet de retirer du circuit l'une ou l'autre machine en cas d'avarie ou lors d'un fonctionnement à puissance réduite.

Il est prévu 3 inverseurs supplémentaires I6 - I7 - I8 lorsque l'on doit alimenter le treuil de chalut par l'une ou l'autre des génératrices

de propulsion.

Si les conditions de fonctionnement sont modifiées par variation du nombre de moteurs ou génératrices en fonctionnement, les caractéristiques d'excitation des moteurs et génératrices doivent être ajustées au fonctionnement prévu. Ceci est réalisé par les contacts auxiliaires placés sur les inverseurs, soit par un combinateur qui réalise le couplage désiré des résistances de réglage ceci avec verrouillage qui ne permet pas la mise en marche avant que tout soit en ordre.

b) Sécurité à prévoir.

En réalité, c'est la fermeture du contacteur général d'excitation par l'intermédiaire du manipulateur qui permet le démarrage.

En plaçant dans le circuit de la bobine du contacteur des verrouillages nécessaires, on peut donc contrôler la bonne marche de l'installation puisque la coupure de cette bobine arrêtera l'installation en cas d'avarie grave. Mais ce déclenchement ne peut être produit qu'à l'extrême limite.

Les sécurités à prévoir sont :

1) sur circuit d'excitation

Fusibles ou disjoncteurs magnétothermiques largement prévus pour éviter des déclenchements intempestifs.

2) Ventilateurs, moteurs et génératrices de propulsion

Les ventilateurs des machines doivent entrer en fonctionnement avant le démarrage - donc verrouillage à prévoir dans le circuit d'excitation.

Ce verrouillage est assuré, soit par un contact auxiliaire du démarreur du ventilateur intéressé, soit par un contact du coupleur qui vient court-circuiter le démarreur si le moteur ou la génératrice est mise hors circuit.

3) Surcharges ou court-circuit

Il est prévu dans le circuit de propulsion et dans celui du treuil, des relais à maxima temporisé qui actionnent un signal d'alarme préventif.

4) Echauffement exagéré des machines.

Thermomètres à contact placés dans le circuit d'air à la sortie des machines.

5) Echauffement exagéré de l'huile des paliers.

Contrôlé par thermomètre à contact actionnant un signal d'alarme.

6) Circuit de lubrification des paliers.

Manostat contrôlant la pression d'huile et actionnant ^{un} signal d'alarme si la pression d'huile tombe en dessous d'un minimum prévu.

D'une façon générale, on évite de provoquer un déclenchement sur le circuit de propulsion.

Les sécurités utilisées agissent le plus souvent sur un dispositif d'alarme qui signale au personnel l'incident susceptible de se produire afin que l'on puisse y remédier immédiatement.

C) Groupes électrogènes de propulsion comportant des alternateurs alimentant le réseau du bord.

Dans le cas présent, il n'est pas à conseiller de prévoir des alternateurs remplaçant les génératrices CC avec fonctionnement en parallèle alimentant 1 seul jeu de barres.

En effet, les groupes peuvent être inégalement chargés, par exemple si un groupe est retiré de la propulsion pour alimenter uniquement le treuil de chalut.

La puissance du moteur Diesel est en effet surabondante par rapport à celle réclamée par l'alternateur : 1080 CV pour 400 CV réclamés par l'alternateur. Lorsque le treuil est arrêté, il y aura 1080 CV disponibles sur l'alternateur.

Le couple synchronisant de l'alternateur n'aura aucun effet sur le moteur Diesel et l'alternateur ne pourra ramener le groupe à une marche stable.

Pour conserver la disposition actuelle pour le fonctionnement avec alternateurs, il faudra que le circuit de bord soit prévu en 2 ou 3 parties qui seront alimentées chacune par les alternateurs. On peut prévoir d'ailleurs des inverseurs au tableau pour opérer les permutations voulues entre les alternateurs.

CHAPITRE VII.

COMMENTAIRES SUR LE PLAN D'ENSEMBLE.

1. Cales et double fond.

Les différents volumes (gasoil - eau - cales à poisson, salle des machines) ont été répartis de façon à donner au bateau une assiette pratiquement nulle.

a) Cales à poisson.

Pour une question de stabilité, nous avons été obligés de prévoir 2 cales à poisson. C'est un désavantage car il faut prévoir des convoyeurs ou des tapis roulant pour transporter les filets glacés et emballés de l'usine à la cale 2. Les armateurs se montrent toujours réticents devant une telle séparation qui a pour effet de couper longitudinalement le bateau en 2 parties. Cependant lorsque le volume des cales à poisson devient important ($\pm 1000 \text{ m}^3$), il est très difficile de faire autrement et tous les grands chalutiers, usines possèdent au moins 2 cales à poisson: l'une à l'arrière et l'autre à l'avant.

En conformité avec le règlement du B.V., nous avons séparé la cale 1 d'un tank à gasoil par une lame d'air. D'après les constructeurs ce système donne lieu à des difficultés en cas d'accidents et de réparations éventuelles; aussi préfèrent-ils placer un cofferdam. C'est cette disposition que nous avons adoptée pour la cale 2.

N.B. Tous les volumes indiqués sur le plan d'ensemble ont été calculés à l'aide du plan des formes et des courbes de Bonjean.

b) Gasoil.

Nous avons concentré le plus possible des tanks à gasoil de manière à éviter de longs tuyautages inutiles. La Salle des machines principales est pourvue d'un tank journalier.

Un cofferdam sépare les tanks à gasoil de la salle des machines et

des cales à poisson. La salle des machines fait l'objet d'un plan spécial.

c) eau-douce.

Le fonctionnement de l'usine exige des quantités importantes d'eau-douce, nous avons donc prévu un réservoir d'eau dans son voisinage immédiat. Les réservoirs milieu et avant alimentent les emménagements. Les 3 tanks peuvent être alimentés par des évaporateurs placés dans la salle des machines.

d) Fabrique à farine.

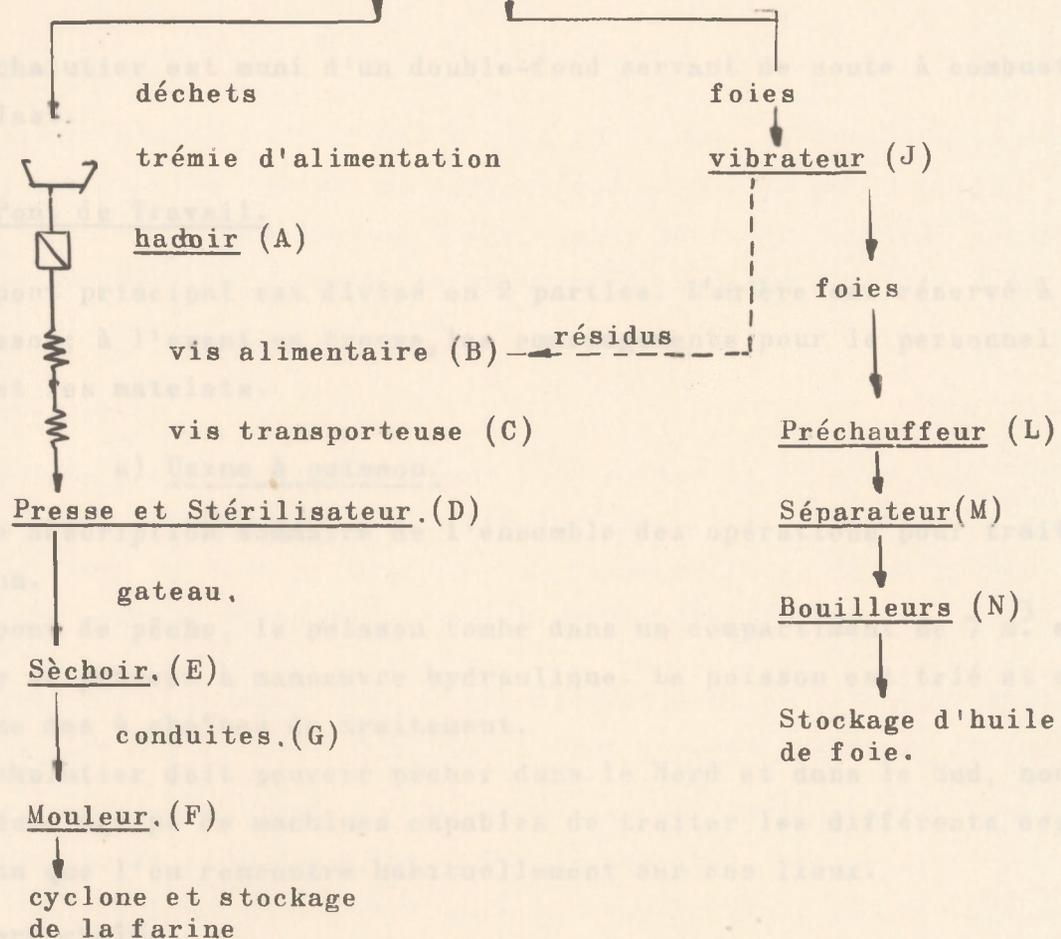
La fabrique à farine est située sous l'usine du pont principal. Les déchets de poisson venant des 4 chaînes de traitement y arrivent par l'intermédiaire de convoyeurs à vis et d'une chute. La farine est stockée dans la cale voisine, tandis que l'huile de foie est stockée dans un réservoir sous la machine à gouverner. Nous reproduisons ci-dessous le flow-sheet de la fabrication.

Après avoir pris l'avis des spécialistes allemands de la firme Schlotterhose à Bremerhaven, nous avons décidé de séparer complètement la fabrication d'huile de foie et celle de farine. Actuellement seule la vente d'huile de foie pure est intéressante. Nous devons donc séparer les foies des autres déchets avant que ceux-ci ne pénètrent dans le hachoir.

e) Salle de commande

Nos diesels de propulsion tournent à des régimes élevés (1200 t/m). Dans la salle des machines, le bruit risque de dépasser le seuil admissible (90 à 95 db d'après les projets de règlement). Afin d'améliorer les conditions de travail des mécaniciens, nous avons recouru aux moyens suivants :

- Isolation acoustique partielle de compartiment machine.
- On prévoit dans ce même compartiment une cabine insonorisée qui contiendra le pupitre de commande des moteurs, le tableau de distribution, les instruments de contrôle et de signalisation des auxiliaires.



Les lettres ont la même signification que celle indiquée sur le plan au 1/25° de l'usine (donné en annexe).

Il est intéressant de remarquer que dans les "Fairtry", les foies ne sont pas séparés. Tous les déchets sont traités simultanément. Une description de l'usine des "Fairtry" est donné dans - Fairtry factory Fishing fleet; Supplément to fishing news; April 24, 1959.

e) Salle de commande

Nos diesels de propulsion tournent à des régimes élevés (1200 t/m). Dans la salle des machines, le bruit risque de dépasser le seuil admissible (90 à 95 db d'après les projets de règlement). Afin d'améliorer les conditions de travail des mécaniciens, nous avons recours aux moyens suivants :

- Isolation acoustique partielle du compartiment machine.
- On prévoit dans ce même compartiment une cabine insonorisée qui contiendra le pupitre de commande des moteurs, le tableau de distribution, les instruments de contrôle et de signalisation des auxiliaires.

Le chalutier est muni d'un double-fond servant de soute à combustible et à ballast.

2. Pont de Travail.

Le pont principal est divisé en 2 parties. L'arrière est réservé à l'usine à poisson; à l'avant se trouve, les emménagements pour le personnel de l'usine et les matelots.

a) Usine à poisson.

Voici une description sommaire de l'ensemble des opérations pour traiter le poisson.

Du pont de pêche, le poisson tombe dans un compartiment de 7 m³ environ à travers un panneau à manoeuvre hydraulique. Le poisson est trié et envoyé vers l'une des 4 chaînes de traitement.

Le chalutier doit pouvoir pêcher dans le Nord et dans le Sud, nous l'avons donc équipé de machines capables de traiter les différents espèces de poisson que l'on rencontre habituellement sur ces lieux.

Première chaîne.

Cette chaîne permet de traiter le Dentex et tous les autres poissons de bonne structure. Elle comprend

- une machine à étêter "Baader 412"
- une machine à fileter "Baader 158"
- 2 écorcheuses "Baader 47"

Deuxième chaîne.

Elle permet de traiter tous les poissons appartenant à l'espèce "Medium white fish" (40 à 70 cm). Ces poissons sont habituellement pêchés dans le Nord. Elle convient parfaitement pour la "medium Merluzza" qui se rencontre dans les mers plus au Sud.

Elle comprend :

- une machine combinée pour étêter et fileter, Type "Baader 338".
- 1 écorcheuse "Baader 47".

Troisième chaîne.

Il s'agit d'une chaîne de filetage à main qui permet de traiter toutes les prises importantes et dont la composition ne permet pas l'emploi d'une des 3 chaînes automatiques. Cette chaîne peut être équipée d'une machine "Baader 348" qui découpe le poisson en tronçons de 25 mm d'épaisseur.

Quatrième chaîne.

Elle se compose d'une machine combinée pour étêter et fileter, Type "Baader 150" et de deux écorcheuses "Baader 47". Elle traite le "redfish" pêché dans le Nord, et dont la longueur est comprise entre 30 et 55 cm. Elle convient pour le Burro et la dorade pêchés dans le Sud.

- Les déchets des 4 chaînes tombent directement dans un convoyeur à vis placé sous les différentes machines et sont envoyés à l'usine de farine.
- Après traitement, le poisson est mis dans des bacs d'Aluminium et passe dans la partie de l'usine réservée à la congélation. Le poisson peut être congelé soit dans un tunnel soit dans un congélateur à plaques horizontales. Le débit total de l'installation est de 15 t en 16 hrs. Si le tunnel permet une congélation continue, le temps nécessaire pour congeler une charge de poisson dans un congélateur à plaques est de 2 heures environ.
- A la sortie des congélateurs, les bacs d'Al. sont dirigés vers les installations de dégivrage et de glaçage. Deux réservoirs d'eau-douce réchauffée à la vapeur servent à dégivrer le poisson. Les blocs sont placés sur des convoyeurs qui les enfoncent trois fois dans l'eau. On peut régler la vitesse de ce dernier procédé afin d'obtenir une couche de glace d'épaisseur nécessaire.
- Après le glaçage, au moyen d'un panneau incliné, les blocs descendent directement sur la table d'emballage; après quoi, les blocs sont transportés dans la cale avant au moyen de tapis roulant ou de convoyeurs, ou bien directement dans la cale arrière.
- A l'arrière nous avons prévu des installations sanitaires pour le personnel de l'usine.

b) Emménagements :

Notre équipage comprend :

- 1 Capitaine.
- 1 Capitaine de pêche.
- 4 officiers.
- 1 chef mécanicien
- 6 assistants.
- 2 électriciens.
- 2 frigoristes.
- 1 radio.
- 1 cuisinier.
- 1 steward.
- 40 matelots et ouvriers d'usine.

Les matelots et personnel d'usine sont logés dans 10 cabines à 4 personnes. Ces cabines comportent :

- 2 fois 2 lits superposés de 2,00 x 0,90 m, placés longitudinalement de manière à soustraire le plus possible l'équipage aux effets du roulis.
- 4 armoires (une par personne)
- 1 sofa
- 1 table rabattable et 1 chaise.

Chaque cabine possède un hublot, une installation de ventilation forcée et un chauffage central à l'eau chaude.

- Une vaste salle de repos et une petite bibliothèque sont à la disposition de l'équipage subalterne. Tout à côté se trouve l'emplacement réservé au gyro-compass.

- Sur le même pont, mais plus à l'avant, sont encore logés :

les 2 mécaniciens frigoristes, les 2 électriciens, le cuisinier et le steward. Une cabine avec douche est réservée à deux invités.

- La présence des convoyeurs menant le poisson dans la cale avant rend difficile le passage de l'équipage de babord à tribord. Nous avons dès lors prévu des installations sanitaires identiques à tribord et à babord. Ces installations comprennent, lavabo, douches, salles de bain, et w-c. en nombre supérieur au minimum exigé par les règlements maritimes.

- On rencontre encore dans la partie avant du pont de travail, -une salle de stockage pour les cartons destinés à emballer les filets. Cette salle

est en communication directe avec les convoyeurs, les cartons arrivent ainsi facilement à la table d'emballage.

- un lavoir
- une chambre frigorifique.
- deux magasins.

Du pont de travail, on peut accéder facilement :

- au pont supérieur.
- à la salle des machines
- au magasin aux chaînes
- à la fabrique de farine.

3. Pont Supérieur.

a) Partie arrière.

L'arrière du Shelterdeck est complètement dégagé, afin de permettre le relevage et la mise à l'eau des filets. La longueur libre du pont est de 28 m, ce qui n'est pas suffisant pour relever le filet d'un coup (longueur du filet + 45 m).

Le hissage comprendra dès lors plusieurs opérations :

1. Le treuil principal enroule les funes jusqu'au moment où les planches de chalut viennent buter contre l'arrière du chalutier. Elles y sont fixées.
2. Par l'intermédiaire d'une pantoire longue, les bras sont reliés à une ligne auxiliaire munie de deux bollards et de treuils.
3. Les treuils auxiliaires enroulent les bras; les flotteurs sortent de l'eau et le bourrelet vient se fixer contre un gabarit en acier.
4. Un palan de hissage saisit le filet en son milieu; le cul du chalut sort de l'eau.
5. Un palan de relevage soulève le cul du chalut et le filet peut se vider dans l'entrepont.
6. La mise à l'eau du filet est facilitée par la présence d'un mât de charge du cul de chalut.

A l'arrière sur le pont principal se trouvent aussi :

- 3 écoutilles; 2 latérales permettant de décharger la cale à farine au moyen de bomes de 1 T placées sur le portique arrière.
- 1 centrale permettant de vider la cale à poisson par une bome de 1,5 T fixée au mat portique principal.
- L'échappée du pont tunnel et l'accès à la machine à gouverner.

b) Partie centrale.

Elle est réservée aux emménagements et comportent les logements :

- du chef-mécanicien.
- des officiers.
- des mécaniciens.
- des assistants.

En dehors de 2 assistants, ils sont tous logés dans des cabines individuelles possédant lit, lavabo, divan, armoire, chaise, table. Les cabines du chef-mécanicien et du 1^o officier sont plus spacieuses.

On y trouve également - le mess des officiers et le mess des équipages, tous deux situés dans le voisinage de la cuisine. Conformément au règlement, plus de la moitié du personnel peut prendre ses repas en même temps.

- des installations sanitaires en suffisance.
- un local de ventilation, un atelier d'électricité, un local de stockage pour bombes de CO₂, un local réservé aux groupes de secours.

c) Partie avant.

En dehors de l'écoutille permettant le déchargement de la cale 1 grâce à 2 bomes travaillant en "télégraphe", il s'y trouve un canot de service qui peut être mis à flot par les mêmes bomes.

- Les mats supportent les antennes radio et radar, ils sont munis de feux conformément au règlement de l'Inspection maritime.

4. Pont Passerelle.

La timonerie est munie de tous les appareils modernes; Decca, Sondeur ultra-sonore, loch... Les principales commandes sont dédoublées et se retrouvent dans la cabine du capitaine de pêche, située tout à fait à l'ar-

rière ce qui lui permet de suivre les opérations de hissage du chalut.

Le capitaine possède un salon et un dortoir. Sur ce pont se trouve également :

- le logement du télégraphiste.
- la chambre des cartes.
- un local contenant des accus capables d'assurer le fonctionnement des appareils radios en cas de détresse.
- un hopital avec installations sanitaires particulières.

Les engins de sauvetage se composent de 2 canots et de plusieurs engins pneumatiques Dunlop "Liferafts" à gonflage automatique et d'encombrement réduit.

Longueur : 8,00 m.

Largeur : 1,60 m.

Afin d'obtenir une disposition convenable des tôles du bordé, nous avons procédé de la manière suivante.

4) Arçonnement longitudinal.

Nous avons dessiné les contours longitudinaux des tôles sur la coupe transversale du plan des formes, nous les avons étendu reportés sur la coupe longitudinale. Ainsi nous pouvons nous rendre compte de tout détail d'arçonnage. Nous n'avons dessiné le développement du bordé qu'après balancement convenable effectué sur le plan des formes.

5) Arçonnement transversal.

Nous nous sommes efforcés de diviser transversalement les tôles de façon à permettre un prémontage important tout en employant des tôles de dimensions maxims.

Les tôles soudées au prémontage sont indiquées sur le développement par le signe $\#$. Les soudures effectuées sur la coque sont indiquées par \dagger .

6) Épaisseur des tôles.

Dans le chapitre consacré aux navires de pêche, dans le règlement 1958, du R.V. nous lisons :

... Les chalutiers de grandes dimensions et dont les formes de coque se rapprochent de celles des navires de charge (surilles verticales au milieu, relevé des sautoirs réduits) feront l'objet de règles spéciales de la part de l'administration. Celle-ci pourra demander pour les dimensions de la

CHAPITRE VIII.

DEVELOPPEMENT DU BORDE.

Les dimensions des tôles à notre disposition ont les valeurs maximales suivantes :

Longueur : 8,00 m.

Largeur : 1,60 m.

Afin d'obtenir une disposition convenable des tôles du bordé, nous avons procédé de la manière suivante.

α) Agencement longitudinal.

Nous avons dessiné les contours longitudinaux des tôles sur la coupe transversale du plan des formes, nous les avons ensuite reportés sur la coupe longitudinale. Ainsi nous pouvons immédiatement nous rendre compte de tout défaut d'agencement. Nous n'avons dessiné le développement du bordé qu'après balancement convenable effectué sur le plan des formes.

β) Agencement transversal.

Nous nous sommes efforcés de diviser transversalement les tôles de façon à permettre un prémontage important tout en employant des tôles de dimensions maximales.

Les tôles soudées au prémontage sont indiquées sur le développement par le signe \equiv . Les soudures effectuées sur la coulisse sont indiquées par ∇ .

γ) Epaisseur des tôles.

Dans le chapitre consacré aux navires de pêche, dans le règlement 1958, du B.V. nous lisons :

.... Les chalutiers de grandes dimensions et dont les formes de carène se rapprochent de celles des navires de charge (murailles verticales au milieu, relevé des varangues réduit) feront l'objet d'un examen spécial de la part de l'administration. Celle-ci pourra demander pour des éléments de la

structure l'application pure et simple des règles relatives à la marque L...

Nous avons décidé de construire entièrement notre chalutier avec la marque L. Notre avant-projet ne pouvant faire l'objet d'une étude de l'administration, nous ne pouvons savoir pour quels éléments de la structure il faut maintenir les règles relatives à la marque F. (haute mer)..

- dimensions à prendre en considération (suivant le B.V.)

$$\text{Longueur } L = 0,96 L_{\text{flott}} = 76,70 \text{ m.}$$

$$\text{Creux } C = 9,61$$

$$\text{Rapport } \frac{T}{C} \text{ non corrigé} = \frac{5,05}{9,61} = 0,525$$

$$\text{Rapport } \frac{T}{C} \text{ corrigé } \left(\frac{L}{C} < 12 ; L > 75 \text{ m; écartement normal des membrures} \right)$$

$$\frac{5,05}{9,61} + 1,70 \times 0,011 + 0,025 \times 4 = \underline{0,643}$$

L'épaisseur des tôles est donc à prendre dans la colonne

$$\frac{T}{C} = 0,600$$

Notes :

- a) Comme notre chalutier peut être amené à pêcher dans des mers septentrionales (mer de Barentz), nous avons jugé opportun de renforcer légèrement les tôles placées à l'avant aux environs de la flottaison en charge. Ce renforcement est inférieur à celui exigé pour obtenir la marque "glace".
- b) Conformément au règlement, le carreau est renforcé aux extrémités du château central (épaisseur 18 mm).
- c) Toutes les ouvertures principales du bordé ont été indiquées sur le plan. Il s'agit des trous de nable permettant le nettoyage et la vidange de toutes les citernes. Les ouvertures dans le parois restent inférieures à 230 mm. On évite ainsi de devoir placer une protection horizontale.

CHAPITRE IX.

COUPE AU MAITRE.

Il n'est pas dans notre intention de reproduire ici le calcul des échantillons de tous les profilés (cornières - barrots - hiloires - épontilles-) intervenant dans la coupe au maître. Pour les déterminer nous avons appliqué les formules indiquées dans le règlement 1958 du Bureau Veritas en tenant compte des modifications de 1959.

a) Coupe au maître dans la salle des machines.

La salle des machines est construite avec un double-fond contenant du gasoil et de l'huile de graissage. Sur le plafond du double-fond, reposent, par l'intermédiaire de renforts, les appuis élastiques supportant la fondation des dynamos. Ces appuis, ne peuvent, pour une question de montage, reposer directement sur le double-fond. Sous les supports de machine, les varangues sont renforcées par des plats. Les trous d'homme de forme rectangulaire et de hauteur suffisante ($h > 360$ mm) permettent une circulation dans le double-fond. Les tôles entourant les évidements ont une hauteur au moins égale au quart de la hauteur de la varangue. Notons qu'il n'y a pas d'évidement sous les appuis des machines. Les carlingues centrales et latérales sont continues; la quille est massive et de forme rectangulaire. La tôle de côté est liée aux membrures par un gousset dont la hauteur vaut le $1/5$ de la portée de la membrure.

Par suite de la présence des 3 groupes diesel-dynamos, nous ne pouvons placer dans la salle des machines que 2 files d'épontilles latérales. Le double-fond est renforcé sous ces épontilles. Des porques soudées à des barrots renforcés soutiennent les hiloires d'écoutes sous lesquels il n'a pas été possible de placer des supports (construction voisine du système à barrots- consoles).

Dans un navire, il y a intérêt à placer les files d'épontilles à l'aplomb les unes des autres, de manière à assurer une continuité dans la résistance. Les épontilles d'entrepont sont donc situées dans le même plan vertical que celles de la chambre des machines. Par suite des emménagements, les épontilles ne peuvent se placer que dans les cloisons transversales. Il se peut dès lors que la distance entre 2 épontilles soit supérieure à 6 intervalles de membrure, des renforts longitudinaux sont prévus dans ce cas. Dans l'entrepont, les hiloires d'écouille sont soutenues par des membrures et des barrots renforcés. L'échantillonnage des membrures d'entrepont est plus faible que celui des membrures de la salle des machines. Ces 2 types de membrures sont soudés entre eux sous le pont principal.

La cornière gouttière est rivée au carreau, elle a ^{la} même épaisseur que la gouttière. Le pont principal et le pont Shelter (pont supérieur) sont entièrement bordés en tôle. Le pont des embarcations est recouvert d'un bordage en bois de pin de 63 mm. Le bordage est fixé au pont par des goujons soudés; il assure une isolation thermique et phonique des logements situés au-dessous.

Le roufle est construit en alliage léger, à cet effet nous avons dû renforcer les échantillons en suivant les indications du B.V. L'entourage de la salle des machines est renforcé par des plats à bulbe. L'isolation phonique (non représentée) peut être réalisée avec de la fibre de verre ou de la laine minérale.

b) Coupe au maître dans la cale à poisson.

Vu la faible largeur du double-fond à l'endroit de la coupe, il n'ya plus de carlingue latérale. La carlingue centrale continue et la tôle de côté subsistent, leurs échantillons sont plus faibles que dans la salle des machines.

Il y a trois files d'épontilles (une centrale et deux latérales), l'interdistance dépend de la dimension des cartons contenant les filets de poisson. Les épontilles latérales sont soutenues par les membrures. Tout en évitant l'emploi de serres, nous avons assuré une rigidité suffisante en plaçant sous ces épontilles des renforts verticaux (plats) prenant appui sur 2 ou 3 membrures. Le pont principal est soutenu par une file

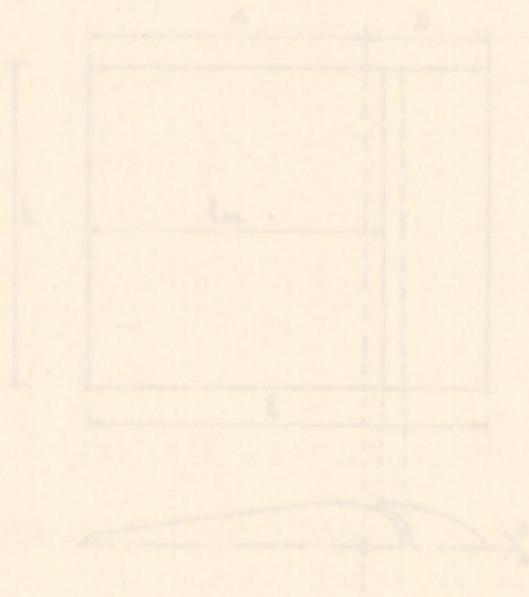
d'épontilles pleines; les cloisons sont raidies par des plats à bulbe.

L'isolation de la cale à poisson (t. à -28°C) est assurée par une couche de polyuréthane de 8 pouces d'épaisseur. L'isolant est revêtu intérieurement de plaques en alliage léger reposant sur des cadres en bois fixés aux membrures. Des dispositions doivent être prises (rigoles et dalots) pour permettre l'écoulement des eaux de condensation. Le choix de l'isolant sera justifié dans le chapitre "Installations frigorifiques".

1. Dimensions.

Nous avons fait choix d'un gouvernail du type Gerte. La partie avant du profil de ce gouvernail est fixe et constituée par l'étrave arrière; la partie arrière, le safran, est seule orientable. On obtient de cette manière un effet comparable au gauchissement des ailes d'avion. La résistance à l'avancement est diminuée et par suite le couple sur la mâche, d'où possibilité de réduction du diamètre de la mâche, ainsi que de la puissance de l'appareil à gouverner.

Le gouvernail est représenté à la fig. ci-contre.



- hauteur.

La hauteur est celle maximale compatible avec les formes du navire soit: $h = 3.400\text{ mm}$.

L'hélice ayant un diamètre de 3.200 mm , on voit que tout le flux sera utilisé pour le gouverner.

$\frac{l_m}{l}$

Le rapport de la surface du safran à la surface du plan de dérive est voisin de 0,0235 pour les grands chalutiers à gouvernail Gerte (Surval; Shearock...).

Surface du plan de dérive = $75,00 \times 3,05 = 228\text{ m}^2$

Surface du safran = $228 \times 0,0235 = 5,36\text{ m}^2$

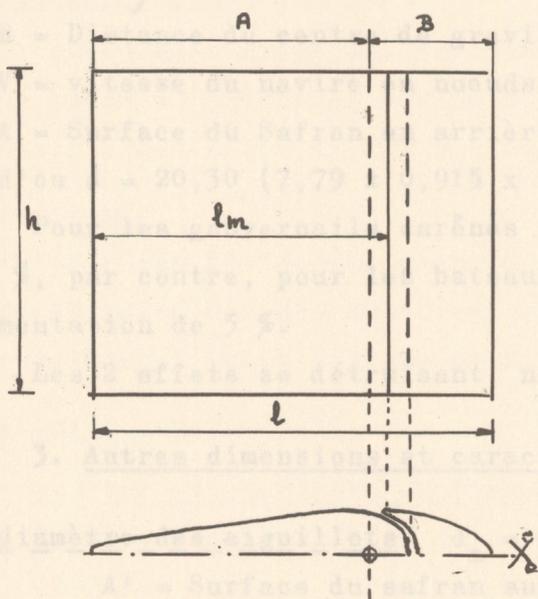
CHAPITRE X.

GOUVERNAIL ET MACHINE A GOUVERNER.

1. Dimensions.

Nous avons fait choix d'un gouvernail du type Oertz. La partie avant du profil de ce gouvernail est fixe et constitué par l'étambot arrière; la partie arrière, le safran est seul orientable. On obtient de cette manière un effet comparable au gauchissement des ailes d'avion. La résistance à l'avancement est diminuée et par suite le couple sur la mèche, d'où possibilité de réduction du diamètre de la mèche, ainsi que de la puissance de l'appareil à gouverner.

Le gouvernail est représenté à la fig ci-contre.



- hauteur.

La hauteur est celle maximale compatible avec les formes du navire soit: $h = 3.400$ mm.

L'hélice ayant un diamètre de 3.200 mm. on voit que tout le flux sera utilisé pour la gouverner.

- l_m

Le rapport de la surface du safran à la surface du plan de dérive est voisin de 0,0235 pour les grands chalutiers à gouvernail Oertz (Narwal; Shamrock...).

Surface du plan de dérive : $75,00 \times 5,05 = 378 \text{ m}^2$

Surface du safran : $378 \times 0,0235 = 8,88 \text{ m}^2$.

d'où $l_m = 8,88/3,40 = 2,61$ m.

l_m vaut donc 3,48 % de L. Ce chiffre est normal.

En connaissant l_m et en nous basant sur les indications et les tableaux publiés dans Handbuch der Werften 1952 (1) nous pouvons tracer une coupe de la partie mobile du gouvernail (Safran). Cette coupe est représentée sur le plan des formes.

Nous trouvons que $A = 2.610 - 320 = 2.290$ mm.

La grandeur B vaut approximativement $A/2$. Nous prendrons $B = 1.120$ mm.

d'où $l = A + B = 3.410$ mm.

- (1) La forme donnée dans Handbuch der Werften a été légèrement modifiée d'après les indications du chantier Béliard.

- L'axe de la mèche est situé à 320 mm. en arrière du bord d'attaque du gouvernail.

2. Diamètre de la mèche.

Le diamètre a été calculé d'après le règlement du Bureau Véritas.

$$d = K. (A.R. V^2)^{1/3}.$$

K est un coefficient donné par le règlement : $K = 20,30$ (tableau 10_I du B.V.).

R = Distance du centre de gravité du safran à l'axe de la mèche : $R = 0,915$ m.

V = vitesse du navire en noeuds : $V = 14$ noeuds.

A = Surface du Safran en arrière de la mèche : $A = 7,79$ m².

d'où $d = 20,30 (7,79 \times 0,915 \times 196)^{1/3} = 227,00$ mm.

Pour les gouvernails carénés le B.V. admet une réduction de d égale à 5 %, par contre, pour les bateaux de pêche, le règlement prescrit une augmentation de 5 %.

Les 2 effets se détruisant, nous maintenons d à 227 mm.

3. Autres dimensions et caractéristiques.

a) diamètre des aiguillots $d_a = 4,6 \times 14. \sqrt{A'} + 30$.

A' = Surface du safran supportée par chaque aiguillot : $A' = 4,44$ m².

$$d_a = 4,6 \times 14. \sqrt{4,44} + 30 = 165$$
 mm.

Notre gouvernail possédant 2 aiguillots: le diamètre inférieur sera identique au diamètre supérieur.

b) longueur de portance et longueur d'encastrement dans les fémelots.

D'après le B.V. : ces 2 longueurs doivent valoir au minimum : $1,2 \times d_a$ soit 198 mm.

L'écartement des voiles horizontaux vaut en moyenne ; 665 mm.

L'écartement des voiles verticaux est irrégulier, il faut se référer au plan.

c) Épaisseur des tôles.

- l'épaisseur des tôles du Safran est donnée par la formule :

$$e = l \sqrt{28 \times T + 0,4V^2} \quad \text{ou} \quad l = \text{distance entre voiles horizontaux:} \\ l = 0,665 \text{ m.}$$

T = tirant d'eau en m : T = 5,05 m.

V = vitesse en noeuds : = 14 noeuds.

$$\text{d'ou } e = 0,665 \cdot \sqrt{28 \times 5,05 + 0,4 \times 14^2} = 9,85 \text{ mm.}$$

La distance entre renforts verticaux étant supérieure à 1,6 l; nous devons renforcer l'épaisseur des tôles du safran. Nous prenons

$$e = 10,5 \text{ mm.}$$

- L'épaisseur des voiles intermédiaires vaut également 10,5 mm.

- L'épaisseur des tôles supérieures et inférieures doit valoir au moins 1,8 et 1,5 fois l'épaisseur du bordé respectivement. Nous prenons une épaisseur de 20 mm.

- Le gouvernail ayant une surface supérieure à 6 m^2 , la jonction des tôles du bordé à l'arête de sortie se fait par une pièce en acier moulé disposée à cet effet et non par simple soudure des tôles l'une sur l'autre.

d) Tourteau.

Le tourteau horizontal vient de forge avec la mèche, il a une épaisseur de 60 mm. ce qui est supérieur au $1/4$ de l'épaisseur de la mèche dans son voisinage. Les 6 boulons de fixation ont un diamètre de 60 mm.

e) Détails constructifs.

- montage et démontage du gouvernail.

Le gouvernail est muni d'éléments nécessaires à son montage et sa mise en place :

- il peut être manipulé grâce à une ouverture tubulaire.

- le serrage et le déserrage des boulons fixant les aiguillots aux fémelots est facilité par la présence de deux tôles légèrement soudées au reste du safran (soudure par points).

- Des plats de forme trapézoïdale sont placés sur le pourtour des voiles de renfort. Ils permettent (grâce à un outil introduit dans leur ouverture) de fixer solidement le voile contre la tôle de safran et d'obtenir ainsi une bonne soudure. Après mise en place ces plats sont brûlés au chalumeau.

- ouverture et essai d'étanchéité.

Le gouvernail est muni de nables, permettant son remplissage et sa vidange, il sera soumis à une épreuve d'étanchéité conformément au règlement du B.V.

- la partie supérieure et la partie inférieure du gouvernail sont coulées d'une pièce. La partie supérieure a une forme évidée permettant un serrage facile des boulons de fixation du tourteau. Une fois le gouvernail fixé à la mèche, les parties évidées sont remplies de ciment. On donne à l'ensemble la forme aérodynamique du gouvernail.

4. Choix de la machine à gouverner, calcul de la puissance.

Nous choisissons une machine à gouverner du type hydro-électrique.

a) Calcul du couple sur la mèche.

Notre gouvernail étant du type Oertz, nous nous servons pour calculer le couple de la formule renseignée dans le "technische vraagsbak" page 372 et 507.

$$M = k \times V^2 \times h \times \bar{A}^2.$$

- k est un coefficient qui vaut 0,00361 pour un gouvernail profilé Oertz.

- V = vitesse aux essais en noeuds : 14 noeuds.

- h = hauteur du gouvernail : 3,40m.

A = dimension caract. du gouvernail (voir plus haut) :
2,29 ma.

$$M = 0,00361 \times 14^2 \times 3,40 \times 2,29^2 = 12,61 \text{ t/m.}$$

Si nous tenons compte d'un rendement de 80 % (perte dans les aiguillots, paliers...) la machine à gouverner devra exercer sur la mèche un couple de
 $12,61/0,8 = \underline{15,75 \text{ t/m.}}$

Nous choisissons une machine à gouverner "Hydrostar" à 2 cylindres en

ligne des ateliers Brusselle à Nieuport, type HS 185, le couple maximum de cette machine à 35° est de 17,40 t/m.

b) Puissance du moteur électrique.

Le gouvernail doit passer de 35° babord à 35° tribord en 30".

La puissance min. vaut : $P = C \times W = 15,75 \times 0,0408 = \underline{6,45 \text{ CV.}}$

Nous prendrons un moteur électrique capable de développer 7 CV de manière continue :

En nous basant sur l'article "La puissance des moteurs pour les appareils à gouverner", ^{hydroélectriques.} publié dans le Bulletin technique du Bureau Veritas, la puissance maximum que doit pouvoir développer le moteur électrique vaut :

$$\underline{P_{\max} \approx M_t = 15,75 \text{ CV.}}$$

$$d_1 = 97 \text{ a. l. } \sqrt[3]{\frac{P}{N}}$$

P = puissance au frein en CV.

N = vitesse de rotation de l'arbre en t/m.

f = facteur de métal; $f = 1$ pour un acier à 51 kg/cm².

a = coefficient égal à 1 pour les navires de haute mer.

$$\underline{d_1 = 97 \sqrt[3]{\frac{15,75}{165}} = 213 \text{ mm.}}$$

b) Arbre porte-hélice.

Le calcul exact du diamètre de l'arbre porte-hélice exige la connaissance du poids et du rayon de giration des masses alternatives et relatives du moteur, de la ligne d'arbre et de l'hélice. Ces valeurs ne nous sont pas connues. Le B.V. nous renseigne cependant la valeur minimum du diamètre de l'arbre porte-hélice. Il est donné par la formule :

$$d_{2\text{min}} = (1,05 \times d_1 + \frac{D}{K}) f.$$

L'arbre étant protégé contre la corrosion; $K = 135$.

D = diamètre de l'hélice en mm. = $D = 3.200 \text{ mm.}$

$$\underline{d_{2\text{min}} = (1,05 \times 213 + \frac{3.200}{135}) \cdot 1 = 268,2 \text{ mm.}}$$

En général le diamètre de l'arbre se maintient au voisinage de cette valeur.

CHAPITRE XI.

LIGNE D'ARBRES ET TUBE ETAMBOT.

a) Arbres intermédiaires.

La propulsion se faisant par l'intermédiaire de moteurs électriques, le diamètre des arbres intermédiaires ne sera pas inférieur au diamètre d_1 en mm., donné par la relation :

$$d_1 = 97 \text{ a.f. } \sqrt[3]{\frac{F}{N}} \quad \begin{array}{l} F = \text{puissance au frein en C.V.} \\ N = \text{vitesse de rotation de l'arbre en t/m.} \end{array}$$

$f =$ facteur de métal; $f = 1$ pour un acier à 41 Kg/mm².

$a =$ coefficient égal à 1 pour les navires de haute mer.

$$\underline{d_1} = 97 \sqrt[3]{\frac{1800}{165}} = \underline{215 \text{ mm.}}$$

b) Arbre porte-hélice.

Le calcul exact du diamètre de l'arbre porte-hélice exige la connaissance du poids et du rayon de giration des masses alternatives et rotatives du moteur, de la ligne d'arbre et de l'hélice. Ces valeurs ne nous sont pas connues. Le B.V. nous renseigne cependant la valeur minimum du diamètre de l'arbre porte-hélice. Il est donné par la formule :

$$d_{2\text{min}} \left(1,05 \times d_1 + \frac{D}{K} \right) f.$$

L'arbre étant protégé contre la corrosion; $K = 144$.

$$D = \text{diamètre de l'hélice en mm.} \quad \approx \quad D = 3.200 \text{ mm.}$$

$$d_{2\text{min}} = \left(1,05 \times 215 + \frac{3.200}{144} \right) \cdot 1 = 248,2 \text{ mm.}$$

En général le diamètre de l'arbre se maintient au voisinage de cette valeur.

Nous prenons un diamètre de 270 mm. Il est utile de noter qu'un arbre de 248,2 mm. présente une solidité suffisante. Le diamètre est augmenté en se basant uniquement sur des considérations de vitesses critiques. Au cas où, avec un arbre de 270 mm., il y a danger de résonance; nous pouvons toujours modifier le diamètre des arbres intermédiaires et laisser tel quel le diamètre de l'arbre porte-hélice.

c) Épaisseur minimum des chemises d'arbre -

Dimensions de la buse A (voir plan)

- L'épaisseur minimum des chemises d'arbre en bronze au droit des portées et du presse-étoupe est donnée par :

$$e = \frac{75 d_2}{d_2 + 100} \quad d_2 = \text{diamètre de l'arbre porte-hélice calculé d'après le B.V.}$$

$$e = \frac{75 \times 248,2}{1248} = 14,9 \text{ mm. Nous prenons une épaisseur de } \underline{15 \text{ mm.}}$$

- Les dimensions (épaisseur) de la buse A peuvent être calculées par les formules suivantes.

- en dehors de l'étambot : $x = \frac{d}{20} + 20 = \frac{270}{20} + 20 = \underline{33,5 \text{ mm.}}$ Nous avons pris une épaisseur de 35 mm.

- dans l'étambot : $e = 1,5 x = 35 \times 1,5 = \underline{52,5 \text{ mm.}}$

d) Longueur de la portée dans le tube étambot.

Nous avons fixé la longueur de la portée dans le tube étambot, coté hélice, à 1120 mm., ce qui est supérieur à 4 x le diamètre réglementaire de l'arbre porte-hélice.

e) Étanchéité.

Il y a lieu de prévenir toute introduction d'eau de mer sous la chemise et sur le cône de l'arbre porte-hélice.

- du côté du moyeu de l'hélice, nous avons suivi les indications prescrites par le B.V. Comme l'indique le détail A du plan du tube étambot, l'étanchéité est assurée au moyen d'un anneau de caoutchouc résistant à l'eau de mer. Cet anneau remplit complètement le chambrage du moyeu.

- du côté de l'étambot, l'étanchéité est obtenue par une fermeture du type "Simplex" breveté par le Deutsche Werft-Hamburg.

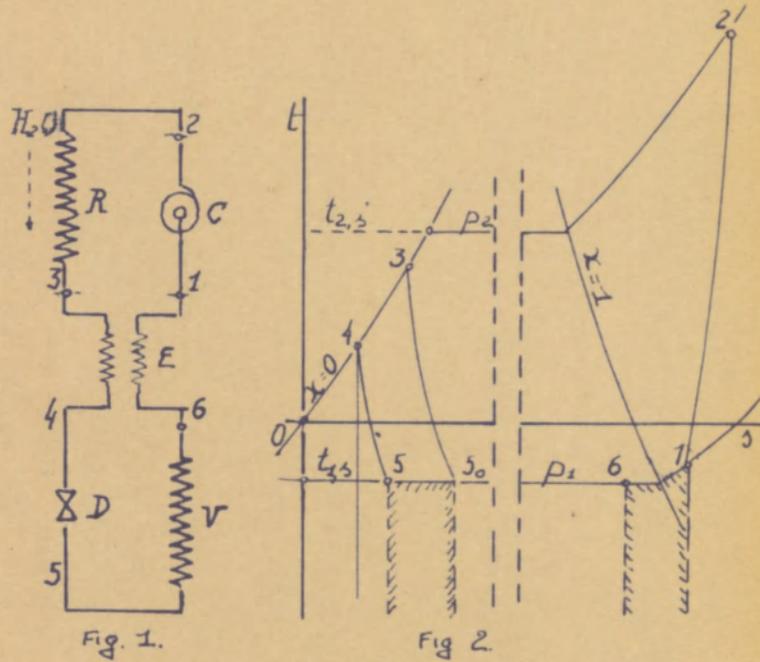
Cette garniture assure une étanchéité complète et de ce fait un graissage correct (évitant pratiquement l'usure) à condition que les rainures d'huile de graissage soient constituées de façon adéquate (voir plan). L'huile de graissage employée peut être une huile minérale pure non émulsive. Cette garniture évite l'emploi du système avec gaiac lubrifié par eau de mer. L'emploi du gaiac présente en effet un inconvénient majeur; la friction est forte et l'usure par frottement est élevée. Il faut donc renouveler le gaiac de temps en temps et réajuster l'arbre.

Tous les détails techniques sur la constitution de la garniture "Simplex" peuvent être obtenus au Deutsche Werft à Hambourg. Une étude intéressante sur ce système a été publiée dans le Bulletin technique du Bureau Véritas de janvier 1952.

N.B.: Le système Simplex est employé avec succès sur tous les grands chalutiers Belges (Marie-Christine; Narwal; Paola; Belgian Lady.)

Installation frigorifique.

Schéma et diagramme (t, s)



CHAPITRE XII.

INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES.

I. Choix du fluide frigorigène.

Il nous a été demandé d'envisager un système de réfrigération par circulation d'azote liquide. Il ne nous a malheureusement pas été possible d'obtenir des renseignements précis sur ce système. Le procédé fait encore l'objet de recherches en laboratoire et est loin d'être au point. D'après les firmes spécialisées, il faudra encore attendre plusieurs années avant que naisse la première réalisation industrielle.

Parmi les fluides frigorigènes classiques (SO_2 - CO_2 - NH_3 ...) nous avons choisi le fréon 12. (CCl_2F_2). Si le fréon exige un grand débit volumétrique par frigorie produite, il est par contre incombustible et non toxique; ce sont deux avantages qui jouent un rôle prépondérant dans les installations de marine.

II. Réfrigération.

a) Réfrigération des cales à poisson.

La figure 1 représente schématiquement la disposition des machines. La figure 2, le diagramme (t.s) correspondant.

Après la compression (1-2) dans un compresseur à piston et le refroidissement isobare (2-3) réalisé par une circulation d'eau de mer le long du condenseur R, le fréon 12 subit un sous-refroidissement supplémentaire (3-4) dans l'appareil de transmission calorifique E. La détente s'effectue ensuite suivant la ligne isenthalpique ($j_4 = j_5$) et est suivie de la vaporisation (5-6) pendant laquelle est produite l'effet frigorigène utile. Si, au point 6, la vapeur est saturée humide, sa vaporisation s'achève dans E sous l'influence de l'action calorifique exercée par le liquide se re-

froidissant de 3 à 4. En général la transformation (6-1) comprend une certaine surchauffe.

L'appareil E permet d'accroître l'action calorifique produite par kg. de fluide et ce de la valeur $(j_{5,0} - j_5)$. On augmente en contre partie le travail du compresseur. L'appareil E n'a donc pas d'effet heureux sur le rendement frigorifique de la machine. Il permet toutefois un fonctionnement en toute sécurité.

Comme il faut réduire au minimum la surchauffe du fluide frigorigène avant son aspiration au compresseur (sinon le volume spécifique du fluide augmente et par conséquent les dimensions du compresseur); il faut calorifier soigneusement la tuyauterie reliant V à C.

- Pour augmenter le rendement, la compression se fera en deux-temps avec refroidissement intermédiaire.

- A bord de chalutiers, il est conseillé d'éviter l'emploi d'une saumure.

b) réfrigération des tunnels et des congélateurs à plaques.

Nous pouvons employer le même schéma frigorifique que pour la réfrigération de la cale à poisson.

- L'air des tunnels est refroidi au contact de tubes où circule le fréon. Des groupes de ventilateurs assurent une bonne circulation.

- C'est également du fréon qui circule entre les éléments du congélateur à plaque.

c) Autres circuits de réfrigération.

Il faut prévoir des circuits pour les usages suivants:

- un circuit de réfrigération d'eau de mer.
- un circuit de réfrigération pour la machine à glacer ($t = -5^{\circ}\text{C}$).
- un circuit d'alimentation du frigo domestique ($0^{\circ} \geq t \geq -7^{\circ}\text{C}$).
- un circuit capable de fournir de l'eau froide à différents emplacements du pont de travail (lavage du poisson; machine à fileter...).

Les différents circuits sont combinés entre eux suivant la manière représentée sur le plan "Installations frigorifiques".

Note sur l'isolation de la cale.

Pour isoler la cale à poisson, nous employons la mousse de polyuréthane. Ce nouveau type d'isolant présente deux avantages par rapport aux isolants classiques (liège et onazote). La mousse de polyuréthane est plus légère et il en faut moins (couche moins épaisse) pour réaliser une même isolation. La mise en place est toutefois assez délicate.

LES CIRCUITS DE FLUIDES.

A. Circuits d'égouttement.

Le règlement du Bureau Veritas nous indique les grandes lignes des moyens d'épuisement - pompes et tuyautages - à prévoir sur notre chalutier. Les compartiments à épuiser sont : les cales à poisson, les deux salles des machines et les trois cafferdams. Notre chalutier est construit avec un double-fond; les aspirations sont donc placées au fond de puisards ménagés de chaque bord à la partie supérieure des bouchoies. Toutes les aspirations sont terminées par des crépines. En ce qui concerne l'aspiration dans la salle des machines, nous devons faire la remarque suivante : outre les deux aspirations de chaque bord, nous avons prévu une aspiration reliée directement à la pompe d'assèchement (sans passer par un collecteur) et une aspiration de secours en communication avec la pompe de service (pompe la plus importante dans la salle des machines et ne faisant pas partie du circuit principal d'assèchement). Grâce à une interconnexion entre la pompe d'assèchement et celle de ballast, nous pouvons, au cas d'un événement imprévu, épuiser la salle des machines par les trois pompes, de la manière suivante : la pompe de service aspire par l'assèchement de secours, la pompe d'assèchement est branchée sur l'aspiration directe; la pompe de ballast aspire l'eau par les deux autres aspirations.

Comme l'indique le schéma, les différentes aspirations se réunissent à deux boîtes de distribution ou boîtes collectrices. Une boîte est prévue à l'avant de l'appareil moteur pour les tuyautages de l'avant, une autre à l'arrière pour ceux de l'arrière. Ces deux boîtes sont reliées par un collecteur à la pompe d'assèchement.

Calcul des diamètres.

Référence : règlement du B.V. 1928 page 259.

CHAPITRE XIII.1. Collecteur principal d'assèchement.

Le diamètre minimum du collecteur est donné par la formule :

$$d_1 = 1,68 \sqrt{L \cdot (D+0) + 25} \text{ en mm.}$$

LES CIRCUITS DE FLUIDES.

L = longueur B.V. en mètres d'eau = 75,70 m.

D = largeur du chalutier en mètres D = 13,00 m.

A. Circuits d'assèchement. - bord en mètres : C = 3,01 m.

Le règlement du Bureau Veritas nous indique les grandes lignes des moyens d'épuisement - pompes et tuyautages - à prévoir sur notre chalutier. Les compartiments à épuiser sont : les cales à poisson, les deux salles des machines et les trois cofferdams. Notre chalutier est construit avec un double-fond; les aspirations sont donc placées au fond de puisards ménagés de chaque bord à la partie supérieure des bouchains. Toutes les aspirations sont terminées par des crépines. En ce qui concerne l'aspiration dans la salle des machines, nous devons faire la remarque suivante : outre les deux aspirations de chaque bord, nous avons prévu une aspiration reliée directement à la pompe d'assèchement (sans passer par un collecteur) et une aspiration de secours en communication avec la pompe de service (pompe la plus importante dans la salle des machines et ne faisant pas partie du circuit principal d'assèchement). Grâce à une interconnexion entre la pompe d'assèchement et celle de ballast, nous pouvons, au cas d'un envahissement important, épuiser la salle des machines par les trois pompes, de la manière suivante : la pompe de service aspire par l'assèchement de secours, la pompe d'assèchement est branchée sur l'aspiration directe; la pompe de ballast aspire l'eau par les deux autres aspirations.

Comme l'indique le schéma, les différentes aspirations se réunissent à deux boîtes de distribution ou boîtes collectrices. Une boîte est prévue à l'avant de l'appareil moteur pour les tuyautages de l'avant, une autre à l'arrière pour ceux de l'arrière. Ces deux boîtes sont reliées par un collecteur à la pompe d'assèchement.

Calcul des diamètres.

Référence : règlement du B.V. 1958 page 259.

1. Collecteur principal d'assèchement.

Le diamètre minimum du collecteur est donné par la formule :

$$d_1 = 1,68 \sqrt{L (B+C)} + 25 \text{ en mm.}$$

où

L = longueur B.V en mètres d'ou: L = 76,70 m.

B = largeur du chalutier en mètres : B = 13,90 m.

C = creux du pont de franc-bord en mètres : C = 9,61 m.

d'où $d_1 = 96,4$ mm.

Le diamètre du tuyau de calibre commercial le plus voisin de cette valeur est 100 mm.

2. Diamètre des tuyaux d'aspiration.

a) aspirations dans la salle des machines principales.

(1) Le diamètre minimum est donnée par la formule :

$$(1) d_2 = 2,16 \sqrt{L_1 (B+C)} + 25 \text{ où B et C ont été définis précédemment.}$$

L_1 = longueur du compartiment à assècher

$L_1 = 16,00$ m.

$$d_2 = 2,16 \sqrt{16 (13,90 + 9,61)} + 25 = 66,70 \text{ mm.}$$

Calibre commercial : 70 mm.

b) aspiration dans la salle des moteurs de propulsion.

On emploie pour calculer le diamètre la même formule que précédemment. Seul L_1 varie et vaut 9,40 m.

$$d_2 = 2,16 \sqrt{9,40 (13,90 + 9,61)} + 25 = 57,20 \text{ mm.}$$

Calibre commercial : 60 mm.

c) aspiration dans la cale à poisson N ° 1.

$L_1 = 8,80$ m d'ou $d_2 = 56,2$ mm.

Calibre commercial : 60 mm.

d) aspiration dans la cale à poisson N° 2.

$$L_1 = 10,00 \text{ m d'ou } d_2 = 58,20 \text{ mm.}$$

Calibre commercial : 60 mm.

e) Aspiration directe dans la salle des machines.

Le diamètre intérieur de l'aspiration directe dans le compartiment des machines est déterminé par la formule (1).

Le diamètre de l'aspiration directe est donc de 100 mm.

f) Aspiration de secours dans le compartiment des machines.

Le diamètre de l'aspiration de secours dans le compartiment des machines ne peut pas être inférieur au diamètre de l'orifice d'aspiration de la pompe soit 100 mm.

Note : A partir de toutes ces valeurs de base, nous pouvons trouver le diamètre des autres conduites du circuit. Nous nous sommes basés sur les indications et les tableaux du cours de C.N. du Prof. R. Dauwe 3° Partie, pages 285 à 290.

Calcul du débit de la pompe d'assèchement.

Le règlement du B.V. nous indique le débit minimum de la pompe d'assèchement. La formule est basée sur une vitesse de circulation de 2 m/sec.

$$Q = 0,565 \times d^2 \quad d = \text{diamètre intérieur du collecteur principal en Cm. } d = 10 \text{ cm.}$$

$$Q = 56,5 \text{ m}^3$$

Nous aurons toute sécurité avec une pompe de 80 m³/h.

B. Circuit de Ballastage.

Les mouvements d'eau de mer pour ballastage dans les compartiments du double-fond et autres compartiments de ballast sont assurés par un circuit distinct, dès le départ des pompes, de celui qui est utilisé pour l'assèchement. Les aspirations au double-fond ne sont pas terminées par des crépines- puisque l'eau qui les remplit est de l'eau propre - mais par des parties évasées. Comme les tuyautages de cale, les tuyautages de ballast se réunissent à des boîtes collectrices, pourvues de clapets attelés ,

l'eau devant circuler dans les deux sens.

Le diamètre des tuyaux doit être supérieur à 63,5 mm.

C. Circuit de l'huile combustible.

Le transfert du combustible liquide doit se faire par une pompe entraînée mécaniquement. En cas d'avarie à cette pompe, les mouvements de combustible liquide peuvent se faire au moyen d'une pompe à main de secours et ce conformément au règlement du B.V.

Nous avons prévu deux vannes de remplissage de gasoil, l'une à l'avant, l'autre à l'arrière du chalutier. Par chacune de ces deux vannes, on peut remplir tous les tanks à combustible. De même, on peut facilement faire circuler le gasoil d'un tank à l'autre.

D. Autres Services.

- Nous n'avons pas représenté sur le schéma le circuit de distribution d'eau. Cette distribution se fait dans notre cas au moyen de caisses de pression ou hydrophores. La pression de l'eau est maintenue sensiblement constante dans ces caisses de réserve. Toute baisse de pression au-dessous d'un certain niveau, provoque au moyen d'un manostat la mise en route de la pompe qui ne fonctionne ainsi que par intermittence.

Nous avons prévu un hydrophore pour l'eau salée (alimentation du service sanitaire) et un autre pour l'eau-douce de toilette.

Seul une réserve d'eau-douce est embarquée, la consommation courante est assurée par de l'eau-douce fabriquée à partir d'eau de mer dans des bouilleurs alimentés en vapeur basse-pression.

- La pompe de service permet le lavage des ponts, elle peut servir comme pompe d'incendie et constitue une pompe de réserve pour les condenseurs du circuit de réfrigération conformément à l'article 21.06 du B.V.

Note : Placement du loch Chernikeeff.

Après nous être mis en rapport avec la firme anglaise "The Submerged log company" nous avons choisi pour notre chalutier un équipement identique à celui qui sera installé à bord du chalutier-usine Français "Colonel

Pleven II" lancé récemment à Nantes. Il s'agit d'un équipement combiné comprenant :

- a) un loch chernikeeff avec indicateur de vitesse double échelle :
 "Low speed" gradué en $1/10^{\circ}$ de noeud de 0 à 6 noeuds et employé durant la traction du chalut.
 "Steaming" gradué de 0 à 20 noeuds et employé durant la route libre.
- b) Un indicateur de distance, indiquant en miles la distance parcourue depuis le port (remise à zéro possible).
- c) Un indicateur de tours de l'hélice.

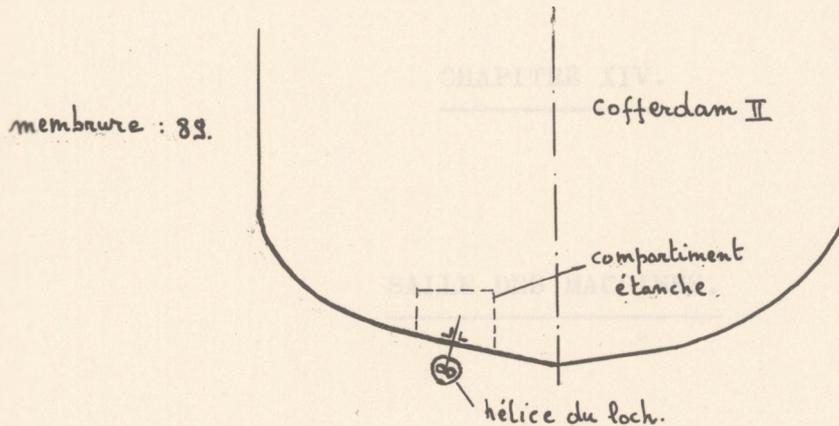
Dans la salle des machines est installé un tableau répétiteur (mais sans indicateur de distance). On peut ainsi maintenir constant le nombre de tours et la vitesse durant la traction du chalut.

Indications pour le placement du loch.

L'emplacement est choisi de manière à satisfaire aux conditions essentielles suivantes :

- le tube doit être facilement accessible et ne peut se trouver dans le voisinage des décharges, prises de mer et appendices de coque. Le loch doit de préférence être placé à l'avant de ces ouvertures et à une distance de 3 à 4 pieds de la quille de roulis à babord.
- Puisque notre chalutier possède un double-fond, on peut placer le loch, soit dans un compartiment étanche ménagé à l'intérieur d'un tank à ballast, soit dans un cofferdam.
- L'axe de l'hélice du loch doit être parallèle aux filets fluides, le tube du loch doit former un angle droit avec la tôle du bordé.

Pour répondre à ces exigences nous plaçons notre loch dans le cofferdam 2 entre les membrures 89 et 90



Tous les renseignements complémentaires sur le loch cherniKeeff peuvent être obtenus à

"The Submerged log company LTD Hounslow, England.

Par suite du manque de temps, nous n'avons dessiné qu'une vue en plan de la salle des machines principale dans le cas de la propulsion diesel-électrique à réacteur de bord continu. Nous espérons que les quelques indications données ci-dessus, permettront de compléter la disposition d'ensemble.

Pour établir le plan de notre salle des machines nous avons procédé de la manière suivante :

a) détermination de tous les appareils nécessaires et recherche de leurs dimensions par l'étude séparée des diverses fonctions :

- propulsion : dynamos, diesels, excitatrices, accouplements élastiques-paliers...
- réfrigération : compresseurs - condenseurs - réfrigérants-pompes...
- assèchement et ballastage : collecteurs - pompes
- alimentation : combustibles, eau douce, eau de mer; diamants et nombre de pompes - collecteurs...

CHAPITRE XIV.

SALLE DES MACHINES.

Les machines se répartissent dans quatre salles :

1. Les moteurs électriques de propulsion dans le compartiment arrière du chalutier.
2. Les diesels, dynamos de propulsion, appareils de réfrigération dans le compartiment central.
3. Les résistances de démarrage et les tableaux électriques dans une salle spéciale (salle de commande) ménagée à l'avant du compartiment central.
4. Les hydrophores et les bouilleurs sur une plate-forme, à la partie supérieure de la salle des machines.

Par suite du manque de temps, nous n'avons dessiné qu'une vue en plan de la salle des machines principales dans le cas de la propulsion diesel-électrique à réseau de bord continu. Nous espérons que les quelques indications données ci-dessous, permettront de comprendre la disposition d'ensemble.

Pour établir le plan de notre salle des machines nous avons procédé de la manière suivante :

a) détermination de tous les appareils nécessaires et recherche de leurs dimensions par l'étude séparée des diverses fonctions :

- propulsion : dynamos, diesels, excitatrices, accouplements élastiques-paliers...
- réfrigération : compresseurs - condenseurs - réfrigérants-pompes...
- assèchement et ballastage : collecteurs - pompes
- alimentation : combustible, eau-douce, eau de mer; dimensions et nombre de pompes - collecteurs...

- réserve et secours : groupe de port, filtres et pompes, atelier de réparations

b) Nous avons placé tous ces appareils dans le volume disponible en veillant tout particulièrement aux points suivants :

- circulation aisée dans la salle des machines.
- accès facile à tous les appareils en vue des entretiens et réparations.
- groupement des appareils par fonction:
 - ex : partie droite de la salle des machines réservée à la réfrigération.
 - : compresseur de secours à main (n° 11) près de la bouteille d'air comprimé (10)
 - : Les machines de l'atelier de réparation sont concentrées à la partie AR droite...
- réduction de la longueur des tuyautages
 - ex : bouteilles de lancement près des diesels.
 - : collecteur et pompe d'assèchement au milieu de la salle.
 - : disposition symétrique des prises de mer.
- placement des appareils dans leur sens normal.
 - ex : les moteurs électriques doivent de préférence être placés longitudinalement (le tangage étant moins important que le roulis).

Pour remplacer la vue en élévation de la salle des machines nous devons donner les indications et coupes schématiques suivantes.

- a) - deux plates-formes sont aménagées dans le sens longitudinal à gauche et à droite de la salle des machines (voir aussi la coupe au maître). Nous y avons placé - le groupe de port (n° 6) et ses auxiliaires.
- l'atelier de réparations (n° 47 à 49).
 - les groupes convertisseurs (n° 12)...

Les 3 prises de mer (N° 13) se trouvent sous ces plates-formes.

- b) - les bouteilles d'air de démarrage sont fixées aux épontilles à la partie supérieure de la salle des machines (schéma 1).
- Le réfrigérant (N° 22) est suspendu aux barrots de la salle des machines (schéma 2).

CHAPITRE XV.

CALCUL DU FRANC-BORD ET DU TONNAGE.

Il est difficile de construire un chalutier-usine avec des ouvertures de tonnage réglementaires. Pour le jaugeage et le calcul du franc-bord, nous avons considéré notre chalutier comme un "closed shelterdeck".

Dans ce domaine, il est intéressant de constater que la plupart des derniers chalutiers-usines construits en Allemagne ont des tonnages (B.R.T. et N.R.T.) plus faibles que leurs prédécesseurs. Il semble donc que les Allemands aient trouvé un moyen permettant de classer leurs chalutiers dans la catégorie (open Shelterdeck). Il nous a été impossible d'obtenir des renseignements sur cette "astuce".

A. Calcul du Franc-Bord.

Contrairement aux chalutiers Français, les marques de franc-bord ne sont pas obligatoires pour les grands chalutiers Belges. Toutefois, comme nous avons échantillonné notre navire suivant la marque "L" et qu'il s'agit d'un navire à deux ponts, l'imposition des marques de Franc-bord pourrait être obligatoire.

a) Caractéristiques du chalutier.

$L = 96\%$ de la longueur à la flottaison = 76,70 m.

$B =$ largeur = 13,90 m.

$H =$ Creux au pont de franc-bord (pont supérieur dans notre cas) = 9,61 m.

$C = H +$ épaisseur de la tôle gouttière = 9,625 m.

$T_1 =$ Tirant d'eau moyen sur quille = 0,85 $H = 9,19$ m.

b) Franc-bord des tables.

Nos calculs sont basés sur les tables et les formules publiées dans
- International Load-lines by E.W. Blocksidge London 1945.

Pour $L = 76,20$ m, le franc-bord des tables est de 820 mm; pour $L = 79,25$ m, il vaut 874 mm. En interpolant entre ces deux valeurs nous trouvons :

$$Fb = 828,8 \text{ mm pour } L = 76,70 \text{ m.}$$

c) Correction pour le coefficient de finesse.

Si le coefficient de finesse C est supérieur à 0,68, le franc-bord est augmenté, mais aucune réduction n'y est apportée s'il est inférieur à ce chiffre. Ceci est logique : si les formes sont fines, le navire fend la lame et tangue peu; si au contraire elles sont pleines, il lève à la lame et tangue fortement.

Le coefficient C est donné par la formule

$$C = \frac{\Delta}{L \cdot B \cdot T_1} \quad \Delta = \text{déplacement hors membres en m}^3 \text{ d'eau de mer.}$$

$$C = \frac{2864}{76,70 \times 13,90 \times 8,19} = 0,327 < 0,68$$

donc pas de correction de franc-bord.

d) Correction pour le creux C

Une augmentation de franc-bord est appliquée si le creux est supérieur au $1/15^\circ$ de la longueur.

$$C = 9,625 > \frac{L}{15} = 5,10 \text{ m.}$$

La correction est donnée par la formule :

$$8,33 \times \frac{L}{3,96} \times (C - \frac{L}{15}) = 8,33 \times 19,40 \times 4,525 = 734 \text{ mm.}$$

le franc-bord devient :

$$828,8 + 734 = \underline{1562,8 \text{ mm.}}$$

e) Correction pour les superstructures.

Une réduction de franc-bord est appliquée dans le cas où les superstructures couvrent une fraction de la longueur supérieure à $1/10^\circ$.

- Longueur du chateau central: 23,10 m

- fraction de la longueur : $23,10 / 76,70 = 0,3$

La réduction de franc-bord vaut 19 % de la réduction maximum. Celle-ci vaut 792 mm. pour un navire de 76,70 m.

- réduction autorisée : $0,19 \times 792 = 150,5 \text{ mm.}$

Nouveau franc-bord : $1.562,8 - 150,5 = \underline{1.412,3 \text{ mm.}}$

f) Correction pour le Bouge.

Puisque nous avons pris un bouge égal au $1/50^\circ$ de la largeur, il n'y a pas de correction de franc-bord.

g) Correction pour la tonture.

Si la tonture est moindre que la tonture réglementaire, le franc-bord est augmenté; dans le cas contraire, on n'applique de réduction que s'il existe un chateau central.

Tonture.

Position	Règles				Navire			
	Ordonnées (cm)		F	FA.	Ordonnées (cm)	F	FA'	
P.AR	0,833	L + 25,4	89,30	1	89,30	70,00	1	70,00
1/6 L	0,370	L + 11,3	39,70	4	158,80	40,00	4	160,00
1/3 L	0,0925	L + 2,825	9,925	2	19,95	10,00	2	20,00
0	0		0	4	0	0	4	0
1/3 L	0,185	L + 5,65	19,85	2	39,70	10,00	2	20,00
1/6 L	0,740	L + 22,6	79,30	4	317,20	65,00	4	260,00
P.AV	1,666	L + 50,8	187,70	1	178,70	140,00	1	140,00

$$\leq FA = 803,65$$

$$\leq FA' = 670$$

L'augmentation du franc-bord est donnée par la formule

$$\frac{\leq FA - \leq FA'}{18} \times \left(0,75 - \frac{S}{2L}\right) \quad \text{ou } S \text{ est la longueur effective des superstructures.}$$

$$\frac{803,65 - 670}{18} \times \left(0,75 - \frac{23,10}{2 \times 76,70}\right) = 4,5 \text{ cm.}$$

Le franc-bord définitif est : $1.412,3 + 45 = \underline{1.457,3 \text{ mm.}}$

Notre chalutier possède un franc-bord d'été de 4.560 mm ce qui est de loin supérieur au franc-bord réglementaire.

Marques de franc-bord.

- a) Le franc-bord d'été qui correspond au centre du disque, est celui donné par les tables après toutes les corrections.

$$\text{donc } E = \underline{1.457,3 \text{ mm.}}$$

- b) Le franc-bord tropical (T) est obtenu en déduisant du franc-bord d'été $1/48^\circ$ du tirant d'eau d'été :

$$T = E - \frac{5,050}{48} = 1457,3 - 105 = \underline{1.352,3 \text{ mm.}}$$

- c) Le franc-bord d'hiver (H) est obtenu en ajoutant au franc-bord d'été $1/48^\circ$ du tirant d'eau d'été :

$$H = 1.457,3 + 105 = \underline{1.562,3 \text{ mm.}}$$

- d) Le franc-bord d'hiver dans l'atlantique Nord (H.A.N.) pour les navires dont la longueur est inférieure à 100,50 m., est égal au franc-bord d'hiver, augmenté de 51 mm.

$$\text{H.A.N} = 1.562,3 + 51 = \underline{1.613,3 \text{ mm.}}$$

- e) Le franc-bord en eau-douce, de densité égale à 1, est le franc-bord obtenu en déduisant du franc-bord minimum en eau salée $\frac{D}{40T}$ cm. (D est le déplacement en eau salée en tonnes métriques à la ligne de charge d'été; T est le déplacement en tonnes métriques par cm. d'immersion dans l'eau salée à la ligne de charge d'été).

$$\frac{D}{40T} = 12,60 \text{ m.}$$

$$\text{Franc-bord d'été en eau-douce : } \underline{1.226,3 \text{ mm.}}$$

B. Calcul du Tonnage (Règlement Belge)

I. Tonnage brut (B.R.T.)

Nous nous contentons de reproduire les résultats globaux. Il serait trop long de recopier le calcul de tous les volumes entrant dans le tonnage brut

a) Volume sous le pont de tonnage.

- volume sous pont compris entre le couple 0 et le couple 10.

Nous avons évalué ce volume par planimétrage et par la méthode de Simpson. Nous avons trouvé : 7.250 m³.

- volume sous pont entre le couple 0 et l'extrémité AR, déduction faite de l'espace occupé par la rampe de chalut : 172 m³.

- Volume sous pont entre le couple 10 et l'extrémité avant : 28,6 m³.

Le volume totale sous pont est donc : 7.450,6 m³.

b) Volume occupé par les superstructures.

a) sur le pont supérieur : 739,60 m³.

b) sur le pont passerelle: 359,50 m³.

Volume total : 1.099,10 m³.

c) Volume du double-fond non utilisable pour l'arrimage des marchandises : 330,20 m³.

d) Volumes de la cuisine, des W.C. à l'usage des officiers et de l'équipage, des entourages des machines et des chaudières situés sur ou au-dessus du pont supérieur de mesurage : 215,81 m³.

Volume à prendre en considération pour le tonnage brut :

$$7.450,6 + 1.099,10 - 330,20 - 215,81 = 8.003,69 \text{ m}^3.$$

$$\text{Tonnage brut} : \frac{8.003,69}{2,83} = \underline{\underline{2.822 \text{ B.R.T.}}}$$

A titre de comparaison citons les 3.000 B.R.T. du "Fairtry II" et les 3.170 B.R.T. des chalutiers soviétiques "Léon Peagle" et "Vitautus Mont Vita".

II. Tonnage Net.

A retrancher du tonnage brut :

- Espaces pour officiers et équipage.	:	695,10 m ³ .
- Espaces pour Capitaines (pêche et navigation).	:	68,10 m ³ .
- Salles à manger pour officiers et équipage.	:	138,50 m ³ .
- Salles de bain et lavoirs.	:	222,78 m ³ .
- Espace moteur treuil de chalut.	:	17,10 m ³ .
- Espaces réservés à la manoeuvre des appareils de pont (Timonerie; chambre des cartes).	:	87,11 m ³ .
- Salles des machines.	:	1.400,00 m ³ .
- Soutes permanentes.	:	736,00 m ³ .
- Entourage des machines.	:	63,60 m ³ .
		<hr/>
		3.428,29 m ³ .

Volume intervenant dans le tonnage net :

$$8.003,69 - 3.428,29 = 4.575,40 \text{ m}^3.$$

$$4.575,40/2,83 = \underline{1.615 \text{ N.R.T.}}$$

- Références 1) Cours de C.N. du Prof. R. Dauwe 1^o Partie page 42.
2) Voorschriften voor de meting van zeeschepen.

Handwritten signature

UNIVERSITE CATHOLIQUE DE LOUVAIN
AUDITOIRE DE CONSTRUCTIONS NAVALES

CHALUTIER - USINE
à
PECHE PAR L'ARRIERE

II Plans

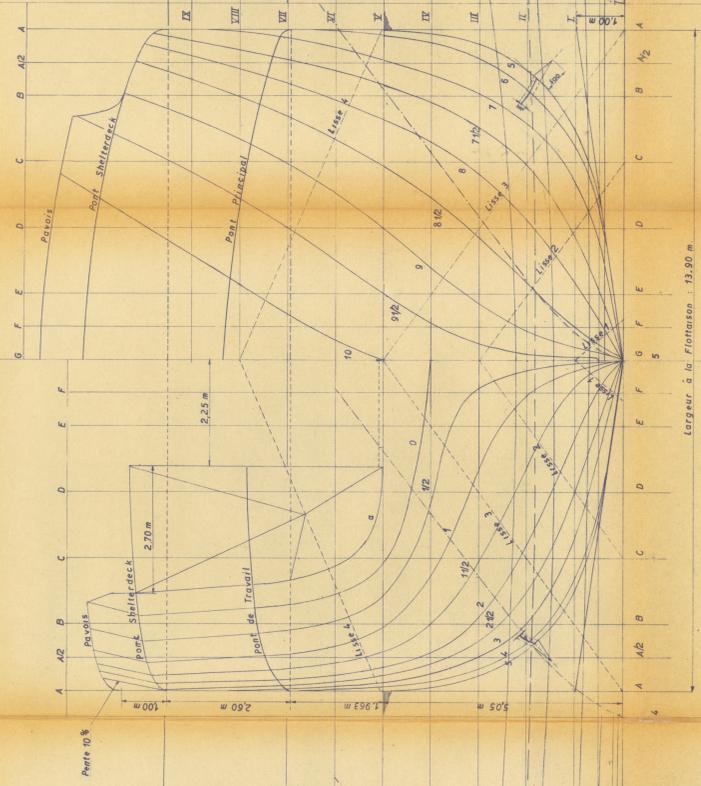
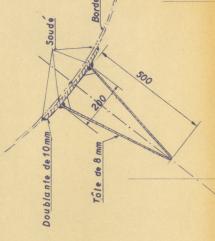
Guy CARDINAEL
Ingénieur civil électricien et Mécanicien

1961 - 1962

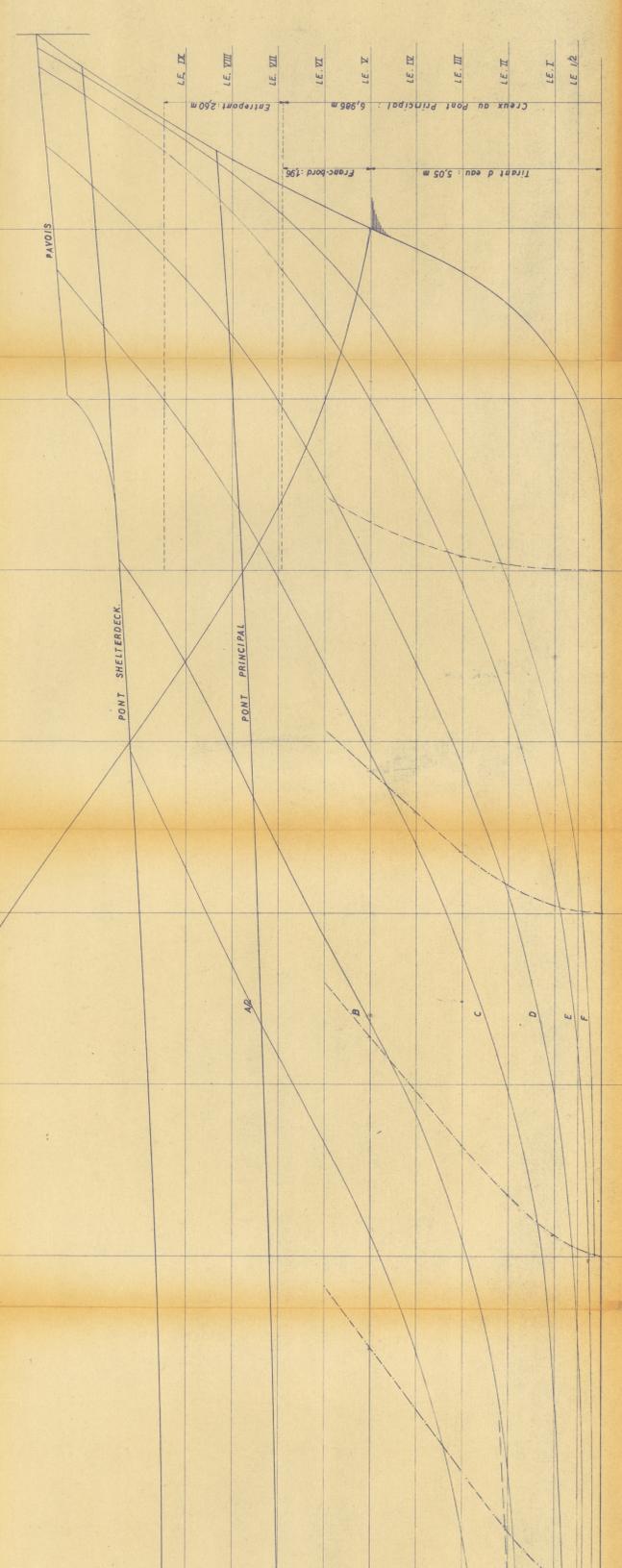
Courbe des Aires

1 cm = 2 m²

Quille de Roulis



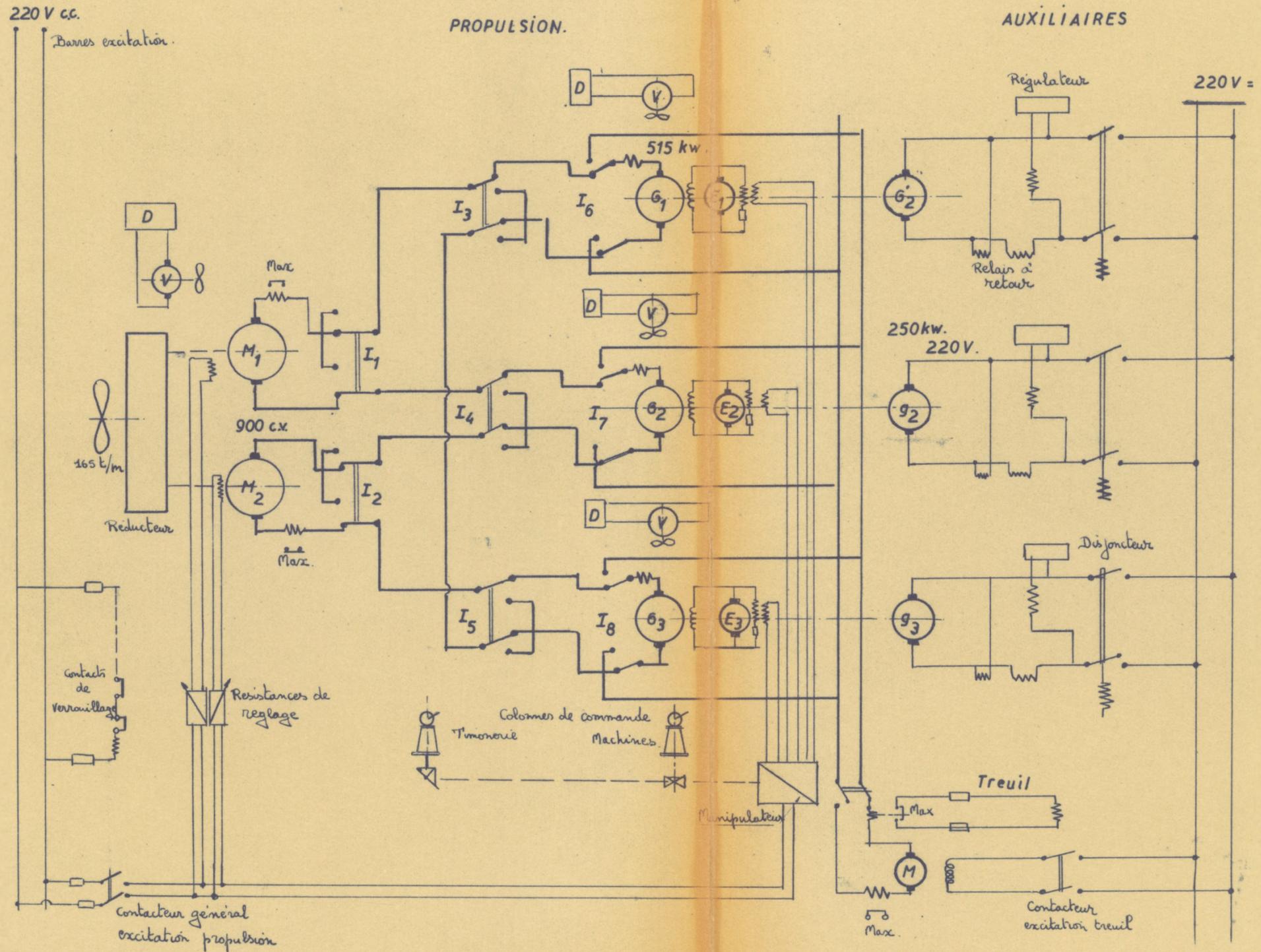
--- Courbes de Boujeon (1 cm = 5 m²)



Caracteristiques
 LONGUEUR HORS TOUT : 84,37 m
 LONGUEUR A LA FLOTTAISON : 80,00 m
 LONGUEUR ENTRE P.P. : 75,00 m
 LARGEUR HORS MEMBRURES : 13,90 m
 TIRANT D'EAU EN CHARGE : 5,05 m
 DEPLACEMENT EN CHARGE : 2866 m³
 σ_{pp} : 0,8070 σ_{pp} : 0,6579
 δ_{pp} : 0,5375 δ_{pp} : 0,0166

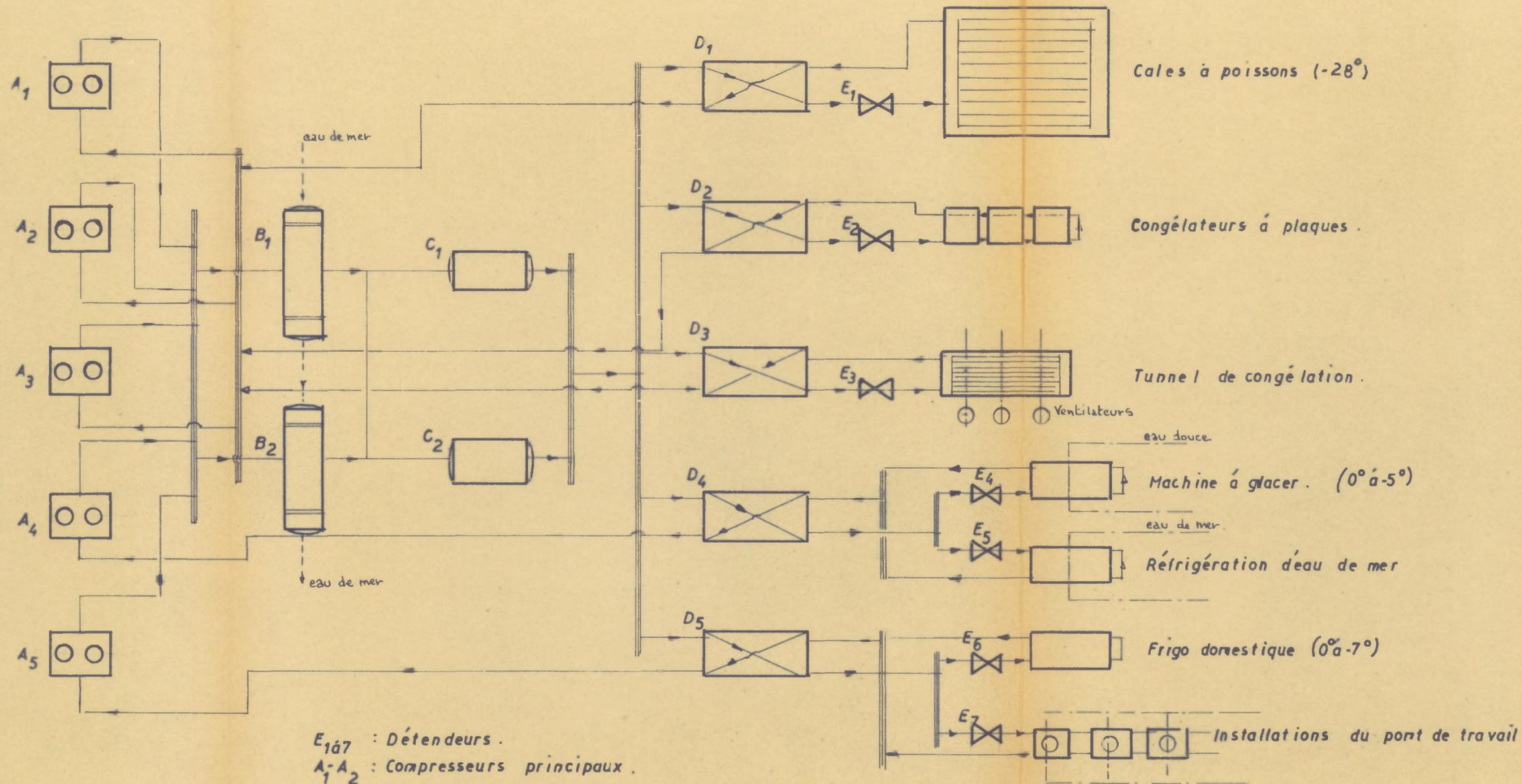
Longueur entre Perpendiculaires : 75,00 m
 Longueur hors-tout : 84,37 m

SCHEMA GÉNÉRAL et PROTECTIONS.



SCHEMA DE L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE.

Réfrigérant : Fréon 12. (CCl_2F_2)

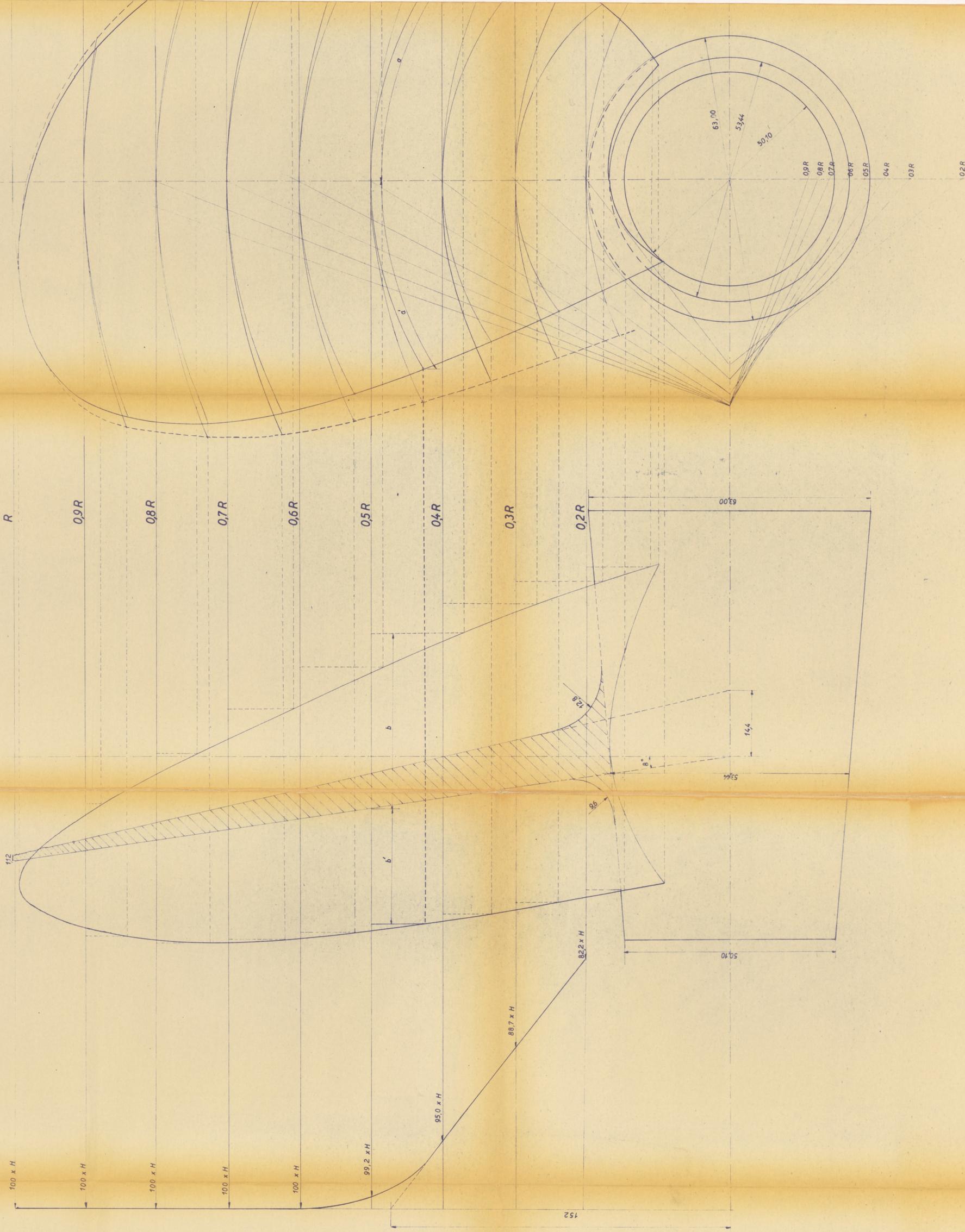


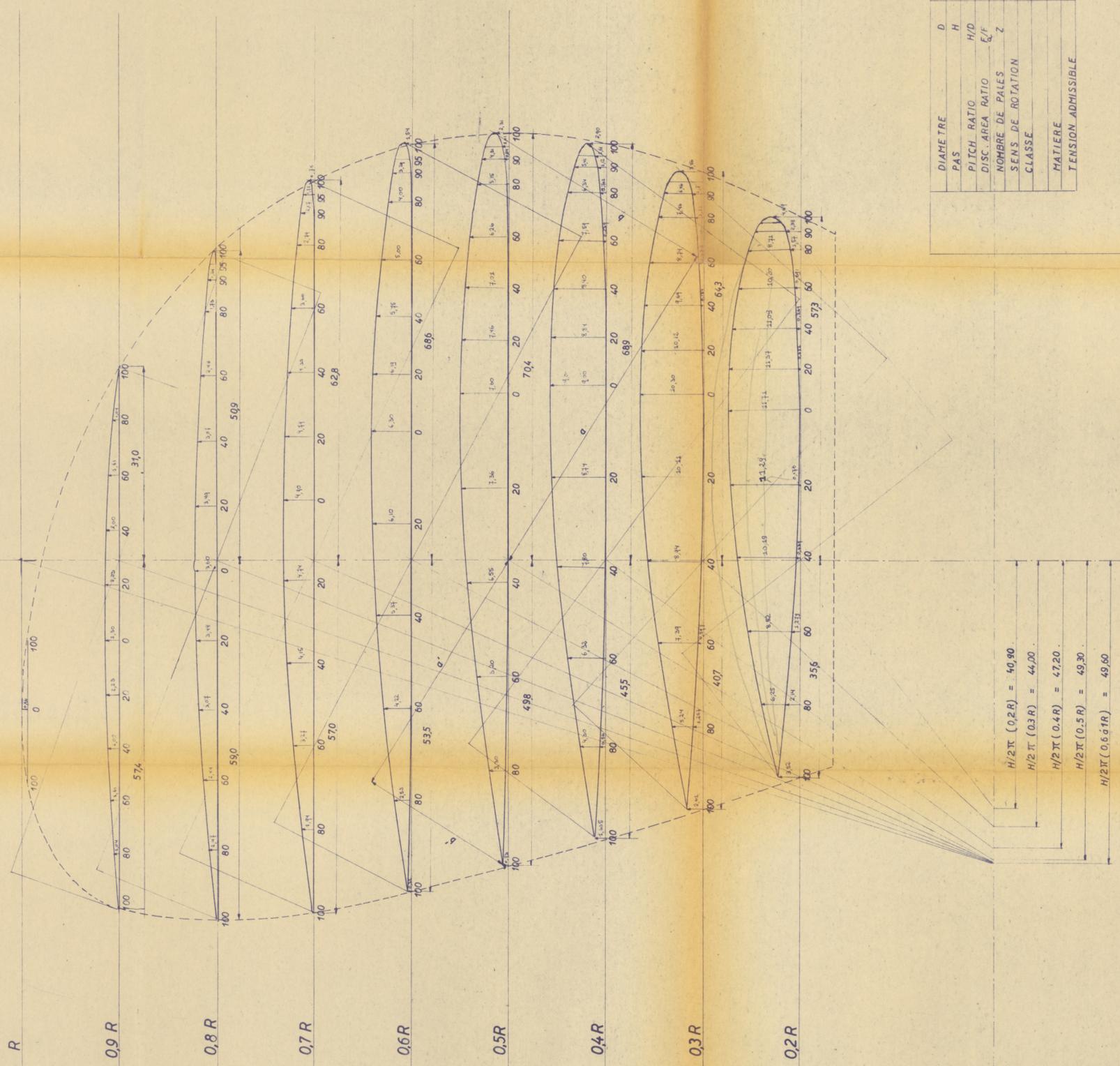
- $E_{1\text{à}7}$: Détendeurs .
- A_1-A_2 : Compresseurs principaux .
- A_3 : Compresseur de réserve .
- A_4-A_5 : Compresseurs auxiliaires .
- B_1-B_2 : Réfrigérants .
- C_1-C_2 : Collecteurs
- $D_{1\text{à}5}$: Sous-refroidissement .

7-8-1962

G. CARDINAEL

Variation du pas





$$H/2\pi(0.2R) = 40.90$$

$$H/2\pi(0.3R) = 44.00$$

$$H/2\pi(0.4R) = 47.20$$

$$H/2\pi(0.5R) = 49.30$$

$$H/2\pi(0.6\text{ à }1R) = 49.60$$

DIAMETRE	D	3200 mm.
PAS	H	3120 mm.
PITCH RATIO	H/D	0.975
DISC. AREA RATIO	C/F	0.70
NOMBRE DE PALES	Z	4
SENS DE ROTATION		droite
CLASSE		B.V. 31 32 L 11.
MATIERE		Bronze au Manganèse.
TENSION ADMISSIBLE		47 Kg/mm ²

PUISSANCE EFFECTIVE	1800 cv.e.
PROPULSION	diesel électrique
PUISSANCE à l'ARBRE	1682 h.p.
NOMBRE de TOURS	165 1/m.

G. Cardinael
26-5-1962

HELICE : B 4-70. HT. H. 1.

ECHELLE : 1/4

SCHROEF : B 4-70

DIAMETER : 3.20 m

VERHOUDING STAP H/D 0.975

Fa/F : 0.70

MATERIAAL : Bronze

AANTAL BLADEN : 4

BLADBREEDTEN IN PROCENTEN VAN DE MAXIMUM BLADBREEDTE	r/R	02	03	04	05	06	07	08	09	1 -	Max Bladbreedte op 06 r/R voor Fa/F 04 = 0,2187 D 05 = 0,30071 D 07 = 0,382725 D	
	Vanaf trekker tot uitredende kant	29,18	35,32	37,30	40,78	43,92	46,68	48,35	47,-	20,14		
	Vanaf trekker tot intredende kant	0,356	0,407	0,455	0,498	0,535	0,570	0,590	0,574	0,246		
	Totale Bladbreedte	46,90	52,64	56,32	57,60	56,08	51,40	41,65	25,35			
		0,573	0,643	0,683	0,704	0,686	0,628	0,503	0,310			
Bladdikterverhouding in procenten van de diameter		76,08	85,96	93,62	98,38	100,-	98,08	90,-	72,35		Grootste dikte op hart prop = 0,045 D	
		0,929	1,050	1,144	1,202	1,222	1,198	1,099	0,874			
Plaats grootste dikte vanaf intredende kant in procenten v.d. lengte der doorsned.		3,66	3,24	2,82	2,40	1,98	1,56	1,14	0,72	0,3		
		0,117	0,103	0,090	0,076	0,063	0,049	0,036	0,023	0,0096		
		35,-	35,-	35,-	35,50	38,9	44,3	47,9	50,-		0,144	
		0,325	0,367	0,400	0,426	0,445	0,530	0,526	0,442			

ORDINATEN TABEL	AFSTAND VAN DE ORDINATEN VANAF PLAATS GROOTSTE DIKTE												
	Vanaf plaats grootste dikte → uitredende kant						Vanaf plaats grootste dikte → intredende kant						
	r/R	100%	80%	60%	40%	20%	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
ORDINATEN VOOR ZUIGVLAK (cm)	0,2		53,35	72,65	86,90	96,45	98,60	94,50	87,-	74,40	64,35	56,95	
			6,25	8,52	10,19	11,29	11,57	11,09	10,20	8,71	7,55	6,66	
	0,3		50,95	71,60	86,80	96,80	98,40	94,-	85,80	72,50	62,65	54,90	
			5,24	7,33	8,94	10,11	10,12	9,63	8,73	7,46	6,46	5,65	
	0,4		47,70	70,25	86,55	97,-	98,20	93,25	84,30	70,40	60,15	52,20	
			4,30	6,32	7,80	8,74	8,74	8,40	7,59	6,34	5,41	4,70	
	0,5		43,40	68,40	86,10	96,95	98,10	92,40	82,30	67,70	56,80	48,60	
			3,30	5,20	6,55	7,36	7,46	7,01	6,26	5,15	4,31	3,70	
	0,6		40,20	67,15	85,40	96,80	98,10	91,25	79,35	63,60	52,20	43,35	
			2,53	4,22	5,37	6,10	6,19	5,75	5,00	4,00	3,29	2,73	
	0,7		39,40	66,90	84,90	96,65	97,60	88,80	74,90	57,-	44,20	35,-	
			1,94	3,27	4,15	4,74	4,79	4,35	3,66	2,79	2,17	1,72	
	0,8		40,95	67,80	85,30	96,70	97,-	85,30	68,70	48,25	34,55	25,45	
			1,47	2,44	3,07	3,48	3,49	3,07	2,48	1,74	1,241	0,916	
	0,9		45,15	70,-	87,-	97,-	97,-	87,-	70,-	45,15	30,10	22,-	
			1,04	1,61	2,00	2,23	2,23	2,00	1,61	1,04	0,692	0,505	
0,95		44,80	72,-	88,-	97,20	97,20	88,-	72,-	44,80	29,50	21,60		
ORDINATEN VOOR DRUKVLAK (cm)	0,2	30,-	18,20	10,90	5,45	1,55	0,45	2,30	5,90	13,45	20,30	20,20	40,-
		3,52	2,14	1,279	0,639	0,176	0,052	0,269	0,691	1,579	2,38	3,07	4,69
	0,3	25,35	12,20	5,80	1,70		0,05	1,30	4,60	10,85	16,55	22,20	37,55
		2,61	1,257	0,597	0,175			0,134	0,474	1,108	1,705	2,285	3,860
	0,4	17,85	6,20	1,50				0,30	2,65	7,80	12,50	17,90	34,50
		1,605	0,559	0,135				0,027	0,239	0,702	1,125	1,610	2,90
	0,5	9,70	1,75						0,70	4,30	8,45	13,30	30,40
		0,730	0,133						0,053	0,327	0,642	1,01	2,31
0,6	5,10								0,80	4,45	8,40	24,50	
	0,32								0,050	0,282	0,529	1,54	
0,7										0,40	2,45	16,05	
										0,0196	0,120	0,786	
0,8												7,40	
												0,266	

De percentages van de ordinaten hebben betrekking op de grootste dikte van de bijbehorende doorsneden.

$H/D = 0,975 \quad H = D \times 0,975 = 312 \text{ cm}$
 Spoed op r/R - 1 - 0,9 - 0,8 - 0,7 - 0,6 = $H \times 1 = 312$
 op r/R - 0,5 = $H \times 0,992 = 309,50$
 op r/R - 0,4 = $H \times 0,95 = 296,40$
 op r/R - 0,3 = $H \times 0,887 = 276,74$
 op r/R - 0,2 = $H \times 0,822 = 256,46$

Uitslag bladdoorsnede

$: 628 = 49,6$
 $: 628 = 48,3$
 $: 628 = 47,2$
 $: 628 = 44,0$
 $: 628 = 40,9$

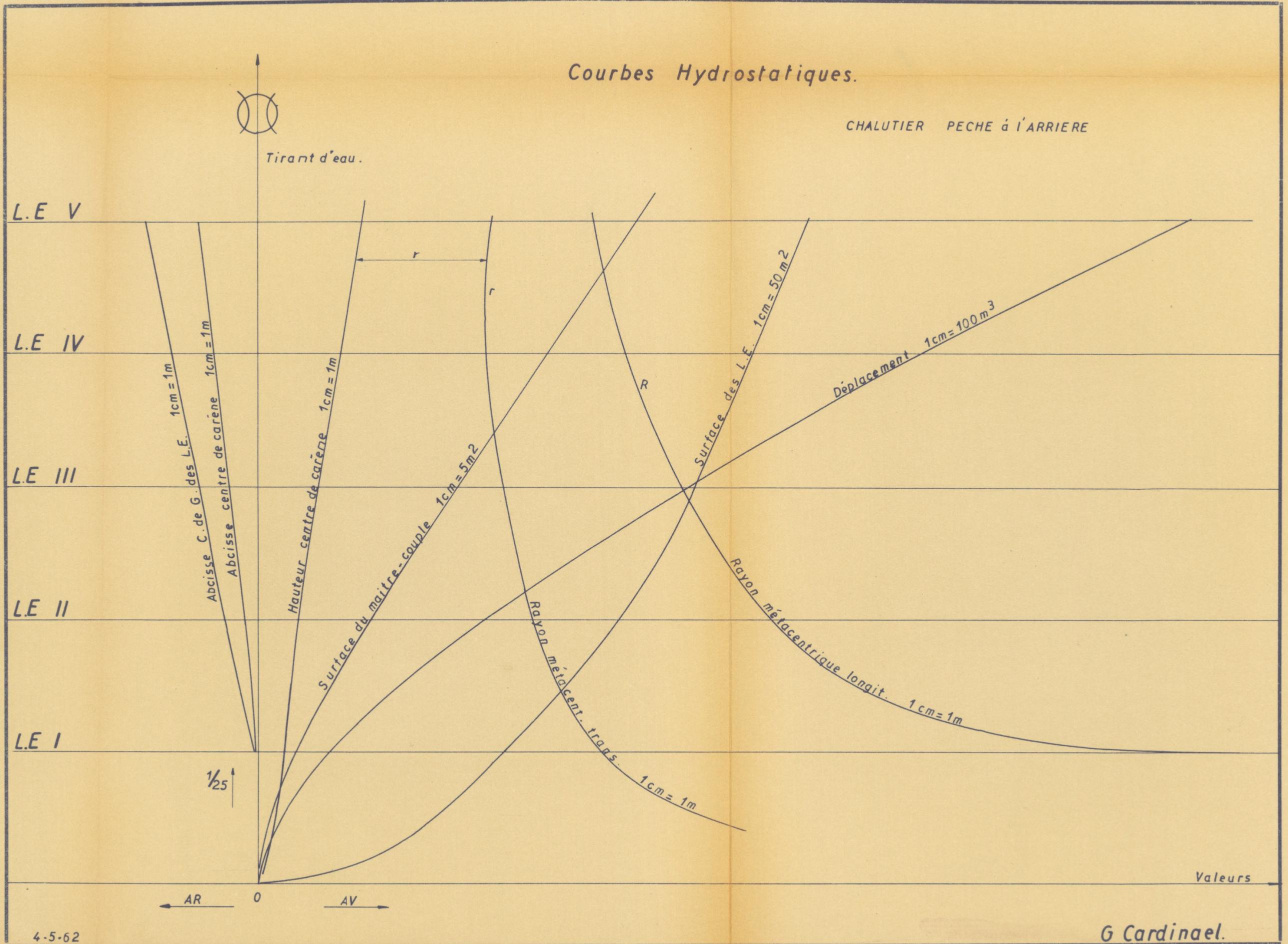
Snijpunt : $0,975 D = 312$
 Diameter naaf op rake : $0,67 D = 0,5344 \text{ m}$

G. CARDINAEL.

Datum : 6-6-1962

Courbes Hydrostatiques.

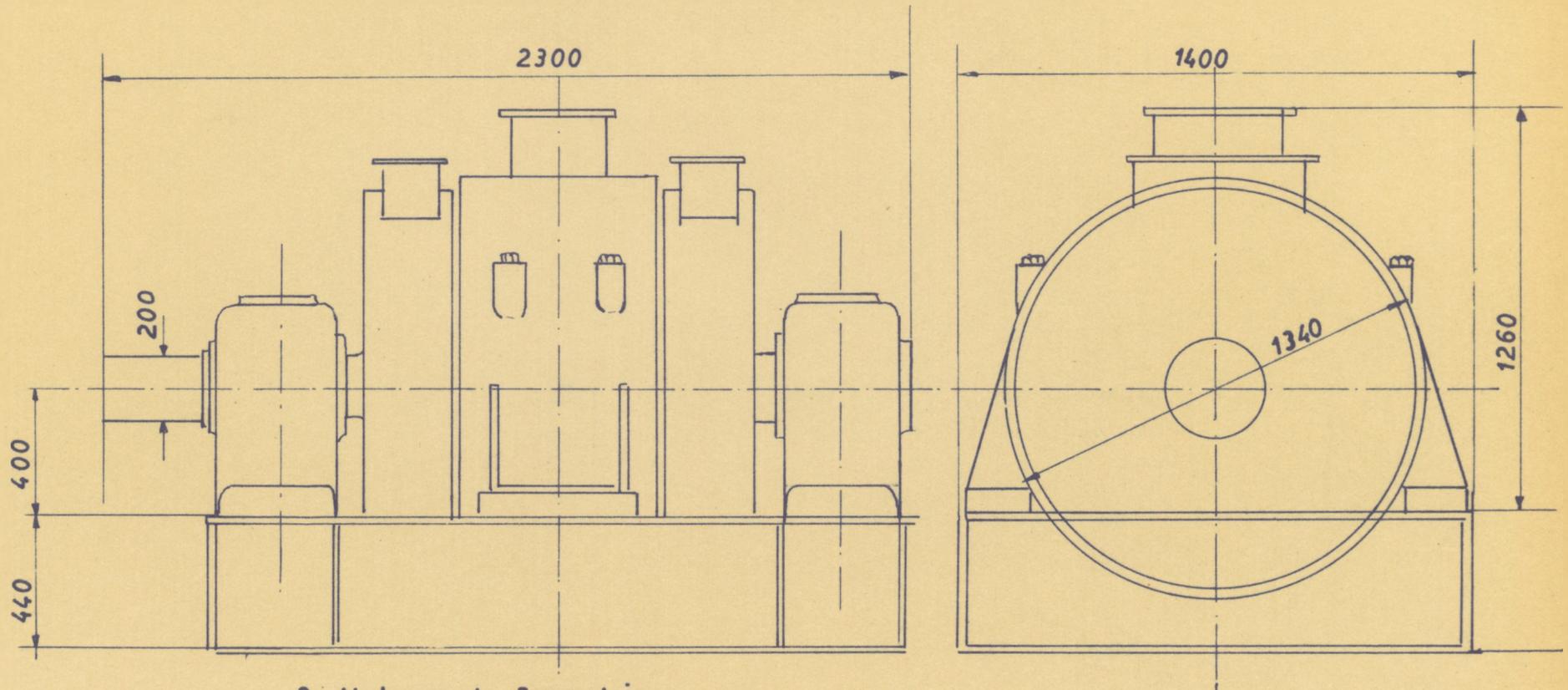
CHALUTIER PECHE à l'ARRIERE



MOTEURS ELECTRIQUES de PROPULSION

Encombremet .

Ventilation indépendante : 100 m³/min.



2 Moteurs de Propulsion.

Type : 6 PM 156 .

900 C.V. 450 V. 890 t/m.

Excitation : 3,5 kw. η : 0,93 4/4

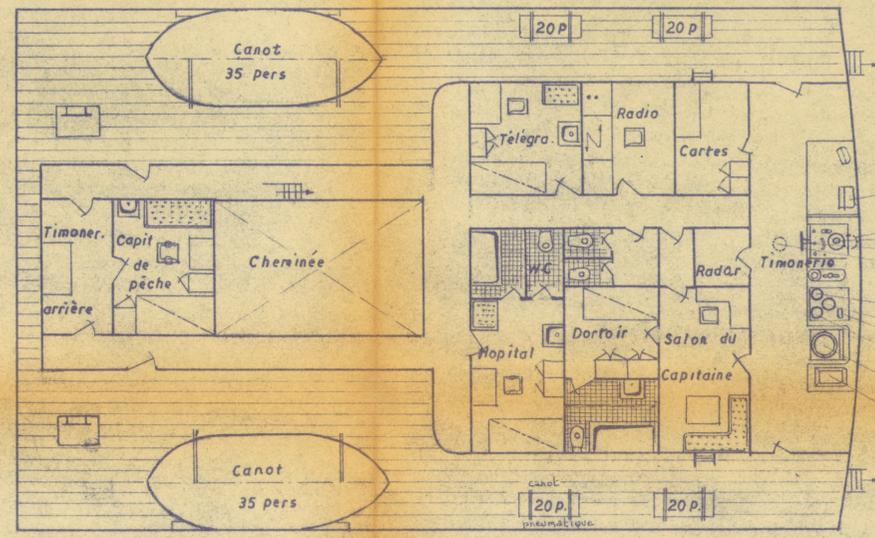
Poids : 6.700 kg .

PD² : 525 kgm²

12-7-1962

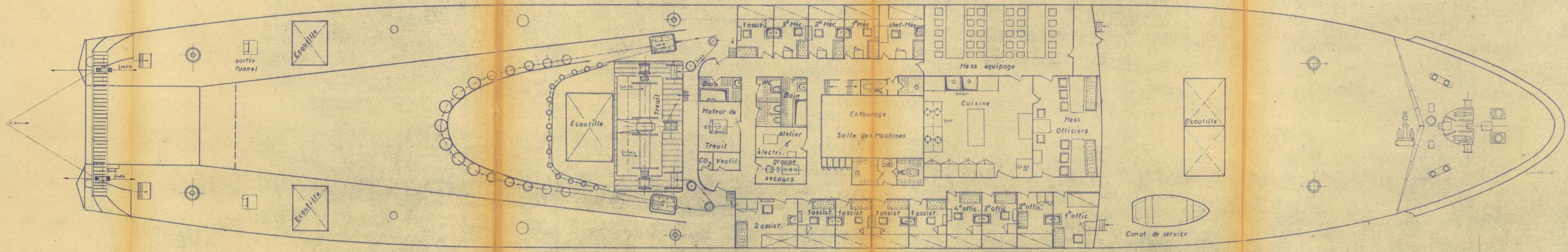
G.CARDINAEI .

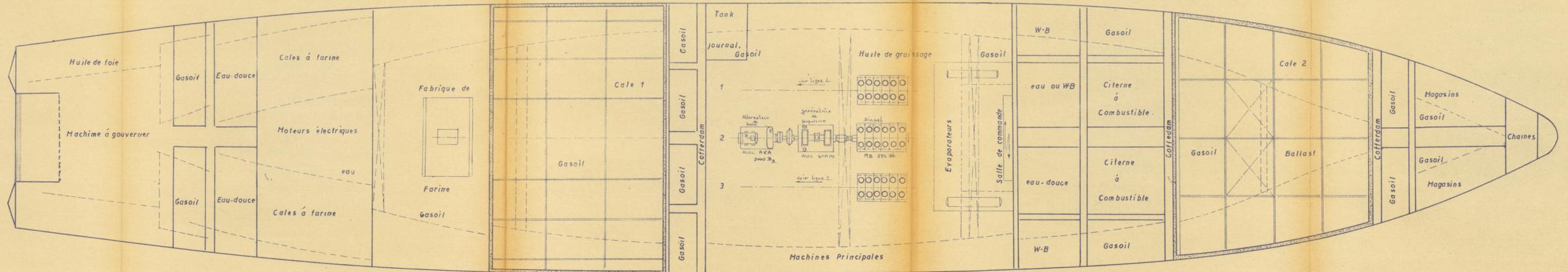
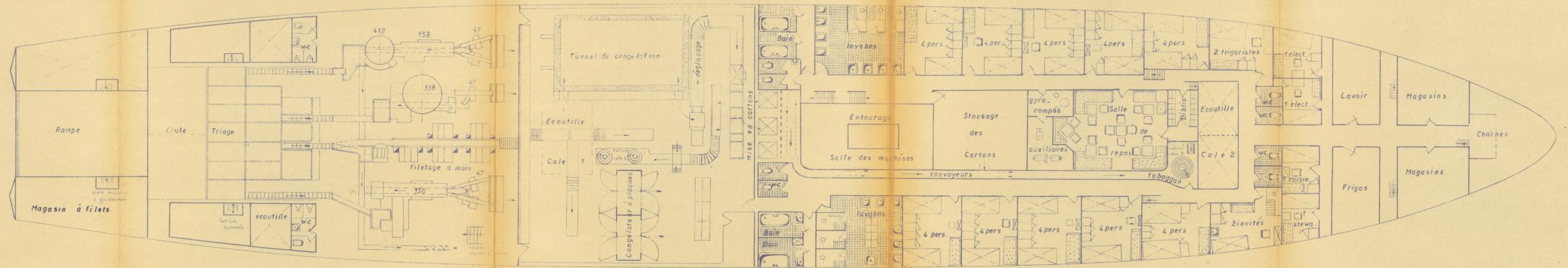
PONT PASSERELLE.



- Pilote automatique
- Compas magnétique
- Gyro-Compas
- Roue de gouverne
- Indicateur d'angle de barre
- Indicateur de tours
- Loch
- Indicateur de route
- Echo sondeur
- Radar
- Télévision intérieure

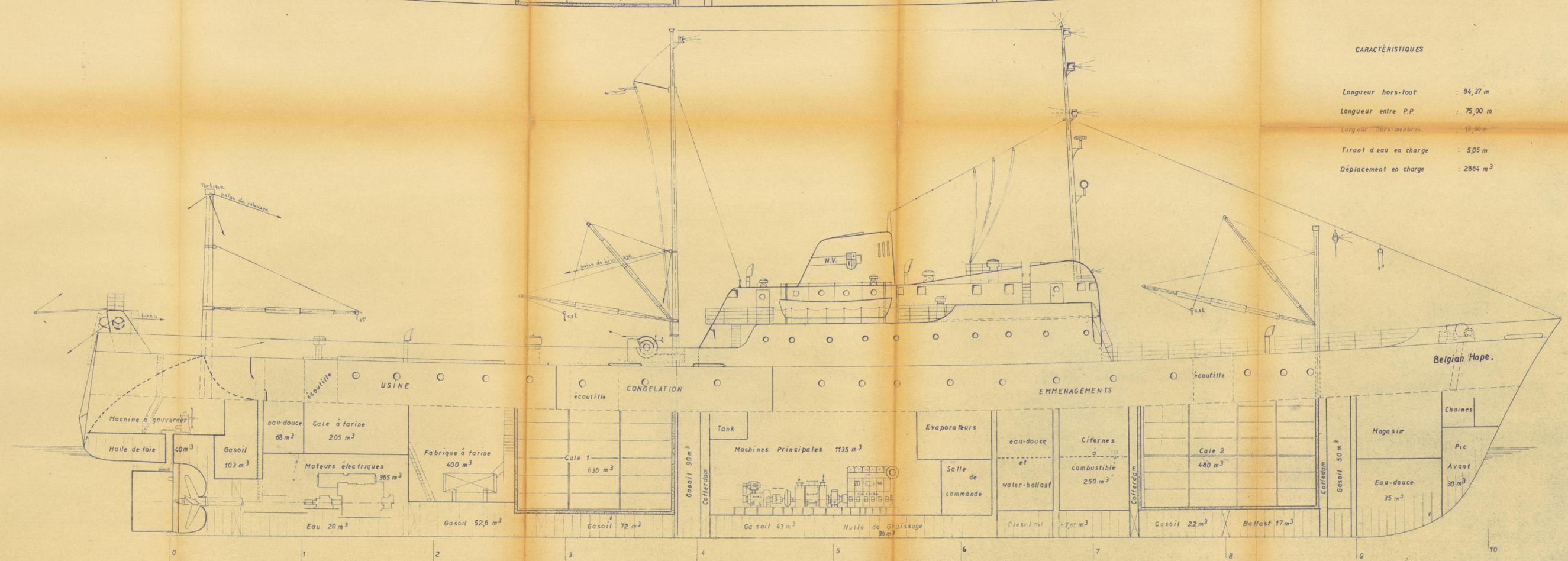
PONT SHELTER

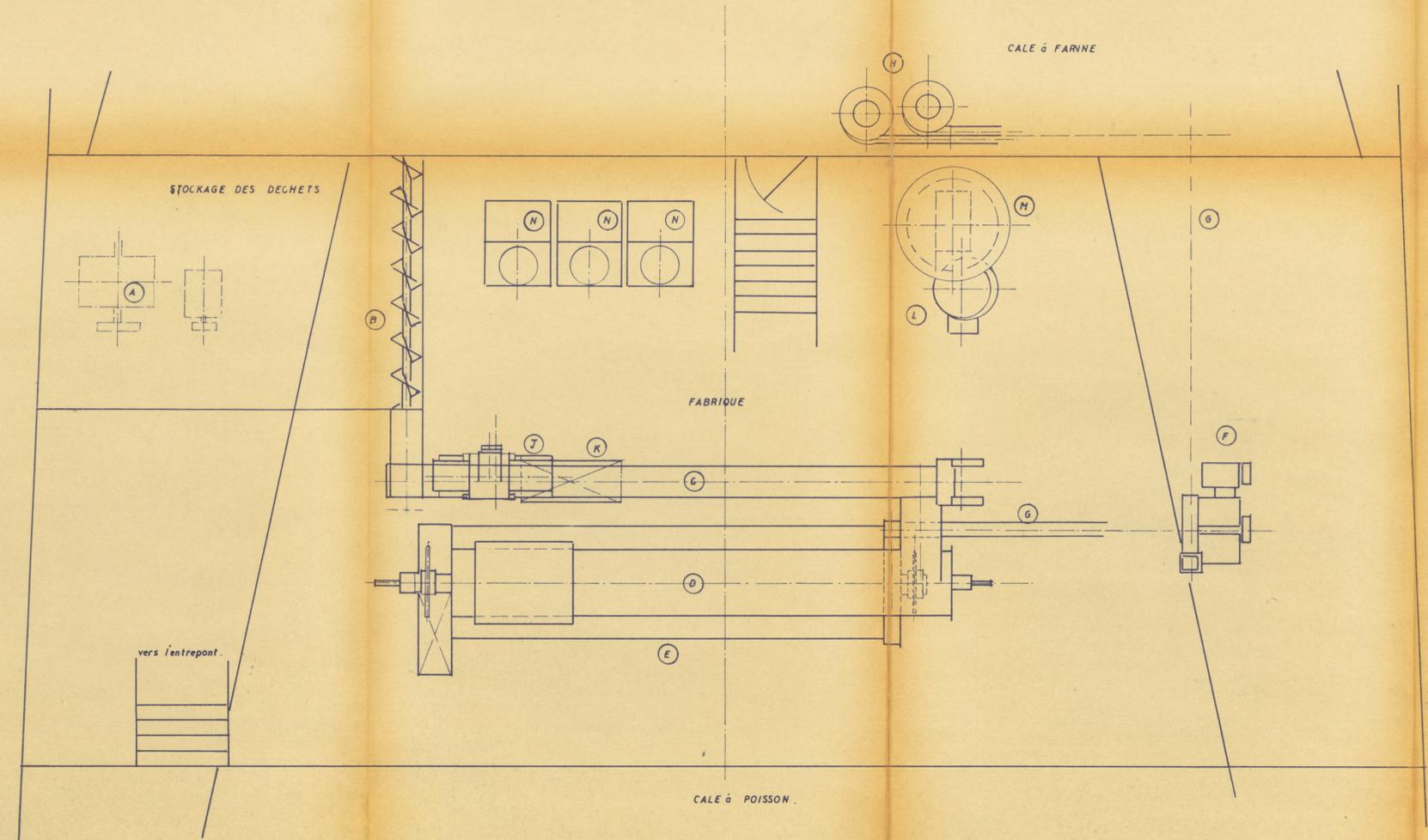
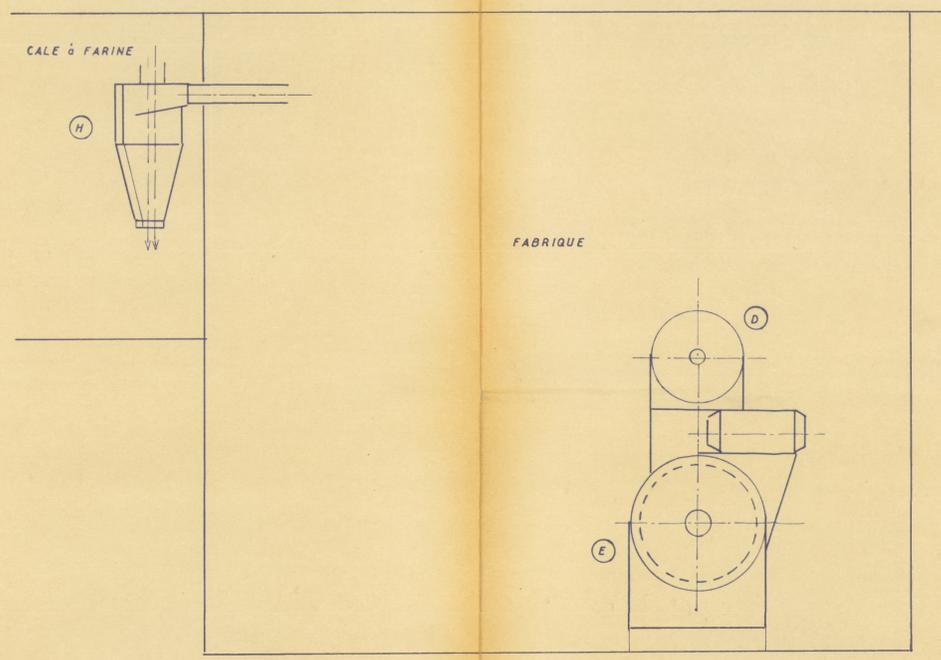
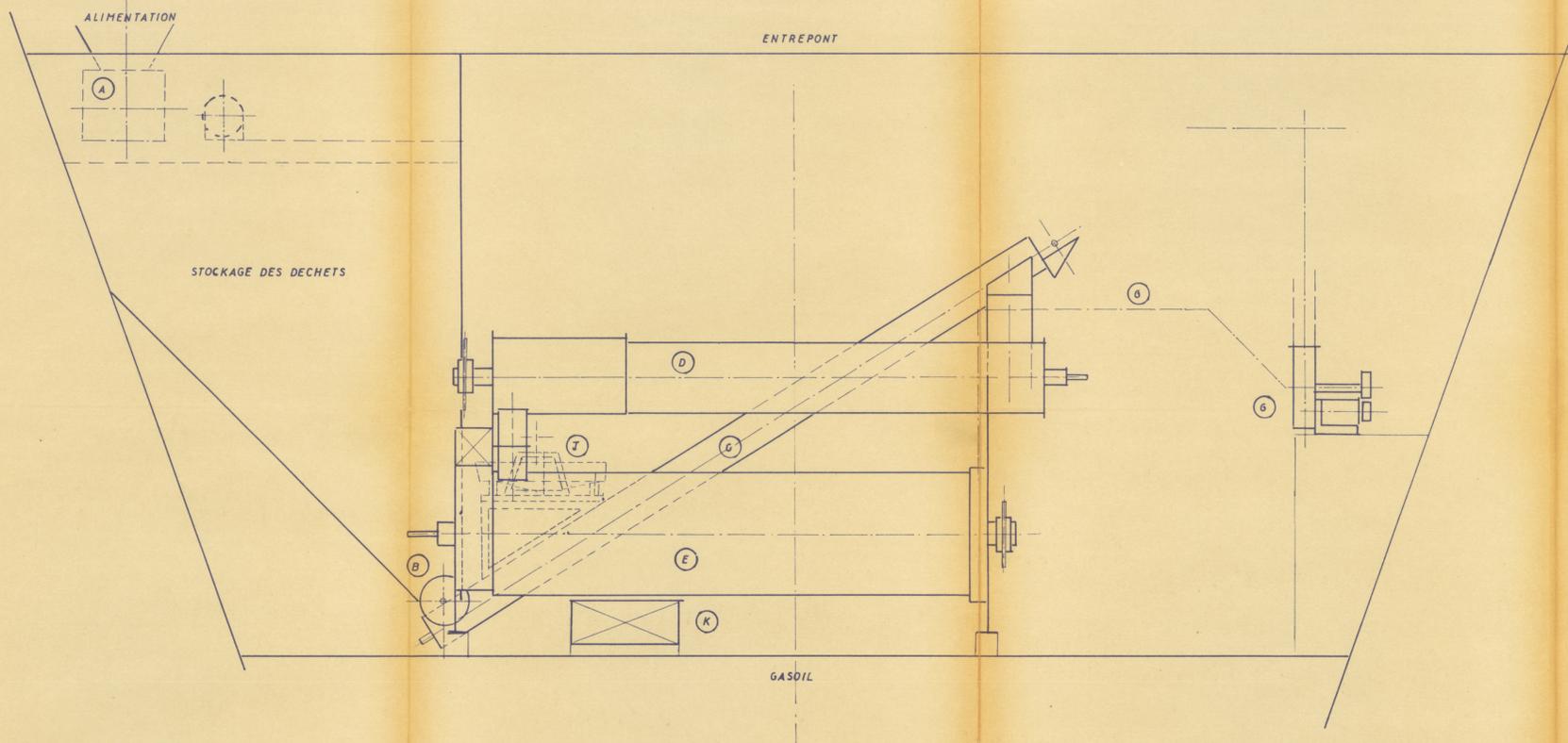




CARACTÉRISTIQUES

- Longueur hors-tout : 84,37 m
- Longueur entre P.P. : 75,00 m
- Longueur hors-membres : 13,96 m
- Tirant d'eau en charge : 5,05 m
- Déplacement en charge : 2864 m³





LEGENDE

- (A) Hachoir.
- (B) Vis alimentaire.
- (C) Vis transporteuse.
- (D) Stérilisateur et Presse.
- (E) Séchoir.
- (F) Mouleur.
- (G) Conduite.
- (H) Cyclone.
- (J) Vibreur.
- (K) Réservoir d'eau sous pression et pompe.
- (L) Séparateur.
- (M) Préchauffeur.
- (N) Chauffeurs pour huile de foie.

CAPACITE : 20 tonnes par 24 heures.
 VOLUMES : usine .400 m³.
 cale à farine - 283 m³.

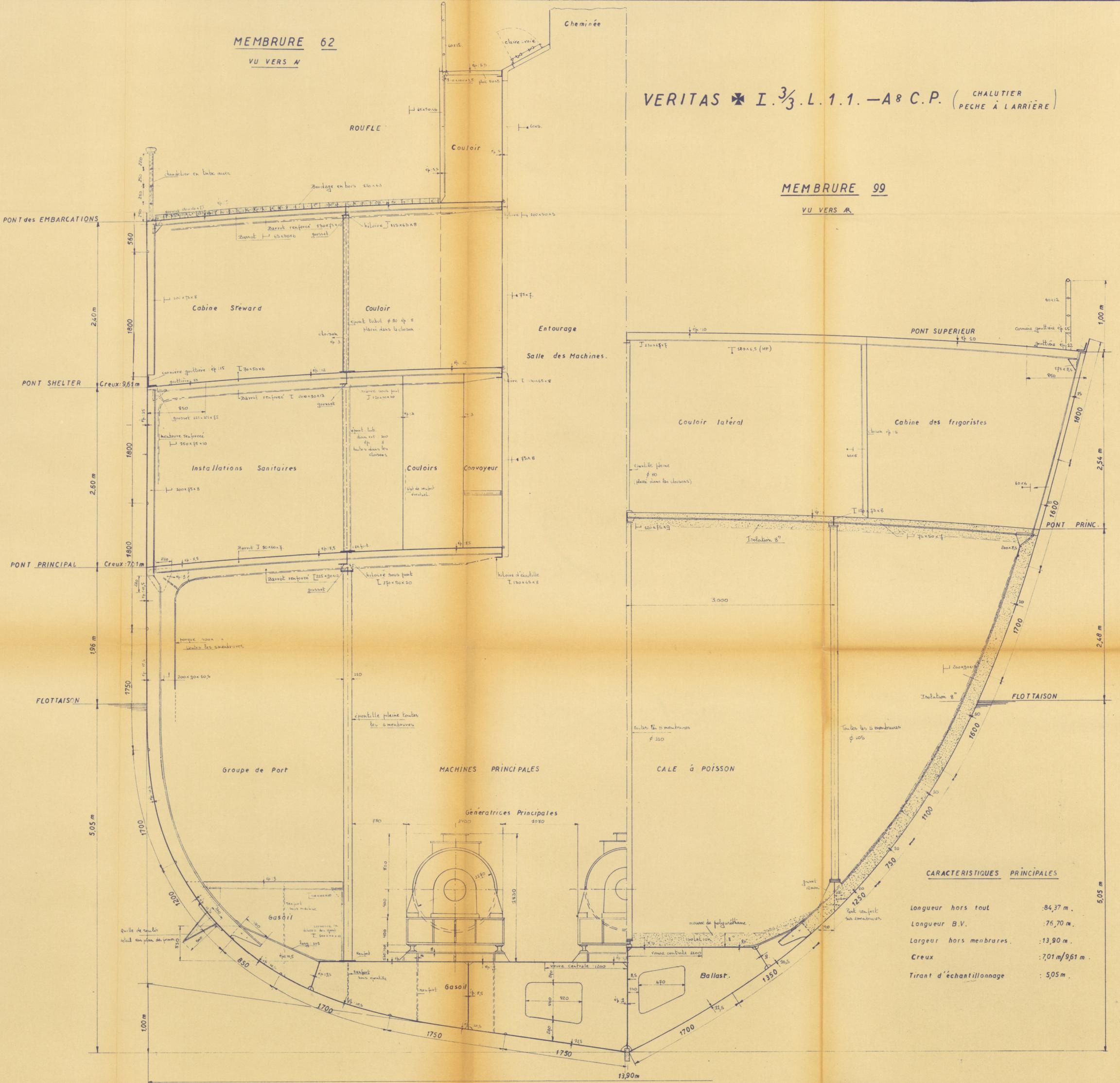
MEMBRURE 62

VU VERS N

VERITAS ✱ I. 3/3 . L. 1.1. - A8 C.P. (CHALUTIER
PECHE À L'ARRIÈRE)

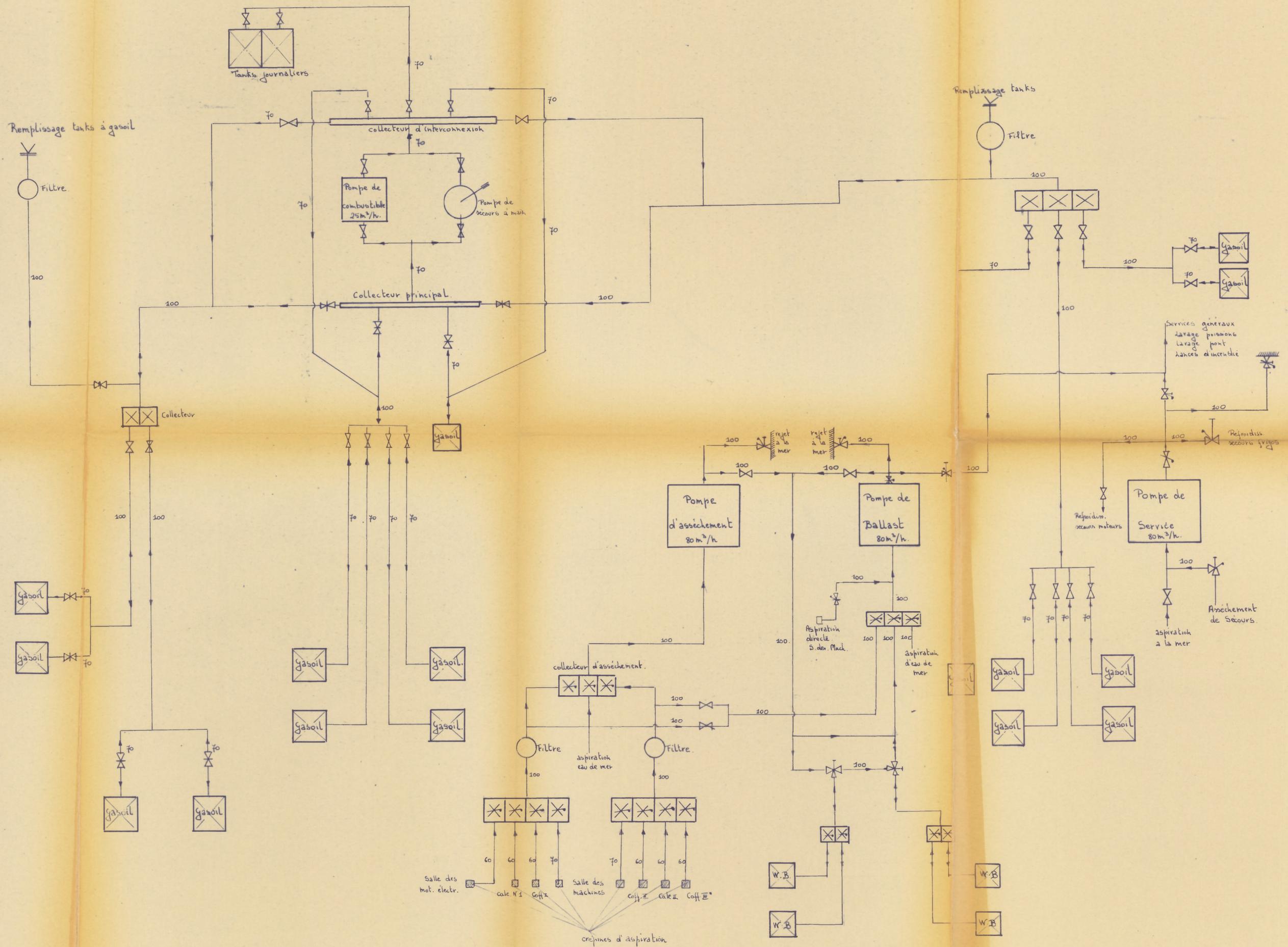
MEMBRURE 99

VU VERS R



CARACTERISTIQUES PRINCIPALES

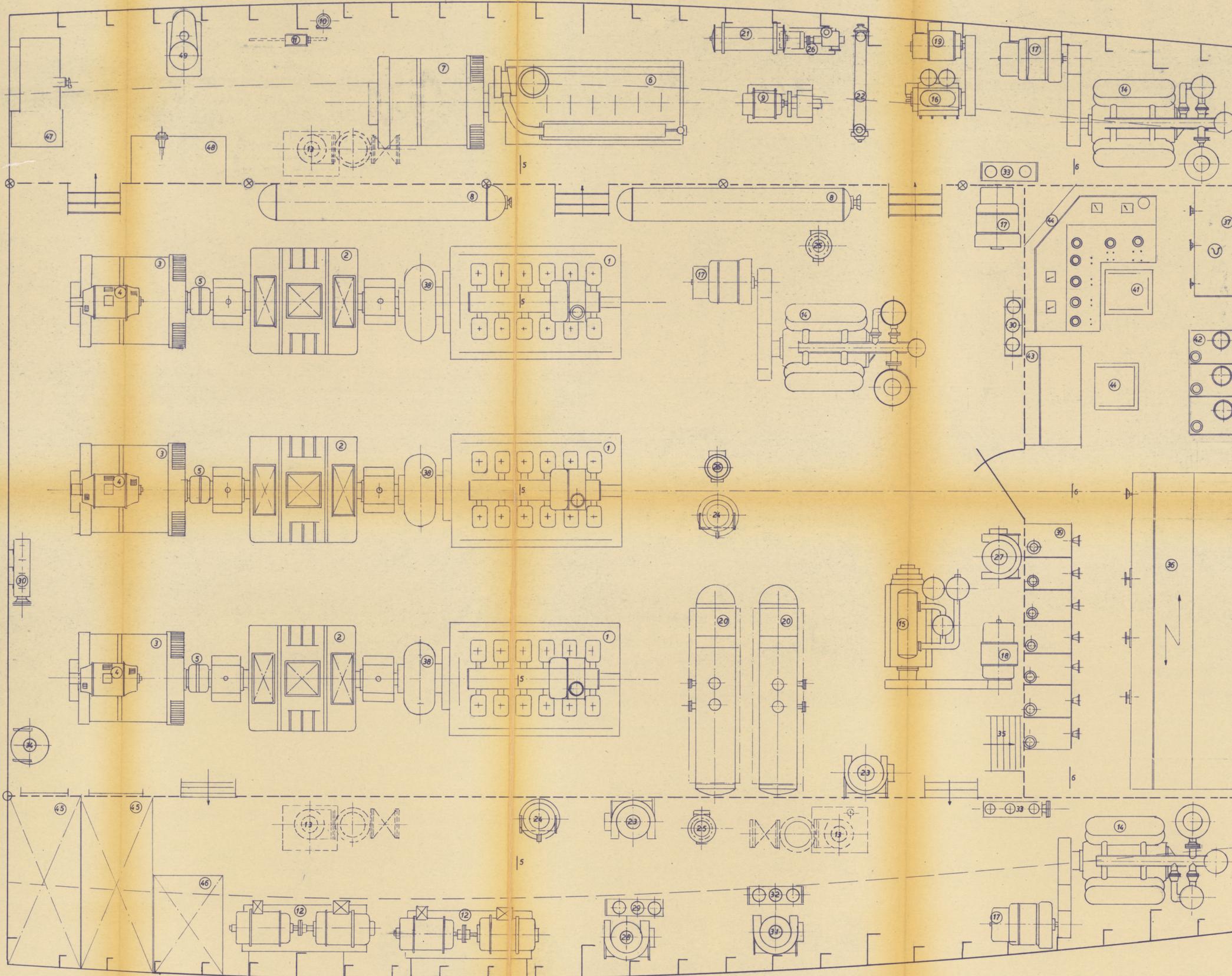
Longueur hors tout	: 84,37 m.
Longueur B.V.	: 76,70 m.
Largeur hors membrures	: 13,90 m.
Creux	: 7,01 m / 9,61 m.
Tirant d'échantillonnage	: 5,05 m.



CHALUTIER-USINE à PROPULSION DIESEL-ELECTRIQUE.

AR.

A.

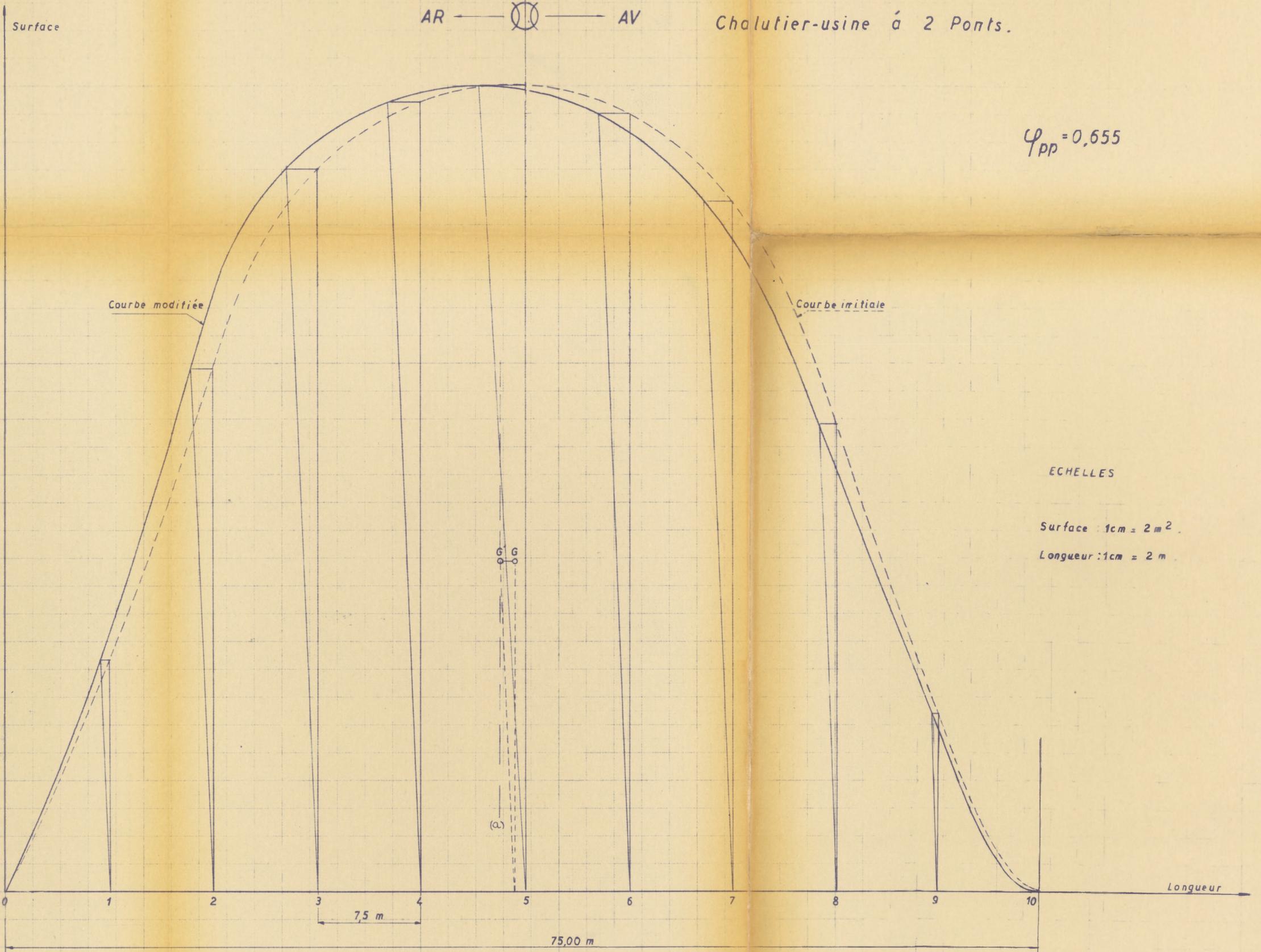


49	1	Fraisage.
48	1	Tour.
47	1	Tour.
46	1	Tank pour huile de graissage.
45	2	Tank pour huile de graissage.
44	1	Chaise pour table de Service.
43	1	Table de Service.
42	1	Groupe de résistance de démarrage pour circuit de réfrigération.
41	1	Chaise pour opérateur.
40	1	Tableau de commande des diesels.
39	1	Groupe de Résistance de démarrage pour moteurs électriques.
38	3	Accouplement élastique "Periflex 34-2".
37	1	Tableau électrique courant alternatif.
36	1	Tableau électrique courant continu.
35	1	Escalier d'accès à l'étage supérieur.
34	1	Pompe de transfert pour combustible 80m ³ /h.
33	2	Collecteur de Ballast.
32	1	Collecteur de Ballast (principal).
31	1	Pompe à Ballast. 80m ³ /h.
30	2	Collecteur auxiliaire d'arrosement.
29	1	Collecteur principal d'arrosement.
28	1	Pompe d'arrosement. 80m ³ /h.
27	1	Pompe de circulation pour condenseur du circuit frigorifique (réserve).
26	1	Pompe pour refroidissement des compresseurs.
25	3	Filtres à huile pour groupes principaux.
24	2	Pompe à huile de réserve.
23	2	Pompe de circulation pour condenseur du circuit frigorifique.
22	1	Refrigerant pour compresseurs du circuit frigorifique.
21	1	Refrigerant pour groupe de port.
20	2	Collecteur et condenseur du circuit frigorifique.
19	1	Moteur électrique d'entraînement pour fuzes.
18	1	Moteur électrique pour entraînement des compresseurs auxiliaires.
17	3	Moteur électrique pour entraînement des compresseurs principaux.
16	1	Compresseur auxiliaire pour fuzes domestique.
15	1	Compresseur auxiliaire pour circuit de réfrigération.
14	3	Compresseur principal pour circuit de réfrigération.
13	3	Puits d'eau de mer.
12	2	Groupe convertisseur.
11	1	Compresseur à main.
10	1	Batterie d'eau comprimé pour démarrage du groupe de port 40t. 20kg/cm ² .
9	1	Compresseur d'eau de démarrage.
8	2	Batterie d'eau comprimé pour démarrage des moteurs principaux 500t. 20kg/cm ² .
7	1	Générateur de Port A.C.E.C. CV 803 250 kW 1200 t/m.
6	1	Groupe de Port Mercedes-Benz MB 836 420 CV 1200 t/m.
5	3	Accouplement élastique R.A.T. 440.
4	3	Créautabre pour génératrice principale A.C.E.C. CV 386.
3	3	Générateur auxiliaire compound A.C.E.C. CV 803 250 kW 1200 t/m.
2	3	Générateur principale A.C.E.C. 6 PM 141 510 kW à 1200 t/m.
1	3	Moteur Principal Mercedes-Benz MB 835 ab 1080 CV à 1200 t/m.
N°	Nb.	NATURE

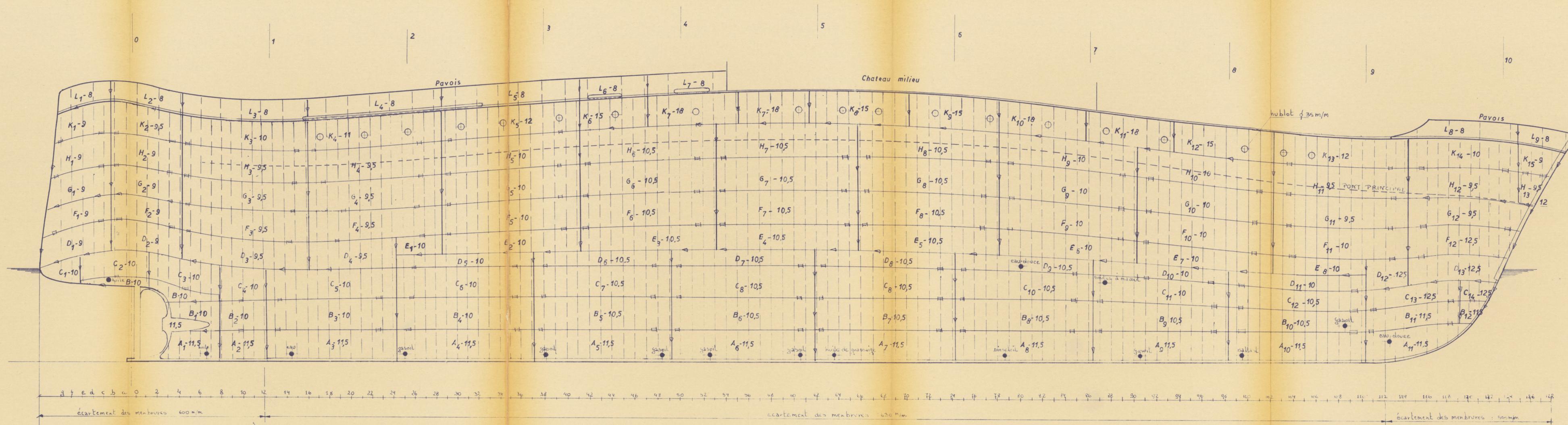
Courbe des Aires

AR —  — AV

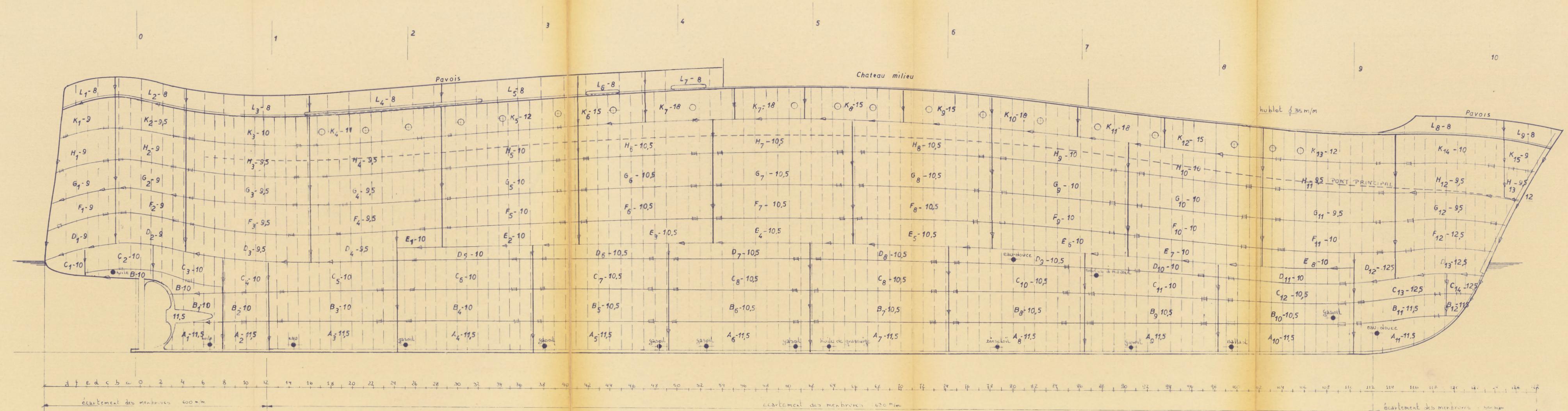
Chalutier-usine à 2 Ponts.



CLASSEMENT : B.V. I.3/3 L 1.1. (soudé à 100 %)



⊢ : Soudé au préontage.
 ⚡ : Soudé sur place.



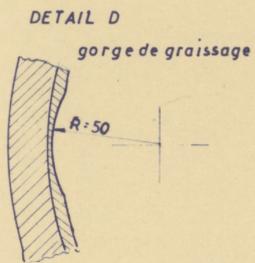
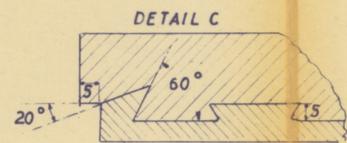
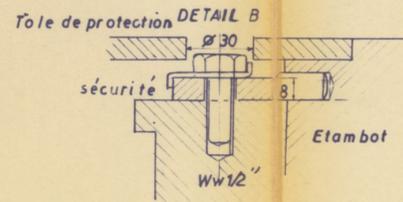
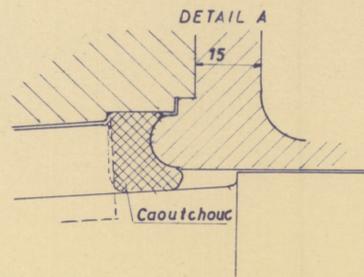
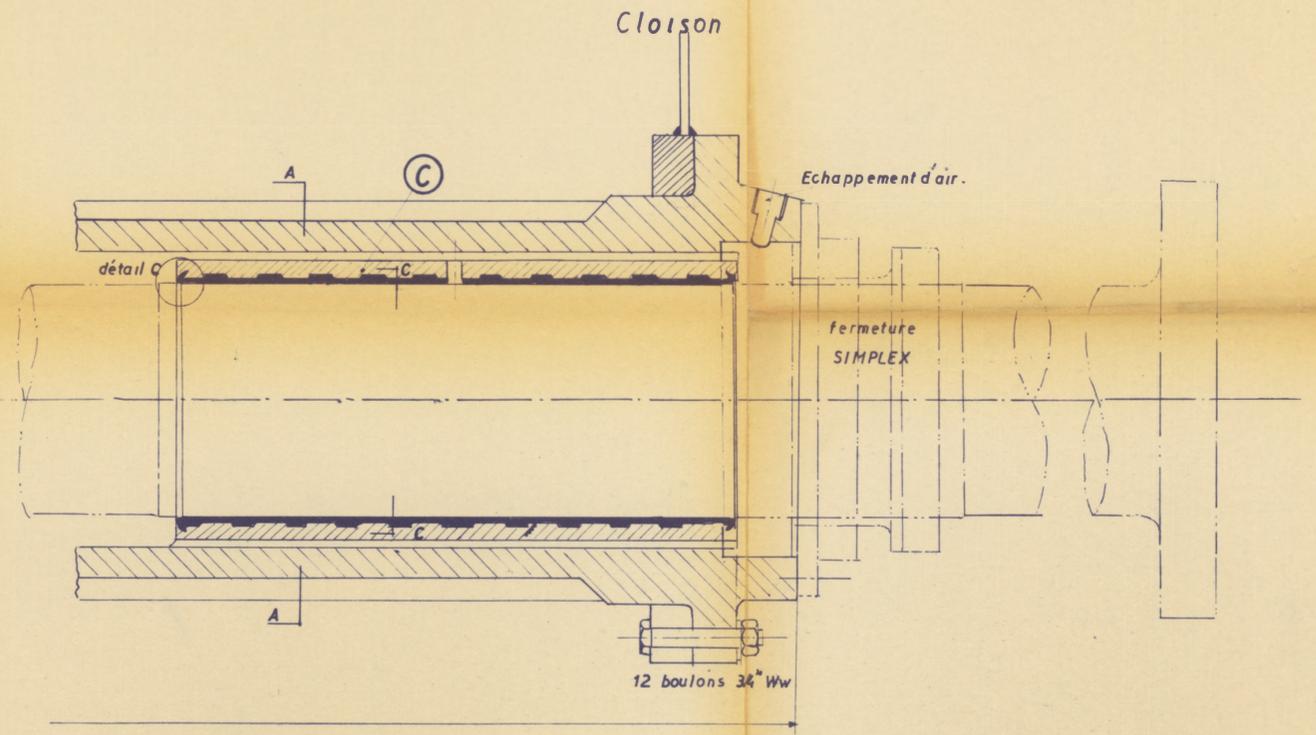
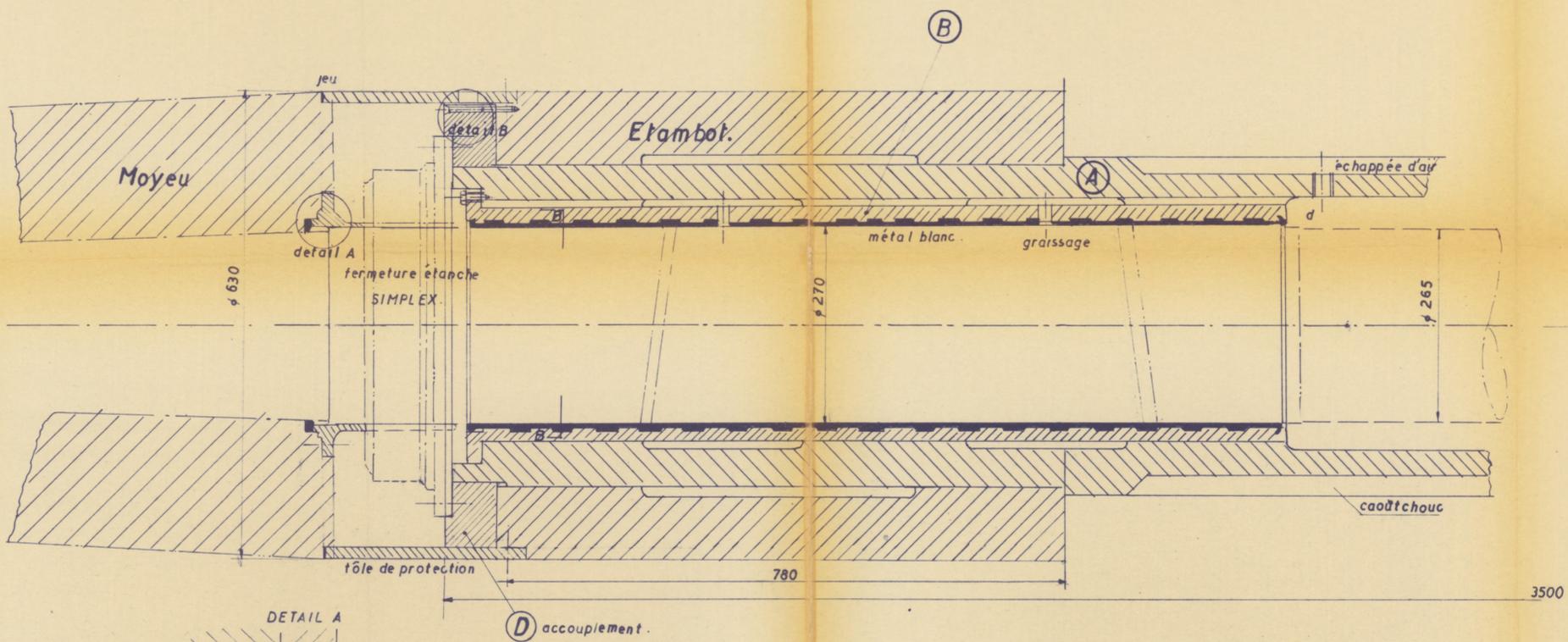
I : Soudé au prémontage

A : Soudé sur place

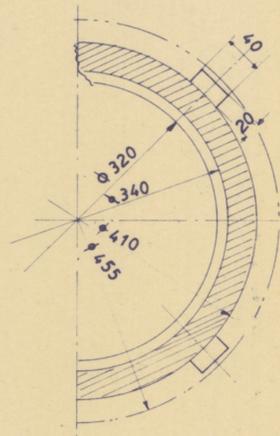
G. Cardinael
10-7-1962

Développement du Bordé
échelle 1/100

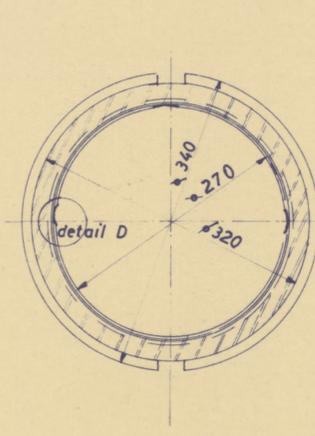
HT-D-1



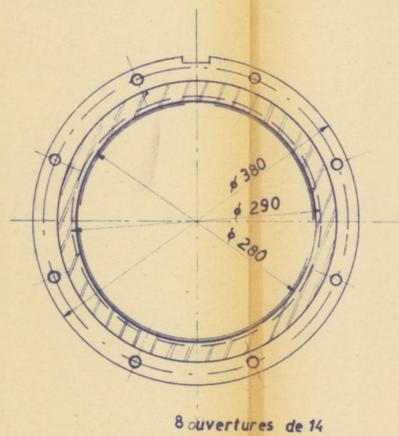
COUPE dans A (A-A)



COUPE dans C (C-C)

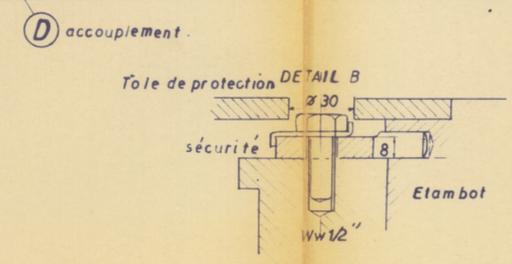
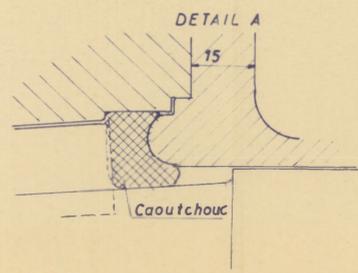
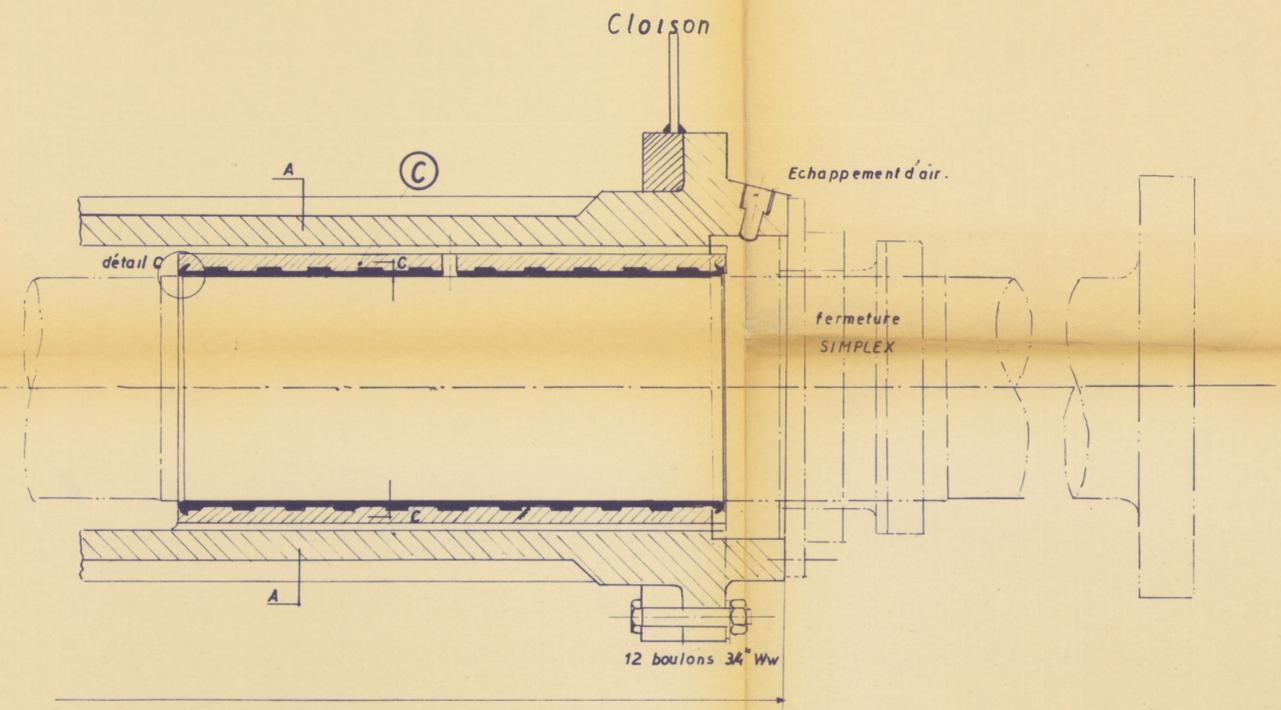
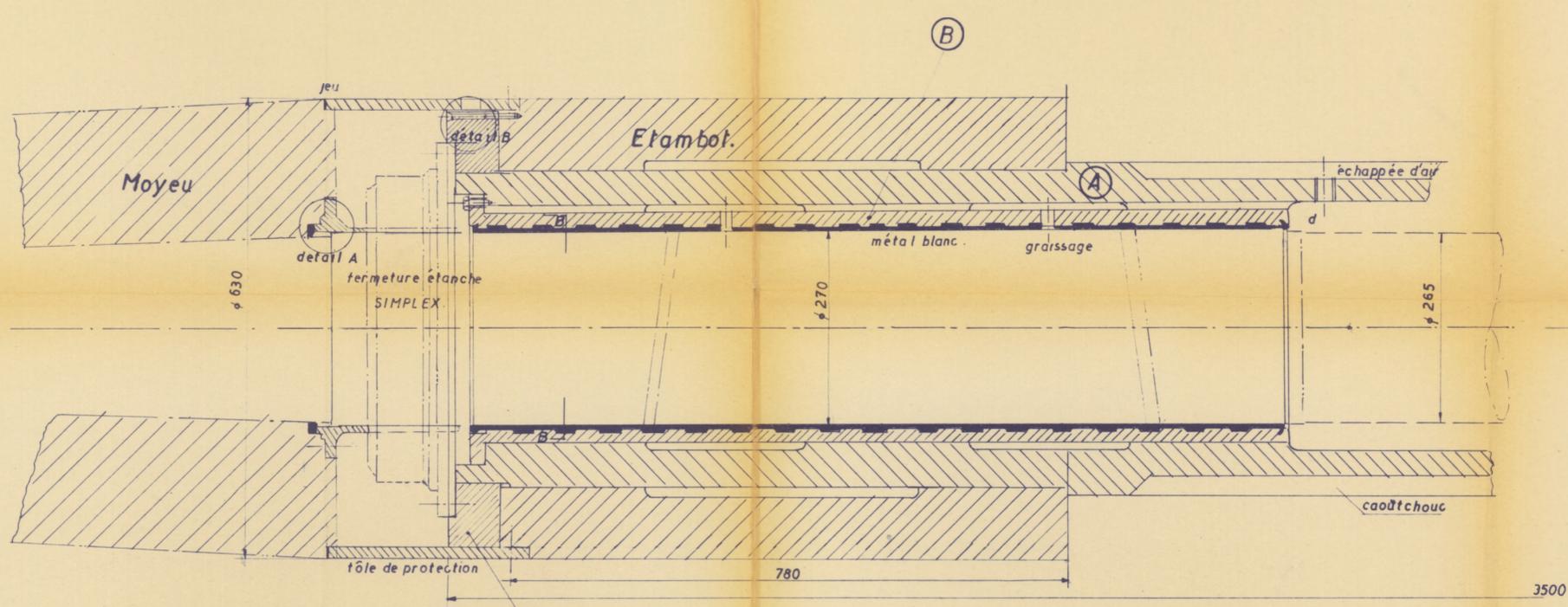


COUPE dans B (B-B)

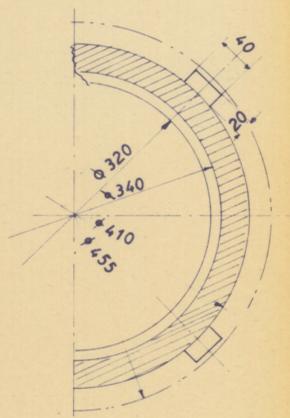


MATIERE : (A) acier coulé
 (B,C) Bronze
 (D) Acier S-M

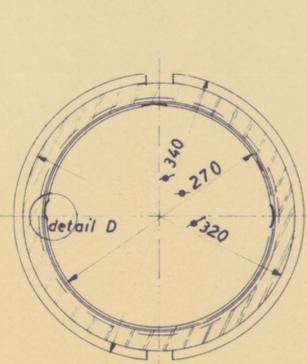
échelle 1/1



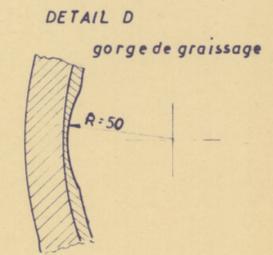
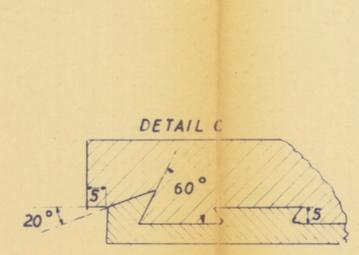
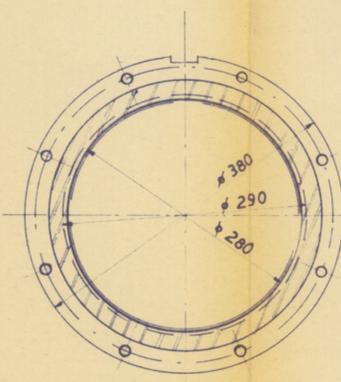
COUPE dans A (A-A)



COUPE dans C (C-C)



COUPE dans B (B-B)



échelle 1/1

MATIERE : (A) acier coulé
 (B)(C) Bronze
 (D) Acier S-M

G. Cardinael.
 2-8-1962.

Tube d'Etambot.
 échelle 1/50°

TE-HT-1.

