

日本船舶振興会昭和51年度補助事業

研究資料 No. 274

第160研究部会  
氷海商船に関する研究  
報告書

昭和52年3月

社団法人

日本造船研究協会

本研究は、氷海商船の設計・建造のための技術的問題点の解明に資するため、  
海外技術文献等により、碎氷船に関する最新技術、船舶の運動に対する氷の抵抗  
及び船舶の着氷について調査を行い、あわせて北方圏の埋蔵資源とその輸送  
需要について調査検討を行ったものである。

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和51年度補助事業として、日本造船研究協会第160研究部会においてとりまとめたものである。

近年、北方圏の豊富な資源の開発が注目され、それら資源の大掛輸送機関としての氷海商船の技術開発が要求されている。本研究は、この観点から、氷海商船の設計、建造のため解明すべき技術的問題点について調査研究を行うものであり、初年度の昭和50年度に、世界の氷海用船舶の現状、氷海用船舶に関する技術の現状、氷海用船舶設計上の考慮事項及び宗谷、ふじの実績について調査を行ったが、第2年度の昭和51年度は、北方圏の埋蔵資源とその輸送需要の調査並びに主としてソビエト連邦の技術文献により砕氷船に関する最新技術、船舶の運動に対する氷の抵抗及び船舶の着氷について調査を行った。

### 第160研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	浜田 昇（日本船用機器開発協会）	伊藤 達郎（船舶技術研究所）
委員	芦野民雄（日本船用機器開発協会） 井上 勝（三菱重工業） 大島正直（三井造船） 上村 晃（船舶技術研究所） 寺沢一雄（大阪大学） 成田 仁（三井造船） 村山 雅美（国立極地研究所）	漆谷 一雄（日立造船） 大塚 強（日本钢管） 宝田 直之助（住友重機械工業） 中村 昭和（川崎重工業） 浜村 健治（石川島播磨重工業） 元 良誠三（東京大学）

# 目 次

第1編 北極圏の埋蔵資源とその輸送需要	1
○ 第1章 まえがき	1
第2章 北極圏の開発資源	2
(1) アラスカ	2
(2) カナダ	3
(3) ソ連	4
(4) その他の国々	6
第3章 北極圏の環境	8
第4章 資源開発の方法と輸送システム	9
第5章 むすび	14
別表1. 北方圏における気温	15
2. 北方圏における資源	16
 第2編 ソビエト連邦の砕氷船に関する最新技術	17
○ 要旨	17
○ 序文	17
第1章 海洋砕氷船とその運航条件	19
第1節 最新型海洋砕氷船	19
第2節 ソ連の砕氷船	21
第3節 ソ連以外の国の砕氷船	32
第4節 氷海の航行条件	42
第5節 砕氷船の作業体制	46
第2章 対氷諸性能	49
第6節 氷中航行性能	49
第7節 耐氷強度	55
第8節 氷中の操縦性能	61
第9節 砕氷船の楔状膠着	71
第10節 氷海耐航性	79
第3章 耐航性	83
第11節 開水面における航行性能	83
第12節 復原性, 動搖, 不沈性	85
第4章 基本要素と船体形状	90
第13節 主要寸法とその比	90
第14節 排水量, 出力, 航続日数及び距離	93
第15節 船体の線図	96
第5章 構造と一般配置	112
第16節 構造型式	112

第17節 一般配置	113
第6章 船体構造	121
第18節 船側外板	121
第19節 船側骨組	124
第20節 船底骨組	130
第21節 甲板と台甲板	131
第22節 隔壁	134
第23節 船首尾材と軸プラケット	136
第7章 主機	139
第24節 主機の型式の選択	139
第25節 電動推進機	145
第26節 推進機の静特性の計算	148
第8章 砕氷システム	153
第27節 ヒーリングシステムとトリミングシステム	153
第28節 流体力学的システム	159
第29節 機関冷却水の取水システム、氷箱	161
第9章 船用設備、制御システム、通信システム	164
第30節 崩航システム	164
第31節 舵システム	169
第32節 ヘリコプターシステム	171
第33節 砕氷船の制御・信号・通信システム	175
引用文献	177
 第3編 船舶の運動に対する氷の抵抗	181
第2章 船舶の運動に対する密接氷の抵抗	181
第4節 密接氷域における船舶の運動の特質	181
第5節 氷の抵抗力の諸成分	184
第6節 密接氷域における船舶の運動のシミュレーション	186
第7節 シミュレーション条件の解析	191
第3章 水中の船舶の模型実験	194
第9節 氷盤模型	194
第10節 模型試験の方法論	197
第11節 氷海再現水槽におけるシミュレーション条件の実験的検証	203
第4章 密接氷域を船舶が運動する場合の抵抗算定方法	206
第12節 模型船の抵抗から実船の抵抗への換算	206
第13節 半経験的な抵抗計算方法	208
第5章 氷板域を船舶が運動する場合の抵抗	223
第14節 氷板域における船舶の運動の特質	223
第15節 船体に作用する力、相似条件	225
第16節 氷板群内模型実験	226

第6章 小氷板域を船舶が運動する場合の抵抗の解析式	229
第17節 問題の設定	229
第18節 衝撃抵抗	232
第19節 散逸抵抗	234
第20節 静的抵抗	236
第21節 氷の圧縮と抵抗との関係	237
第22節 氷塊の沈下と回転による抵抗	238
第23節 氷の抵抗を計算するための一般式	239
<付> <u>連海氷用語説明</u>	242
本書引用文献一覧	243
 第4編 船舶の氷海耐航性	247
(1) 密接氷域における輸送船の運動に対する抵抗	247
(2) 氷海内の船舶の操縦性の評価における確率論的手法の適用	252
(3) 氷中における砕氷船の非定常運動の慣性特性に関する研究	262
(4) 砕氷船の氷中膠着	266
(5) 氷海可航型輸送船の設計上の若干の特徴	277
(6) 砕氷船の船体形状と氷荷重値との関係	282
(7) 模擬氷の製法の改良	289
 第5編 船舶の着氷の研究	297
(1) 船舶が飛沫を受ける場合の物理的諸過程	297
(2) 飛沫による船体着氷を特徴付ける若干のパラメータ	311

オ3編～オ5編はソビエトの文献の抜粋。

## 第1編 北極圏の埋蔵資源とその輸送需要

### 第1章 まえがき

吾々の住む世界からは隔離され、苛酷な気候と凍結のため、一番後廻しにされていた北極海が、エネルギー資源不足のため、漸やく10年前から探査される様になった。北極海は、一番手をつけられてなかった海で、19世紀の終りになって、始めてその輪郭地図が出来上っているが、人跡未踏の所が多い。1949年の終りまで、北極海は、一つの大きな深い海盆であると考へられていた。

1968年に、アメリカ北極海のノーススローブに石油が発見されてから、始めて地質学者達が、北極海についての本格的な研究調査をやり出した。

北極圏は特異な所である。その70%が海で、均に大陸棚がある。北極海の下の海床は、泥土と細かい亀裂とができるが、後期中生代と第三紀砂岩のあるところは、上まで砂がある。

## 第2章 北極圏の開発資源

北極海に埋蔵されている油は、既に分っているものだけで、中近東よりも4,000億 bbl 多い。シベリア、ブルードホエ湾ノーススロープ、カナダ北極諸島等での今後発見されるものを除いての数字である。

ちょっと想像した丈でも、北アメリカの北極海だけでも、推定最大量は1,600億 bbl の油と750兆 ft<sup>3</sup> の天然ガスがある。カナダ北極海は、アメリカの未開発保有量（9,000万 bbl の油、230兆 ft<sup>3</sup> の天然ガス）よりも多い。アラスカの北極圏丈で400億～1,200億バーレルの油と200～500兆 ft<sup>3</sup> の天然ガスがある。

次にアラスカ、カナダ、ソ連その他の北極圏内の保有天然資源について調べてみると次の様になる。

### (1) アラスカ

アラスカのノーススロープはチュクチ海から西へ、ボフォート海から北へ伸びている。チュクチ海の大陸棚は広く平坦でシベリアへ向って伸びている。ボフォート海のポイントパローから、大陸棚は東方へ48km、西方へ80km拡がっている。

北極海々岸に沿っての地勢は変化に富んでいる。海岸近くは浅く無数の砂の島が散在し、岸から24km程離れた、これらの島々のあるところは、水深の深い所で6～9m程で、沖にゆくと深くなる。ボフォート海の大陸棚は、更新世の海岸平原と新しい砂利、砂、亀裂などでできているのに対して、チュクチ海の大陸棚は準平原タイプで、大きな特徴は、波浪と氷によって造られたものである。

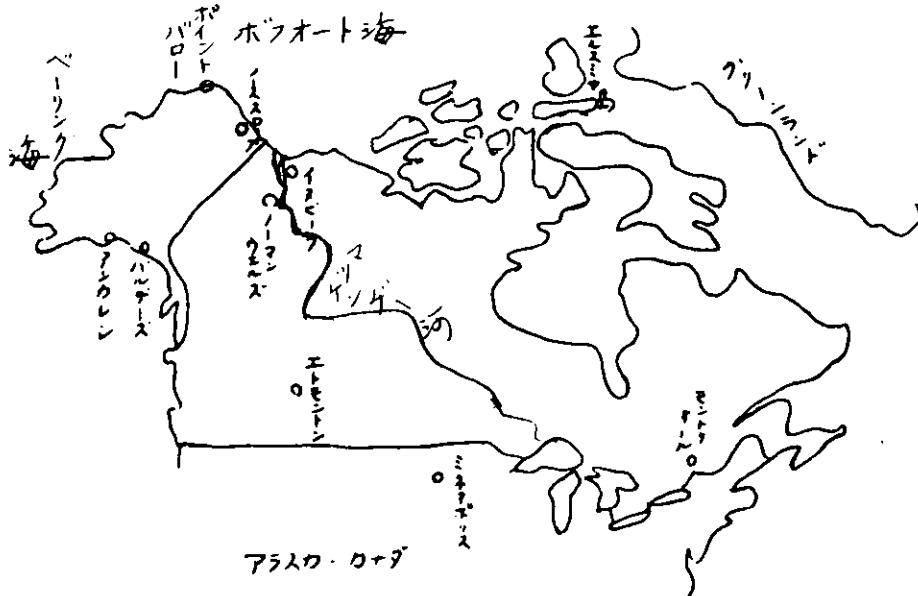
アメリカの地質調査班のしらべによると、チュクチ海は恐らく3,000m厚さのたい積岩よりなる第3紀層セメント海盆であろうとしている。従って52,000 km<sup>2</sup> の広い断層たい積岩で覆れているという。従って第一番目の開発目標である。

何百万ドルに値する海域が、ブルードホエ湾で見付かった。ノーススロープ埋蔵の3/4はブルードホエ湾に在ると言われている。専門家筋では、さらに、3,500～4,000 bbl の油がブルードホエ湾に在ると見ている。

1975年1月に、Arco はブルードホエ湾の海中の島を試掘したが、9,994～11,815 ft の間で、油、水、ガスを掘当てゝいる。ある場所では78ft の厚さに1,350 b/d の油と7 MMcf/d の天然ガスを発見している。

ガス埋蔵は、当初予想を遙かに上廻り、北アラスカの場合は、陸上よりオフショアの方が多い。

ボフォート海の探査をした地質学者達は、多量の資源を埋蔵している砂層を発見しているが、アラスカ北極海の探査には



第1図 アラスカとカナダ

もう3～4年が必要であるという。

#### (a) 石油

1947年12月31日現在で、アラスカの石油埋蔵量は1,000億バーレルで、その大部分は、ノーススロープに埋蔵されている。

#### (b) 鉱物

アラスカ州のイーガン知事は、アラスカ州の鉱物資源は殆んど総て眠っているままで開発を待っていると潜在資源について次のように説明している。

##### —銅—

| 既に一部着手されたが本格的開発はこれから次の資源

a. Wrangell Mountain Region

b. Prince William Sound area

c. Prince of Wales Island

aとbはアラスカパンハンドルの南部に位置している。

II ある程度情報が伝わっている資源

a. Orange Hill(Nobesna Districtに在る)

情報による埋蔵量と品位は産業的価値があり銅の精錬鉱を約80万トン生産できる。今日迄アラスカで生産された銅は合計69万トンであった。

b. Kobuk-Shungnak or Ruly Creek

最近ブルックス山脈の南斜面で行なわれた調査によると銅の鉱層は約300マイルに亘っており、また銅の含有量はアフリカのローデンシアにある銅山の鉱石に匹敵する。

c. Kasna Creek(南西アラスカのLake Kontrashibuna附近) 埋蔵量約33万トン、露天掘可能

d. Brady Glacier (ジュノー市の西のグレーシアーベイ天然記念物附近)銅、ニッケル鉱

Yakobi Island (同地付近)

##### —鉄鉱石—

低品位(15～18%)合計埋蔵量数十億トンの資源が次の三ヵ所に在る。

a. Snettisham(ジュノーの南30マイル、新設発電所の附近)

b. Sulkwan(ヘインズ市の北、インディアン部落附近)

c. Union Bay(アラスカ本土南端にあるCleveland Peninsula附近)

##### —水銀—

Kuskokwim Valley 附近は世界でも指折りの水銀産地である。

## (2) カナダ

地質学的調査によれば、アラスカのノーススロープ以外に非常に有望なところとしては、マッケンジー河入江近くのボフト海盆と、カナダ北極島附近のSeverdrup海盆であるといふ。

カナダにおける資源埋蔵は、広く散らばってはいるが、石油と天然ガスのポテンシャルは非常に大きく、特に北極諸島が一番有望である。例えは、つい最近Cameron島を試掘した結果、43° API高級重油が、数千バーレル／毎日の割で採取できることが分った。北極諸島で、六つのガス田が発見され、その埋蔵量は13兆ft<sup>3</sup>と言われている。大きいところはMelville島のSabine半島と、Hecla and Drake Point油田である。約1カ月前にPanarctic Oil社が、Sabine半島沖合で、Hecla P-62油田をワイルドカットして居る際、ガスを含有する砂層を発見した丈でなく、深いBjorne砂層にすばらしい天然ガスが保有されてることを発見した。これは商業ベースで十分引合うものなので、同社はさ

らに Helca M-25 のワイルドカットをやる予定である。

他の四つのガス田は、 Ellef Rignes 島、 Kristqffer 湾、 King Christian 島、 Thor 島にある。これらガス田は、 400 万  $\text{ft}^3$  / day の割で生産できる。

マッケンジーデルタでは、九つのガス田が発見され、その合計は 6 兆  $\text{ft}^3$  と言われている。そして少くともこの海域で六つの油田が発見されているが、詳細の発表はない。

ボフォート海では、二つの人工島から掘削が行われているが、本年半ばに Penrod 掘削船 2 隻が来て試掘を行うことになっている。

この様に、カナダのガス資源は二つの地域に大別されているので、アラスカ横断パイプラインよりも大掛りなパイプを敷設せねばならない。

まだ最終パイプ直径を決めるに必要な資源の量が決まらないので、1980年代にそれら資源を搬ぶための、大口径パイプラインを設置するための、技術調査と環境保護調査に、現在は全力が注がれている状態である。

#### (a) 石油

カナダ領北極群島に眠る膨大な石油資源はすでに今から 10 余年前に発見されており、当時カナダ連邦政府ハミルトン北方事業相が下院で言明したところによると 10 を数える会社や個人がアクセルハイベルグ島およびデボン島附近の開発権取得を出願していた。ハミルトン氏は島の内部から海岸の港までを結ぶパイプラインから直接積込んで原潜タンカーで北極海経由欧洲または極東へ輸送する計画をたてた。北方事業相代理のロバートソン氏は北極海の氷の下を通ってエルスミヤ島（カナダ北極群島北東端の島）とヨーロッパを結ぶ海底送油管の建設を提案した。そしていよいよ 1968 年夏から向う 3 年間の予定でその本格的探査の実施が決定した。

北極群島の中で石油資源の予備的調査や試験的ドリリングが行われているメルヴィル島を初めバザースト島、コーンウォーリス島などにカナダの石油会社や鉱山会社がすでに合計 4,300 万エーカーにわたる土地の借用認可をうけている。これらの土地で組織的探査を実施するため政府自体 900 万ドルの援助資金を出し、また民間の 50 社からは 1,100 万ドルが出資されることが決定している。政府が出す 900 万ドルはノーザンデベロップメント・ローンアシスタンスプログラムにもとづくものであり、これによれば政府はその承認した民間会社の探査費用の 40 %を限度として融資することになっている。

#### (b) 鉱物

コッパー・マイン銅鉱は高品位の銅である。すなわち斑銅鉱（約 40 %の銅）と輝銅鉱（約 79 %の銅）を含むといわれている。西歴 1700 年代の昔からすでにこの附近の銅は知られていたが、1966 年夏にいたりやっと試掘の下準備が始まつた。この地帯は北西地方第一の都市イエローナイフからさらに北方 350 マイルの所にあり、冬期の気温は -40°C ~ 50 °C に下りしかも風は秒速 20 ~ 25 m におよぶのでキャンプからの外出はほとんど不可能という。コッパー・マインリバー会社の主要事業に必要な資材は現在イエローナイフから、またはノーマンウエルズから空輸される。すなわち有効荷重 24 トンの性能をもつヘルクレス号型輸送機（車輪つき）が Hope 湖附近の水上に着陸し、これまでに 200 トン以上の物資が運ばれた。

### (3) ソ連

1976 年の始め、ソ連のガス保有量の半分は大陸棚にあると発表したが、油については何等言及していない。大陸棚埋蔵の石油は、ガスよりは少ないと推測される。

1960 年代にソ連の地質学者達は、2000 年までにはソ連大陸棚のガス埋蔵量が 800 兆  $\text{ft}^3$  あることが調査して分るだろうと発表している。その中の 388 兆  $\text{ft}^3$  つまり 48.4 % は、西シベリアのカラ海大陸棚にあるという。ユーラシア北部のバレンツ海にも 106 兆  $\text{ft}^3$  つまり 13.2 % が埋蔵されている。カラ海とバレンツ海の大陵棚には、全ソ埋蔵量の 61.6 % が埋蔵されていることになる。

ソ連東部北極海——ラフテフ、東シベリア、チコツク海——については言及されてないが、埋蔵見込みの多いところである。いずれにせよこれら海域は、ソ連の工業センターから遙かに遠く離れているので、探査も今世紀の終り頃となると推測される。

#### 西部北極海

1970年代に、西部シベリアとユーラシア北東端の陸上を試掘した結果、その大陸棚に膨大な天然ガスがあることが分った。カラ海、バレンツ海の海岸を試掘したら、油が海底の下に拡がっていることも認められた。



第2図 ソ連の北極圏

カラ海における最大の発見は、1974年5月に、ヤマール半島西岸の北極圏から北に300 mile の所、カラサペイという所の半分陸上半分オフショアの場所に1兆m<sup>3</sup>(35.3兆ft<sup>3</sup>)のガス田が発見されたことである。最初の油井は海から僅か100 mの所に掘られた。しかしその後一向開発を進めようとしてない所を見ると、本格的に開発するのは十年後にする模様である。

ヤマール半島は、北極圏から北に450 mile 突出していて、全地域ツンドラが覆っているバーマフロストの場所である。ソ連の発表によると、この半島全部と浅いカラ海とオビ湾の東部にはガスが埋蔵されているという。カラ海は1年の中9カ月は氷結していて、平均深さ400ftで一番深いところは2,000ftある。

カラ海の全海域は34,000,000 mile<sup>2</sup>で、ソ連オフショアオイルとガスの99%を生産しているカスピ海の広さの丁度2倍ある。有望な海床は、ヤマール半島から西北部のノバヤゼムリア島南側のノバヤゼムリヤ海溝まで200 mile にわたって拡がっている。ヤマール半島では、現在までに少くとも9カ所のガス田が発見されている。本格生産には、入っていないが、生産を始めようとすれば容易であろう。というのは、これらガス田は280マイルの長さで一直線に並んでいるからである。

ソ連が世界最大と信じているガス田は、西部シベリアのヤマール半島上部の北極海にある。北極圏から北へ100 mileまでの小部分をまず開発するものと推測される。

ソ連は1976年1月に、確定ガス埋蔵量として26.76兆m<sup>3</sup>(949兆ft<sup>3</sup>)と発表してるのでに対し、アメリカの1975年1月の確定埋蔵量は237兆ft<sup>3</sup>である。

ソ連が1966年に発見した超大型ガス田ウレノゴイスクエ( Urenogorskoye)は、丁度北極圏からその北方へかゝっていて、こゝの埋蔵量は176.5兆ft<sup>3</sup>と言われている。この世界最大のガス田は1976年から生産を始める予定である。この近くのメドベジエ(Medvezhye)油田の1975年の生産量は1.16兆ft<sup>3</sup>で、北シベリア全生産ガス量の90%である。

未開発だが、ソ連のガス資源は、西部シベリアから北極圏に沿って、ウラル山脈をはさんだ広大な地域にあるものと推測

されている。

シベリアからウラル山脈を越え、北極圏にそった所にティマン・ペチョラ (Timan Pechora) の油田がある。この油田は、カリフォルニア州位の大きい所に散らばっていて、バレンツ海の大陸棚上まで拡がっている。少くとも 20 ~ 25 兆 m<sup>3</sup> (706 ~ 882 兆 ft<sup>3</sup>) のガスが埋蔵されているものと推定されている。

北極圏に埋蔵されている石油、天然ガスについては上記の通りである。木材資源もおびただしく鉱物資源の埋蔵もまた多い。

東シベリアのブリヤート共和国の資源開発は第 9 次 5 カ年計画で強力に推進されている。ブリヤートではタンクステン、モリブデン、金、多種金属、石炭、鉄鉱石、アルミ原料、燐灰石、石綿、黒鉛、化学的に純粋な石灰、バーライトその他の鉱物資源が発見されている。

ブリヤートの鉱物資源は膨大な埋蔵量を持ち鉱石は高いグレードに恵まれても総合的開発が可能であるから、開発費はソ連の他地域より短期間で償却でき、また建設された鉱業企業体は他地域のものより収益性が高い。

ソ連、アラスカ、カナダの北極圏に埋蔵されている資源で、現在判明しているものを表にすると次の様になる。

シベリア	石油、天然ガス、鉄鉱石、木材、粘結炭
アラスカ	石油、天然ガス、粘結炭、螢石
カナダ	石油、天然ガス、銅鉱石

また上記 3 国以外の北極圏における資源とその動きを調べてみると次の様になる。

#### (4) その他の国々

##### グリーンランド(デンマーク)

調査の結果は、Davis 海峡とグリーンランド南西海岸沖にエネルギー資源があることが分った。今最大の焦点は Holsteinsborg を基地とする Sondre Stromfjord 沖合にむけられている。

グリーンランド沖合については、まだ確定度が多くないが、デンマーク政府から 10 年契約でライセンスをとったグループ達は、最初の 3 年間に 9,000 万ドルを費し、残りの 7 年間に 18,000 万ドルを使って探査試掘を行う予定を組んでいる。この 10 年間で発見できたら、探掘権は 30 年間延ばしうることになっている。問題は、グループ達が、こんな苛酷な天候下で、経済的に引合う油を開発することができるか？また、デンマーク政府とライセンス条件を変えるように交渉するか？の 2 点にある様だ。

いずれにせよ、Total-Gulf-Aquitaine グループは、掘削船ペリカンを借りて、1976 年 5 月から Davis 海峡で掘削をはじめる。最初はハドソン湾近くのバッフィン島沖 180 m 深度の海底を、3,600 m まで掘削する予定である。さらに翌月には Cie Francaise de Petroles 社がグリーンランドの他のブロックの試掘を始める。他のグループも、本年中に始めるが、石油は早くても 1980 年前に出ることはむづかしい様だ。

##### Finnmarks 台地(ノルウェイ)

ノルウェイにおける石油開発は、来年、ノルウェイ北端の Finnmarks 台地の北東での試掘が始まられてから漸次はっきりしてくる予定である。今日まで集められた資料によるとエネルギー資源の埋蔵が裏づけられている。セメントは海岸を離れるに従って厚みを増し、古生代の後期か中生代前期のものと想像される。

バレンツ海のスバルバード島もノルウェイ領で、ノルウェイからスバルバード島へつづく大陸棚は、世界中で一番広くかつ浅いので開発するには便利である。スバルバード島沖合での探査では、岩石の層が非常に密で掘削し難く、多孔性は 5 ~ 6 % と小さな値である。

もしスバルバード島が、海底から隆起した島なら、その沖合地質も同様なものであろう。スバルバード島周辺海域の岩石は、多分大陸漂流の一部と想像される。

バレンツ海の海床では、比較的表層にエネルギーがちらばっていて、底深く埋蔵されているものについては、まだ未調査

なので、底深い資源の調査データを纏め、技術的に解決できれば、更に見込み埋蔵量は増えるものと考えられる。

これら北方圏の地下資源の開発には、低温下における地下資源の採取のための大規模な作業機器の運搬を含む作業手段についても勿論のこと、何といっても採取された地下資源の大量輸送手段が大きなポイントになると思われる。

### 第3章 北方圏の環境

北極海は、世界中で一番掘削作業のむずかしい所である。まずこの辺境開発には、厳しい環境に打ち勝たねばならない色々な形での障害、解氷期間の短いこと、冬季の長いこと、予測できぬ強烈な嵐、地質構成による高圧地帯があること等である。

11月から3月までは真暗で、温度は-60°F(強い風を考慮に入れると-115°F)となる。こんな低温では、ゴムやプラスチックはぼろぼろとなり、ワインチのハンドルは折れ、ハンマーの頭は衝撃に会うと粉々となってしまう。

Prudhoe 湾で生活する場合のすさまじさを例にとれば、11月に太陽が沈むと翌年の1月までは出てこない。リグ内の生活はひどいもので、凍ったパイプは、なまの蒸気で暖めねばならず、リグ内部はすっかり凍てつき、大気は一面のもやとなってしまう。これに予測できぬ嵐が加わる。グリーンランドのThule 空軍基地に1972年3月8日、9日に襲って来た嵐は、その強さ長さとも、史上最大のハリケーンに匹敵するもので、最大風速は地球上二番目という207 mphを記録したものである。

北極諸島の氷の状況は厳しく、一年の中2週間丈水路が開けて、サプライボートを受入れることができる。開発の第一段階として、人工地震探査をする人々が、氷を割って、孔を造ってしらべる。しかし氷がしばしば計測の邪魔をする。そして海床に資源のあることが認められたら、急ぎボーリングを完了せねばならない。何故なら氷がとけてくる5月半ばまでにリグを移動させねばならぬからである。

この広大な氷結の海域から、資源を搬び出すのにはパイプラインが最も良いらしいが、北極諸島間には1,000 ftも深い海溝があり、こんな深い所を長距離にわたってパイプラインを引いた経験が未だない。

カナダのAlberta の北方には、19,000 mile<sup>2</sup>にわたってタールサンドがある。一世紀前に、ビバー獲りが、Athabasca 河に沿ってビーバーを探しながら厄介な真黒なタールのにじみ出てるのを発見して困ったが、このねばねばしたタールに油が含まれていることが分ってからは、態度が一変した。しかし、これから油を抽出することも大変な手数がかかる。

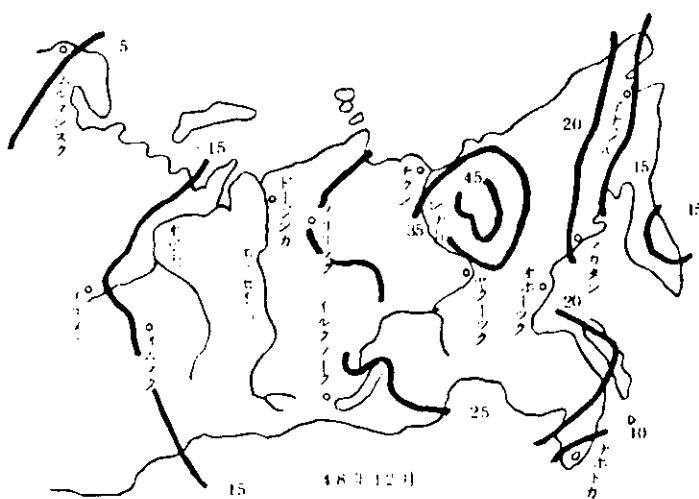
このAlberta タールサンドは、アスファルト道路の表面の黒い部分と同じ固さで、冬はコンクリートより固くなるので採取前にダイナマイトを仕掛け、夏は溶けてあらゆるものにひつついてしまう。

カナダの前内務長官Hickel氏は「北極で上手に作業するためには、それに逆はず、順応して仕事をすることである」と言っている。1890年代に、ソ連はシベリア鉄道を敷くに当って、この大事な原則を学びとった。

西シベリア南部の12月の平均気温は、アルタイ地方では零下20~25度、オムスクトムスク各州では零下24~29度で、東シベリアでは零下25~29度、所によっては零下33~38度になる。

アラスカでもノーススロープ地区では、

零下27~29度といわれ、南部でも零下9~18度といわれている。



シベリア極東気温図

## 第4章 資源開発の方法と輸送システム

北極海開発のためには、多くの掘削法が考えられている。現在試みられているのは次の4種類の方法である。

1. 半潜水型構造物(円錐型、一本足)
2. 氷島
3. 掘削船
4. 人工島

過去4カ年間にカナダのインペリアルオイル社は、水深14 ftまでの海域に探査掘削のための人工島4個を建設した。さらに1975年の建設可能な季節に23 ft及び40 ft水深の所へ新しい人工島を造る予定である。人工島は次の諸理由で造ることになったものである。

1. 探査プログラムは比較的浅い所である(0~60 ft)
2. 新しい技術が要求されるから
3. 他のものを造るより価格が安いから
4. 環境をできるだけ損はないから

ポートフォート海に人工島を造る場合に使う材料としては、冬がすぎた短い期間に凍結してその材料で埋めるか水深の浅い所であれば、冬の終りに氷上をトラックで搬んで埋めるとする。

人工島の設計はその海域の特性に応じて行わねばならない。特性というのは、

1. 水路測量
2. 干満および潮流
3. 風と波
4. 氷の強さと厚さと運動
5. 埋めた土壤と土台の機械的性質
6. 埋める土壤の取つくる場所と性状
7. 環境制限
8. 使用可能な土木機器

設計に当っては特に下記に注意する。

1. 埋込みに当つて土台からくずれ落ちる角度と人工島の高さ
2. 基礎の据付け方
3. 氷の負荷がかかつたときの埋めた材料および基礎のそれに対する耐力
4. 波がきたときの傾斜面の保護

コンピュータープログラムが上記三つのアイテムの計算を行つた。傾斜部の保護は傾斜角度と保護材料の函数となる。

人工島は探査井戸を掘削する期間だけもてばよいのだから、傾斜保護も建設期間とせいぜい次の夏の間持てばよいことになる。フィルターの布とサンドバックと土木用のじゃかどだけが使われ、将来は砂をつめた3~5 ft直径のプラスチックチューブが使われる予定である。この種の傾斜保護は他の目的に使われたものだが、人工島の傾斜保護に使うのは始めてで、その安定性については何等過去のデータはない。そこでイムペリアルオイル社は、そのおののに対して岸の部分の保護設計をハイドロマチック社に依頼した。その目的のために、デルフト水力研究所で2~3個のモデルをレギュラー及びイレギュラー波を出してテストした。そのテストの結果、傾斜保護は十分でどんな損傷が起るかが明らかとなった。

イムペリアル社がポートフォート海に建造した6個の人工島は、一時使用のものであるとは言え、波浪及び氷の襲来に対して著しく抵抗力を持っていることが分った。

こういう技術調査に加えて、人工島建造が魚類と野生々態にどういう影響があるか種々の環境調査が行われた。この研究は別のコンサルティング社に依頼したが、その回答として、人工島建造のためにあとまで尾を引く環境汚損はないという結論が得られた。

次に、アイス・プラットフォームからの掘削について述べると、アイス・プラットフォームからの掘削で最も重要な要因は、掘削期間中の氷の水平方向の移動が水深の5%以内になるであろうということを前もって知ることである。氷の移動、強度と厚さに関するデータは、過去3年以上にわたり、島から5~10マイルの洋上数点で集められている。毎年1月から6月の間の氷の水平移動は、水深により決まる限界(5%)以下であるとわかった。

この技術の可能性を証明するために、1973年春、Ellef Ringnes島の近く、3.5マイルまでの海上で、小さな150トンのリグを使って4本の1500フィートの層序試錐テストを行った。この時期の自然の氷の厚さは、6~8フィートであり、十分リグの重量を支えることができた。130~290フィートの水深で坑井掘削に成功した。

この海洋掘削の開発における第2段階は、6000フィートまで掘削可能の従来型の500トンリグを搭載するアイス・プラットフォームを設計することであった。そのようなプラットフォームは、1973年12月、Melville島のSabine Peninsulaの西海岸から8マイルの洋上に設計され、建造された。水深は420フィートであった。2インチの深さに水を張り、それらを凍らせ、再び水を張るといった方法で氷を厚くして行った。最終的なプラットフォームは、直径425フィート、厚さは中心部が16フィートで、中心から遠ざかるにつれ薄くなり、周辺部は6フィートの厚さの自然の氷となっている。そのリグは、1974年2月中に移動された。ふつうの海上防噴装置(Surface B·O·P)の他に、海底防噴装置(Sub-Sea B·O·P)を使用するといったようなことを含めた、特別な安全に対する配慮がなされた。10~3/4インチのマリンライザーがSub-Sea B·O·Pの上にセットされ、毎日二度の干満でマリンライザーに影響することなくプラットフォームが上下できるように、油圧テンションシリンダーを使用して、マリンライザーはサブストラクチャーに支持された。1974年3月、ガスに遭遇し、8マイル洋上まで、Hecla油田の採掘に成功した。コアリング、ドリル・システム・テストと検層によるガス層の評価の後、West Hecla N-52井は、最終的に3080フィートまで掘削され、その後廃坑となった。

同じようなアイス・プラットフォームが、1974年12月、Sabine Peninsulaの東海岸8マイル沖で建造された。水深は465フィートであった。3900フィートの坑井が、1975年3、4月に掘削され、Drake Pointガス田の広がりが確認された。East Drake I-55試掘井も放棄し得る坑井として掘削され、評価とテスト完了の後、廃坑となった。

アイス・プラットフォームからの海洋掘削の費用は、北極海地域におけるそれと比べて、決して大きくはない。例えば、West Hecla N-52やEast Drake I-55はアイス・プラットフォーム建造の費用も含めて、それぞれ200万ドル程度に収まっており、陸上の同程度の深さの坑井の約125万ドルと比べて、大きいとは言えない。2度の冬にわたっての2本の海洋ガス井の成功の経験により、Panarcticは、アイス・プラットフォームからの掘削は十分安全で、かつ有効であることを証明した。安定性のあるアイス・プラットフォームの最終的な移動は、毎年水平方向に2フィート以内であり、垂直方向の動きは、油圧テンション装置により調整可能である。海上、海底両方のB·O·Pは周期的にテストされ、非常に場合に十分機能するように維持された。East Drake I-55井の表層での抑留の他には、どの坑井も、掘削上の重大な問題はおこらなかった。

この海洋掘削方法の開発の第3段階は、同じ6000フィート試掘用の500トンリグを使って、1976年春、行われる予定である。この方法の重要なことは、これから約4年間も実現されそうにない他の提案されている技術の4分の1の費用で、現実に北極海で海洋掘削できる点である。

次に耐氷掘削船として、少くとも年間6カ月は使用できるものが考えられている。勿論自動船位保持装置をそなえていて流氷が来る場合は現場を離れて待避せねばならない。碎氷システムとしてはピッティングをして碎氷しながら掘削を行うものである。カナダのDome Petroleum社は、年間112日稼動できる耐氷掘削船を開発したが、価格は13,500万カナダドルであるという。

新しく、ソ連のYarega鉱区で、地中または海底下にトンネルを掘って油を採鉱する方法が開発されている。これは、人

工島または陸上、あるいは海底に、直径3.5m～4.2mのレインホースドコンクリートの堅坑を立てゝ、その下部から直径5mの横坑を造って掘削するものである。さらに50psi位の圧力でスチームを吹込んで、高粘度の原油の採取を行う。大口径ボーリングマシンの発達芽のため、地下トンネルを堀ることは、比較的容易である。

次に折角採取できた油は、必要工業地帯へこれを輸送せねばならない。カナダに於ける研究によれば、カナダのArctic Islands間の島と島との間をパイプでつなぐ研究が行われている。そのルートの1つは537 mileあって、実に10回にわたって、水深300mまでの氷海をパイプで横切らねばならない。この海域の海は氷の厚さ10～12ftで、一年中凍結している。そのため砕氷型のパイプ敷設バージが考えられているが、パイプは4.2～4.8in直徑で、水深600～900ftなので、技術的にも経済的にもレイバージを使うことは出来ない。レイバージの打りに、溝堀り機で氷に溝を堀ることが考えられていて、そのため海底または海底近くの輪郭を調べる調査が行われている。

Mackenzie Deltaからの横断パイプラインは、政府の許可が下りるとすれば、50億ドルという世界最大のプライベート・プロジェクトとなる。またArctic Islandsからのパイプラインは60億ドルとなるが、カナダ政府としては、上記いずれか一つだけを許可する方針であるが、いずれにせよ一番問題となるのは、4.8inch直徑のパイプを2,500マイル、または3,000マイル分、確保することであろう。

次に、当然タンカーによる輸送方法も考えられる。テストプラントとして115,000重量トンのマンハッタン号を使って、1969年9月～11月と、1970年4月～5月に行われた輸送実験は有名であるがこゝでは省略する。

一方北海に力を注いでいるソ連においてもマンハッタン号と期を同じくして氷商船の試験航行を次々に行なっており、1972年12月にはムルマンスクからエニセイ河下流、ユーラシア大陸の最北端に近いドージンガ港に向けて冬期の北極配船を試み、12月から翌年1月にまたがる航路の開拓に成功した。この時期での商業航路開拓は世界の航海史上をはじめてのことだったのである。その第一船はインディギルガ号（砕氷型貨物船D/W 7,430t, 1956年オランダで建造、デーゼル機関電気推進）で、ノリリスクにある銅、ニッケルコンビナート用開発物資を海上輸送した。当時バレンツ海、カラ海の氷海は気温零下40度C、厚い流氷ありという極めて厳しい条件であったが、インディギルガ号は、ムルマンスクからドージンガ間を12昼夜で航海し、1月初旬帰路についた。今回の冬期航路の開拓にはソ連はその砕氷船の主力を傾注して行なわれた。すなわち原子力砕氷船レーニン号をはじめ、ムルマンスク、キエク、カビタン・メレーホフ、カビタン・ワローニン各号など最新型の強力アイスブレーカーがインディギルガ号の航海を援助した。この事態によってみてもソ連が如何にノリリスクの鉱山開発に力を注いでいるかがわかる。

ソ連の貨物船“イワン・クラムスコイ号”（砕氷型貨船D/W 5,170t, 1965年、ソ連で建造、デーゼル機関、電気推進船）は1973年の冬2月～3月の間オホーツク海において、ナガエボとオホーツク両港間の単独航海に成功した。これ迄この海は、冬の航海は砕氷船の援助がなければ不可能とされていたから、この航海はソ連極東航海史上最初の記録として海軍界で高く評価されているといわれている。

なお、ナガエボ湾はマガダンに臨む重要な港であり、マガダンはコリマ地方開発の基地であるばかりでなく、将来ヤクト地方の天然ガスを日本などへ輸出する場合のターミナル基地の有力候補になっている。

オホーツク港はハバロフスク地方最北の町でオホーツク海沿岸最大の漁港であるが、冬期に船舶が独立で入出港が出来なかつたためこの期間には漁業工場へ必要な原料の補給が途絶えがちであった。イワン・クラムスコイ号の成功で、オホーツク海の最奥水域も貨物船が単独で1年中航行可能となり、その意義は極めて大きい。なお同地区は氷原の厚さ、120cmで気温は夜間零下25度Cまで降下することである。

次に潜水タンカーで搬ぶ方法が考えられている。

1970～71年にノルウェー最大の船舶、オフショア構造物のメーカーであるAKerグループの技術者達によって、北極海で重油を搬ぶ方法について考えられた。この研究の主目的は、北極海の下を一年中航行できる砕氷タンカーを造ることが可能かという要請に答えたものである。最も実現性のある半潜水砕氷タンカーについてこの論文はかかれている。（半潜水砕氷タンカーをSSITと呼ぶ）

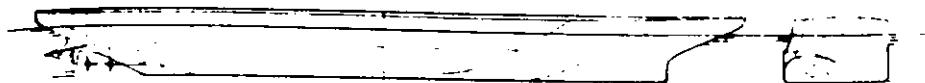


FIG. 1 IBT

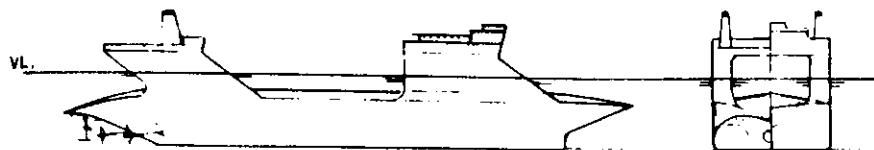


FIG. 2

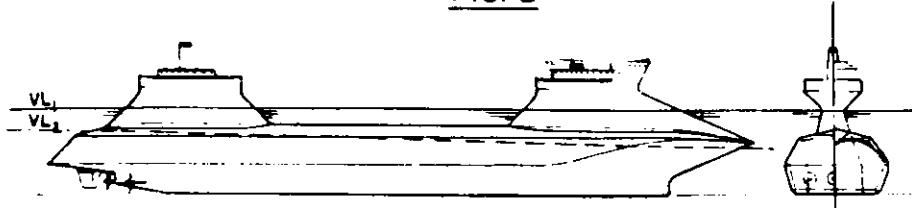


FIG. 3 SSIT

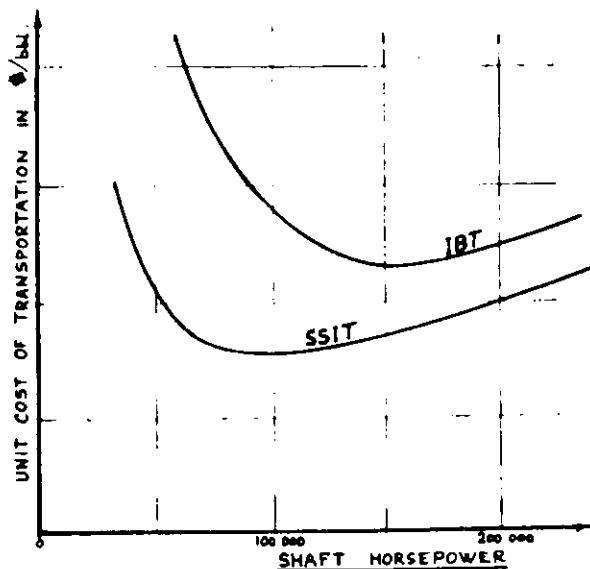


FIG. 4

非常に飛躍した技術的、経済的可能性について検討された。この研究に使われたものは、既に発表されている氷の抵抗公式と係数とに基づいて、各種の輸送コストをコンピューターで出したものである。そしてその解析法と主要な想定と結論について述べる。

三つの主要な設計目標として：1) 現在可能な技術範囲内での建造と運航。2) 北極の汚染を絶対におこさぬこと。3) 輸送費を最低にする。例えばコストを \$ / bbl で出す。

第1及び第2の目的にかなうものとして原子力碎氷タンカーについては除外した。第3の目的を含めて考えると、氷の抵抗を最少にし、動力燃料消費量も最少にした自航式浮上船であることがりんかくとして浮び上る。

最初三つの案 Fig. 1 Fig. 2 Fig. 3 が出された。最初の案碎氷タンカー（以下 I B T と呼ぶ）は原則的には普通の従来の船舶である。但し例外的に強力な推進力を持ち船体を強力に補強し、ハルと艤の形状を氷海通過に最適なようにしたもの

である。

Fig.2 は最終案 Fig.3 に示す特徴をいくつか持たせた折ちう案である。ハルは半潜水の荷物運搬断面を持ち二つの水密な上部構造を予備浮力と縦方向の安定性を出すために最大許容喫水線 ( $VL_1$ ) 上に伸ばしたものである。Fig.2 には前後部のスーパーストラクチャー（上部構造物）の間隔を出来るだけ離してハルと接続している所が示してある。こうする主な理由は、また船体の幅を異状に大きくする理由は、最大喫水状態で横の安定を保つためである。また底部と側面の移異断面は氷の抵抗を少なくするため出来るだけ狭くする。

Fig.3 の S S I T では船の中央部の狭い接続部でつながっている上部構造物がある。これでは潜水艦と同様に重心がセンターオブブイアンシーより下に在る。即ち船底にバラストを入れて重くしている。例えば 40,000 トンのコンクリートか液体を入れロワー・ハルの上部にドライコンパートメントを設けるそして甲板上を走るバイピングがドライコンパートメントの中を通り、前後部の上部構造物間をつなぐ廊下としている。

バーマネットバラストを積んでるのにかかわらず、この第3案は非常に有利である。

Fig.3 に二つの喫水  $VL_1$  と  $VL_2$  とが示してあるが  $VL_2$  は 250,000 トンデッドウェイトの場合で、 $VL_1$  の方はさらに 60,000 トンのバラスト水を原油や機械室を包んでいる 2 重壁の間にポンプで入れた場合である。スーパーストラクチャーによる予備浮力は、下部船体に空にして置いてある二つのコンパートメントに事故による浸水があったとしても船を沈めることはない。図に示した船の特殊な恰好は、両喫水線間で氷を破碎する仕組になっている。

航行ブリッヂと船員の居住は前部のスーパーストラクチャー内に設けられて推進プラントは後部スーパーストラクチャーの下部に設けられる。S S I T の場合は 120,000 軸馬力で I B T の場合は 170,000 軸馬力と想定される。深く沈んでいる 3 コのペロベラは、船が浮氷の中をアスタークかけたときできさえ、突き出てる觸がプロペラを氷から守ることになる。側壁が傾斜させてるので氷が直接船体にもろに圧力を加えることもない。これらの形はさらにもっと良く造れるがこの論文ではその詳細については述べない。

序論で述べたように北極タンカーコストプログラムの特別なコンピュータープログラムは、多数の変数を効率良く使用して各種の構造に対するコストを解析して出したものである。原則的なインプットデータとしては鋼材重量、バラスト重量、エンジン出力、喫水に対する水線の幅等である。コストファクターとしては鋼材の単価、取り付けたときのバラスト、エンジン出力当りの単価等さらに利子、保険等である。環境データも導入し、季節的に変る氷の強さ、厚さ等も入れる。こうすればどんなルートを航行するときでもその平均の氷の厚さが出てくる。船のスピードの函数として出て来る推進性能や氷の抵抗等については最終報告で詳しく述べることとする。

各海域における船の速度、必要出力、シーズン毎の往復日数、年間航行数、年間輸送量、輸送コスト等は Fig.4 に示すようになる。

コスト分析についての主要結論は Fig.4 に示したような多くのダイアグラムから導き出すことができる。S S I T は北極海で重いバルクカーゴを運搬するのに一番経済的である。1隻の S S I T は同じ重量トン容量のタンカーの 2 倍の値段を必要とするが、2隻の従来タンカーがペルシャ湾からアフリカを廻ってアメリカへ油を搬ぶより、1隻の S S I T がアラスカのノーススローブからアメリカの太平洋又は、大西洋岸へ搬ぶ油の量の方がかなり多くなるであろう。またカナダ北極諸島からアメリカのマーケットへ搬ぶ最も経済的な方法である。しかしこの場合 I B T より S S I T の方が遙かに経済的であることを強調するわけにはゆかない。なぜなら航路の一部は航路の状況つまり氷の状態が非常に困難だから。いずれにせよダビス海峡通過で油を従来のタンカーで搬ぶよりは非常に安くなることだけは確かである。

## 第5章 むすび

北方圏における資源は、今後の探査をまってさらに増えると想像されるが、今までに確認されたものを示すと次の表の様になる。エネルギー資源の枯渇に伴い必然的に開発されるが、酷しい環境に打勝って幾多の困難を乗り越えて後手に入れねばならないことを忘れてはならない。それにも増して、これを大量輸送する手段の開発を急がねばならない。

### 北方圏における資源

#### (1) アラスカ

ノーススロープ	石 油	埋藏量推定	1,600億バーレル
	天然ガス	"	21兆m <sup>3</sup>
N P R	石 油	"	300億バーレル
	天然ガス	"	2.5兆m <sup>3</sup>
コクリク	原 料 炭	"	1,300億トン
ロストリバー	螢 石	"	2,400万トン(1975年から)

#### (2) カナダ

カナダ北極群島	石 油	"	462億バーレル
	天然ガス	"	1.3兆m <sup>3</sup>
	亜鉛，鉛	"	2,500万トン
マッケンジー河口	天然ガス	"	1.8兆m <sup>3</sup>

#### (3) シベリア

チュメニ	石 油	年 間	約7.7億バーレル(1976年)
	天然ガス	"	約440億m <sup>3</sup> ( " )
ヤクーチャ	天然ガス	埋藏量推定	1.3兆m <sup>3</sup>
ネリュングラ	鉄 鉱 石	"	550億トン
チュリマン	原 料 炭	"	400億トン
オレニヨク	オイルサンド	"	約10億トン
オハ(サハリン)	石 油	年 間	2,000万バーレル
ウグレゴルスカヤ( " )	原 料 炭	1日当たり	1,050トン
カムチャッカ	木 材	年 間	45万m <sup>3</sup>

#### (4) 北極圏

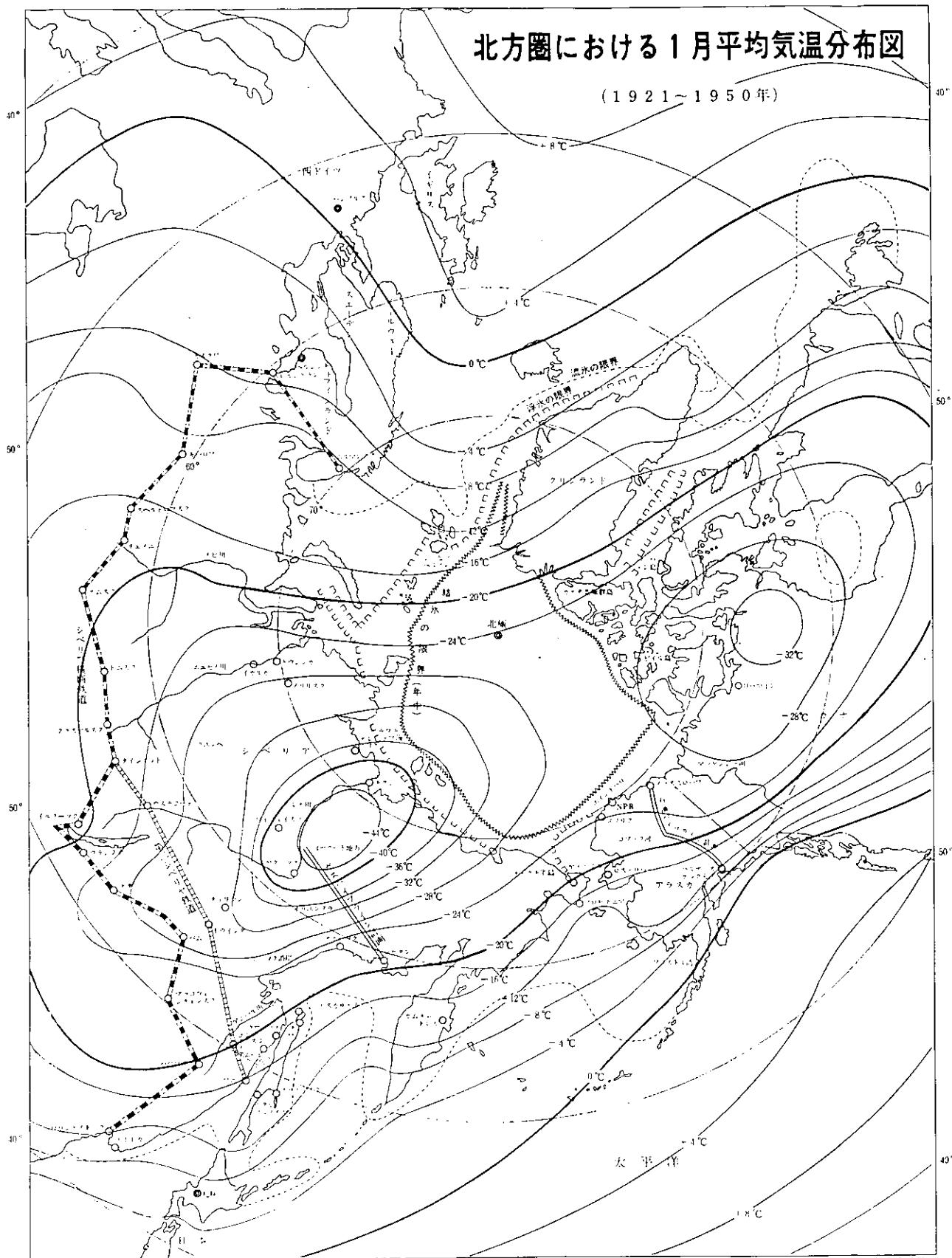
石 油 1990年までに1日当たり 2,500万バーレル産出

(5) 北方圏全体の石油埋藏量の推定は中近東の埋藏量よりも4,000億バーレル多い。

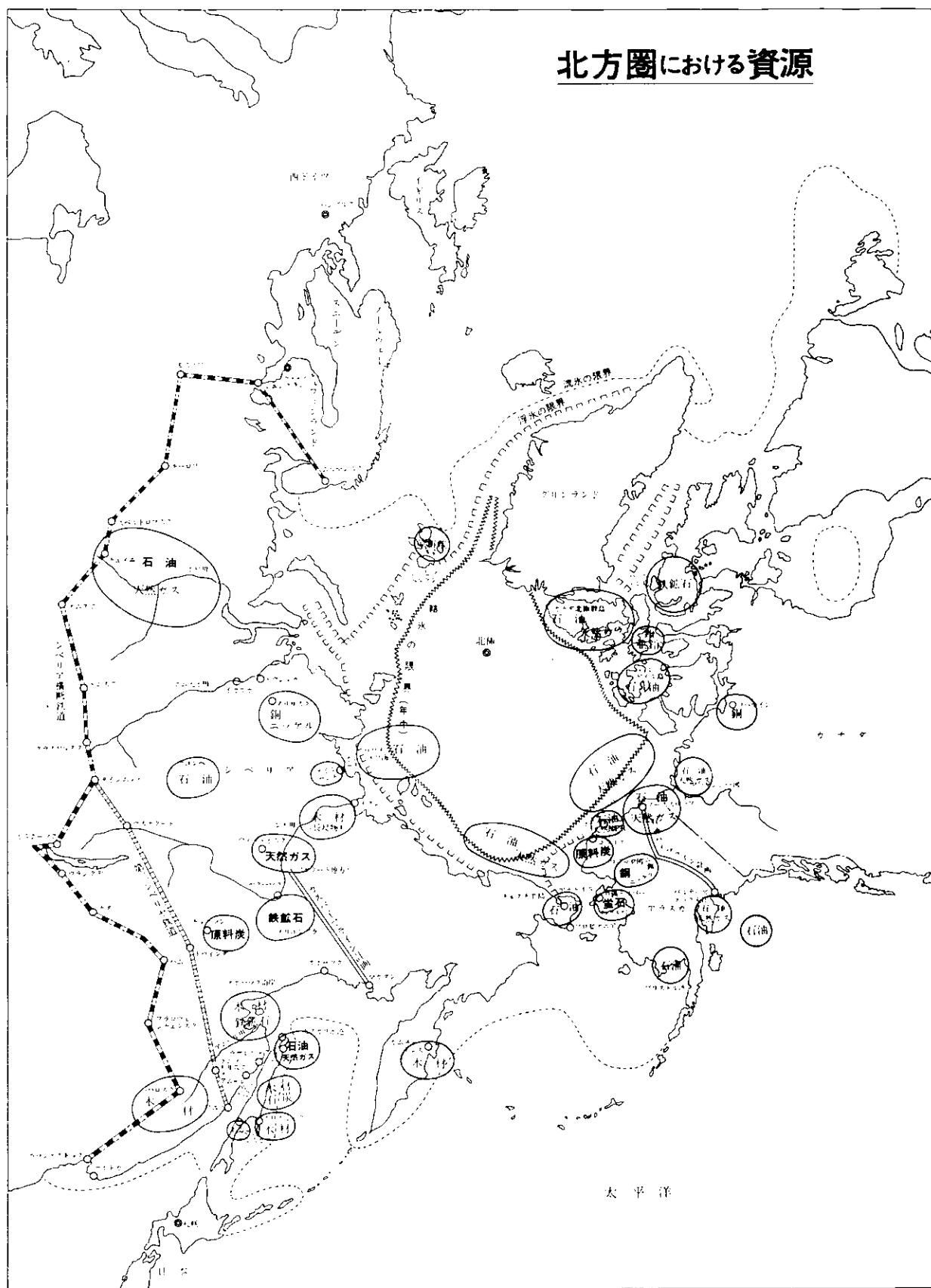
(註 N P R : Naval Petroleum Reserve )

## 北方圏における1月平均気温分布図

(1921~1950年)



## 北方圏における資源



## 第2編 ソビエト連邦の砕氷船に関する最新技術

### < 要 旨 >

本書<砕氷船>は砕氷船の開発および設計において蓄積された経験を総括し、砕氷船の対氷諸性能の計算方法ならびに構造設計および装備の特徴を明らかにし、今後の改善への道を求めるものである。まず、全てのソ連の既建造の砕氷船および諸外国の現在の砕氷船について述べ、それらの運航条件を分析し、砕氷船の基本的対氷性能（氷中航行性、耐氷強度、操縦性能、膠着条件）を検討し、またこれら諸性能についてソ連の専門家が開発した評価方法を提示、検討し、砕氷船の主要なメカニズムとシステムの特徴を示し、それらの設計に関する勧告を提示している。本論の相当部分が船体の形状、主要寸法および主機出力の選定問題に当たられている。砕氷船の船体構造設計に関するデータならびに肋骨構造と外板の強度上の寸法を指定するための諸関係式が挙げられている。更に、電動推進機の作動条件を解析し、現在就航中の諸砕氷船の電動推進機の回路構成を示し、それに課せられる必要条件をとりまとめている。砕氷船の特別なシステム（トリミング・システム、ヒーリング・システム、主機冷却システム、流体力学的システム）に関する構造設計と計算問題を検討している。また若干の一般的なシステム（曳航システム、操舵システム、ヘリコプタ）に関する資料も示している。最後に、砕氷船の制御方式の特徴を指摘し、その発達の見通しと方向を明らかにしている。

### < 序 文 >

砕氷船の技術的進歩はその短い歴史（約100年）にもかかわらず目ざましいものがある。特殊船の1つの独自の型式としての砕氷船は既に完全に定形化されているものの、なおその改良への可能性の余地が全く無くなつたわけではない。氷海における貨物輸送の経済的効率を一層高めることは砕氷船の性能如何に著しく依存することである。現在既に、砕氷船による誘導を伴う海上輸送は陸上の鉄道輸送よりも著しく経済的になつてゐる<sup>42)</sup>。今後、砕氷船が更に一層改善されると海上輸送の経済性を更に向上させることができる。

筆者の見解によれば、砕氷船は氷海航行を保証するための最も合理的な（その目的、エネルギーの経済性および構造の単純性との対応からみて）手段である。このような見方を外国の専門家 A. Watson, S. Landtman, J. Johnson 等ももつている。新しい砕氷原理に基づく「武器」と云ふども完全に砕氷船と取り替わることはできない。砕氷船の改良は基本的に水を克服する最新式の諸手段（例えば、氷海耐航性能を向上させるための諸装置およびシステム — 新しい砕氷手段、水路からの砕氷排除方法、氷によるスクリュー損傷の防護手段、等々 — ）を装備することに関連している。換言すれば、将来の砕氷船にはその基本機能を最良に遂行するために、必要な最新式の諸技術手段が装備されなければならない。その意味で砕氷船の建造はその発達に関連した諸問題の究明にとって幅広い創造的な将来の展望を提示するものである。

本調査を行ひにあたって、主として既存砕氷船に関する有益な参考資料の編さん並びに砕氷船の基本的設計問題に対する現今の考え方を反映するように意図した。これまでに公表された諸文献にかなり充分に反映されている個々の問題については、簡単に触れることにした。これに該当するものはまず第1に砕氷船の動力機関の設計、電動方式などの問題である。

砕氷船の建造に関するソ連の科学技術は諸外国におけるこの分野の達成レベルを抜いている。現代のソ連の砕氷船建造技術は強固な科学的基礎に立脚している。従って本稿では砕氷船の設計、その運航および氷中航行にとって今や欠くことのできない対氷諸性能に関する現行評価法ができるだけ完全に反映するよう努めた。

ソ連の砕氷船建造の諸成果は多数の卓越したロシアおよびソ連の学者、技術者および建造者の功績によるものである。即ち、まず第1に、砕氷船 Ermak 号建造の発案者であり指導者であった D. I. Mendeleev 教授と S. O. Makarov 提督が挙げられ、次に、科学アカデミー正会員 A. N. Krylov、同じく Yu. A. Shimansky、L. M. Nogid 教授、I. V. Vinogradov

助教授、その他の人々が挙げられる。砕氷船の建造に顕著な貢献をした有能な技師としては V. I. Neganov, A. N. Vasilevsky, B. Ya. Gnesin, A. M. Zagyu, A. S. Kolesnichenko, A. K. Sledzynuk, A. A. Stefanovich, その他諸氏が挙げられる。また優れたソ連の船長 N. M. Nikolayev, M. V. Gotsky, P. A. Ponomarev 並びにその後継者達の偉大な役割も銘記されるべきである。

本調査報告書の第 1 章ではソ連および諸外国の砕氷船について概述する。ここでは殆んど全ての最新型砕氷船に関する参考資料的なデータを挙げ、砕氷船の分類を示し、砕氷船の航行にかかる海氷条件および氷海内作業の特徴について検討する。

第 2 章および第 3 章では氷海および開水面における主要な対氷性能及び耐航性を取り扱う。ここでは氷海耐航性、耐氷強度、操縦性能、氷中膠着、並びに開水面での耐航性、復原性などの評価に関する計算方法について述べる。これらに関する諸計算式では砕氷船の対氷諸性能及び耐航性と砕氷船の基本的諸特性及び環境パラメータとの関係を考慮している。ここに挙げた計算式はいずれも独創的な式であり、理論的研究並びに実地条件および氷海再現水槽における実験研究に立脚したものである。そのうちで若干の内容、例えば船体線図を考慮した耐氷航行性能の評価方法、操縦性能の評価方法、膠着条件の解析などは日本では本調査報告書で初めて公表されるものである。

第 4 章では砕氷船の基本要素ならびに船体線図の形状の決定に関する諸問題を検討する。ここでは排水量、主要寸法、主機出力ならびに設計される砕氷船の船体線図形状を特徴付ける諸パラメータの選択に科学的根拠付けを与える努力を払っている。

第 7 章、第 8 章および第 9 章では動力機関、主要なシステムおよび装置の問題を取り扱う。その際、これらの氷海条件下における作動問題に主眼点を置いている。この視点から電動推進機、ヒーリング・システム、トリミング・システム、流体力学的システムまた曳航装置、操舵装置の設計問題を検討する。

本調査は主として下記文献に基づいて実施した。同文献は砕氷船の調査では世界で最も進歩し、且つ多くの実際上の経験を有するソ連の最近の権威ある研究成果である。

#### 記

文 献 者 レダコール(砕氷船)

著 者 V. I. Kashtelyan A. Ya. Pyvlin

O. V. Faddeev V. Ya. Yagadkin

発 行 年 1972年

出 版 者 Sudostroenie (造船) 出版所

その他、部分的に引用されている文献は<引用文献>として本調査報告書の末尾にリストアップしてある。

# 第1章 海洋碎氷船とその運航条件

## 第1節 最新型海洋碎氷船

現代的な概念としての碎氷船とは氷盤の破碎と貨物船の氷海内誘導を任務とする船舶である。

この碎氷船の任務から他の船舶とは異なる下記の基本的な構造設計上の特徴が求められる。

- (1) 船体線図が特別であること。
- (2) 船体の局部また全体の強度、特に船首尾部の強度が高いこと。
- (3) 主機が大出力で且つ高度の操縦性能を有すること。
- (4) スクリューおよび舵の強度が高いこと。
- (5) 特別な装備（曳航装置、ヘリコプタ、その他）を有すること。
- (6) 特別なシステム（ヒーリング・システム、トリミング・システム、その他）を備えていること。
- (7) 自航性能および活動性が高いこと。

碎氷船建造の歴史はまだ約100年にすぎないが、その間に就航した碎氷船の総数は130隻を超え、これらの動力機関の総出力は90万HPに達する。

最初の碎氷船である **Paylot** 号は1864年、ロシアにおいて Kronstadt の企業家 M. O. Britnev によって開発された。

次いで1871年にドイツにおいて Britnev の設計図に基づいて碎氷船 **Icebreaker-1** 号が建造された。前記のKronstadt 碎氷船の運航経験に基づき、この碎氷船の船首部は鈍形に作られ、そのアウトラインは“スプーン形状”で、船首材は曲線状にされた。また船体中央部断面は半円状に作られた。その後、このような型式の “Hamburg” と呼ばれた碎氷船が西欧で普及し、**Paylot** 号建造以後25年間にわたり外国では基本的な碎氷船の型式となった。しかし、“Hamburg” 型の碎氷船は実際経験から明らかかのように、載雪氷および氷丘氷での作業には不適当であった。

碎氷船の建造はフィンランド、デンマーク、スウェーデンで急速に発展し始め、米国では船首部にスクリューを備え、特別な形状の船首部をもつ“米国”型碎氷船が五大湖に出現した。これらの碎氷船で最初のものは1893年に建造された蒸気船 **St. Mary** 号および Mackinac 海峡用の諸フローリー船であった。船首スクリューの主な目的は船首前方の氷塊を脇へ押し除くことと後進作業時に氷丘を洗い流すことであった。

19世紀初期までに建造された碎氷船は全部で約40隻であった。その大部分が比較的小型の碎氷型曳船、碎氷型フェリー、河口、運河また港で働く碎氷船であった。これらの碎氷船の長さは30～50mで、蒸気機関の出力は150～1,300HPであった。

1899年、ロシアにおける碎氷船 **Ermak** 号（第1図）の建造は世界中の碎氷船建造に甚大な影響を与えるものであった。碎氷船 **Ermak** 号の建造に関する技術的諸条件は S. O. Makarov によって開発された。**Ermak** 号はその構造規模出力、スクリュー数（船尾スクリュー3基）、船体の形状と構造、一連の特殊な設備とシステムの存在（例えばヒーリング・システム）の面でそれまでに建造された他の全ての碎氷船と異なっていた。碎氷船 **Ermak** 号の船体形状は優れた碎氷特性と氷切断特性を成功裡に組み合せたものであった。船首部のフレームは楔形をしており、そのため垂直圧力による氷盤の破壊並びに破壊された氷塊の舷側に沿った移動が促進される。また船体中央フレームの輪郭は台形に近い形状をもつていて、 “ロシア” 型碎氷船の呼称を得た **Ermak** 号の厳しい海水条件における成功裡の働きは “Hamburg” 型および “米国” 型碎氷船に対するこの碎氷船の優越性を確固たるものにした。

この “ロシア” 型碎氷船の発達は第一次世界大戦の時期にロシアの発注によって建造された主機出力4,000～10,000HPの諸碎氷船、即ち **Krasin** 号、**Stepan Makarov** 号、**Kozma Minin** 号、**Dobrynya Nikitich** 号、その他にみられる。ただし、この時期にロシアが作った全ての碎氷船は外国の造船所で建造されたものである。

碎氷船建造の発達史上重要な契機となったのは1932年スウェーデンが建造した碎氷船 **Ymer** 号であり、これは最初のデ

イーゼル電気式主機を備えた砕氷船であった。

電動推進方式の採用によって砕氷船の出力の増大、操縦性能および旋回性能の向上が可能となつた。この Ymer 型に従つて各国で砕氷船の建造が開始された(1939年にフィンランドにより砕氷船 Sisu 号が、1943～1945 年に米国およびその他の国で Wind 型の一連の砕氷船がそれぞれ建造)。また米国の砕氷船 Paritan 号で初めて採用され(1939年)、またその後に Wind 型 の諸砕氷船でも採用された密接外板による船体も少なからず重要な進歩であった。

1953 年に就航したフィンランドの砕氷船 Voima 号は 2 基の船尾スクリューと 2 基の船首スクリューを備えたものである。Voima 号はその後に建造されたバルト海沿岸諸國の砕氷船の多くに対する原型船の役割を果した。これらの船はしばしば“歐州”型砕氷船と呼ばれている。

ソ連における大型海洋砕氷船の建造は 1936 年 Sibirj 号の建造から開始された。それ以後ソ連は世界の砕氷船建造において先駆的位置を占めてきている。1954 年以降に建造されたソ連の砕氷船は Kapitan Belousov 型 3 艘、Moskva 型大出力砕氷船 5 艘、Vasilii Pronchishchev 号型多数となっている。

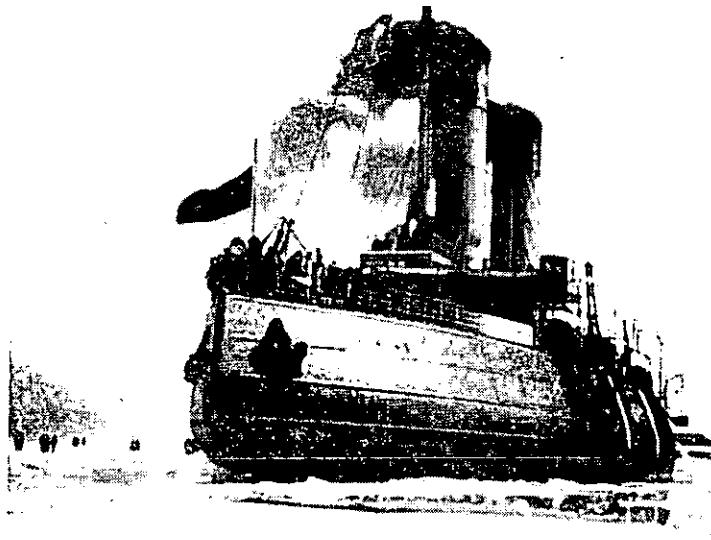
最新型砕氷船の建造における最も大きな成績は 1959 年ソ連における世界最初の原子力砕氷船 Lenin 号の建造である。

バルト海沿岸諸國、カナダおよび米国では砕氷船の建造が積極的に進められている。即ちフィンランドでは砕氷船 Voima 号および Karkku 型、Tarmo 型の諸砕氷船が就航しており、“Wärtsilä”造船所で 1953 ～ 1970 年の期間に 19 艘の砕氷船(主機総出力 250,000 HP 以上)が建造された。スエーデンでは Odén、Tor、Njord の各砕氷船が就航し、デンマークでは Danbjorn 型の諸砕氷船が、西独では砕氷船 Hanse 号が、またポーランドでは砕氷船 Perkun 号がそれぞれ就航している。

カナダは 1953 年に砕氷船 D'Iberville 号を建造し、その後、Labrador 号、J.A. Macdonald 号、最後に大出力砕氷船 Louis S. St. Laurent 号を開発している。後 2 者は船尾スクリュー 2 基を備えた“ロシア”型砕氷船である。米国では砕氷船 Glacier 号が開発され、現在、新しい大出力砕氷船の建造準備が進められている<sup>36)</sup>。

アルゼンチン、日本の如き国でも砕氷船の開発が始まられ、前者は General San Martin 号を、後者は“ふじ”をそれぞれ建造した。各種の動力機関(原子力機関を含む)による新しい大型砕氷船の計画が日本、フィンランド、米国、その他で進められている。ソ連は最も大規模で、最新型の砕氷船隊を保有している。現在のソ連および諸外国の砕氷船について記述する前に、これら砕氷船の分類基準について検討することが妥当である。例えば、個々の構造設計上の特徴による分類(ロシア型、米国型、フィンランド型)や航行区域による分類(海洋型、雰囲型、湖沼型、河川型)が適用されている。しかし最も頻繁には、砕氷船の主機出力およびその他の基本的諸要素をまず第 1 に大きく左右する用途による分類が行なわれている。これに依れば、砕氷船は先導砕氷船(船舶の誘導を指揮し、船団の先頭に立って航行し、氷海中に水路を開設する)、船列砕氷船(船舶の誘導、膠着船周囲の砕氷、船舶の曳航作業を行なう)および補助砕氷船(船舶の突押し、膠着船周囲の砕氷、曳航を行なう)に区別される。

ソ連においては砕氷船の公式な分類は今までのところ存在しないが、公式分類を確立する試みは既になされてきている(ソ連大百科第 2 版第 24 卷第 436 頁および文献 5), 20 その他参照)。外国では砕氷船の分類は Norway Veritas に依つており、そこで砕氷船は 2 つのクラス、即ち“北極用砕氷船”と“砕氷船”に分けられている。本調査では記述の便宜



第 1 図 砕氷船 Ermak 号

上の観点から下記の如く主機出力に依る分類を振りに採用することにする。

I 級：一主機出力 25,000 HP 以上の大出力砕氷船で、通常、北極海域および非北極凍結海域における船舶の誘導に際し先導船または船列砕氷船として使用される。\*) これに属す砕氷船は **Lenin** 号, **Moskva** 号である。

II 級：一主機出力 ( 2,000 ~ 25,000 HP ) の中型砕氷船で、通常、北極海域および非北極凍結海域における船舶の誘導作業に従事する。このクラスには **Krasin** 号, **Sibirj** 号が該当する。

III 級：一主機出力 6,000 ~ 12,000 HP の小型砕氷船で、通常、補助砕氷船と呼ばれ、補助的機能を遂行する。このクラスには **Vasilii Pronchishchev** 号型船がある。

## 第 2 節 ソ連の砕氷船

1954 年迄のソ連の砕氷船隊は 1900 ~ 1938 年に建造された蒸気機関式砕氷船で構成されていた。そのうち現在も使用されている砕氷船は **Krasin** 号, **Sibirj** 号, **Sibiryakov** 号, **I'lya Muromets** 号である<sup>12)</sup>。

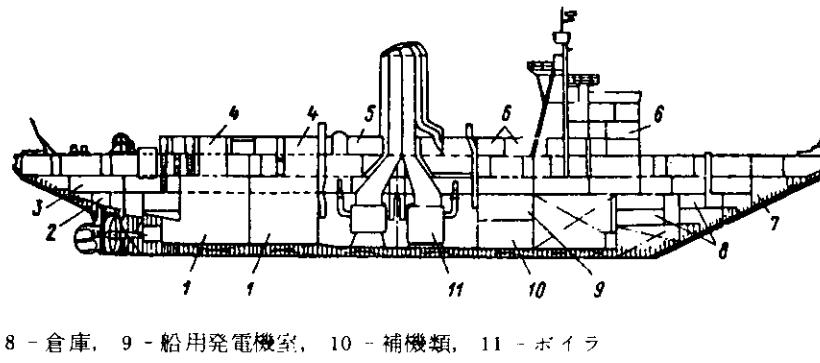
**Sibirj** 号および **Krasin** 号（第 1 表参照）は典型的な“ロシア”型砕氷船であり、砕氷船 **Ermak** 号を殆んど模造したものである（**Krasin** 号は 1917 年に建造され、ソ連で最も古い砕氷船である）。両砕氷船は 1950 年代末期に改造され、シャーが無く、甲板室を備えた 3 軸型平甲板船の形をしている（第 2 図および第 3 図）。スクリューは 3 基とも全て船尾に配置され、蒸気往復動機関によって直接駆動される。船殻は横骨方式によるリベット締め鋼板製であり、リベット締め外板には船首から船尾まで全長に亘り二重板式氷帶が設けられている。船首材、船尾材および舵は銅鋳製である。主要な水密横隔壁の数は 9 ~ 10 である。また任意の 2 区画に浸水しても沈没しないようになっている。主機は 3 段膨張式堅形蒸気往復動機関 3 基と水管式ボイラ 4 基より構成されている。これは当初は石炭焚きであったが、改造後は油焚きに切替えられた。スクリューは鋼製で、その羽根は取外し可能である。主機出力は 3 基のスクリューに均等に（1 : 1 : 1 の比率で）配分される。両砕氷船は油圧駆動方式による蒸気式操舵機、主ドラムの索引力 25 ~ 30 t の蒸気式曳航用ウインチ、ヒーリング・システム、トリミング・システムを備え、船尾に曳航用切欠きが設けられている。

第 1 表 1941 年以前に建造されたソ連砕氷船の基本要目

砕氷船	L <sub>max</sub> (m)	B <sub>max</sub> (m)	T <sub>DWL</sub> (m)	△ <sub>total</sub> (t)	H (m)	δ	軸出力 Pval (HP)
Krasin	99.8	21.60	8.70	10,200	12.61	0.545	10,600
Sibiryakov	78.50	19.20	7.30	5,700	9.70	0.520	8,420
I'lya Muromets	56.90	15.00	6.05	1,950	8.60	0.412	3,440
Sibirj	106.90	23.10	8.80	11,000	12.60	0.515	10,300

砕氷船	開水面での速度 V <sub>ch.v</sub> (kt)	乗組員数 (人)	スクリュー数		スクリュー 合計推力 T (t)	甲板数	台甲板数
			船首	船尾			
Krasin	15.0	112	無し	3	90	3	2
Sibiryakov	9.5	84	1	2	83	2	1
I'lya Muromets	14.0	54	1	1	35	2	1
Sibirj	15.5	115	無し	3	90	3	2

\*) 新しい超大出力砕氷船の建造に伴ない、これらに対応する更に上位の独立した分類階級を導入する問題が熟してきている。

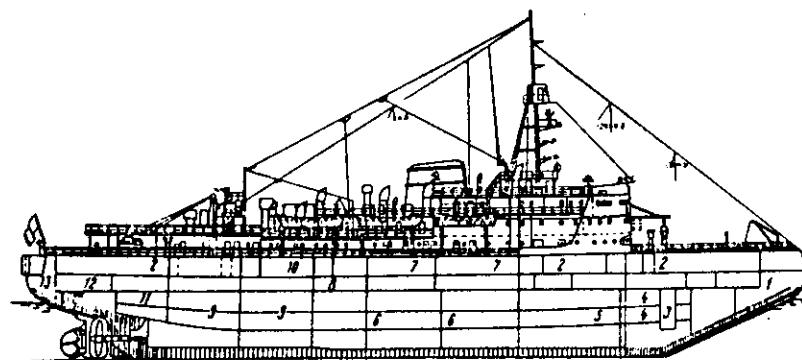


8 - 倉庫, 9 - 船用発電機室, 10 - 補機類, 11 - ボイラ

第2図 碎氷船 Sibirj号

の縦断面図

- 1 - 蒸気機関, 2 - 船尾倉,
- 3 - 舵取機室, 4 - 機関室 (MO)
- ケーシング, 5 - 勤務兼居住区域
- 6 - 居住区域, 7 - 船首倉,



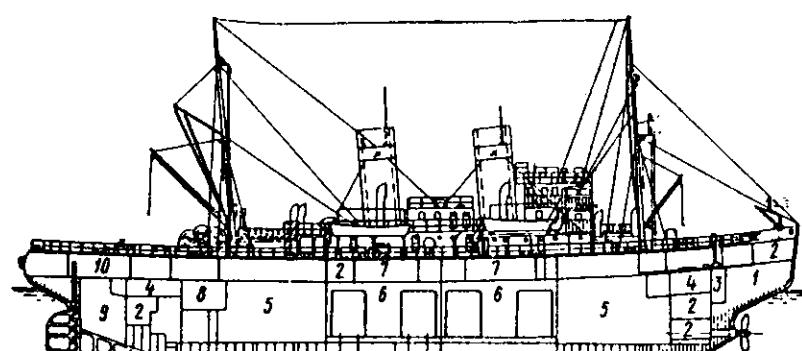
第3図 碎氷船 Krasin号の

側面図

- 1 - トリミング・タンク, 2 - 居住区, 3 - 錨鎖庫, 4 - 貨物倉,
- 5 - ボイラ燃料, 6 - ボイラ室,
- 7 - ボイラケーシング, 8 - 補機類,
- 9 - 機関室, 10 - 機関室ケーシング,
- 11 - 給水系, 12 - 舵取機室, 13 - 船尾倉

碎氷船 Sibiryakov号（第4図）は1926年に建造され、1953年に改造された。碎氷船 Ilya Muromets号（第5図）は1941年に建造された。前者は船尾スクリュー2基と船首スクリュー1基を備え、後者は船尾と船首に1基ずつスクリューを備えている。両船とも補助型碎氷船の船級に含ませることができる。動力機関は蒸気往復動機関から構成され、推進軸を介してスクリューと直結されている。建造様式からみれば両船は平甲板船に甲板室が付いた形をしている。船殻はリベット締めの構造である。曳航用蒸気ウインチ、ヒーリング・システム、トリミング・システム等が装備されている。

ノ連の発注によりフィンランドで建造された3隻の同一型碎氷船 Kapitan Velousov号, Kapitan Voronin号, Kapitan Melekhov号が1954年から1956年にかけて就航した<sup>9)</sup>。これらはバルト海および白海の凍結港での活動を任務としている。



第4図 碎氷船 Sibiryakov号

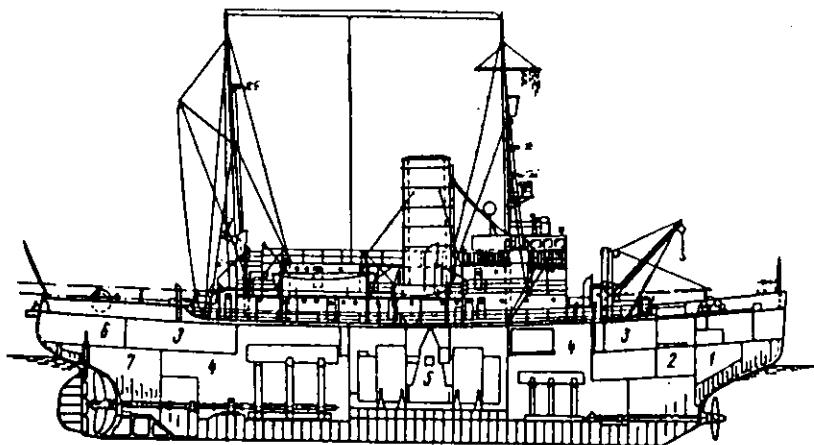
の側面図

- 1 - 船首倉, 2 - 倉庫, 3 - 錨鎖庫,
- 4 - 貨物倉, 5 - 機関室,
- 6 - ボイラ室, 7 - 機関室およびボイラ室ケーシング,
- 8 - 船用発電室, 9 - 船尾倉, 10 - 舵取機室

任務としている。

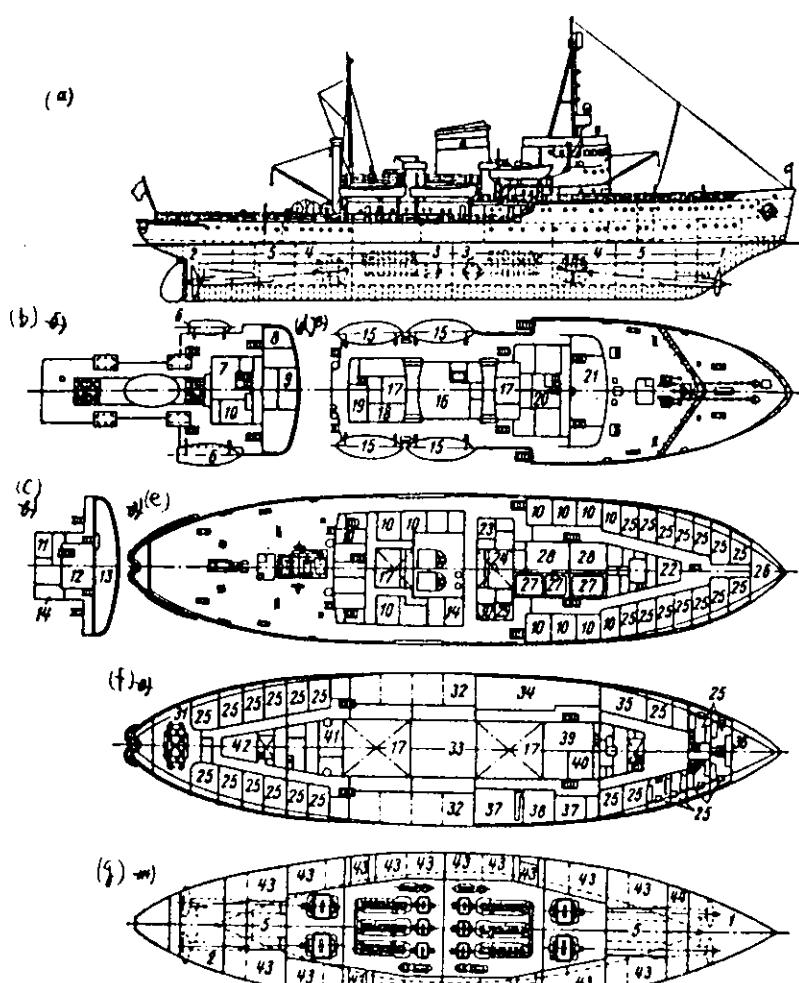
Kapitan Velousov型碎氷船は4基のスクリュー（船首に2基、船尾に2基）を備え、2つの連続甲板と長船首樓を備えている（第6図）。船体は10の水密横隔壁によって11区画に仕切られている。舷側に沿って居住甲板に至るまで縦隔壁が延び、8つの船側タンクを形成している。任意の2区画に浸水しても沈没しない。また各158 m<sup>3</sup>容量のヒーリング

第5図 砕氷船 Ilya Muromets  
号の側面図



1 - 船首倉, 2 - 貨物倉, 3 - 居住区, 4 - 機関室, 5 - ボイラ室,  
6 - 舵取機室, 7 - 船尾倉

第6図 砕氷船 Kapitan Velousov  
号の一般配置図



1 - 船首倉, 2 - 船尾倉, 3 - 主ディーゼル発電機室, 4 - 主電動機室, 5 - 船倉, 6 - ランチ, 7 - 無線室, 8 - ディレクター室, 9 - 船長室, 10 - 士官船室, 11 - 水先案内人室, 12 - 海図室, 13 - 操舵室, 14 - 蓄電池室, 15 - 救命艇, 16 - ボイラ室ケーシング, 17 - 原動機室ケーシング, 18 - 隔離室, 19 - 診療室と病室, 20 - ピューフル, 21 - 士官室, 22 - 事務室, 23 - 木工室, 24 - 機械工作室, 25 - 一般船員船室, 26 - ベンキ蔵庫, 27 - 冷凍機室, 28 - 食糧庫, 29 - ランプ室, 30 - 当直室, 31 - 舵取機, 32 - ヒーリング・タンク, 33 - 中央制御室 (TsPy), 34 - 船員食堂, 35 - 船員クラブ, 36 - 甲板長倉庫, 37 - 工作室, 38 - 倉庫, 39 - 飼育室, 40 - パン焼窯, 41 - 船用ウインチ機械, 42 - クリーニング室, 43 - 船側タンク, 44 - 鋼鎖庫

板長倉庫, 37 - 工作室, 38 - 倉庫, 39 - 飼育室, 40 - パン焼窯, 41 - 船用ウインチ機械, 42 - クリーニング室, 43 - 船側タンク, 44 - 鋼鎖庫

タンク 2 基と各 150 m<sup>3</sup> 容量のトリミング・タンク 2 基を備えている。

Kapitan Velousov 型砕氷船の基本項目

船 長	全長	83.2	m
	計画喫水線長	77.5	m
船 幅	最大幅	19.4	m
	設計喫水線幅	18.7	m
船 桁	上甲板まで	9.50	m
	主甲板まで	7.15	m
吃 水	設計水線喫水	6.2	m
	最大喫水	7.0	m
排水量( 設計喫水線 )		4,500	t
載貨重量		1,520	t
方形係数		0.482	
スクリュー軸出力		10,500	HP
開水面での速度		16.5	kt
スクリュー推力( 3 kt, 50%出力伝達時 )	船尾スクリュー	100	t
	船首スクリュー	90	t
航続日数		28	日
航続距離		8,760	mile
乗組員数		85	人

この型の砕氷船は 2 つの船倉をもっており、船首部の船倉は容積 134 m<sup>3</sup>、船尾部のそれは容積 82 m<sup>3</sup>である。また食料、その他補給物用の特別な貯蔵室も備えている。船の貯蔵量は燃料 1,020 t、オイル 80 t、原動機冷却用水 75 t、真水 163 t、食糧 70 t、消耗用材料 23 t である。

船殻は造船用平炉鋼を用いて溶接されている。上部構造物の隔壁はリベット継めにされている。横骨組立方式が採用されている。肋骨心距は船体中央部で 800 mm、船首部と船尾部では共に 700 mm である。外板の厚さは船体中央部で 15.5~17 mm、船首部および船尾部で共に 20~25 mm であり、舷側の氷帯の厚さは全長に亘って 30 mm である。船体中央部には 3 つの縦通材が配置され、そのうち 2 つは船首および船尾に伸びている。

上甲板より下の船首材は V 字形断面をもつ錆鋼で作られ、上甲板より上の船首材は厚い鋼板で作られている。船尾材は全体が錆鋼製である。舵は錆鋼製であり、直径 400 mm のラダーストックが付いている。船尾の曳航用切欠きは 10~15° の勾配で深さ 1.0 m をもち、桿材張りされ、各舷側に 2 つずつ櫻製のすれ材が取付けられている。乗組員の船室には個室 2 人用及び 4 人用船室がある。全ての居住区には温水暖房が施され、機関室、洗濯室および外側居住区には蒸気暖房が施されている。居住区の換気に用いる空気は外気温度 -30°C のとき +17°C まで暖められて使われる。

荷役設備としてはデリック( 船尾に 10 t 卷デリック 2 基、船首に 5 t 卷デリック 2 基 ) が用いられる。この砕氷船は各 2,600 kg 重量のハル・アンカー 2 基、800 kg 重量のストップ・アンカー 1 基、小アンカー 1 基および 75~100 kg 重量のアイス・アンカー 4 基を備えている。複胴型の曳航ウインチのけん引力は 30~60 t であり、長さ 200 m までの引綱で船舶を曳航することができる。舵の駆動は電動油圧方式である。舵とストックの接合部分には氷の衝撃を防護する特別な装置が設けられている。

トリミング・システムには 1,000 m<sup>3</sup>/h 容量の電動ポンプが使用され、ヒーリング・システムには自動可逆転電動機が用いられる。ヒーリング時間は 90 sec であり、その間にポンプは 160 t の水を移送する。またこの砕氷船には各 60 人乗りの救命艇 4 隻が備えられている。

動力機関は 6 基の各 1,625 HP ディーゼルと発電機より成る。発電機は 4 基の各 2,560 kW 推進用電動機に給電する。この場合の発電機と電動機の回路構成は 3 基の異なる発電機が 2 基の異なる電動機に接続し、発電機出力の 50% を船尾部推進用電動機に供給し、残り 50% を船首部推進用電動機に与える( またその逆の給電も行なう ) ことができる。船首スクリューの直

径は 35 m で、船尾スクリューの直徑は 4.2 m である。

船用発電設備は 200 kW ディーゼル発電機 4 基、 72 kW 発電機 1 基および 15 kW の非常用ディーゼル発電機 1 基より構成される。

**Kapitan Velousov** 型の諸氷船はレニングラード港、リガ港およびアルハンゲリスク港で冬期航海条件下において良好な運航実績を示した。これらの氷船は氷盤および碎氷で覆われた混雑した航路で、また氷厚 60 ~ 80 cm までの半全密接氷域で成功裡に活動している。しかし北極海域での運航が成功するとは認められない。北極の苛酷な氷海条件のもとでは船首スクリューはしばしば破損して使用不能になる。この型の氷船の短所としては動力機関が複雑であることと乗組員が多いことによってもたらされる高い運航コストが挙げられる。

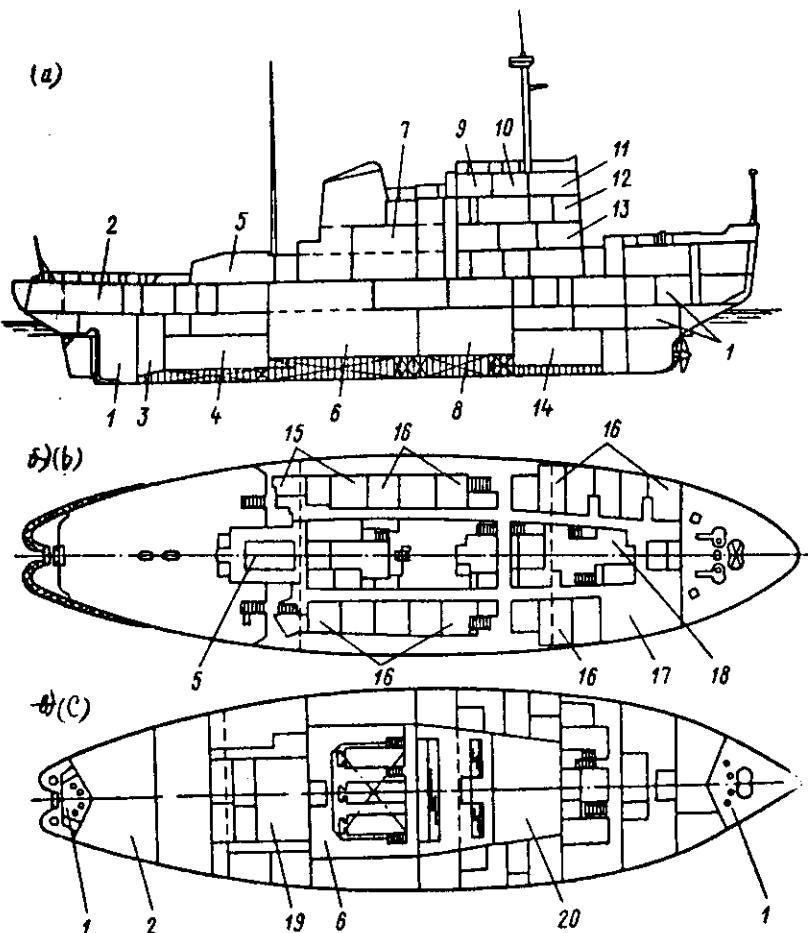
1961 年、アドミラルテリメク造船所で **Vasilii Pronchishchev** 型補助氷船シリーズの第 1 船が進水した。現在この型の氷船はすでに 15 隻以上建造されている。この型の氷船は港および港付近の海域において氷海内の船舶の誘導、船舶周囲の碎氷、船舶の曳航、突押しおよび繫留を任務とする氷船型曳船として設計されたものである<sup>4)</sup>。

この氷船の目的からしてその操縦性能に高度のレベルが要求され、また喫水の制限が必要とされた。このことはこの型の船の主要寸法、主機全体の設計、重量特性に影響している。

氷船 **Vasilii Pronchishchev** 号は 3 軸船（船尾スクリュー 2 基、船首スクリュー 1 基）で、2 つの平甲板および、長船首樓を備えている（第 7 図）。

船体は 8 つの主水密区画に分けられている。機関室区域には水密縦隔壁が設置され、第 2 の舷側を形成している。またヒーリング・タンクおよびトリミング・タンクが設置されている。

船殻は全面溶接構造である。肋骨構造は横骨方式であり、主肋材と同じプロフィルの中間肋材が船体の全長に亘って配



第 7 図 氷船 **Vasilii Pronchishchev** 号の一般配置図

- (a) 縦断面図
- (b) 上甲板平面図
- (c) 下甲板平面図

- 1 - トリミング・タンク区画,
- 2 - 舵取機室, 3 - ディーゼル燃料タンク, 4 - 船尾推進電動機室,
- 5 - 曳航用ウィンチ, 6 - 主ディーゼル発電機室, 7 - ボイラ室,
- 8 - 助手ディーゼル発電機室,
- 9 - 無線室, 10 - 海図室, 11 - 操舵室, 12 - 船長室, 13 - 士官室,
- 14 - 船首推進電動機室, 15 - 医務室, 16 - 船員室(2人部屋),
- 17 - 食堂, 18 - 調理室, 19 - 発電動機室, 20 - 機械工作室

置されている。第 13 番肋材と第 87 番肋材との間での肋材心距は 600 mm であり、第 13 番肋材から船首まで、および第 87 番肋材から船尾までにおいては肋材心距は 680 mm となっている。船首尾部では主肋材および中間肋材は舷側に対し法線方向に配置されている。氷帯の厚さは船体中央部と船尾部で 16 mm、船首部で 18 mm である。材質は合金鋼である。またこの同じ合金鋼から船側骨組も作られている。氷荷重を受けない船殻部材は O9G2 級および St 4S 級の鋼材で作られている。船首材と船尾材は鋳鋼一溶接構造になっている。

碎氷船 Vasilii Pronchischev 号の基本要目

船 長	全長 設計喫水線長	6 7.7 m 6 2.0 m
船 幅	最大幅 設計喫水線長	1 8.0 6 m 1 7.5 m
船 深(上甲板まで)		8.3 m
喫 水(設計水線)		5.5 m
排水量(設計喫水線)		2,718 t
方形係数		0.456
主機出力		5,400 HP
速度(開水面)		14.5 kt
スクリュー推力(繫留運転時) :		
(a) 全出力伝達・前進回転時	船尾スクリュー 2 基 スクリュー 3 基	5.20 t 5.40 t
(b) 全出力伝達・後進回転時	船尾スクリュー 2 基 スクリュー 3 基	3.8 t 5.0 t
航続日数		17 日
航続距離(速度 13 kt)		5,700 mile
乗組員数		39 人

この碎氷船は流線形の舵を備えている。これは鋳鋼板で覆われた溶接骨組構造をしている。船尾に設けられた曳航用切欠きにはすれ材とフエンダが付いている。

船舶の曳航に用いるウインチは複胴型電動ウインチであり、その牽引力は主ドラムで 25 t、補助ドラムで 10 t である。乗組員の船室は 2 人用で、上甲板にある。上級船員船室は個室で、船首甲板および第 1 船橋にある。居住区には強制換気システムおよび冬期空気調節システムが設けられ、後者は外気温が -35°C までのとき所定の室温を維持できる。

荷役設備としては上部構造物の前面隔壁に荷役能力 1.5 t のブームが設置されている。この碎氷船に装備されているトリミング・システムは船首と船尾に対し 12 分間以内で約 1m のトリムの変化を実施することができる。ヒーリング・システムは片方の船側から他方の船側へ 2 分間以内にバラストを自動移送することができる。その場合、開水面での碎氷船の横傾斜角は 5° に達する。第 30~67 番肋材区域の任意の 1 区画および船首尾部の 2 区画に浸水しても沈没しないようになっている。この碎氷船には 28 人乗りの発動機付き軽合金製救命艇が 2 隻備えられている。

主機はディーゼル発電式で、直流電気で作動する。D - 100 型ディーゼルと 400 V, 2X625 kW, 二電機子型発電機より構成される 3 基の主ディーゼル発電機から推進電動機に給電される。

スクリューは鋼製で、羽根は取外し可能である。船首スクリューの直径は 2.7 m、船尾スクリューの直径は 3.5 m であり、またピッチ比はそれぞれ 0.65 および 0.70 である。船用発電設備には DGT - 200/1 型ディーゼル発電機 3 基(総容量 600 kW)が含まれる。また 100 kW 容量の予備ディーゼル発電機が存在する。

この碎氷船には他の船舶に対する消火援助活動に用いる 3 基の消防用放火銃が航海船橋に配備されている。

Vasilii Pronchischev 型碎氷船は、ソ連の殆んど全ての凍結港で活動しているが、北極海域の港では船首スクリューを使用せず、船尾スクリューのみで動く。この型の諸碎氷船は港付近の海域において船舶の誘導と膠着船舶周囲の碎氷作業、また港内において船舶の突押し、繫留作業などを成功裡に実施している。更に、バルト海、オホーツク海において

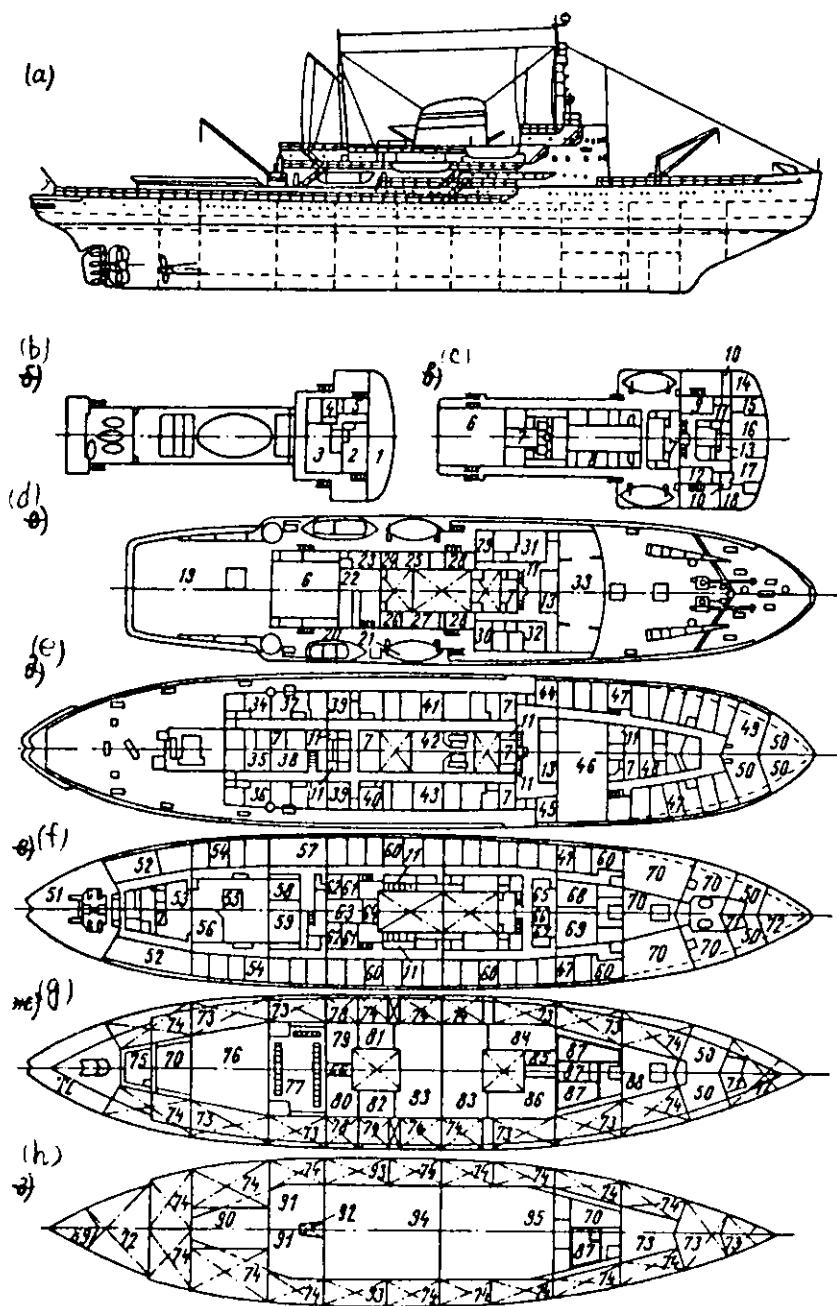
ては大出力砕氷船と一緒に、また多くの場合に単独で、開水面での船舶の誘導を実施している。

1960年、ソ連の発注によってフィンランドで建造された砕氷船 **Moskva** 号が就航した。その後、同型船として **Leningrad** 号(1961年)、**Kiev** 号(1965年)、**Murmansk** 号(1968年)、**Vladivostok** 号(1969年)が建造された。この型の砕氷船は現在最も強力なディーゼル・電気推進式砕氷船である。これらは北極および非北極凍結海域における運航に充分良好な性能を示すものとして推奨できる。

砕氷船 **Moskva** 号は3軸船であり、3つの平甲板と1つの長船首樓を備えている(第8図)。

船体は横隔壁によって10の水密区画に分けられている。横隔壁は機関室区域において船側タンクを形成している。船首

第8図 砕氷船 **Moskva** 号の  
一般配置図



- (a) 側面図
- (b) 航海船橋
- (c) 船橋甲板
- (d) 船首樓甲板
- (e) 主甲板
- (f) 中間甲板
- (g) 下甲板
- (h) 船倉配置平面図

- 1 - 操舵室, 2 - 海図室,
- 3, 4 - 無線室, 5 - 水先案内人室,
- 6 - ヘリコプタ格納庫,
- 7 - 機関室, 8 - CO<sub>2</sub>貯蔵室,
- 9 - 予備船室, 10 - 浴室,
- 11 - W.C., 12 - 通信士船室,
- 13 - ピュッフェ, 14, 15 - ディレクタ室, 16, 17, 18 - 船長室,
- 19 - ヘリコプタ発着甲板,
- 20 - ランチ, 21 - 救命艇,
- 22 - 実験室, 23 - 隔離室,
- 24 - ランプ室, 25 - 機関室,
- 26 - 木工室, 27 - ベンキ貯蔵室,
- 28 - 鋳造工作室, 29 - 経理室,
- 30, 31, 32, 40, 41, 43, 44, - 土官船室,
- 33 - 土官室, 34, 36 - 学術調査團船室, 35, 38 - 教室, 37, 39 - 航空士船室, 42 - ボイラ室,
- 45 - 当直室, 46 - 船員食堂,
- 47 - 上級船員船室, 48 - 図書室
- 49, 50 - 甲板長倉庫, 51 - 舵取機室, 52 - コックピット,

53 - クリーニング室, 54 - 一般船員居住区, 55 - ハッチ, 56 - 船底, 57 - 病室, 58 - 薬局, 59 - 手術室, 60 - 一般船員居住区, 61, 62 - 洗濯室, 63 - シャワー室, 64 - ケーシング, 65 - バン焼き室, 66 - ジャイロコンパス室, 67 - 理髪室, 68, 69 - 調理室, 70 - 食糧室, 71 - 貨物庫, 72 - バラスト・タンク, 73 - ヒーリング用およびトリミング用タンク, 74 - 燃料タンク, 75 - ヘリコプタ用燃料, 76 - 船倉, 77 - 中央制御室, 78 - 潛滑油タンク, 79 - 機関室, 80 - 発電動機室, 81, 82 - 電気機器

貯蔵庫, 83-補助ディーゼル機関室, 84-機械類貯蔵庫, 85-冷凍機室, 86-機械工作室, 87-冷蔵倉庫, 88-船倉, 89-乾燥タンク, 90,91-推進電動機室, 92-真水タンク, 93-ボイラ用燃料タンク, 94-船尾ディーゼル機関区域, 95-船首部ディーゼル機関区域

倉から船尾倉まで二重底構造であり、その諸区画にはバラスト水、燃料油、潤滑油、真水が貯蔵されている。船首部には台甲板の下にデープタンクが設けられ、2組のトリミング・タンク、4組のヒーリング・タンク、4つの小型貨物倉および食糧、その他を貯蔵するための特殊な施設が設けられている。

船首樓甲板の船尾部にはヘリコプタの発着甲板と格納庫が設けられている。

船殻は HOAG-44-FK 級および Coltuf 28 級の平炉鋼による全面溶接構造である。肋骨構造は横式である。外板の厚さは船底部での 22 mm から中央部氷帯での 40 mm まで、また船首部での 52 ~ 54 mm まで次第に大きくなっている。氷帯の位置は最大喫水に対応する水線より 1 m 高い位置にあり、また最小喫水のときには水線より 2.5 m 低い位置にある。船首部では氷帯はキールに達している。

砕氷船 Moskva 号の基本要目 8)

船長	全長	122.1	m
	設計喫水線長	112.4	m
船幅	最大幅	24.5	m
	設計喫水線幅	23.5	m
船深	上甲板まで	14.0	m
	主甲板まで	11.5	m
喫水	最少貯蔵量積載時の吃水	7.9	m
	設計水線喫水	9.5	m
	最大喫水	10.5	m*
排水量(設計喫水線)		13,290	t
載貨重量		4,220	t
方形係数		0.51	
出力	主機回転軸	26,000	HP
	推進軸	22,000	HP
速度(開水面)		18.6	kt
スクリュー推力(繫留時)	前進回転時	226.0	t
	後進回転時	141.0	t
乗組員数		109	人

\* 実際の運航時の最大喫水は 11 m に達する。

下甲板と二重底との間には 3 本の縦通材が船首部の第 33 番肋材まで伸びており、船尾部に対しては 2 本の縦通材が通されている。中間甲板と下甲板との間には船首から船尾まで 1 本の縦通材が通されている。

鋳造製リブと共に V 状断面を有する船首材の下部は、突合せ溶接された鋼鉄物製で、上部は鋼板製である。船尾材は曳航用切欠きの下部に至るまで薄鋼板が使用されている。船尾材の上部には舵を保護するための突出部がある。

舵は銅製であり、直径 540 mm の鍛造ストックが付いている。船尾の曳航用切欠きには檻の木のすれ材が取付けられ、その上にフェンダが設置され、鋼製および麻製の二重編組ワイヤが付けられている。

居住区の収容能力は 126 人であるが、その他になお 26 の予備ベットが有る。乗組員の船室には 1 人用と 2 人用がある。居住区と蓄電池室には温水暖房が施され、機関室、機械工作室および貯蔵倉には蒸気暖房が施され、コックピットと中央制御室には電気暖房が施されている。居住区および勤務室には高圧および低圧換気装置が設けられている。

荷役設備としては、1.5 t 卷可旋回式電動クレーン 2 基が船首樓甲板に設置され、10 t 卷クレーン 2 基が船尾部に設置されている。錨類は各 4,600 kg 重量のハル型大アンカー 3 個、1,650 kg のストップアンカー 1 個、500 kg の小アンカー 1 個、300 kg および 100 kg のアイス・アンカー各 1 個、長さ 300 m の 68 mm 錨鎖 2 本である。船首樓甲板には各出力 52 kW の電

動キャブスタン 2 基が配置され、80 m の深さから 12 m / 分の速さで 2 基の錨を同時に巻揚げができる。繫船操作を実施するために 3,000 kg のけん引力をもつ電動キャブスタンが船尾に配置されている。囲い区域に設置された曳船用自動ウィンチはけん引力 60 t の巻索胴と 30 t の巻索胴および各 5 t の綱巻胴 2 ケをもっている。

電動油圧式舵取機は開水面における全速航行時に 2 基のポンプユニットを作動させるととき 20 秒間で舵の切替えができる、また 1 基のポンプユニットを働かせるときには 30 秒ができる。

トリミング・システムには各容量 5,000 m<sup>3</sup>/h、水頭 12 m の自動吸込式渦巻ポンプ 2 台が装備されている。船首から船尾に対する移送時間は 30 分である。16 ケのゲート弁が配置されているが、これらは船橋から電動操作または手動操作される。この砕氷船には 4 隻の救命艇（70 人乗り 2 隻と 60 人乗り 2 隻）が重力型ポートタビットに配置され、またクレーンでの着水が可能な 2 隻の原動機付きランチが備えられている。

動力機関は 8 基のディーゼル発電機より構成される。主機は "Wärtsilä - Sulzer" 9 MN - 51 型の 9 気筒型不可逆 2 サイクルディーゼルである。この主ディーゼル機関は出力 2,150 kW の直流発電機を回転させる。直流発電機は 3 台の主電動機、即ち船側用の各 5,500 HP の单電機子型電動機 2 台と中央用の 11,000 HP の 2 電機子型電動機 1 台に給電する。電動推進機の回転速度および逆転の制御は主発電機の励磁電流の大きさと方向を変えることによって行なわれる。推進機の“全速前進回転”から“全速後進回転”への逆転時間は 8 ~ 9 秒である。

船尾管区域のスクリュー軸には錫青銅板のライニングが施されている。船尾管は錫鋼製であり、テフロン張りの青銅製ブッシングが付いている。スクリューは羽根の取外しが可能で、ニッケル添加量 3% の平炉鋼により作られている。船側部スクリューの直径は 4.82 m、中央部スクリューの直径は 5.8 m であり、ピッチはそれぞれ 3.86 m、4.06 m である。

船用発電設備は電圧 400 V、出力 350 kW の三相交流同期ディーゼル発電機 6 基より構成される。また予備ディーゼル発電機および非常用ディーゼル発電機を備えている。

**Moskva** 型砕氷船は 1960 年から北洋航路での夏期北極航海に定期的に参加しており、冬期にはレニングラード港およびナガエボ港において通年航行を支援する活動を行なっている。この型の砕氷船は実質上通年活動をしている。**Moskva** 型砕氷船は **Kapitan Velousov** 型砕氷船に比べて、その作業能率の面でははるかに優れており、その運航コストも極く僅か高いだけである。全体としてこの型の砕氷船の建造は成功したと認められる。

現在、フィンランドにおいてソ連の発注に依り、主機出力を増強させた新しいディーゼル電気推進式砕氷船 (**Ermak**) のシリーズ建造が開始されている。

この新型砕氷船は 4 つの甲板と長船首樓をもつ 3 軸船である。

主機は 9 基の主ディーゼル発電機より構成される。これら発電機の発生電力は各 12,000 HP 出力の主電動推進機 3 基に供給される。主機出力は 3 基のスクリューに対し均等に 1 : 1 : 1 の比率で配分される。

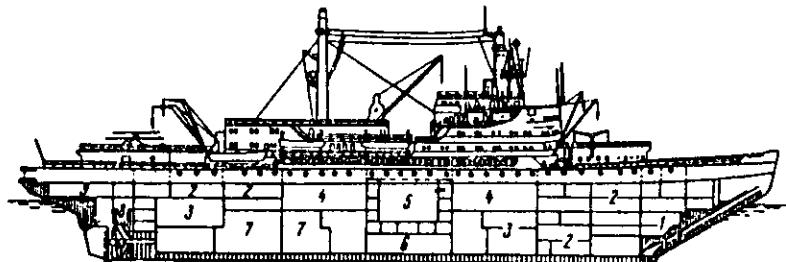
#### 新型砕氷船の基本要目

船 長	全長	135.0 m
	設計喫水線長	130.0 m
船 幅	最大幅	26.0 m
	設計喫水線幅	25.8 m
船 深(上甲板まで)		16.6 m
喫 水(設計水線)		11.0 m
排水量(設計喫水線)		2,000,000 t
載貨重量		7,350 t
方形係数		0.527
主機軸出力		41,400 HP
推進軸出力		36,000 HP
スクリュー推力(繫留時前進回転)		320 t
速 力(開水面)	約 20 kt	
乗組員数		116 人

1960年における北極航海は世界最初の核燃料を使用した砕氷船、即ち原子力船 Lenin号の参加によって記念された。この砕氷船 Lenin号はソ連の現代科学・技術の成果を具体化したものである(文献3), (12), (17), (25)参照)。その建造によって北極航路開発に新しい可能性が開かれた。

砕氷船 Lenin号は3軸船である。建造様式の面ではゆるやかなシャーをもつ平甲板船であり、4つの平甲板、1つの長めの上部構造物および2つのマストを備えている(第9図)。ポートデッキの船尾部にヘリコプタ用の発着甲板と格納庫

第9図 原子力砕氷船 Lenin号  
の側面図



- 1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - 補機,  
4 - 主タービン発電機, 5 - 原子炉,  
6 - トリミング・ポンプ, 7 - 推進用電動機, 8 - 船尾倉, 9 - 舵取機室

砕氷船 Lenin号の基本要目

船 長	{ 全長 設計喫水線長	1 3 4.0 m 1 2 4.0 m
最大船幅		2 7.6 m
喫 水		9.6 m
船 深		1 6.1 m
排水量		1 7,280 t
主タービン出力		4 4,000 HP
速 度(開水面)		1 8 kt
スクリュー推力(繫留時前進回転)		3 30 t
乗組員数		1 5 1 人
航続日数		1 2 ケ月

が設けられている。煙突は存在しない。主マストの寸法が異常に大きいのは、これを蒸気発生装置の換気に利用するためである。

原子力エネルギーの使用は船内の動力機関、居住区域、勤務区域の配置状態に特徴をもたらした。砕氷船の船体は主水密横隔壁によって12の区画に分割されている。第2底から上甲板まで縦隔壁が通され、船側区画を形成している。そこには主としてバラストタンク、燃料タンクおよびその他のタンクが配置されている。また下甲板の下には各種の倉庫、勤務区域および船室が配置されている。

砕氷船 Lenin号の船殻構造はソ連の他の砕氷船と著しく相違している。船底、舷側、内部甲板、台甲板および船首尾部の上甲板は横骨式で組立てられ、船体中央部の上甲板は縦骨式で組立てられている。肋材心距は800 mmである。中間肋材が第2底から居住甲板まで全船長に亘って設けられている。船首尾部には扇状の肋骨構造が採用され、これら領域における肋骨は外板に対し垂直に配置されている。

氷帯域の外板およびその上側と下側の帶板は高抗張力鋼製である。氷帯の厚さは中央部で36 mm、船首部で52 mm、船尾部で44 mmとなっている。船首材および船尾材は鋳鉄-溶接製である。船首材の総重量は30 t、船尾材は86 tである。舵は溶接されたもので、厚さ40 mmの鋼板が張られている。舵板の面積は18.5 m<sup>2</sup>である。ラダーストックは合金鋼から鍛造され、直徑550 mmである。

乗組員には個室と2人用船室が割当てられる。居住区、リクレーション区、医療区には暖水暖房と空気調節が施されており、機関室および補機室にはスチーム暖房が施されている。また大容量の自動冷凍装置および多数の食糧倉庫を備えて

いる。

この砕氷船の荷役設備としては船首部に各 1.5 t 撥電動ウインチを備えた貨物用デリック 2 基、中央部に原子力機関区用の 12 t 撥クレーン 1 基、船尾部に各 3 t 撥クレーン 2 基を備えている。またこの砕氷船は各 6 t 重量のフリューエク付き大アンカー 3 基（うち 1 基は予備用）、重量 2 t のストップ・アンカー 1 基およびアイス・アンカー 4 基（150 kg 2 基と 100 kg 2 基）を備えている。大アンカーは外板と同じ高さの錨鎖管に収納されている。鋳造された錨鎖は 67 mm ゲージで、325 m の長さを有する。

船尾には船舶を密着曳航するための切欠きが設けられ、そこにすれ材およびゴム張りのフエンダが取付けられている。また船尾部には曳航用の双胴型自動ウインチが設置されている。そのけん引力は主ドラムで 40 t、補助ドラムで 25 t である。

電動油圧式舵取機は砕氷船が開水面を速度 18 kt で航行し、2 台設置されているポンプのうち 1 台を作動させたとき舵の切替えを 30 秒間で実施する能力をもっている。

この砕氷船は任意の 2 つの主要水密区画が同時浸水しても沈没しないようになっている。

またこの砕氷船は 58 人乗り救命艇 2 隻、40 人乗りの発動機付き救命艇 2 隻、6 オール式手こぎポート 2 隻、港内ランチ 1 隻および曳航ランチ 1 隻を備えている。救命艇およびカッターポートの揚げ降ろしはローリング型のダビットを用いて行なう。

この砕氷船の動力機関は次の方々で運転される。まず原子炉内で発生した熱が蒸気発生器において過熱蒸気の発生に用いられる。この蒸気は主ターボ発電機に供給され、そこで発生した電気エネルギーが電動推進機に供給される。電動推進機の電機子は推進軸と接続されている。蒸気発生器は並列運転される給水ポンプから給水され、そのうち 1 台のポンプが故障停止した場合に残りの 1 台が自動的に給水量を所要レベルまで増大できるようになっている。動力装置全体に対する制御は単一の制御室から行なわれる。

原子力プラントの遮蔽は乗組員を放射線の作用から保護する保証を与えるものである。放射能の監視は特殊な放射線量計を用いて行なわれる。このシステムの制御盤は放射線監視室に設置されている。

主ターボ発電機は船首部と船尾部の 2 区域に配置されている。各機関室には出力各 11,000 HP の衝動-反動型タービン 2 基が設置されている。各タービンは減速装置を介して定格電圧 600 V、持続出力 11,500 HP の 2 電機子型直流発電機 2 基と結合されている。このターボ発電機ユニットは 3 台の 2 電機子型直流推進電動機（1 台は中央の電動機、2 台は両舷の電動機）に給電する。その場合、ターボ発電機の発生電力の 50% を中央の電動機に与え、また 25% ずつを両舷の電動機に与える。中央の電動機の出力は 19,600 HP、両舷の電動機の出力はそれぞれ 9,800 HP である。

推進軸は合金鋼製であり、中央の推進軸は直径 740 mm、長さ 9.2 m、重量 26.8 t であり、両舷の推進軸はそれぞれ直径 712 mm、長さ 18.4 m、重量 45 t である。

スクリューは 4 板羽根型であり、羽根は取外し可能である。中央のスクリューの重量は 27.8 t、両舷のスクリューの重量は 22.5 t である。

この砕氷船には船首部と船尾部に船用発電設備を備えている。前者にはターボ発電機 3 基、後者にはターボ発電機 2 基と予備ディーゼル発電機 1 基が設置され、各出力は 1,000 kW である。各ターボ発電機は衝動型復水タービンと交流発電機より構成される。更に、非常用ディーゼル発電機 2 基が配備されている。

北極海域における 1960 年以降のこの砕氷船 **Lenin** 号の運航実績から、この船は厳しい北極の流氷条件のもとで高い氷中航行性能を發揮し、良好な操縦性能と海洋耐航性を示し、また諸システムは充分な信頼度をもって作動することが明らかとなった。

砕氷船 **Lenin** 号の成功裡の運航経験は原子力機関を砕氷船に採用することに、明るい展望を与えている。

### 第3節 ソ連以外の国の砕氷船

現代のソ連を除く諸外国の砕氷船隊は主として、第2次世界大戦後に建造された砕氷船から構成される(第2表)が、現在なおも就航している若干の古い砕氷船も存在する。カナダの保有する海洋砕氷船は12隻で、バルト海沿岸諸国(フィンランド、スエーデン、デンマーク)は20隻保有し、日本、アルゼンチン、西独およびポーランドは各1隻の海洋砕氷船を保有している。

各国の砕氷船建造には、それぞれの自然条件と砕氷船就航の産業上、経済上の任務とによって決まる固有の特徴がある。

カナダにおいては砕氷船隊に課せられる課題は極めて多様性に富んでいる。同国の領域内における氷海航行は殆んど一年中行なわれている。カナダの砕氷船は氷海内における輸送船の誘導のほかに、河川の起伏氷の排除、補給物および旅客の輸送、救難活動、医療援助活動、学術上の観測活動・等々を行なう。同国の最新型砕氷船にはD'Iberville号、

Labrador号、J.A. Mac Donald号およびLouis S. St. Laurent号が含まれる。

砕氷船 D'Iberville号(第10図)は平甲板船で、閉鎖型貫流式の蒸気動力機関を備えている。これは遠隔制御方式で運転され、定格負荷の40%までの長時間連続過負荷に耐える能力をもっている。1つの機関室と2つのボイラ室をもって

第2表 現代のソ連を除く諸外国の砕氷船の基本要目(その1)

	砕氷船名	船籍	造船所・建造者、建造場所	建造年	計画吃水線排水量(t)
1	D'Iberville	カナダ	Davie Shipbuilding, Lauzon	1953	9,000
2	Labrador	"	Marine Industries, Sorel	1954	5,400
3	J. A. Mac Donald	"	Davie Shipbuilding, Lauzon	1960	9,700
4	Louis S. St. Laurent	"	Canadian Vickers, Montreal	1969	13,000
5	Montcalm, Wolf	"	Davie Shipbuilding, Lauzon Canadian Vickers, Montreal	1957～ 1959	3,000
6	Sir Humphrey Gilbert, Camsell}	"	Davie Shipbuilding, Lauzon	1959 1959	3,020
7	Wind	米国	Western Pipe & Steel, San Pedro	1943～ 1946	5,390
8	Mackinaw	"	Toledo	1945	5,210
9	Glacier	"	Ingalls, Pascagoula	1955	8,760
10	Voima	フィンランド	Wärtsilä concern, Sampo	1953	4,415
11	Karhu, Murtaja, Sampo	"	"	1958-1960	3,200
12	Oden	スエーデン	"	1957	5,000
13	Thule	"	Karlekruna Varvet	1953	1,970
14	Tarmo, Varma, Tor, Njord	フィンランド スエーデン	Wärtsilä concern, Helsinki	1961～ 1969	5,230
15	Eibjorn	デンマーク	Frederick Hans Verfog, Tordok	1954	1,400
16	Danbjorn, Isbjorn	"	Odense Stolskibsverft	1965	3,500
17	ふじ	日本	日本鋼管K.K.	1965	7,760
18	General San Martin	アルゼンチン	Weser, Seebeck Shipyard	1954	4,300
19	Hanse	西独	Wärtsilä concern, Helsinki	1966	3,700
20	Perkun	ポーランド	Sea Work	1962	1,760

第2表 現代のソ連を除く諸外国の砕氷船の基本要目(その2)

	砕氷船名	主機型式	軸出力 (HP)	スクリュー数		設計喫水 線長(m)	設計喫水 線幅(m)	設計水線 喫水(m)	深 (m)
				船尾	船首				
1	D'Iberville	蒸気機関	10,800	2	-	9.4.5	19.7	8.4	12.2
2	Labrador	ディーゼル 電動機関	10,000	2	-	7.6.2	18.9	7.8	11.5
3	J. A. Mac Donald	"	15,000	3	-	8.8.4	21.0	8.4	12.3
4	Louis S. St. Laurent	タービン電 動機関	24,000	3	-	101.9	24.4	9.0	13.1
5	Montcalm, Wolf	蒸気機関	4,000	2	-	6.4.0	14.6	4.9	6.4
6	Sir Humphrey Gilbert, Camsell	ディーゼル 電動機関	4,250	2	-	6.5.0	14.6	4.9	6.4
7	Wind	"	10,000	2	1	7.6.2	18.9	7.8.5	11.5
8	Mackinaw	"	10,000	2	1	8.5.4	21.3	5.8	8.6
9	Glacier	"	21,000	2	-	9.4.5	22.0	8.5	11.6
10	Voima	"	10,000	2	2	7.7.5	18.7	6.2	9.5
11	Karhu, Murtaja, Sampe	"	7,500	2	2	6.8.3	16.7	5.8	8.8
12	Oden	"	10,500	2	2	7.9.7	19.0	6.7	9.5
13	Thule	"	4,500	2	1	5.7.0	15.2	4.9	8.3
14	Tarmo, Varma, Tor, Njord	"	12,000	2	2	7.7.6	20.0	6.5	9.5
15	Elbjorn	"	3,000	1	1	4.8.0	12.0	4.9	-
16	Danbjorn, Isbjorn	"	10,800	2	2	6.8.0	17.0	6.0	9.0
17	ふじ	"	12,000	2	-	10.0	22.0	8.1	11.8
18	General San Martin	"	6,500	2	-	7.4.0	18.6	6.5	9.8
19	Hanse	"	7,500	2	-	6.8.0	17.0	6.5	8.8
20	Perkun	"	3,000	2	-	5.2.7	13.0	5.0	7.3

第2表 現代のソ連を除く諸外国の砕氷船の基本要目(その3)

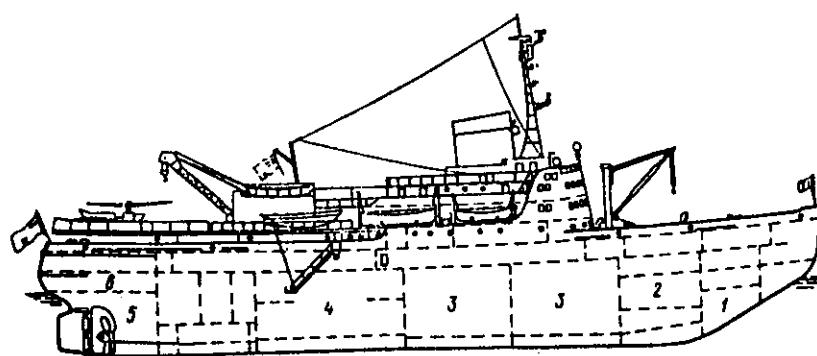
	砕氷船名	方形係数	水平線に対する船首材の傾斜角度	設計喫水線での船首の水切角(度)	航続距離 (mile)	乗組員数 (人)	開水面での速度 (kt)
1	D'Iberville	0.580	30	30	12,000	75	15.0
2	Labrador	0.470	30	30	25,000	173	16.0
3	J. A. Mac Donald	0.550	30	30	20,000	77	15.5
4	Louis S. St. Laurent	0.590	30	-	16,000	122	17.8
5	Montcalm, Wolf	0.650	26	32	6,000	44	13.0
6	Sir Humphrey Gilbert, Camsell	0.650	26	32	8,000	40	13.5
7	Wind	0.470	30	30	18,000	182	16.0
8	Mackinaw	0.497	30	30	18,000	132	16.0
9	Glacier	0.510	30	26	12,000	360	18.0
10	Voima	0.485	25	23	-	73	16.0

	碎氷船名	方形係数	水平線に対する船首材の傾斜角度	設計喫水線での船舶の水切角(度)	航続距離(mile)	乗組員数(人)	開水面での速度(kt)
11	Karhu, Murtaja, Sampo	0.489	25	23	-	58	16.0
12	Oden	0.483	25	23	11,500	73	16.0
13	Thude	0.460	26	23	-	58	15.0
14	Tarmo, Varma, Tor, Njord	0.500	25	25	11,500	82	16.5
15	Elbjorn	0.500	-	-	-	36	-
16	Danbjorm, Isbjorn	0.500	30	30	-	34	17.0
17	ふじ	0.535	30	30	15,000	180	15.0
18	General San Martin	0.465	-	-	-	170	16.0
19	Hanse	0.490	25	-	-	-	16.0
20	Perkun	0.429	33	23	4,000	33	14.0

いる。上部構造物は船首寄りに設置されている。ヘリコプタ用の格納庫と発着甲板が設けられている。この碎氷船の輸送能力は乗客70人と貨物1,500m<sup>3</sup>である。船尾の曳航用切欠きおよび舵板保護装置は設けられていない。

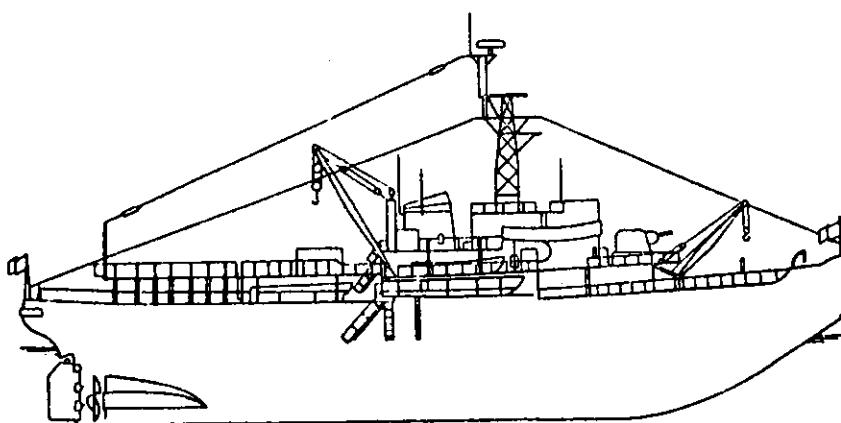
碎氷船 *Labrador* 号（第11図）は米国の *Wind* 型碎氷船をモデルにして建造されたものであるが、船首スクリューを持っていない。これは普通の碎氷船活動のほかに、パトロール船の機能も果す。この船は平甲板船に甲板室が付いた形をしている。ディーゼル電気推進機関は3つのディーゼル発電機室に分かれて配置されている。またヒーリング・システム、

第10図 碎氷船 *D'Iberville* 号の側面図



1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - ポイラ室, 4 - 蒸気機関室, 5 - 船尾倉, 6 - 舵取機室

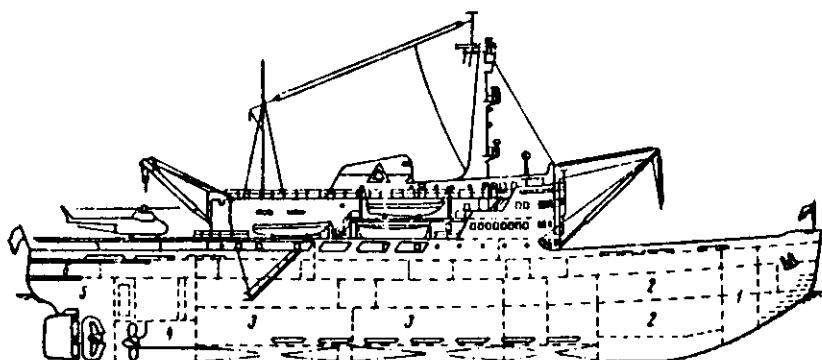
第11図 碎氷船 *Labrador* 号の側面図



トリミング・システム、Denny Brown型減揺(ローリング緩和)装置を備えている。

碎氷船 J. A. Mac Donald号(第12図)は北極海域用に設計されたものである。カナダで初めてこの船に3基のスクリュー(推進軸への出力配分は1:1:1の割合)が設置された。

この碎氷船は平甲板船で、2つの主ディーゼル発電機室をもっている。容積1,820 m<sup>3</sup>の貨物倉と強力な荷役設備を備え、2機の貨物輸送ヘリコプタのための格納庫と発着甲板を備えている。なお、二重船殻構造は採られていない。中央部のスクリューは一体鋳造製である。また船尾の曳航用切欠きおよびヒーリング・システムは備えていない。



第12図 碎氷船 J. A. Mac Donald号の側面図

1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - 主機, 4 - 電動推進機, 5 - 船尾倉, 6 - 舵取機室

カナダ最大の碎氷船 Louis S. St. Laurent号(第13図)はターボ電気推進機関を備え、3基の船尾スクリューに均等に出力を分配する方式を探っている。この碎氷船は850 t用の貨物倉および強力な荷役設備を備え、また多数の科学者、医者および旅客のための船室を備えている。燃料貯蔵量は2,700 tである。“Flume”型の減揺(ローリング防止)装置、船首部操舵システム、および自動移送方式によって作動するヒーリング・システムを備えている。船尾の曳航用切欠きは設けていないが、曳航用ワインチは備えている。この碎氷船は1機の大型または2機の小型ヘリコプタのための発着甲板と格納庫を備えている。

航行条件下で荷役作業をするための排水量36 tの発動機付はしけ2隻およびはしけを舷側に引揚げるためのデリックが甲板に配備されている。

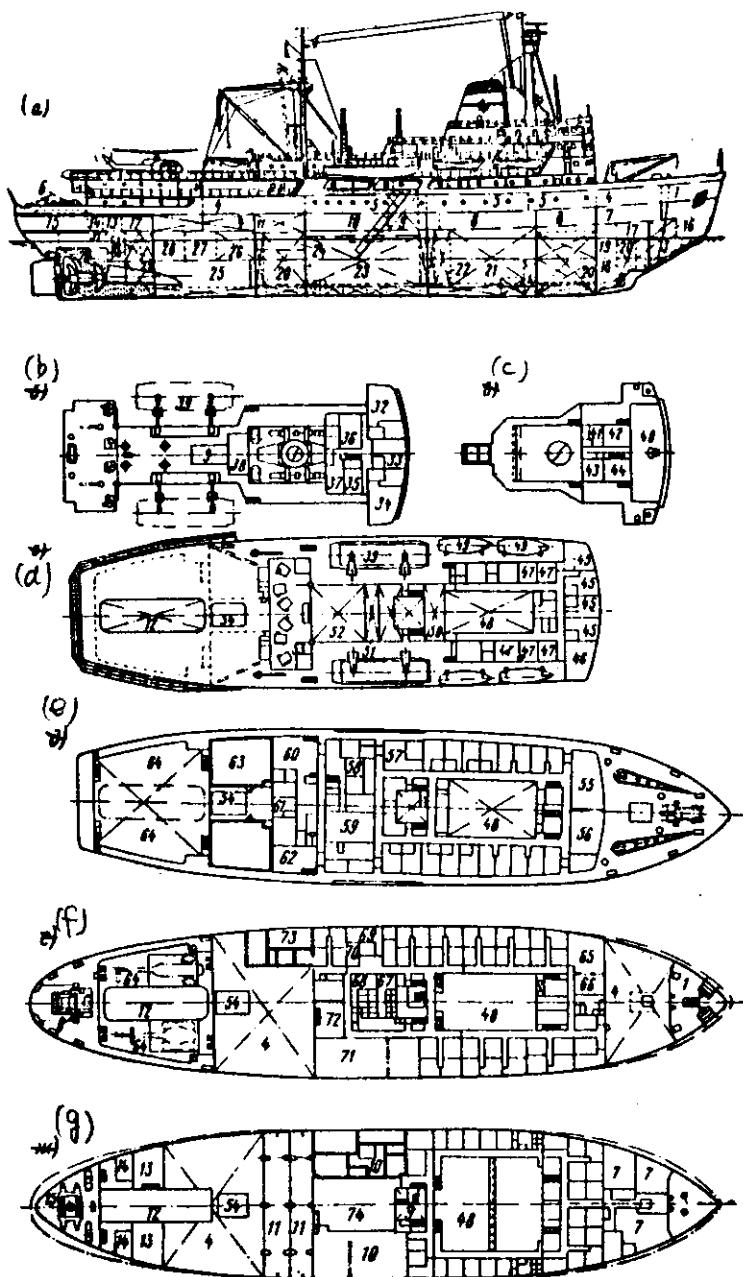
上記の諸大型碎氷船のほかにカナダは若干の小型碎氷船、例えばMontalm号(第14図)、Wolfe号、Sir Humphrey Gilbert号、Camsell号等を保有している。これらの船の機能には、沿岸水域および河口における碎氷作業に加えて、貨物輸送、作業使役、航海信号サービス、救難活動などが含まれる。

カナダの碎氷船隊には現在まで若干の古い蒸気機関式碎氷船 N. V. Mac Lean号、Ernest Lapointe号、その他が就航している。

カナダの碎氷型フェリーも特殊な碎氷船である。そのうちの最大級の船はAbegweit号(1947年建造、排水量7,500 t、船長108 m、船幅18.3 m、奥水5.3 m、軸総出力約15,000 HP)とWilliam Carson号(1955年建造、排水量6,900 t、船長99 m、船幅20.7 m、奥水5.9 m、軸総出力約10,000 HP)である。これらの碎氷船フェリーはディーゼル電気推進機関を備え、船首にスクリューを付けている。これらを苛酷な氷況のもとで使用する試みがなされたが不満足な結果に終ったので、この種の船は比較的容易な氷况のもとで定期航路に就航している。

カナダは世界最大の碎氷型ケーブル敷設船 John Cabot号(1965年建造、船長95.5 m、船幅18.2 m、奥水6.7 m、排水量5,000 t)を保有している。これは2軸型のディーゼル電気推進機関(軸出力9,000 HP)を備えている。乗組員数は約100人で、航続距離は10,000 mileである。3つのケーブル保管船倉およびケーブルの敷設、修理、保守のための特殊機器類を備えている。この船の活動区域は大西洋のカナダ海域、セント・ローレンス湾および東部北極海域となっている。この船はヒーリング・システムと噴流式船首スラスターを備えている。船尾にはヘリコプタ発着甲板と格納庫が設けられている(第15図)。

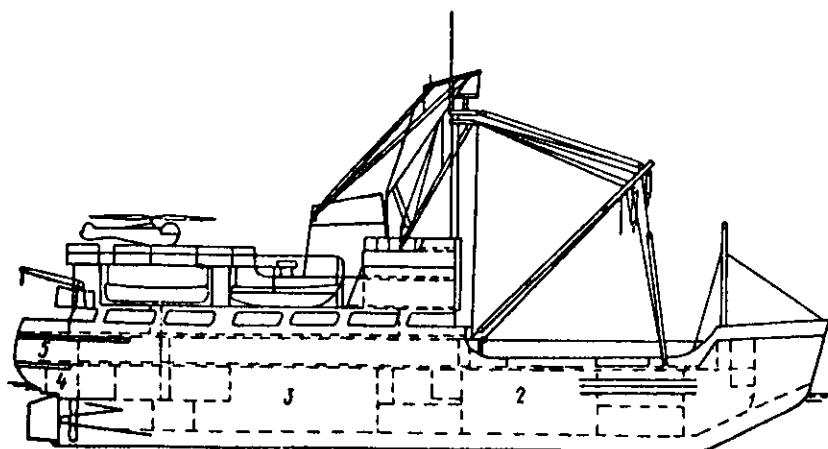
第13図 破氷船 Louis S. St.  
Laurent号の一般配置図



- (a) 側面図
- (b) 操舵室第3甲板平面図
- (c) 航海船橋平面図
- (d) ボートデッキ平面図
- (e) 船首樓甲板平面図
- (f) 上甲板平面図
- (g) 下甲板平面図

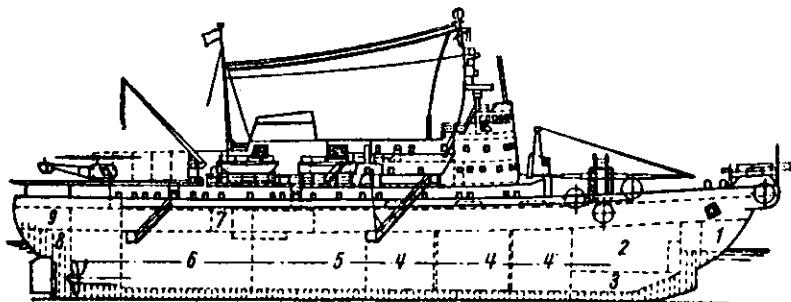
1 - 甲板長倉庫および木工材料倉庫,  
2 - 電動ウインドラス操作室, 3 - 船首倉,  
4 - 貨物倉, 5 - 居住区域, 6 - 支航用ウインチ, 7 - 倉庫, クリーニング  
室, 8 - 一般船員船室, 9 - 機関室ケー  
シング, 10 - 冷凍貯蔵室, 一般船員およ  
び乗客食堂, 11 - 減搖タンク, 12 - ヘリ  
コプタ昇降機, 13 - ヘリコプタ部品庫,  
14 - ランプ室およびベンキ室, 15 - 舶取  
機室, 16 - 鎮鎖庫, 17 - 予備品倉庫,  
18 - トリミング・タンク, 19 - 船首操舵  
機室, 20 - 燃料タンク, 21 - ポイラ室,  
22 - 給水タンク, 23 - 機関室, 24 - 中央  
制御室(TsPy), 25 - 推進電動機室,  
26 - 真水タンク, 27 - 機械倉庫, 28 - 電  
気機器倉庫, 29 - 燃料およびタービンオ  
イル貯蔵タンク, 30 - 航空燃料タンク,  
31 - 発電機予備部品貯蔵室, 32 - 機関長  
船室, 33 - 上級航海士船室, 34 - 船長室,  
35 - 三等航海士船室, 36 - 一等航海士船  
室, 37 - 二等航海士船室, 38 - 換気装置  
室, 39 - ランチ, 40 - 操舵室, 41 - 倉庫  
および電子機器修理室, 42 - 無線室,  
43 - 水文学実験室, 44 - 海図室, 45 - 管  
理者船室, 46 - 海洋学実験室, 47 - 通信  
士船室, 48 - ポイラ室開口部, 49 - 救命  
艇, 50 - 換気装置室, 51 - 機関室換気開口部, 52 - 助力ターボ発電機室, 53 - 荷役ウインチ室, 54 - 貨物倉, 55 - 乗客サロ  
ン, 56 - 乗客船室, 57 - 上級機関士船室, 58 - 歯科室, 59 - 手術室, 60 - 病室, 61 - 船医室, 62 - 船医室接室, 63 - 冷凍機  
付貨物室, 64 - ヘリコプタ格納庫, 65 - 船員休養室, 66 - 乗客休養室, 67 - 男性用浴室, 68 - 女性用浴室, 69 - 手荷物保管  
室, 70 - 写真室, 71 - 乗客および管理者用食堂, 72 - ブュッフェ, 73 - 冷凍機付倉庫, 74 - 調理室

第14図 砕氷船 Montcalm号  
の側面図



1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - 主機, 4 - 船尾倉, 5 - 舵取機室

第15図 ケーブル敷設砕氷船  
John Cabot号の側面図

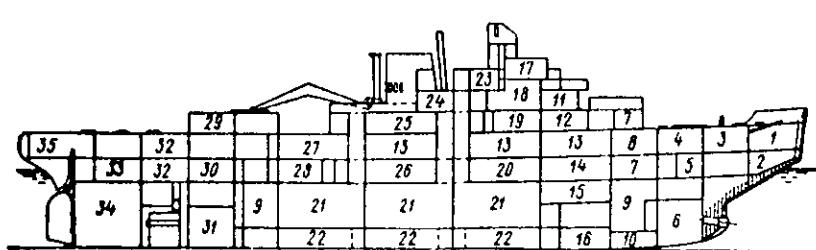


1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - 操舵機, 4 - ケーブル倉庫, 5 - 原動機, 6 - 推進電動機, 7 - 住居区, 8 - 船尾倉, 9 - 舵取機室

カナダの砕氷船隊の特徴は、その型式が極めて多種多様であり、同一型式の砕氷船が含まれていない点にある。カナダの砕氷船の特徴点としては船体の方形係数が大きい( $\delta = 0.56 \sim 0.65$ )こと、船首端部の線図が凸面状を成し、船首材の傾斜角はほぼ $30^\circ$ であること、船体中央部における舷側の傾斜が小さい(垂線に対し $5^\circ \sim 10^\circ$ )こと、および船尾が比較的鋭角の形状をなしていることが挙げられる。カナダの砕氷船建造者達は自動曳航ウインチ、船尾の曳航用切欠き、またヒーリング・システムを砕氷船に採用することは適当でないと見做している。

米国の砕氷船隊の大部分は Wind型 砕氷船のシリーズ(7隻)である。これらは北極および南極のさまざまな海域で活動している(これらと船体主要寸法が若干相違する砕氷船 Mackinaw号 は五大湖で活動するために設計されたものである)。スエーデンの砕氷船 Ymer号 を原型船として建造された Wind型 砕氷船シリーズは当初は船首部にスクリューを備えたものであったが、これは北極海域での活動に不適当なため、後程、撤去された。

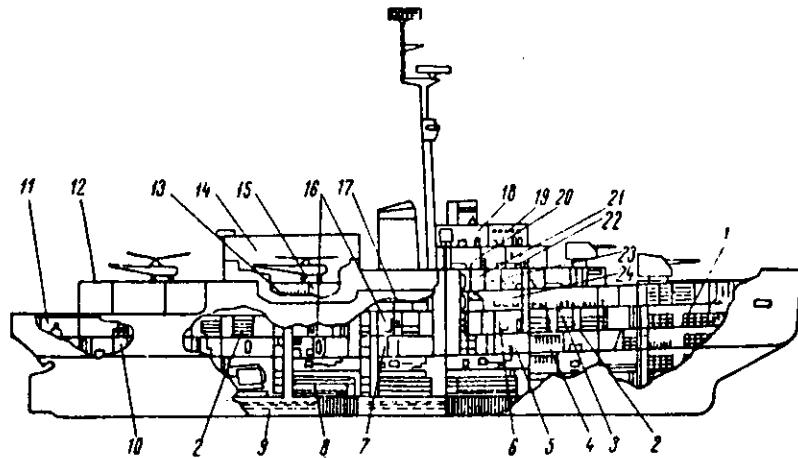
第16図 Wind型砕氷船の諸区画の配  
置図



1 - 甲板長倉庫, 2 - 船首倉, 3 - アンカー・ワインチ, 4 - 補給室, 5 - 火薬庫, 6 - 軸路, 7 - 倉庫, 8 - トイレおよびシャワー, 9 - 推進電動機室, 10 - 空区画, 11 - 船長室, 12 - 病室, 13 - 食堂甲板, 14 - 冷凍機室, 15 - 食糧倉庫, 16 - 真水タンク, 17 - 操舵室, 18 - サロン, 19 - 回廊, 20 - 営倉, 21 - ディーゼル発電機室, 22 - 燃料タンク, 23 - 海図室, 24 - 無線室, 25 - ボイラ室, 26 - クリーニング室, 27 - 士官船室, 28 - 機械工作室, 29 - 曳航用ワインチ, 30 - 火薬庫, 31 - 真水タンク, 32 - 貨物倉, 33 - ワイヤ收容室, 34 - 船尾倉, 35 - 操舵機室

23 - 海図室, 24 - 無線室, 25 - ボイラ室, 26 - クリーニング室, 27 - 士官船室, 28 - 機械工作室, 29 - 曳航用ワインチ, 30 - 火薬庫, 31 - 真水タンク, 32 - 貨物倉, 33 - ワイヤ收容室, 34 - 船尾倉, 35 - 操舵機室

**Wind** 型砕氷船(第 16 図)は 3 つの連続甲板を備えた平甲板船である。船体は 8 つの水密横隔壁と船側縦隔壁によって仕切られている。主ディーゼル発電機は 3 区画に配備されている。ヒーリング・システムとトリミング・システム、受動型減搖装置、曳航用船尾切欠き、および自動曳航ワインチを備えている。この型の砕氷船は米国沿岸警備隊のパトロール船と同様に大砲を備えている。**Wind** 型砕氷船は既に 20 年以上に亘って使用されている。これらの船には一連の革新的技術が初めて採用され、成功を収めている。即ちそれは全面溶接の高抗張力鋼製の船体構造、ヘリコプタ発着甲板、改良型スクリュー電動方式、ヒーリング・バラスト自動移送方式である。この型の砕氷船は高い航続性能と作業信頼性を有する。短所としては波浪時の耐航性が劣り、居住性が不満足であること、また、苛酷な海水条件のもとでは**Wind** 型砕氷船はしばしば膠着状態に陥ることが挙げられる。



第 17 図 砕氷船 **Glacier** 号の側面図

1 - 貨物倉, 2 - 食堂甲板, 3 - 乗員食堂および休養室, 4 - 冷凍機室, 5 - ジャイロコンパス室, 6 - 病室, 7 - クリーニング室, 8 - 主ディーゼル発電機室, 9 - ヒーリング・タンク, 10 - ボンブ室, 11 - チラー室, 12 - ヘリコプタ発着甲板, 13 - ヘリウムボンベ貯蔵庫, 14 - ヘリコプタ格納庫, 15 - 海洋学実験室, 16 - 士官船室, 17 - 補助ボイラ室, 18 - 軍事情報室, 19 - 操舵室, 20 - 無線室, 21 - X 線室, 22 - 船長室, 23 - 歯科室, 24 - 調理室

船, 17 - 補助ボイラ室, 18 - 軍事情報室, 19 - 操舵室, 20 - 無線室, 21 - X 線室, 22 - 船長室, 23 - 歯科室, 24 - 調理室

米国最大の砕氷船は **Glacier** 号(第 17 図)である。その船体形状は **Wind** 型と大差ない。**Glacier** 号は 3 甲板船で、長船首樓、短い中央部上部構造物および大きな甲板室を有する。船体は 8 つ主水密横隔壁および縦隔壁(これは第 2 舷側を形成する)によって各区画に仕切られている。500 t の積載能力をもつ貨物倉を備えている。主機は 3 つの主ディーゼル発電機室と 1 つの推進電動機室に分かれて配置されている。この砕氷船にはヒーリング・システム、トリミング・システム、曳航用船尾切欠き、および曳航用ワインチが装備されている。ヘリコプタ格納庫と発着甲板、また海洋学実験室も備えている。推進電動機および舵の制御システムは改良型のものであり、中空マストのプラットホームに補助制御室が設けられている。この砕氷船も大砲を備えている。**Glacier** 号の短所は行動半径が比較的短いことと氷によるスクリュー破損に対する防護が弱いことである。

砕氷船型の若干のフェリー船(例えば **Vacation Land** 号)が米国内の海峡や五大湖に就航している。これらの船はカナダの砕氷型フェリーと同様に、船首スクリューを備え、大きな(同一出力の砕氷船と較べて)船体寸法と特別な船体線図形状をもっている。

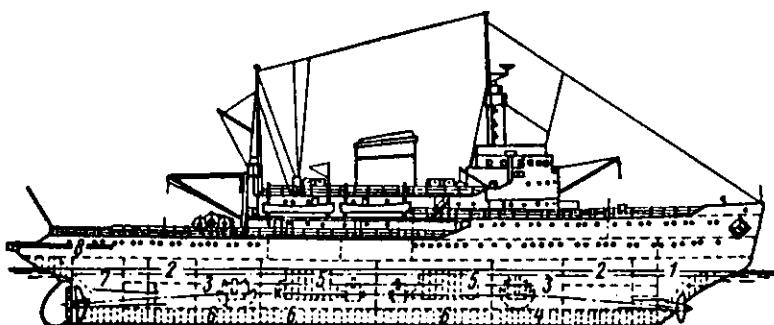
米国の砕氷船隊は沿岸警備隊の管轄に属する。これによる砕氷船の主な任務は、商船の航行にかかる砕氷活動であるが、また部分的には軍事目的および学術研究にも使用される。このことは米国における砕氷船の発達の性質に影響を及ぼしている。即ち、米国の砕氷船は軍艦に典型的な建造様式、兵装、居住性、一般配備を採用したものであるが、それは他方では、船舶誘導活動を実施するための技術的装備と能力は極めて高度なものを有している。米国における砕氷船建造はかなり遅く開始されたため、ヨーロッパにおける建造経験の影響を著しく受けている(カナダの場合との相違点)。特に、米国の砕氷船の船体線図の形状はカナダ船のそれとヨーロッパ船のそれとを折衷したものである。

フィンランドの砕氷船隊は 1969 年現在で、8 隻の砕氷船を保有し、そのうち 6 隻が最新型の砕氷船である。即ち、**Voima**, **Karhu**, **Murtaja**, **Sampo**, **Tarmo**, **Varma** の各砕氷船である。他のバルト海沿岸国スエーデン、デン

マークの砕氷船と同様にフィンランドの砕氷船は冬期にバルト海の沿岸諸港に対する航海を維持するために砕氷活動を行なっている。フィンランドの砕氷船によって実施される砕氷活動量は極めて龐大なもので、1966～1967年の冬期において氷海航行距離は120,000 mileを記録し、比較的複雑な状況のもとで700隻の船舶を誘導し、またフィンランドの港内で4,400隻の船舶に援助を与えた<sup>42)</sup>。

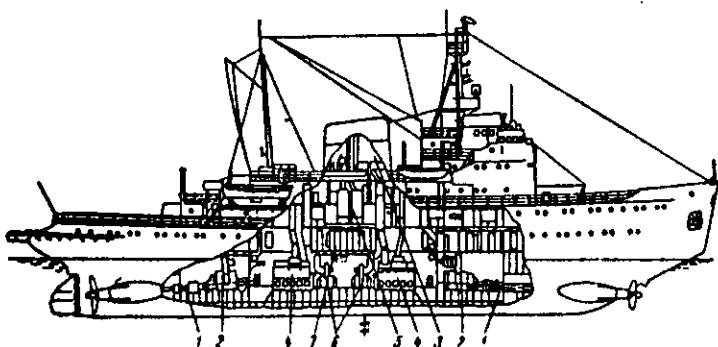
1953年、“Wärtsilä concern”造船所において船首スクリュー2基を備えた最初の砕氷船 Voima号が完成した。この船はその後のバルト海沿岸諸国の砕氷船の大部分にとって原型船の役割を果すものであった。Voima号はその船体構造と装備の点でKapitan Velousov号と少し相違しているにすぎない(第18図)。Voima号の船体線図の特徴は方形係数が比較的小さい点にある。船首は鋭角形状をなし、船首材は23°～25°の傾斜をもっている。船体中央断面係数は平均的な値であり、船体中央部の舷側の外曲りは大きい。このような船殻形状はしばしばフィンランド型と呼ばれる。

第18図 砕氷船 Voima号の側面図



1 - 船首倉, 2 - 船倉, 3 - 推進電動機室, 4 - バラストタンク, 5 - 機関室, 6 - 燃料タンク, 7 - 船尾倉, 8 - 舵取機室

第19図 砕氷船 Karhu号の側面図

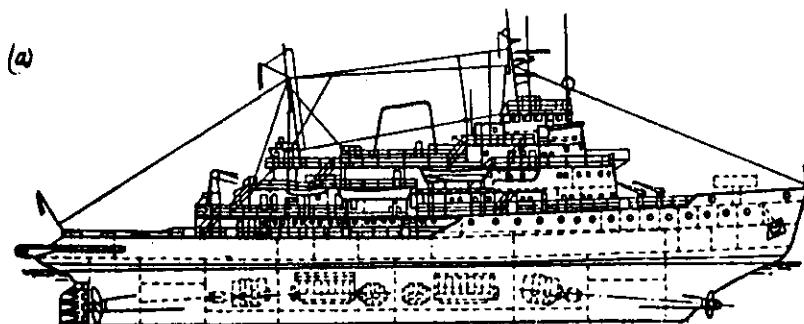


1 - スクリュー軸とスラスト軸受, 2 - 推進電動機, 3 - 廃熱ボイラ, 4 - 主機, 5 - 補助ボイラ, 6 - 主発電機, 7 - 主配電盤

1958年、フィンランドの砕氷船 Karhu号(第19図)が就航し、その後これと同型の砕氷船としてMurtaja号とSampo号が建造された。これらの船はVoima号と同様に4基のスクリュー(船首と船尾に2基ずつ)を備えているが、主機の出力が小さいことと船体全体の寸法が小さいことがVoima号との相違点である。4基の主ディーゼル発電機は共通の機関室に配置されている。このシリーズの砕氷船は2つの連続甲板と1つの長船首樓をもっている。正規の燃料貯蔵量での航続日数は約4週間である。この砕氷船にはヒーリング・システム、トリミング・システム、けん引力30tの自動曳航ウインチおよび曳航用船尾切欠きが設けられている。

最近のTarmo型砕氷船(第20図)は砕氷船 Voima号に比べてその船体の寸法と主機の出力が大きい。Tarmo号においては全ての乗組員居住区は最上甲板上の主船体の外に配置されている。この船には氷海内を1カ月間連続運航するのに見合った燃料が貯蔵されている。操舵室は改良型構造のもので、360°の視野が確保される。ヒーリング・バластの移送時間は90秒である。

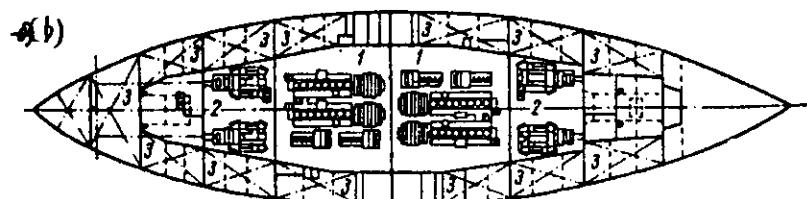
スエーデンの砕氷船隊に含まれるものはOden号、Thule号およびTarmo型2隻(Tor号とNjord号)である。そのうちOden、Tor、Njordの各船は船首と船尾に各2基ずつスクリューを備えている。スエーデン海軍の砕氷船、Oden号(第21図)はVoima号に比べて主機出力が若干大きいこと、また一連の執務区および居住区の配置、ヒーリ



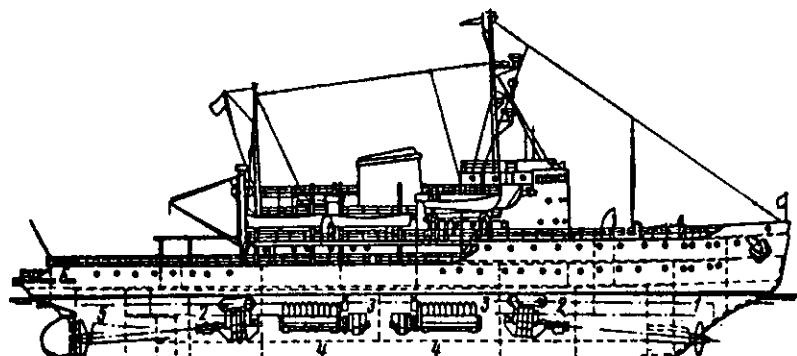
第 20 図 Tarmo 型砕氷船の一般配置図

(a) 側面図

(b) 平面図



1 - 機関室区域, 2 - 推進電動機  
室区画, 3 - 燃料およびバラスト  
タンク



第 21 図 砕氷船 Oden の側面図

1 - 船首倉, 2 - 推進電動機,  
3 - 主機, 4 - 燃料, 5 - 船尾倉,  
6 - 操舵機室

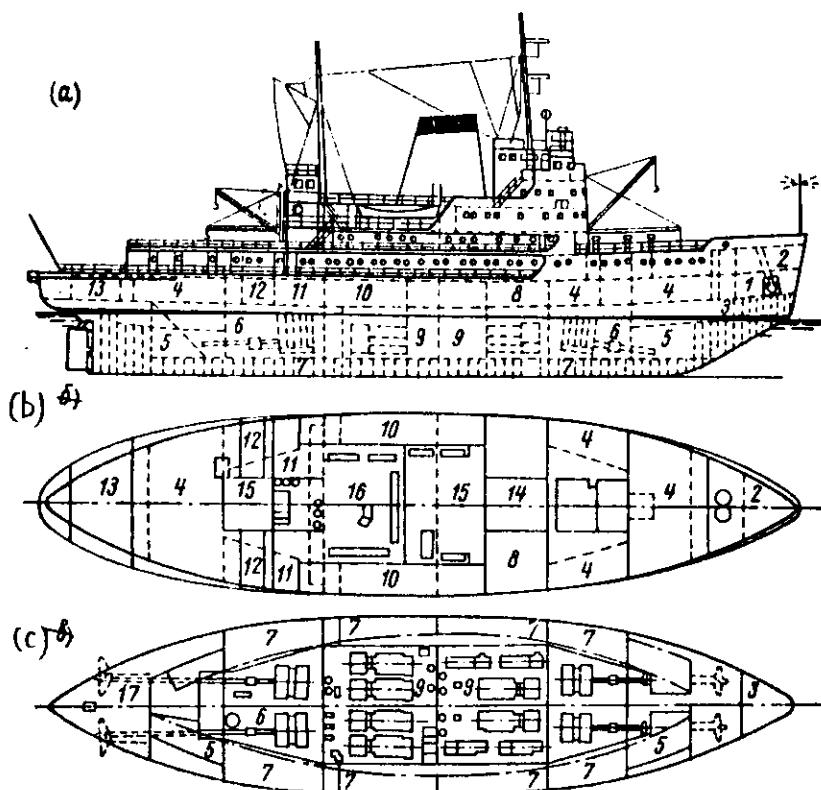
ング・システムの諸元などの面で *Voima* 号と相違している。小型砕氷船 *Thule* 号はボスニア湾内の諸港における航行支援を任務とするもので、ディーゼル電気推進機関を備えている。これは 3 基のディーゼル発電機と各機 1 台ずつの推進電動機で構成される。

デンマークの砕氷船隊には小型の砕氷船 *Elbjorn* 号とそれにより大型の 2 隻の砕氷船 *Danbjorn* 号, *Isbjorn* 号が存在する。*Elbjorn* 号は港内砕氷船であり、主ディーゼル発電機 3 基と推進電動機 2 基(船首 900 HP, 船尾 1,800 HP)がら構成されるディーゼル電気推進機関を備えている。*Danbjorn* 型の砕氷船(第 22 図)は船首スクリュー 2 基と船尾スクリュー 2 基を備えているが、その主要寸法はこれに近い出力をもつ砕氷船 *Tor* 号および *Oden* 号に比べると小さい。これらの砕氷船の特徴点としては機関区が著しく長く伸びている(船体の全長の約 57 % を占める)こと、3 つの貨物用中甲板が存在すること、海図室と操舵室が一緒になっていること、トリミングタンクの容積が大きいこと、また上甲板および船首樓甲板上の甲板室が著しく発達していることが挙げられる。乗組員の船室は全て個室である。任意の 1 区画が浸水しても沈没しないようになっている。

日本の砕氷船 *ふじ* の基本任務は探検および学術調査活動の遂行にある。*ふじ*(第 23 図)は、長船首樓をもつ 3 甲板船であり、3 階式の甲板室をもち、そこに船尾寄りにヘリコプタ用の大型格納庫が接している。この砕氷船には減搖装置、大容積の貨物倉庫、船首部と船尾部に貨物用クレーン、合計 24 人乗りの 3 機のヘリコプタが装備されている。船尾に曳航用の切欠きは設けられていない。

アルゼンチンの砕氷船 *General San Martin* 号(第 24 図)は海洋調査船として建造された。この船は 2 つの甲板と 1 つの台甲板、長船首樓をもち、あまり大きくないヘリコプタ発着台を備えている。ヘリコプタ 1 機と水上飛行機 1 機を備えている。海洋学上の調査活動を実施するための特殊な設備を装備している。また 40 t の自動曳航ウインチを備えている。

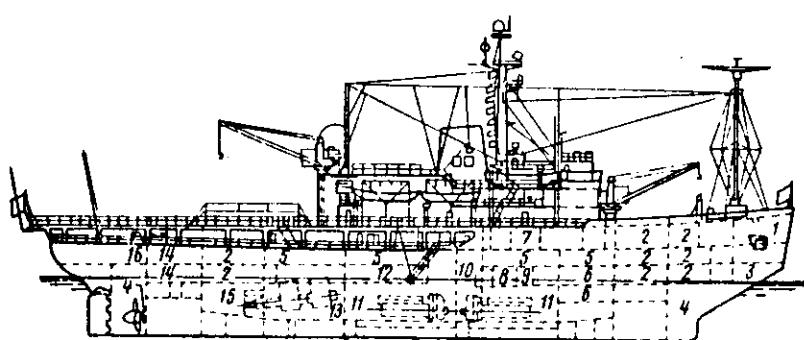
第22図 砕氷船 Danbjörn 号の一般配置図



- (a) 側面図
- (b) 主甲板平面図
- (c) 船倉平面図

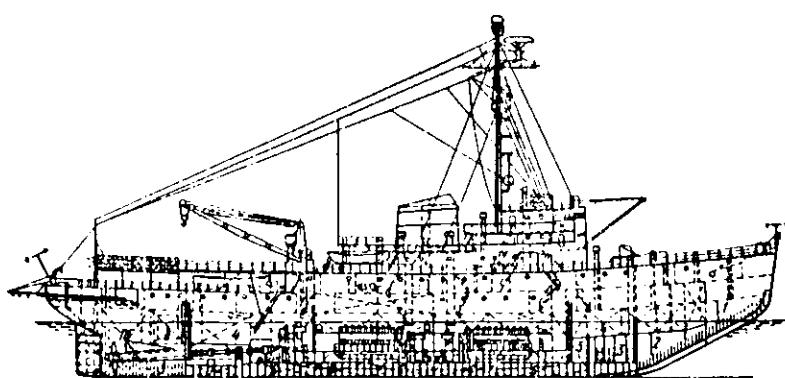
1 - 錨鎖庫, 2 - 倉庫, 3 - 船首倉, 4 - 貨物倉, 5 - トリミング・タンク, 6 - 推進電動機室, 7 - 燃料タンク, 8 - 機械類倉庫, 9 - 機関室, 10 - ヒーリング・タンク, 11 - セットリングタンク, 12 - 真水タンク, 13 - 舵取機室, 14 - 工作室, 15 - 機関室ケーシング, 16 - 中央制御室, 17 - 船尾倉

第23図 砕氷船ふじの側面図



1 - 倉庫, 2 - 貨物倉, 3 - 船首倉, 4 - トリミング兼燃料タンク, 5 - 居住区, 6 - 冷凍倉庫, 7 - 士官居住区, 8 - 倉庫, 9 - 減搖(ローリング)系タンク, 10 - ヒーリング・タンク, 11 - 機関室, 12 - 中央制御室, 13 - 推進用電動機室, 14 - 食糧倉庫, 15 - ポンプ室, 16 - 舵取機室

第24図 砕氷船 General San-Martin 号の側面図



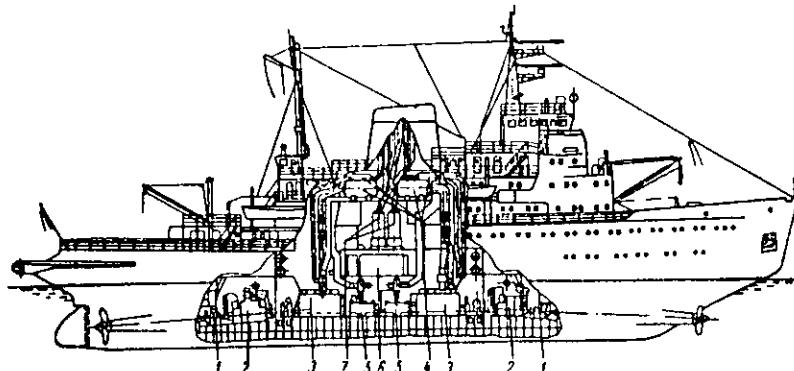
1 - トリミング・タンク, 2 - 飲料水タンク, 3 - 火薬庫, 4 - 貨物倉, 5 - 音響測深機室, 6 - ディーゼル燃料油タンク, 7 - 真水タンク, 8 - 航空機用ガソリンタンク, 9 - コッファーダム, 10 - 船尾倉

るが、船尾の曳航用切欠きは設けられていない。ヒーリング・システムおよびトリミング・システムを備えている。この砕氷船の乗組員の定員数は大きく、その居住条件は軍艦に採用されている基準に応じて採られている。

西独の砕氷船 **Hanse** (第25図) はバルト海の西独海域において活動する任務をもち、その船体寸法、線図形状、主機

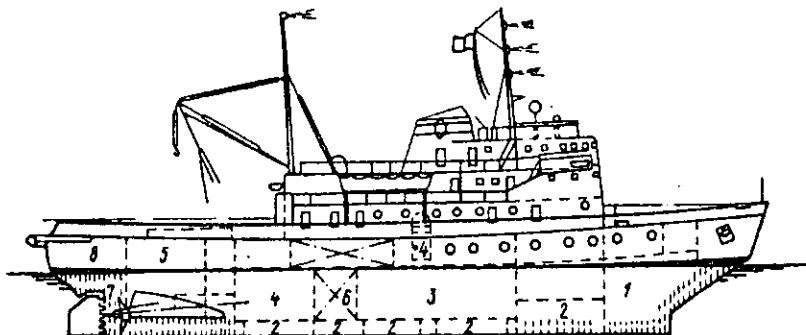
出力、主機構造の面でフィンランドの Karhu 型砕氷船に類似している。

ボーランド人民共和国の砕氷船 Perkun 号(第 26 図)はシチエチン湾およびグダニスク湾における海氷域での船舶誘導に用いられる。バルト海沿岸諸国の他の諸砕氷船と異なり、この Perkun 号は船首樓と船首スクリューを装備していない。主機としてディーゼル電気推進機関を備えている。これは主ディーゼル発電機 4 基と補助ディーゼル発電機 2 基より構成され、共通の機関室に配置されている。



第 25 図 砕氷船 Hanse 号の側面図

1 - 軸管とスラスト軸受, 2 - 推進電動機, 3 - 主ディーゼル発電機, 4 - 補助ボイラ, 5 - 主発電機, 6 - 主配電盤, 7 - 消音器



第 26 図 砕氷船 Perkun 号の側面図

1 - 船首倉, 2 - 燃料, 3 - 主ディーゼル発電機, 4 - 推進電動機, 5 - 船倉, 6 - バラスト・タンク, 7 - 船尾倉, 8 - 舵取機室

#### 第 4 節 氷海の航行条件

大西洋と太平洋とを結ぶ北洋航路はソ連の重要な海上輸送幹線である。これはスエズ運河やパナマ運河経由の南廻り航路の半分の長さである。北洋航路は西洋から東洋へ、またその逆方向への直送運輸にとってもまたソ連諸地域への貨物搬入および、そこからの搬出にとっても大きな意義をもっている。

ムルマンスクからブロビデニア港までの北洋航路の総延長は 4000 mile である。このルートはソ連側北氷洋の 5 つの海、即ちバレンツ海、カラ海、ラブテフ海、東シベリヤ海およびチュコート海を通過する。最近の 30 ~ 40 回に亘る北極航海シーズンの間で、通常或る程度恵まれている氷海航行条件の海域を通る諸ルートが開拓されている。これらの航路は北洋航路の伝統的ルートと呼ばれるもので、北極に面した上記諸海域の主として沿岸領域を通るものである。

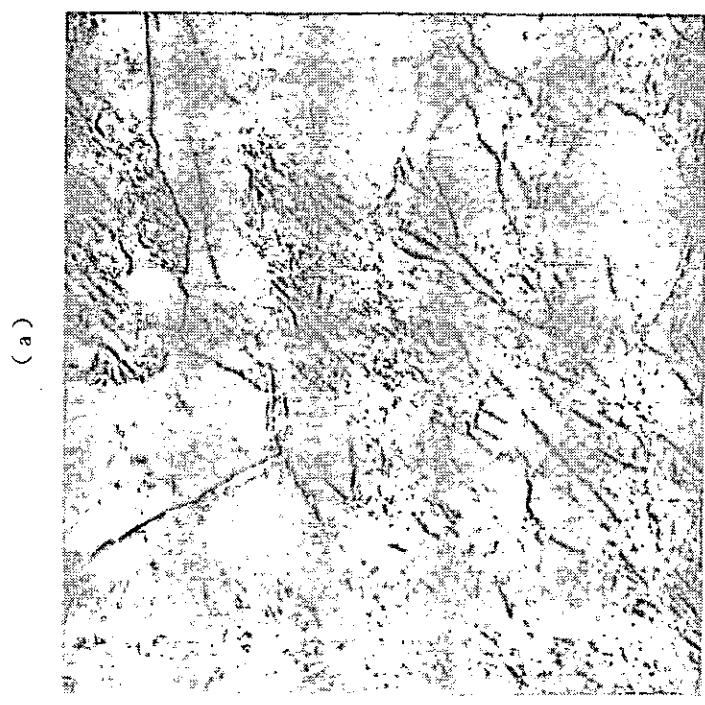
北氷洋海域の中央部分は厚い多年氷に一年中覆われている。沿岸航路に比べ短距離な高緯度ルートでは輸送船を誘導することは実際上不可能である。

氷結海域の海水状況の特徴は氷の形状が極めて多様であること、その属性や特質が一様でないことにみられる。それは氷の発達過程多くの自然因子(風、ドリフト、海流、温度分布など)の作用を受けるためである。

氷にはその年令、移動性、表面構造、融解段階などの面でさまざまな種類のものが存在する。

氷令(発達段階)の面から海水は次の種類に分けられる。

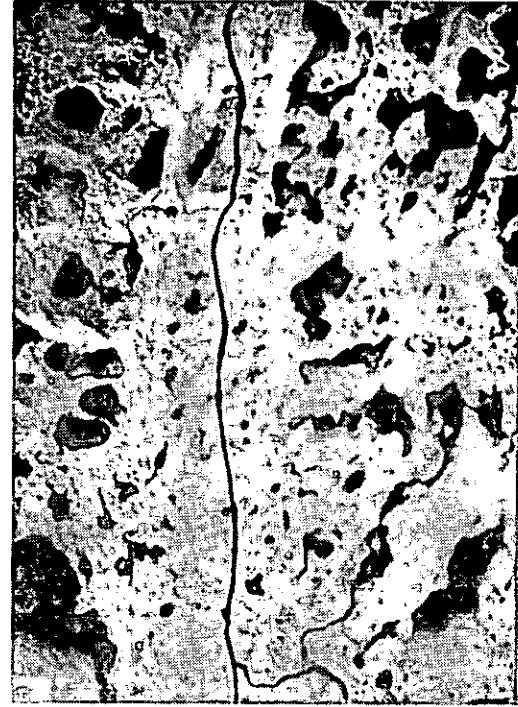
(1) 欲水 - これはニラス(厚さ 10 cm まで), 灰色氷(厚さ 10 ~ 30 cm), 白氷(厚さ 30 ~ 70 cm)に分けられる。



( a )



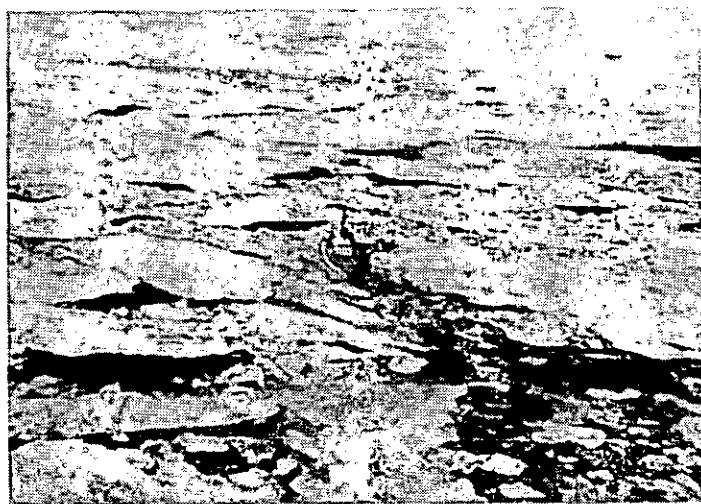
( b )



( c )

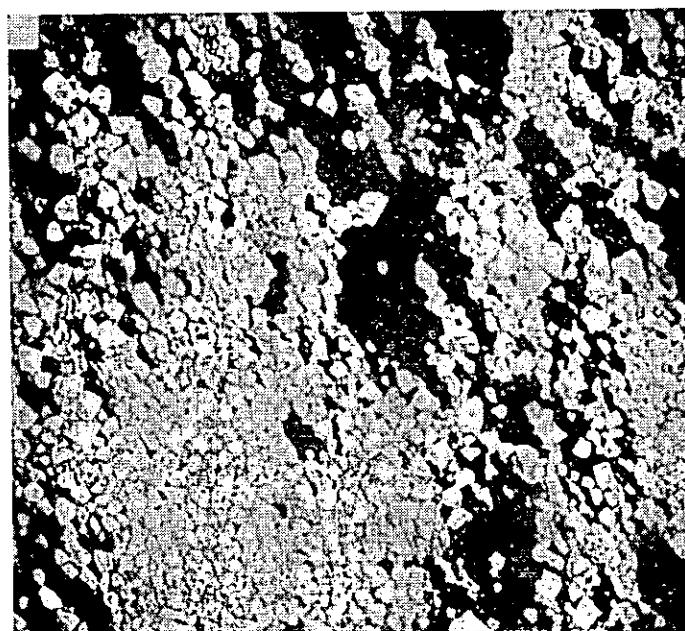
第 27 図 密接水域( 航空写真 )

- (a) 氷丘のある 1 年氷
- (b) 冬期の多年氷
- (c) 春・夏期の多年氷



第28図 中氷盤，大氷板，小氷板（航空写真）

( a )

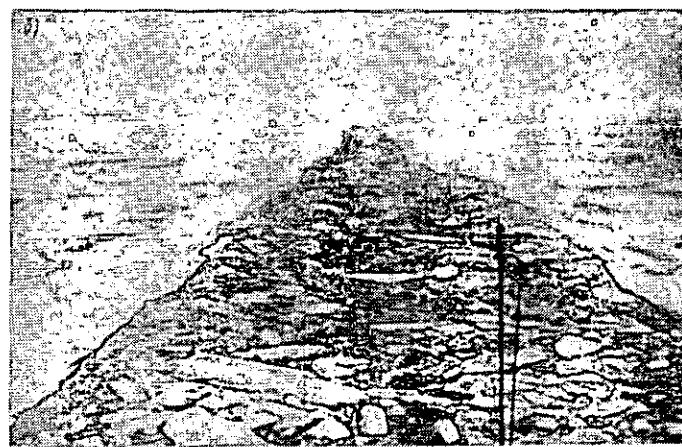


第29図 碎冰（航空写真）

(a) 天然碎冰

(b) 碎冰船通過跡に残された  
碎冰

( b )



- (2) 1年氷 - これは冬期の成長サイクルを経て、次の秋の新氷生成開始まで保存されるものである（第27図a）。
- (3) 2年氷 - 第2年次の成長サイクルにあるものである。
- (4) 多年氷 - (厚さ2.5m以上)（第27図、b、c参照）。

夏期に触けきらず秋の新氷生成開始期まで保存される氷は残留氷と呼ばれる。

移動性に関しては海水は固定氷と流動氷に大別される。前者の基本的形態は定着氷であり、これは岸辺と結合した全密接氷域である。後者は風と水流の影響を受けて移動する状態にある流氷である。

氷盤（流水を形成する面積で最も大きい氷塊）はその規模に応じて巨大氷盤（長さ10km以上）、巨氷盤（2～10km）、大氷盤（0.5～2km）、中氷盤（100～500mの氷塊）に分類される。これらより更に小規模な氷塊よりなる氷板には大氷板（直径20～100m：小氷盤に相当）と小氷板（2～20m）がある（第28図参照）。同じ小氷板でも、大きな形の氷塊の自然破壊によって生じたもの（これを天然碎氷と呼ぶ）と碎氷船の通過跡にできる碎氷とでは異なる（第29図参照）。

流氷の特徴は密接度と圧縮度にある。観察される海域における氷の密接度は氷塊の面積と当該海域の面積の比で決められ、10の階級で評価される。密接度7級とそれ以上の流氷は密接氷（全密接氷域、凍結密氷域、密氷域）と呼ばれ、密接度が7級未満の氷は疎氷（疎氷域）と呼ばれる。後者は船舶の航行に重大な支障をもたらすものではない。氷の圧縮は3階級に分けて評価され、1級は弱圧縮、3級は強圧縮に当る。

前述の諸特性のほかにも海水を判別する特徴点として起伏度（5階級評価）、積雪度（3階級評価）、融解度（氷の融解状態を反映する外見的徵候により5階級に分けられる）が挙げられる。

北洋航路海域における全般的な氷況と氷の分布状態は年によって著しく変わっている。また年間を通して氷の状況は変化する。即ち冬期には大規模な定着氷が圧倒的に多いが、夏期にはそれよりもっと小規模な流氷（大氷盤、大氷板、小氷板）が多く見られる。また航路に沿っても氷の状態は極めて不均質である。夏期可航期間ではルートは全長に亘り氷に閉されているわけではなく、即ち無氷の開水域があるし、また大量の氷塊群が舌状に張り出て航路を阻む場合も見られる。氷塊群の移動は絶えずみられることだが、氷塊群間の境界は年に依り、また航海時期に依り著しく変わっている。若干の氷塊は夏期には殆んど、まことに完全に融解するが、夏期においても北極海の航路部分を完全に覆っている氷もある。東部および西部海域（バレンツ海、カラ海、チュコート海）は自然条件の影響を受けて春の早い時期に氷が無くなり、船舶の航行が可能となる。中央海域（ラブテフ海、東シベリヤ海）では夏期の融氷は著しく遅くなる。そのため東部海域と西部海域では中央海域よりも早期に航海を始め、より遅い時期に終えることができる。しかしそこでは航路上にある船舶はしばしば苛酷な気象条件、即ち霧、風、寒気、潮流、水流、更には浅瀬に悩まされる。

Lenin号やMoskva号型の如き強力な碎氷船の就航によって北極海域における航海期間は約30%延長できた<sup>1)</sup>。現在、北洋航路の航行シーズン全期間は3～4ヶ月になっている。北極船隊の増強とその技術的進歩・改善により恐らく近い将来には少なくとも更に1～1.5ヶ月の期間延長が可能になるものと思われる。

春期の可航期間延長の課題は既に事実上解決されている<sup>26)</sup>。現在、航海開始時期は、氷の厚さが最大値に達する春の融氷開始時と一致している。現在のところ最も可能性のある航海期間延长期は秋期であり、原則としてこの時期には軟氷が圧倒的に多く、最新型の碎氷船と船舶にとって、それは航行上の著しい障害にはならない。しかし、この期間は軟氷の急速な凍結、残留氷を含むモザイク氷の形成、昼間期間の短かさなどによって航海は厄介なものとなる。バルト海はフィンランド湾では100～140日間、リガ湾では30～40日間それぞれ氷に覆われている。バルト海では船舶が氷海航行を余儀なくされる航路の総延長は200～300 mileに達している。カスピ海の北部海域も100～120昼夜に亘って凍結する。黒海ではオデッサ港周辺の海域およびドニエプルー・ブーク河口域周辺の海域は80～100昼夜、またアゾフ海では60～100昼夜に亘ってそれぞれ氷が張る。オホーツク海は12月から翌年5月にかけてほとんど完全に氷に覆われ、ナガエボ港に至るアイス・ルートの長さは450 mileに達する<sup>24)</sup>。アムール湾は90～95昼夜に亘って凍結する。冬期にはタル海峡に流氷が出現し、それがサハリン島の北部周辺をとり囲む。

北極以外の凍結海域における氷海航行条件は概して北洋航路のルートに比べて著しく容易である。これは前者では氷の

厚さが小さく、起伏度、積雪度もそれほど低く、強度の圧縮が無いことなどに依る。非北極海域において最も厄介な氷況を呈するのは一般にオホーツク海であり、年によってはバルト海、また白海がある。しかし既に現在では最新型の砕氷船によってソ連の北極を除く凍結海域の全ての港に通年航行が保証されるにいたっている。例えが、1960年から1962年にかけてレニングラード港、ナガエボ港、ワニノ港における通年航行が可能であった。またアルハンゲリスク港、アゾフ海および日本海の沿岸諸港は実際上通年開港している。

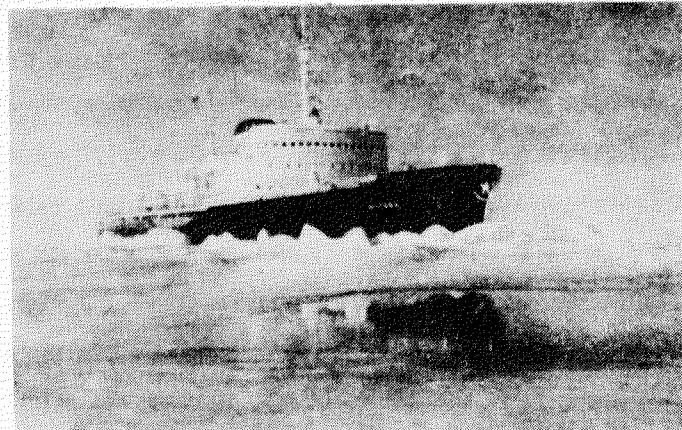
## 第5節 砕氷船の作業体制

北洋航路および非北極凍結海域における船舶の氷海航行は、最近は、計画的・組織的な性格を帯びてきている。複雑な氷海条件下における航行を保証する諸措置には砕氷船による誘導と水路学上および学術上・運航上の諸サービスとが含まれる。学術上・運航上のサービスの課題には気象および氷況の総合的観測の実施、これら観測データの処理、運航海域における天候と海水状態の予測、航路に対する勧告の作成などがある。

氷海運航の指導は前記諸部局の援助を受けて北極海上運航部が行なう。貨物輸送計画ならびに航海直前の局部的な航空偵察データに基づいて船団が編成され、概略的な運航路が決められ、更にそれが精確化される。船団誘導の過程で定期的に航空機または砕氷船搭載ヘリコプタを使用して氷況偵察を実施する。これに参加する水理学者と船団を統轄する主任船長は砕氷船が最も合理的な運航進路を探れるよう指導する。

氷海内の航行には単独航行（単隻）の場合と船団航行（グループ）の場合がある。独航は原則として砕氷船が行なうが、海水条件が軽微な場合には氷海可航型の貨物船も独航を行なう。北極では航行シーズンの初期に強力な砕氷船が氷況偵察（いわゆる“船体による偵察”）を実施し、厚い氷のある海域では後続船舶の通過のために水路を開設する（第30図参照）。形成直後で、あまり破碎されていない氷（密接氷域、氷盤、大氷板）の存在が、その特色となっている厄介な海水状況のもとでは前述のような航行方法が実施される。

砕氷船の航行性能を最も制約する厄介な氷は沿岸浅水域の密接氷であり、その厚さと強度は淡水氷のそれにみられる程の最大値に達している。このような氷域内に水路を開設するには、砕氷船の動力機関に対し長時間のフル出力が要求される。砕氷船の稼動時間の大部分はチャージングに向けられる。特に、重い氷がある海域における水路貫通を促進するためには2隻の強力型砕氷船が並行運航する場合（第31図参照）



第30図 重い密接氷域で水路開設作業中の大型砕氷船

もあり、或いは“タンデム”方式をとる場合もある。前者の場合、砕氷船は氷海内を連続航行またはチャージング運航し、150～300mの距離を置いて並行水路を開通する。その結果、いわゆる“二重”水路が開かれる。その中間帶は氷片で充満する。或る場合には、この“二重”水路の貫通作業を1隻の砕氷船で実施することがある。“タンデム”方式で共同作業する場合には、1隻が他の1隻の船尾リセスに連結される。この場合の水路は普通の形状のものであり、“单一”水路と呼ばれる。流氷内における大出力砕氷船の独航時に最も重大な障害となるものは特に氷の圧縮と残留氷の存在を伴う大規模な密接氷丘である。

北極以外の凍結海域における航行は大出力砕氷船の場合は重大な困難を伴うことなく実施されるが、II級およびIII級の砕氷船にとっては氷況が彼等の耐氷性能の限界に達することが屢々ある。

氷海可航級に属する輸送船にとってその独航は限定された範囲内でのみ可能である。密接流氷域で独航できるのは、ULA級<sup>(4)</sup>の船舶だけである。このクラスの輸送船は厚さ0.4～0.5mの密接氷域でなら運航可能である。非北極凍結海

域、例えばバルト海、では軽微なまた中程度の結氷状態の年には、この輸送船の独航は冬期の全航海期間を通じて可能であるが、北洋航路では氷結状態が軽微な時期、つまり夏のみそれ（独航）が可能となる。

船級 U L, L 1, L 2, L 3 の船舶は北極圏内では恵まれた時期には疎流氷域を独航する。また U L 級の船舶は非北極凍結海域において軟氷の厚さが 10 ~ 15 cm を超えない初冬航海期に独航できる。

氷海内における貨物船の基本的な運航形態は船団方式である。氷の状態やその他の一連の要因に依って船団編成はさまざまなものになり、2 隻編成（砕氷船と船舶各 1 隻）から数 10 隻単位の編成まで可能となる（第 32 図参照）。船団編成は貨物の輸送計画に基づいて行なわれる。その際、航路上の海水状態、砕氷船の有無が考慮され、また船舶の対氷等級（アイス・クラス）も考慮される。船団の航行速度向上のためには同じアイス・クラスをもつ船舶同志で船団を構成するのが妥当である。例えば、海水条件が特に厄介である北極圏可航期の初めには大出力砕氷船と U L A 級輸送船のみで船団を構成している。このような条件のもとでは砕氷船 1 隻が担当する船舶は 1 ~ 2 隻を超えることは許されない。II 級および III 級の砕氷船は船団誘導作業に参加しない。即ちこの種の砕氷船の氷海耐航性（特に流氷域における）は U L A 級輸送船のそれを僅かに上回っている程度であるためである。

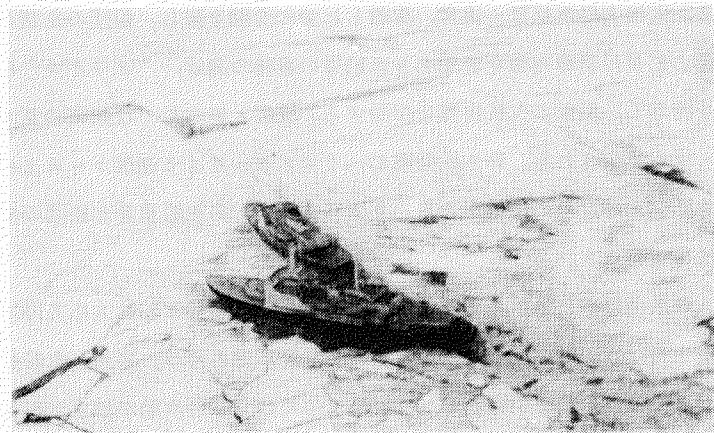
海水状態が軽微なまたは中程度の場合に、船舶を通航させるために編成される船団には 1 ~ 2 隻の大出力砕氷船、数隻の II ~ III 級砕氷船および各種アイス・クラスの貨物船が含まれる。

船団航行時の基本的課題は最大安全速度で船舶を誘導することである。そのため、まず第一に必要なことは、船団内の砕氷船および船舶の位置をそれぞれのアイス・クラスに応じて適切に指定することであり、船舶の誘導時には、彼等は砕氷船から指示された一定間隔を守らなければならない。船間距離が短かければ、それだけ運航上有利であるが、それが必ずしも安全であるとは限らない。

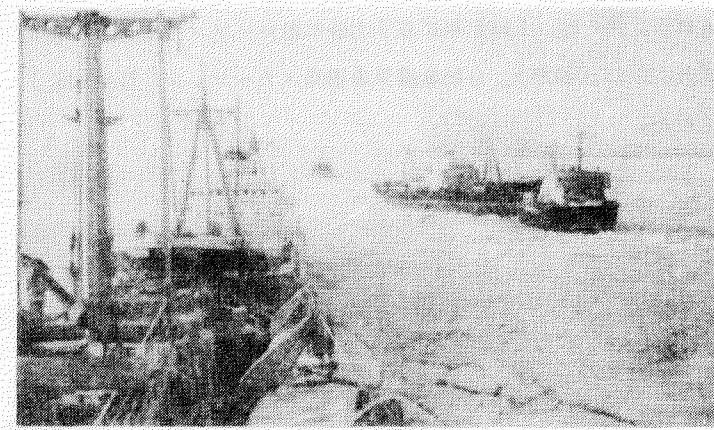
厚さ 1.0 ~ 1.5 m 以上の密接氷域における船舶の誘導は砕氷船がはじめ開設した水路で行なわれる。それ以外の全ての場合には砕氷船に後続自航するか、または曳航される。

以下に述べる如き厄介な場合は普通は曳航に頼ることになる。即ち重い密接氷域に開通した水路を航行中に氷の圧縮がある場合や、張出した氷丘重水中を通過する場合である。軽荷船は載貨船に比し曳航方式で誘導されることが多い。曳航は長さの短いタグボートによって、“密着曳航方式”で行なわれる。その際、被曳航船の船首部は砕氷船の船尾リセスに引き込まれる。

船団誘導時の砕氷船の作業は船団を構成する諸船舶の船級、船団内におけるその任務および氷海航行条件によって決ま



第 31 図 重い氷群内で共同して水路開設作業中の 2 隻の大出力砕氷船



第 32 図 氷海内の船団

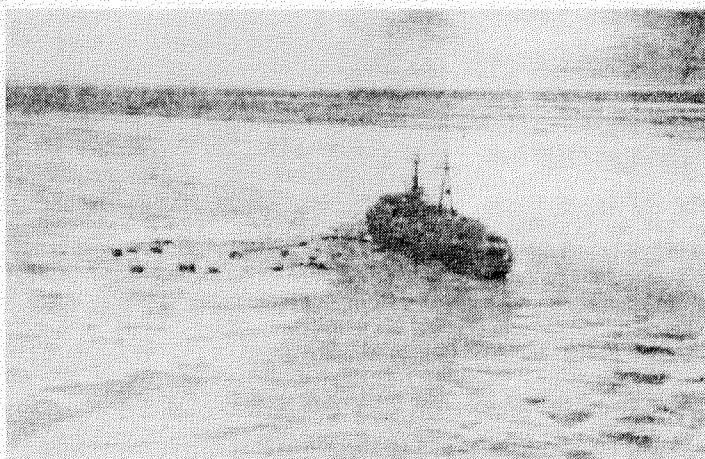
(\*) 一ノ連船舶管理局規則に依れば氷海可航船は 5 等級、即ち U L A, U L, L 1, L 2, L 3 に分類される。

る。大出力砕氷船は、通常、旗艦としての役割を果し、船団の先頭に立って航行して、氷海内に水路を開く。旗艦の砕氷船の船長は誘導指揮を直接とり、船団の進路の選定、“オーダー”（船舶の航行順序）の指示、船間距離および船団速度を指示し、船舶の曳航措置を指図する。旗艦・砕氷船では進路の基本的選定が行なわれ、海水状況や気象状態に関するデータが集中される。砕氷船搭載のヘリコプターにより運航コース上の氷況偵察が行なわれる。特に、複雑な海水条件のとき（例えば、氷の圧縮があるとき）には大出力砕氷船自身が船団の全船舶の周囲の砕氷作業および船団各船の個々の誘導作業を行なう。

海水条件が苛酷な、または中程度な場合、II級砕氷船は大出力砕氷船が開設した水路内で船舶の誘導に関する補助的作業を行なう。即ち、大形氷塊を破碎し、脇に押し分け、膠着した船舶の曳引作業やその周囲の砕氷作業を行なう。非北極海域では氷結度が中程度または軽微な年にはII級砕氷船が独自で船舶の誘導を行なう。

北極海域および非北極凍結海域における船舶誘導時には、II級砕氷船は曳航および船舶周囲の砕氷に関連した補助的作業を行なう。港およびバースで作業するときには独自に船舶の突押しやバース周辺の砕氷などを行なう。

全ての等級の砕氷船は、必要な場合には、救難船および曳船として使用され、また学術上および産業上の調査にも利用される。例えば、1962年に原子力砕氷船レーニン号上から高緯度流水ステーションSP-10のための人員と機材が降ろされ（第33図参照）、自動無線気象観測ステーション（DARMS）が北極の大氷塊上に設置され、無数の海洋調査が実施された。



第33図 流水ステーション付近の砕氷船

## 第2章 対 氷 諸 性 能

### 第6節 氷中航行性能

氷海中を船舶が一定速度で航行できる性能（氷の抵抗を克服する能力）を氷中航行性能と呼ぶ。この場合、一定速度値は所与の特性の氷盤下における船体の寸法、線図形状、推進性能、主機の出力によって条件付けられる。

船舶の氷中航行性能を決定する因子は一方では媒体（水および氷）の抵抗であり、他方では推進器の運転状態である。従って、氷中航行性能を評価するには所定の速度をもった船舶の運動に対する水および氷の抵抗を求めること、ならびに、プロペラスクリューの推力および推進性能（これは速度に依存する）に関するデータを把握することが必要である。

船舶の運動に対する氷の抵抗は設計段階において計算により（解析用の式またはグラフを用いたり、または、氷海再現水槽における模型試験の結果を実物に適用する換算を行なったりして）求めることができる。既に建造されている砕氷船の氷中航行性能は氷海内での実船試験のデータから評価することができる。

既に知られている如く、氷海内の砕氷船の運動は連続航行またはチャージングから成る。スクリューの推力  $T$  が氷の抵抗  $R_i$  に打克つのに充分な値である（即ち、条件  $T \geq R_i$  を満足する）ならば、或る設定速度での砕氷船の連続進行運動が可能となる。

若し、氷の抵抗がスクリューの最大推力を上廻るならば、チャージングに頼ることになる。この場合、砕氷船の平均運動速度は氷中航行性能に依存する（これは氷中の連続航行時にみられる）ばかりでなく、砕氷船の耐氷強度、操縦性能、氷上で楔状膠着を起さない能力または膠着状態から迅速に脱出する能力、また航海スタッフの熟練度によっても左右される。

砕氷船が活動する氷海の条件は多様であるので、連続進行運動の場合についてすら、氷の抵抗を計算するための単一の解析式を確立することが不可能である。従って最も特徴的な海水条件を対象にした部分的な解析方法が開発されている。このような海水条件とは密接水域（第27図参照）、大氷盤および中氷盤（第28図参照）、碎氷（第29図）の場合である。これらのカテゴリーの海水条件を第3表で簡単に説明しておく。

第3表 海水条件の分類

海水条件	海水分類に基づく氷の種類	砕氷船の運動状態	船体と氷との相互作用時に生じる主なプロセス	抵抗に最も大きな影響を与える氷の特性
密接水域	定着氷 氷盤	もっぱら等速	氷の破碎	厚さ、強度、起伏度、融解度、積雪度
小氷盤および中氷盤	中氷盤 小氷盤（大氷盤）	等速でない	氷の破碎と押し分け	長さ、厚さ、強度、密接度、圧縮度、起伏度、融解度
碎氷	碎氷 砕氷船による碎氷	等速	氷塊の押し分け	密接度、厚さ、長さ、圧縮度、開通水路の幅、摩擦係数

密接水域で砕氷船が運動する場合の船体と海水との相互作用の主要な特徴は船首部による氷の破壊である。従って、砕氷船運動時の抵抗分力のうちで基本的な意味をもつものは氷盤の破壊（碎氷）ならびに氷塊の押し分けと押し沈め、押し固め、船体との摩擦などに費やされる力である。砕氷船の全抵抗に等しい氷の抵抗分力の和は V. I. Kashcheyan<sup>(16)</sup> によって導き出された下記の式で表わすことができる。

$$R_i = 0.04 B \sigma_p h \mu_0 + 3.6 \omega_i B h^2 \mu_0 + 0.25 B^{1.65} h V \frac{1}{\eta_2} + R_B, \quad (1)$$

ただし、 $R_i$ —密接水域内の砕氷船の全抵抗（t）；

$R_B$ —砕氷船の運動に対する水の抵抗（t）；

$h$ —氷の厚さ（m）；

$\sigma_p$ —氷の曲げ強さ（ $N/m^2$ ）；

$\omega_1$  — 氷の比重 ( $t/m^3$ ) ;

B — 破氷船の幅 (m) ;

V — 破氷船の運動速度 ( $m/sec$ ) ;

$\mu_0, \eta_2$  — それぞれ破氷船の船首部の形状を表す係数。

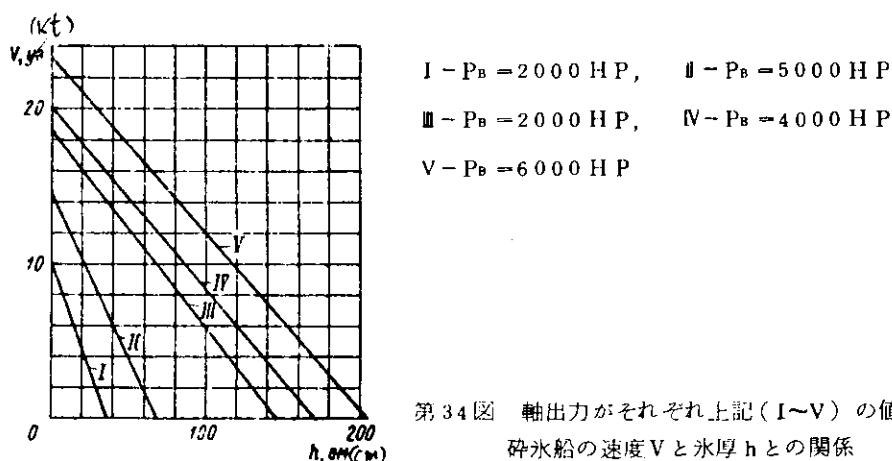
式(1)は所与の連続進行速度 (1 kt 以下ではないが、4~5 kt を超えない値) のもとで、所与の厚さと強度をもつ平坦な全密接氷域を突破するのに必要な破氷船のスクリューの推力の値を求めるのに役立ち、または、所与の推力と連続進行速度のもとで破氷船が突破可能な平坦密接氷盤の厚さを求めるのに役立つ。

上記の速度範囲の下限値 (これを  $V_{min}$  と表わす) — ほぼ 1 kt — は破氷船の連続安定運動の最小速度の平均統計値と理解すべきものであり、これは氷盤が均質でなく、偶然的なものであるとの条件からもたらされる。速度が 4~5 kt を超える場合については式(1)による計算精度が低下する。その原因については文献(16)で詳細な検討がなされている。破氷船の運動に対する水の抵抗  $R_B$  については第11節に述べる計算式を用いて求めることができる。その場合、次の仮定に立脚することになる。則ち、氷海内で破氷船が運動する時の水の抵抗分力  $R_B$  は氷が無く波立たない海面での破氷船の運動に対する抵抗と等しいと看做す。このようなアプローチをとれば、氷中の破氷船の運動速度が比較的大きくないために大きな誤差をもたらすこととはない。それは試験水槽で行なった模型実験から確認されている。海氷の比重  $\omega_1$  の変化範囲は狭い ( $0.84 \sim 0.93 t/m^3$ )。計算値として ( $\omega_1 = 0.9 t/m^3$ ) を採用することができる。氷盤の曲げ強さの平均値としては淡水性の氷に対して  $\sigma_b = 125 t/m^2$ 、海水 (塩分含む) に対して  $\sigma_b = 80 t/m^2$  を採用。また係数  $\mu_0$  および  $\eta_2$  については下記の値がある。

ノ連の破氷船に対する係数  $\mu_0$  および  $\eta_2$  の値

破氷船名	$\mu_0$	$\eta_2$
Il'ya Muromets	1.61	2.38
Krasin	1.84	3.54
Sibiri	1.53	2.94
Vasilii Pronchishchev	1.50	2.48
Kapitan Belousov	1.32	2.46
Moskva	1.34	3.20

所与の厚さの密接氷盤での破氷船の運動速度を近似的に求める必要がある場合には、実地試験データの解析に基づいて下記の方法を用いることができる。即ち、全速度範囲 (開水面での最大速度から限界氷盤内での運動に対応する最小安定速度まで) に亘り動力機関の出力が一定のときの破氷船の連続運動速度と平坦密接氷盤の厚さとの関係は一次関数式で充分に近似表現できる。これについての説明を各種破氷船の動力機関の出力を 100 %としたときの  $V = f(h)$  の関係として第34図に示す。



第34図 軸出力がそれぞれ上記(I~V)の値の場合の  
破氷船の速度  $V$  と氷厚  $h$  との関係

のことから、任意の厚さ  $h \leq h_{pr}$  をもつ密接氷盤中の砕氷船の連続運動の速度は次のように求めることができる。

$$V = V_B - (V_B - V_{min}) \frac{h}{h_{pr}} \quad (2)$$

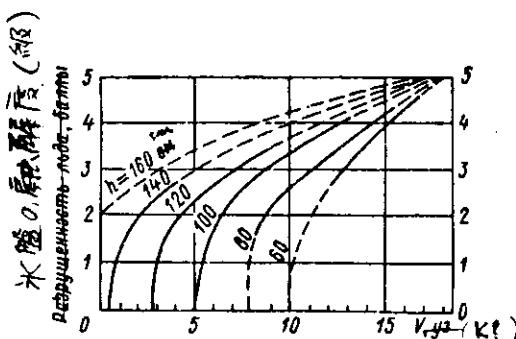
ただし、 $V$ —動力装置の出力が所与の値  $P_B$  のときに厚さ  $h$  の密接氷盤内を砕氷船が連続運動する速度

$V_B$ —出力  $P_B$  のときの砕氷船の開水面での速度

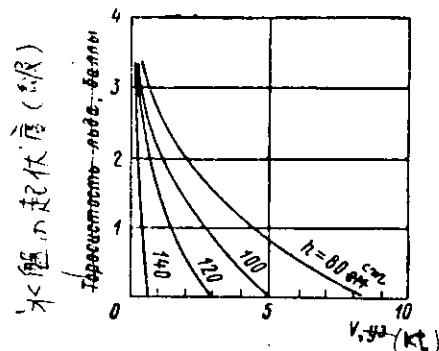
$h_{pr}$ —砕氷船が出力  $P_B$  のとき最小安定速度  $V_{min} \approx 1 \text{ kt}$  で連続進行して突破できる氷盤の限界厚

式(1)は平坦で無載雪の密接氷盤の場合を表わす“標準的”な条件のもとで砕氷船が連続運動するときの氷の抵抗を評価するには適している。換言すれば、密接氷盤の固有の諸特性(第4節参照)のうちでこの式は厚さと曲げ強さのみを考慮したものである。しかし密接氷域は更に融解度、起伏度という特性も持っており、これらは氷中航行性に重大な影響を与えるものである。

氷盤の融解過程に生じる変化については5段階評価法に依る融解度を用いて評価できる。氷の融解度と砕氷船の速度との間には第35図に示すような一定の関係が成り立つ。氷盤の融解度を考慮した各種型式の砕氷船の氷中航行性の近似的評価は次のように行う。即ち、所与の出力  $P_B$  のもとで最小安定速度  $1.0 \text{ kt}$  をもって砕氷船が突破できる氷の限界厚  $h_{pr}$  を式(1)に従って計算する。それから、氷の融解度が  $0 \sim 1$  度のときに上記で得られた  $h_{pr}$  値に対応するダイヤグラムを作成する。このダイヤグラムを用いて所与の任意の値の融解度と厚さに対する氷中航行性を評価する。砕氷船の運動速度とさまざまな厚さの密接氷盤の起伏度との関係は第36図示す通りである。これは大出力砕氷船の実地試験データから作成したものである。これらの曲線は密接氷丘氷内の大出力砕氷船の航行性能を近似的に評価するのに役立つ。

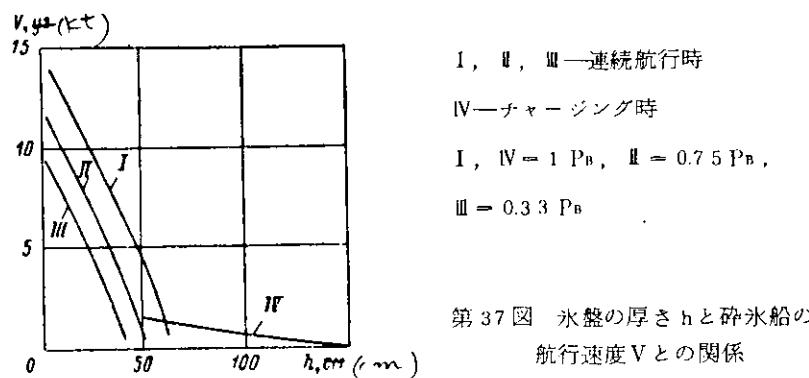


第35図 出力一定時の大出力砕氷船の速度  
Vと氷盤の融解度との関係



第36図 氷盤の起伏度と大出力砕氷船  
の速度 V との関係

密接氷域内で砕氷船がチャージングおよび連続進行するときの平均速度は実地試験データから作図されたダイヤグラムを用いて近似的に表わすことができる。この種のグラフの1つとして *Vasili Pronchishchev* 号型砕氷船について得られたものを第37図に示す。この図から明らかのように曲線I～IIIとIVの特徴はそれぞれ異なっているが、氷盤の限界厚  $h_{pr}$  (約  $60 \text{ cm}$ )に対応する領域では全出力運転に対応する曲線IとIVは交わっている。曲線Iと曲線IVの交叉点より右側の曲線IV区間は、チャージング時の砕氷船の平均速度が同一厚さの氷盤内での安定連続進行速度よりも大きい場合に対応している。しかし第37図ではチャージング時に砕氷船が時として氷盤内に楔状に膠着すること、またその状態からの脱出に要する時間のロスは砕氷船の平均進行速度を引下げるることを考慮していない。



第37図 氷盤の厚さ  $h$  と砕氷船の航行速度  $V$  との関係

砕氷域を砕氷船が航行する場合に船体と海氷との相互作用にみられる最も特徴的なプロセスは船首部による氷塊の押分けである。その際、氷塊の破碎は実際上行なわれない。このような氷海内における運動に対する抵抗は主として氷塊に対し打撃を加えるときに費される運動エネルギーならびに氷塊の押し分けと押し沈め、摩擦力の克服などに費される仕事量によって決まる。砕氷船の抵抗に最も重大な影響を及ぼす因子は氷塊の寸法(長さと厚さ)、密接度、圧縮度、また、砕氷<sup>\*)</sup>水路の幅である。

A. Ya. Ryvlin<sup>(16)</sup> が導き出した砕氷域での抵抗計算式は次の通りである。

$$R_{\text{sh}} = \omega_1 \sqrt{r} h \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left[ \left( \bar{k}_1 + 2 f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right) + \bar{k}_4 f_T \alpha \frac{L}{B} S_{\text{sh}} \right] + \\ + \bar{k}_2 \omega_1 r h B \left( f_T + \alpha_H t_k \alpha'_E \right) F_n + \bar{k}_3 \omega_1 r h l_1 t_k \alpha'_E F_n^2 \quad (3)$$

ただし、 $R_{\text{sh}}$ —砕氷域内の船舶の“純粹”対氷抵抗( $\text{kg}$ ) ( $R_{\text{sh}} = R_{\text{sh}} R_B$ )

$r$ —砕氷の長さ(m);  $h$ —砕氷の厚さ(m);  $S_{\text{sh}}$ —氷塊の圧縮度(度);

$\omega_1$ —氷塊の比重( $\text{kg}/m^3$ );  $f_T$ —氷塊と舷側との摩擦係数;  $L$ —船長(m);

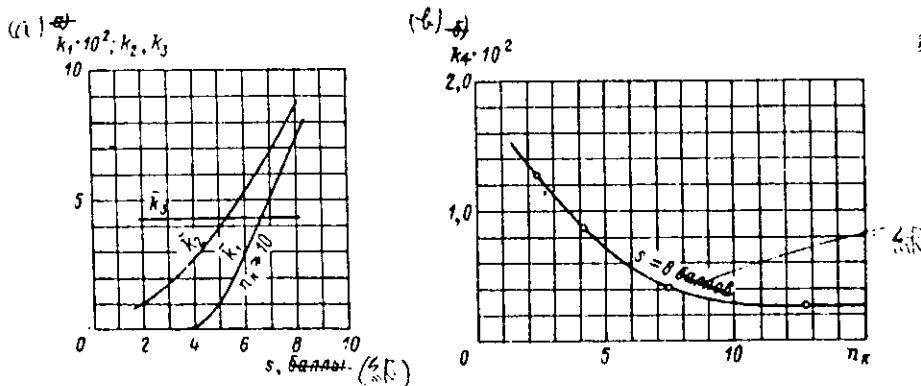
$B$ —船幅(m);  $\alpha$ —型水線の方形係数;  $\alpha_H$ —型水線船首部の方形係数;

$\alpha'_E$ —型水船の水切角(度);  $F_n$ —比速度( $F_n = \sqrt{g L}$ );

$V$ —砕氷船の速度( $m/\text{sec}$ );  $g$ —重力加速度( $m/\text{sec}^2$ )

$\bar{k}_1$ ,  $\bar{k}_2$ ,  $\bar{k}_3$ ,  $\bar{k}_4$ —それぞれ無次元係数(前二者模型実験データから第38図(a)に示す如く求められ、後者  $k_4$  は一定

値  $120 \cdot 10^{-12}$  を有する。)



第38図

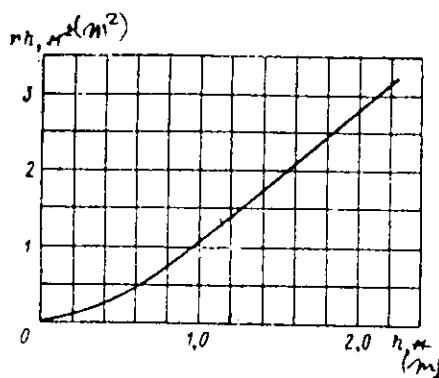
- (a) 係数  $\bar{k}_1$ ,  $\bar{k}_2$ ,  $\bar{k}_3$  と  $S$  との関係  
(b) 係数  $\bar{k}_4$  と  $n_k$  との関係

砕氷域での砕氷船の抵抗を式(3)で求める場合、船舶の諸要素はそれぞれ既知数である。砕氷の特性から既知で且つ所与の値として計算できるものは氷塊の密接度<sup>\*\*</sup>、圧縮度および船体との摩擦係数(この値は実際の計算では一定値 0.1 を採

\*)—既述の如く、砕氷はそれより大形の氷の自然破壊(融解)によって生成される(いわゆる“天然”砕氷)場合もあれば、砕氷船による氷盤の破碎によって生じる(水路内の砕氷)の場合もある。

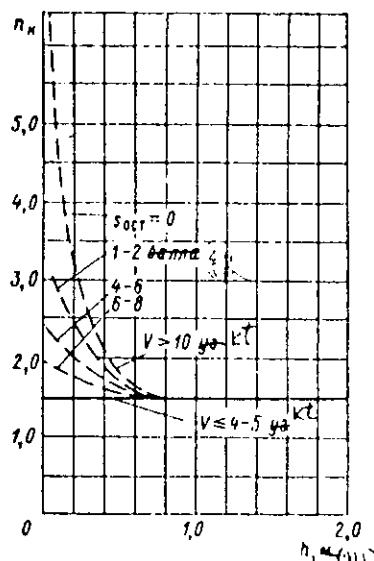
\*\*)—砕氷のある水路内を船舶が運動する場合の密接度の計算値は水路開設作業中の砕氷船が運動している氷盤の密接度よりも 1~2 度小さく採られる。

り得る)のみである。他のパラメーターは未知の値であり、耐氷航行性の評価計算に際しては、厳密に言えば、平均統計値を用いることになる。この種の値は実地試験の結果を処理することによって間接的に得られている。これらは制約条件付きの数値ではあるが、式(3)による計算に採用することができる。“天然”碎氷に対する  $r_h$  の計算値は多少とも一定であり、 $4.0 \text{ m}^2$  である。“天然”碎氷域航行時における水路幅と船幅との比  $n_k = B_k / B$  は原則として、制限されず、計算では 10 以上の値を探ることができる。碎氷船が開通した水路内の碎氷に対する  $r_h$  の計算値は水路開設対象の氷盤の特性に依存する。 $r_h$  の値を求めるのに第 39 図を用いることができる。



第 39 図 パラメーター  $r_h$  と密接氷盤の厚さ  $h$  との関係

これは密接氷盤中に開設された水路を対象に作成したものである。碎氷船によって開設される碎氷水路の相対幅  $n_k$  は氷の厚さと密接度、碎氷船の運動速度、碎氷船と船舶との間隔などに左右される。 $n_k$  の計算値を近似的に求めるには第 40 図を用いればよい。これは船幅  $B = 2.35 \text{ m}$  の大出力碎氷船によって開設された水路の実地観測データに基づいて作図したものである。



第 40 図 密接氷盤の厚さと水路幅との関係

(Scor = 残留氷の密接度)

流氷内の碎氷船の後にできる水路の幅は、流氷内の水路縁面が移動するため、船舶と碎氷船との間隔に依存する。

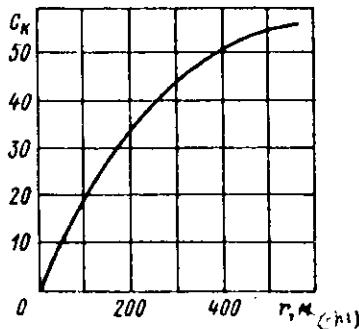
小氷盤および中氷盤域における碎氷船の運動は他のケースとは異なり、最も複雑であり、明らかに非定常な性質を帶びている。現時点ではこのプロセスに対する全般的な理論解析は解決不能な困難に遭遇している。ただし、小氷盤および中氷盤における大出力碎氷船の運動時の抵抗の計算に純粋に経験的な関係式を適用することことはできる。これは大出力碎氷船を用いて行なった実地試験のデータを処理して得られたもので、次式で示される。

$$R_{t \cdot ch} = (C_k + 9 V_{cp}^{1.3}) h^{1.2} \quad (4)$$

ただし、 $R_{t \cdot ch}$  = 純粋な対水抵抗 ( $t$ )、

$V_{cp}$  = 碎氷船の平均運動速度 ( $\text{m/sec}$ )

$C_k$  = 氷盤の長さ  $r$  に依存する経験的な係数 (第 41 図から求められるもの)



第41図 氷盤の長さ  $r$  と  
係数  $C_K$  との関係

式(4)の適用範囲は全般的な密接度 8~10 級および融解度 2~3 級のもとでの氷の厚さ 0.8~2.0 m の範囲ならびに速度 1~12 kt の範囲に限定される。

式(1), (2), (3), (4)による近似計算のほかに、碎氷船の設計抵抗は氷海再現水槽での模型試験によって評価できる。現在実験室規模での密接氷盤および碎氷内の船舶模型による実際的なシミュレーション方法および試験法が開発されている。密接氷盤内での碎氷船模型試験では、フルードの相似条件が成立する。この条件は、選択された線形スケール値  $\lambda$  のもとで、実氷盤と模型氷盤の厚さ  $h$  及び破壊強さ  $\sigma_p$  との間に次の関係が成り立つことを必要とする：

$$\frac{h_H}{h_M} = \frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda^3 \quad (5)$$

この関係が成立するとき実物と模型の“直接”抵抗の相関は次式で与えられる。\*)

$$\frac{(R_{pr})_H}{(R_{pr})_M} = \lambda^3 \quad (6)$$

模型試験結果の実物への換算に式(6)を用いれば、氷海再現水槽での試験条件に対応する“標準的な”実際の氷海条件のもとでの碎氷船の運動に対する抵抗の特性が得られる。これは、原則として融解度、起伏度、積雪度が零の平坦な密接氷盤である。

模型から実物への直接換算法を用いれば、低進行速度 (1~3 kt 以下) で碎氷船が氷海を運動する場合について最も良い結果が得られる。それ以上の運動速度の場合については、抵抗成分は互いに依存し合わないとの仮定に立脚した複合換算法を用いれば良好な結果が得られる。この方法では“直接”抵抗式(6)を用いて換算されるが、全抵抗の速度成分は下記の半経験式から求められる。

$$R_{CK} = 0.25 B^{1.05} h V \frac{1}{\eta_2} \quad (7)$$

密接氷盤内を運動する碎氷船の抵抗をこの方法で計算する順序は次の通りである。

- (1) 条件(5)に対応して厚さと強度が指定された密接氷盤での模型試験の結果に基づいて模型の曳引抵抗曲線を作図する。
- (2) この曲線に基づいて模型の“直接”抵抗値を求める。
- (3) 式(6)により模型から実物へ換算することによって碎氷船の“直接”抵抗の大きさを求める。
- (4) 既知の手法の 1 つを用いて水の抵抗  $R_B$  を算出する。
- (5) 式(7)により抵抗  $R_{CK}$  を求め、それを  $R_B$  に加算する。
- (6) “直接”抵抗と速度抵抗との和としての船舶の対氷抵抗 (スクリューの推力) と、速度との関係曲線を作図する。

密接氷盤内を運動する碎氷船によって突破される氷の限界厚さ  $h_{pr}$  の計算は次のように行なわれる。

\*) “直接”抵抗とは進行速度に依存しない (即ち  $V=0$  のときの) 抵抗成分を意味する。運動速度が零のときの抵抗を求めるることは实际上不可能であるため、通常、 $R_{pr}$  としては碎氷船の進行速度が低い ( $V \approx 1$  kt; これは最小安定連続運動速度にほぼ相当する) ときの抵抗値を探る。

- (1) 所与の強度の氷と所与の推力のもとで行なった模型試験の結果に基づいて、氷の厚さと模型船の運動速度との関係 ( $V_M = f(h_M)$ ) を表わす曲線を作図する。
- (2) この曲線から模型氷盤の限界厚さ ( $h_{pr}M$ ) の値を取る。
- (3) 実碎氷船が克服可能な氷盤の限界厚さを式(5)から決定する。

試験水槽の条件下では実際の碎氷域条件を再現することはできないので、碎氷中での模型碎氷船の試験結果は通常、実物への換算は行なわれない。換算を行なうにはシミュレーション条件と対応した所与のスケールのもとで、氷塊の厚さ、長さ、密接度を設定するばかりでなく、各氷塊の形状も再現しなければならなくなる。従って、碎氷中での碎氷船の模型試験の場合には各種設計案による模型試験の結果を直接比較対照することによって碎氷船設計上の船体線図の状態やその他の特性は評価される。

## 第7節 耐氷強度

耐氷強度とは、碎氷船が氷海中を運動する場合及び氷の圧縮時に生ずる氷荷重を受ける船体構造が局部強度を維持する（即ち、破損が生じない）特性と解する。船舶の耐氷強度を決定する因子は船体の寸法、船体線図の形状、材質と構造、航行速度また氷盤の厚さと物理的・機械的特性である。

氷海内で作業する碎氷船の船体に作用する氷荷重は他の型式の船舶が受ける局部荷重よりも著しく大きい。氷荷重の性質は、碎氷船がチャージング碎氷または連続進行しているときの氷との衝突による衝撃荷重および氷による圧縮時の静圧である。船首部に最大の動荷重が生じるのは氷との衝突時においてである。スクリューの逆転時および後進時には船尾部に著しい動荷重を受ける。衝突氷荷重は局部的な拙質をもっており、主として実水線部分に加えられる。氷による圧縮が起きた場合には船体に対する氷の圧力は船体の長さ方向に相当範囲に亘って分布する。

船舶の外板と骨組構造に加わる氷による荷重の計算値を求めるることは碎氷船の船体構造の設計計算の第一歩である。これについてカナダの造船業界では設計条計として、氷荷重は高さ 0.9 m の氷帯に分布するが、この場合、満載水線と喫水の半分に相当する水線との間の区間に最も苛酷な状態で氷荷重が加わる場合を想定している。外板の厚さが 25.4 mm 以下で、肋材の心距が 50.8 mm 以上である船舶に対しては氷荷重は水線に直接加えられた荷重と看做される。J. E. Jansson<sup>(41)</sup>はこの設計条件は中緯度海域に就航する碎氷船に適用できるものと考えられる。

米国の専門家は Wind 号型碎氷船の設計、建造に際し、狭い氷帶領域の水線に沿って分布する氷荷重の強さとして 210 kg/cm<sup>2</sup> が採用された。この氷帶の幅は、氷の圧力によって生じる総応力が、圧縮時に碎氷船の船体を締め付けるのに対して充分な大きさとなるように採られた。このような計算方式をとれば氷荷重の加わる面積は数倍大き目となり、そのこと自体によって実効荷重および応力は低目となる。更に、氷との衝突時に船首尾部に発生する荷重は氷が船体を圧縮することによる荷重を著しく上廻ることは考慮されていない。また、氷荷重の大きさを左右する主要な要因、即ち船体線図形状、氷海内の船舶の進行速度、氷の厚さと強度などについても必ずしも充分な考慮が払われていない。

フィンランドにおける Moskva 号型碎氷船の建設に際しては同国の造船業界はソ連の専門家の勧告を採用した。これら碎氷船の舷側外板は船首部で 100 kg/cm<sup>2</sup>、中央部で 50 kg/cm<sup>2</sup>、船尾部で 75 kg/cm<sup>2</sup> の氷圧に対して耐えられるよう設計された。肋材および船側縦通材にかかる氷荷重の大きさとして船体構造の設計計算に採用されている値を第 4 表<sup>(41)</sup> に示す。

第 4 表 大出力碎氷船の船殻設計に際して考慮されている氷荷重の大きさ

船 体 部 分	荷 重 値 (kg/cm <sup>2</sup> )	
	肋 材 に 対 し て	縦 通 材 に 対 し て
船 首 部	8 0	4 7
中 央 部	4 0	2 4
船 尾 部	6 0	3 5

Moskva号型砕氷船の船体構造の設計実験は成功した。即ち多年に亘る同船の運航中にその船体構造(船底構造を除き)は海水によって何等の重大な破損も起きていない。

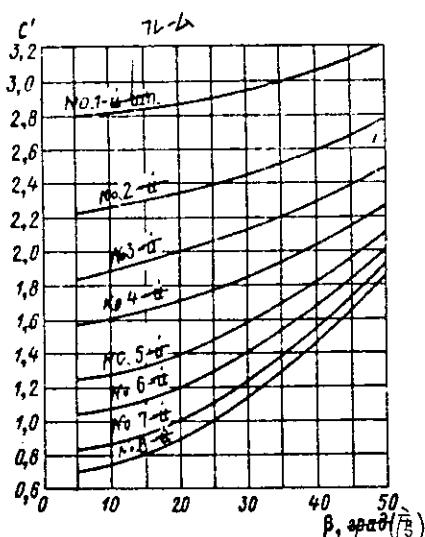
ソ連では D. E. Kheisin および Yu. N. Popov は氷海内の砕氷船の動作に関して物理的特性を充分に反映した氷荷重算定方式<sup>(20)</sup>を開発し、認められた。この方式の根拠付けを行なう場合、氷盤は弾性体(水)の上に置かれた等方性のプレートと看做された。氷は完全な弾性材と看做され、その弾性定数と破壊強さ値は実地試験データに従って採られた。衝突荷重を求める場合には、所与の形状の氷縁が条件的に採用された。得られた解の精度向上をはかるため、氷荷重の計算値は航行船舶の実際の強度と比較対照された。その際、北極圏および非北極凍結海域での氷による砕氷船の破損データならびに砕氷船の運航データが参考にされた。

このようにして開発された計算方法は全ての等級の砕氷船に適用できるものである。船首尾部に対しては衝突条件、船体中央部に対しては氷による圧縮条件を出発点として氷荷重を求める場合に、本計算法は砕氷船の寸法、船体形状、航行速度ならびに航路の海氷条件を加味することができる。本計算法による主要な関係式を以下に示す。

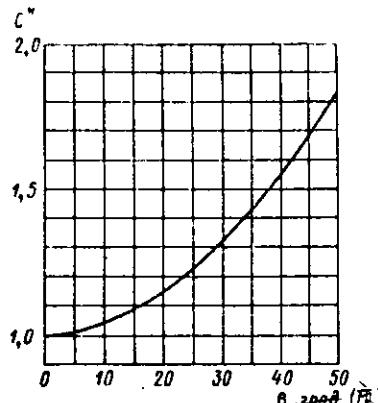
船殻に対する荷重 氷荷重の大きさは、舷側との接触域の氷縁の形状に依存する。解析から判るように、円弧(仮に半径 10~40 m のものを採る)状の縁とすれば、得られる氷荷重の分布と大きさは、実地試験データおよび氷海内における船の航行経験と良好な合致をみる。砕氷船の船首部に作用する氷荷重( $q_H$ )は次式で与えられる。

$$q_H = 0.084 \left( \frac{A_1}{C' + C'' \frac{A_1}{A_2}} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{V^{\frac{1}{6}} \ell_1^{\frac{1}{3}} \sigma_c^{\frac{3}{2}}}{\sin^{\frac{3}{2}} \beta \cos^{\frac{3}{2}} \beta} \quad (8)$$

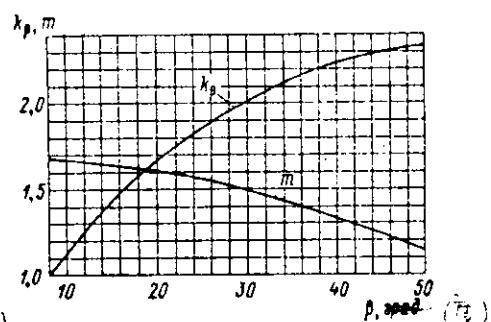
ただし、 $A_1$ —船舶の満載排水量(t)、 $A_2$ —氷塊の重量(t)、 $C'$ —砕氷船の換算質量を考慮した係数(第42図参照)、  
 $C''$ —氷塊の換算質量を考慮した係数(第43図参照)、 $V$ —砕氷船の速(kt)、 $\sigma_c$ —氷の圧碎強さ( $t/m^2$ )\*、  
 $\beta$ —舷直線に対する舷の傾斜角(grad)、 $\ell_1$ —舷側に対する法線と中心線とで成す角の余弦( $\ell_1 = 0.01 \alpha' m$ )。  
また  $\alpha'$ —打撃点における水線上の接線と中心線とで成す角(grad)、 $m$ —第44図に基づき角 $\beta$ の値に依存して求められる係数( $m = 1.6 \cos \beta + 0.11$ )。



第42図 係数 $C'$ の値



第43図 係数 $C''$ の値



第44図 係数 $m$ および $k_\beta$ の値

巨氷盤に打撃を加える場合(その場合には  $A_1/A_2 \rightarrow 0$ )、式(8)は次のように簡単化される。

$$q_H = 0.084 \left( \frac{A_1}{C'} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{V^{\frac{1}{6}} \ell_1^{\frac{1}{3}} \sigma_c^{\frac{3}{2}}}{\sin^{\frac{3}{2}} \beta \cos^{\frac{3}{2}} \beta} \quad (10)$$

\*)一塩分を含む北極の氷に対する衝突時の  $\sigma_c$  値は  $350 \sim 600 t/m^2$  である。<sup>(20)</sup>

計算の便宜上、式(10)を次のように表わす。

$$q_H = 780 \frac{k_A k_\sigma k_V}{k_\beta} \quad (11)$$

ただし、 $k = \frac{A_1}{10^4 \left( C' + C'' \frac{A_1}{A_2} \right)}$  — 船舶および氷塊の換算質量の影響を考慮した係数

$k_V = \left( \frac{V\ell_1}{2.35} \right)^{\frac{3}{5}}$  — 船舶の換算速度 ( $V_{pr} = V\ell_1$ ) を考慮した係数

$k_\sigma = \left( \frac{\sigma_c}{400} \right)^{\frac{3}{5}}$  — 氷の圧碎強さの影響を考慮した係数

$k_\beta = \frac{\sin^{\frac{3}{5}} 8^\circ \cos^{\frac{2}{5}} 8^\circ}{\sin^{\frac{3}{5}} \beta \cos^{\frac{2}{5}} \beta}$  — 鉛直線に対する舷の傾斜角の影響を考慮した係数

係数  $k_A$ ,  $k_\sigma$ ,  $k_V$ ,  $k_\beta$  は第 44 図～第 47 図からそれぞれ求められる。角  $\alpha$  および  $\beta$  の値は設計水線のレベルのものが採用される。\*)

船殻の中央部分に対する氷荷重は静圧縮の条件から求められる。圧縮時に船体に作用する荷重の計算値として所与の厚さの氷を破壊する限界荷重が採られる。観察に依れば、碎氷船の舷側部においては圧縮時の氷盤の破壊は主として曲げによるものであり、これは垂線に対する舷側の著しい傾斜によって説明できる。以上のことを考慮し、“傾斜” ( $\beta \geq 8^\circ$ ) または“垂直” ( $\beta < 8^\circ$ ) 舷側をもつ碎氷船を圧縮の場合を以下で夫々個別に検討してみる。

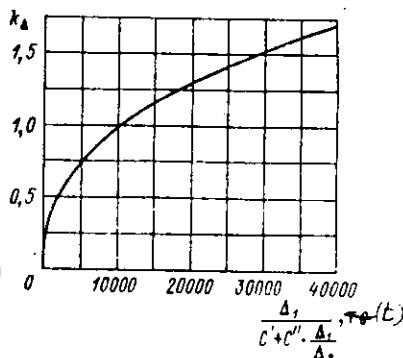
“傾斜” 舷側をもつ碎氷船に対する

る設計荷重 ( $t/m$ ) は次式で与えられる。

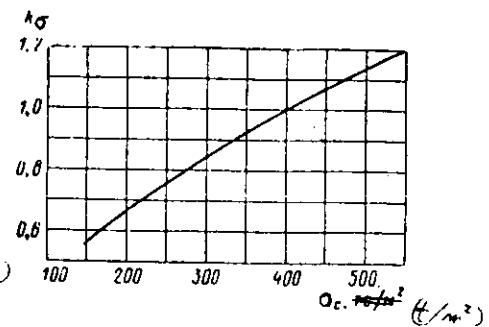
$$q_c = 95 k'_\beta k_c k_p k_h \quad (12)$$

ただし、 $k'_\beta$  — 鉛直線に対する舷側の傾斜角の影響を考慮した係数 (第 48 図参照)

$$k_c = \sqrt[3]{\frac{\sigma_c}{200}} \quad \text{— 氷の圧碎強さの影響を考慮した}$$



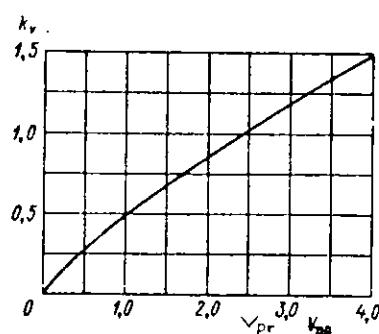
第 45 図 係数  $k_A$  の値



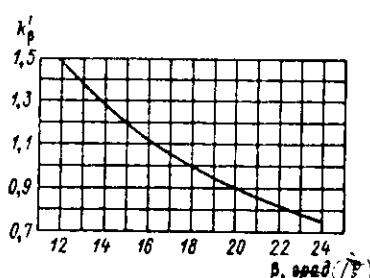
第 46 図 係数  $k_\sigma$  の値

係数 (第 49  
図参照) \*\*)  
 $k_p = \sqrt[3]{\frac{\sigma_p^2}{1000^2}}$  — 氷の曲げ強さの影響を考慮した係数  
係数  
 $k_h$  — 氷の厚さの影響を考慮した係数

考慮した係数 (第 50 図  
参照)



第 47 図 係数  $k_V$  の値



第 48 図 係数  $k'_\beta$  の値

\*) 一角  $\alpha$  および  $\beta$  の測定精度を検討するにはこれらの角の変化グラフを作成する必要がある。曲線の滑らかさが不足している場合には平滑化を施したり計算に補正角を導入する必要がある。

\*\*) 塩分を含んだ北極海域の氷については圧縮時に  $\sigma_c = 125 \sim 270 t/m^2$ ,  $\sigma_p = 80 \sim 125 t/m^2$ 。

### "垂直" 舷側をもつ碎氷船の船体

中央部に対する計算荷重は次式で求められる。

$$q_c = k_B k \sqrt{h} \quad (43)$$

ただし、 $k_B$ —係数(塩分を含む氷では 6.2, 脱塩氷では 7.3)

$h$ —圧縮時の氷の設計厚( $m$ )。

船尾部に作用する氷荷重は後進運動時の碎氷船と氷との衝突条件またはナーボン時に氷縁に船尾が衝突するときの衝突条件から求められる。船尾は船首に較べて軽い衝突条件におかれている。更に、碎氷船の船尾の形状は船尾部舷側の傾斜角が大きいために氷の力を受け止めるのに極めて有利である。そのため、船尾部における氷荷重は、船首部に作用する下記の最大荷重の数分の 1 の大きさである。

$$q_K = k (q_H)_{\max} \quad (44)$$

係数  $k=0.7$ なる値は船尾が氷を速度  $4 \sim 5 \text{ kt}$  で衝突する条件から指定されたものである。この場合の荷重は碎氷船の船体中央部における荷重よりも少なくとも 30% 大きい。船尾部に力が加えられる領域の長さは船尾垂線から船の長さ方向に算えて約 20% のところまでである。

舷側外板に対する荷重 船体と氷との相互作用に関する解析から、氷縁破壊時の接触圧力は碎氷船の質量、船体線図、速度ならびに氷の物理的・機械的諸特性に依存することが明らかにされている。しかし氷盤の諸特性のうち若干のものは充分な解明がなされていないので、接触圧力の計算値を厳密に求めることは困難であり、外板に対する氷荷重を指定する場合には原型船から換算する方法が用いられる。

その場合の前提として氷荷重が外板に沿って分布し、且つその分布領域は船体に沿って若干数の肋骨に跨がって延びる細長い斑点状をなすものとしている。これを根拠として次のようにおくことができる。即ち、当該舷側部分においては外板に対する設計荷重の強さ  $p$  は舷側骨組に対する設計荷重  $q$  に比例すること、即ち  $p/p_0 = q/q_0$  である(ただし、添字の付かない記号は設計船に、付く記号は原型船にそれぞれ該当する)。

原型船に近い船舶については氷海内における航行条件が互に類似していると看做すことができる。従って、氷の物理的・機械的特性、氷縁形状、海水中の運動速度などを表わす諸パラメーターは両方の碎氷船に対して同一である。即ち、

$$\frac{\sigma_C}{\sigma_{C_0}} = \frac{R}{R_0} = \frac{V}{V_0} = 1$$

また、次のような前提もおく。即ち、外板に作用する氷の力の大きさは打撃力、即ち、船舶の換算質量と換算速度に影響を及ぼす程度においてのみ船体形状に依存し、実際には氷縁の圧碎形状に依存しない。浮遊氷塊に衝突する場合に外板に加わる氷荷重の大きさを表わす式は次のように示される。

$$p_H = (p_H)_0 \frac{\frac{M_1^{2/5}}{(M_1)^{2/5}} \left( C' + C'' \frac{M_1}{M_2} \right)^{3/5} V^{4/5} (\ell_1)^{4/5}}{\left( C' + C'' \frac{M_1}{M_2} \right)^{3/5} V_0^{4/5} (\ell_1)^{4/5}} \quad (45)$$

ただし、 $p_H$ —船首端部の外板に対する氷荷重の大きさ、 $M_1$ —砕氷船の質量、 $M_2$ —氷塊の質量

巨氷盤に衝突する場合 ( $M_1/M_2 \rightarrow 0$ ) には式(5)は次のように簡単化される。

$$p_H = (p_{H0})_0 \frac{M_1^{2/5} (C)^{2/5} V^{1/5} \ell_1^{1/5}}{(M_1)_0^{2/5} (C)^{2/5} V_0^{1/5} (\ell_1)_0^{1/5}} \quad (6)$$

砕氷船とそれに近い原型船との排水量の比はそれぞれの船長の 3 乗の比にほぼ等しい。この条件と  $V \approx V_0$  であることを考慮すれば、式(6)は次のように表わされる。

$$p_H = (p_{H0})_0 \frac{L^{2/5} (C)^{2/5} \ell_1^{1/5}}{L_0^{2/5} (C)^{2/5} (\ell_1)_0^{1/5}}$$

$$\text{または}, \quad p_H = 10^{-2} k (\alpha')^{1/5} L^{2/5} k'_\beta \quad (7)$$

ただし、 $L$ —垂線間長、(m)。

$$k'_\beta = \frac{(1.6 \cos \beta + 0.11)^{1/5}}{(C)^{2/5}} = \frac{m^{1/5}}{(C)^{2/5}} \quad \text{—鉛直線に対する舷の傾斜角 (mは第44図から求められる係数);}$$

$$k = 2.51 \frac{(p_{H0})_0 (C)_0^{2/5}}{\left[ L_0^{3/2} (\ell_1)_0 \right]^{1/5}} \quad \text{—各種等級の砕氷船に対する係数kの値は I 級船 — 3.05, II 級船 — 2.4, III 級船 — 1.8}$$

海氷中の船舶の圧縮条件から求められる船体中央部の氷荷重の強さは次式で与えられる。

$$P_c = (P_{c0})_0 \sqrt[3]{\frac{\sigma_c}{\sigma_{c0}} \cdot \frac{\sigma_p^2}{(\sigma_{p0})_0^2} \cdot \frac{h^4}{h_0^4}} \quad (8)$$

ただし、添字 0 の付いた記号は原型船に該当する。舷側外板の構造強度が  $(P_{c0})_0 = 520 \text{ t/m}^2$  である大出力砕氷船を原型船として採るならば、この砕氷船がその圧力を耐えられる氷の限界厚さは 4 m であり、氷の圧碎強さ値は  $(\sigma_c)_0 = 250 \text{ t/m}^2$  曲げ強さ値は  $(\sigma_p)_0 = 125 \text{ t/m}^2$  となる。

以上のことから求められることは、式(8)は下記のように変形できる。

$$P_c = 0.52 \sqrt[3]{\sigma_c \sigma_p^2 h^4} \quad (\text{t/m}^2) \quad (9)$$

氷の強度特性が原型船から設計中の砕氷船に移っても変わらないならば、即ち、 $\sigma_c/(\sigma_{c0})_0 = \sigma_p/(\sigma_{p0})_0 = 1$  であれば、 $P_c = 82 h^{3/4}$  となる。

船尾部の外板に対する氷荷重の強さ  $P_k$  は次式で与えられる。

$$P_k = k' (p_{H0})_{max}$$

ただし、 $k'$ —数値係数 (0.7)

この荷重  $P_k$  は船体中央部における荷重よりも少なくとも 30 % 大きい。船尾部の外板の補強域の長さは船長の 20 % に採用する必要がある。

氷海内を船舶が運動するとき “直接” 打撃のほかに、“反射” 打撃もみられる。後者は舷側と氷に衝突した船舶が反対側に激しく反射して、別の舷側で氷に衝突する場合の打撃である。第一打撃に較べて第二打撃のときの舷側に対する法線への速度の投影の方が大きい。それに対応して、接触応力も増大し、時として重大な破損事故を招くことになる。この結果、一連の場合について舷側外板と骨組に著しい変形（歪み）が生じ、例えば砕氷船 Ermak ではその最初の北極航海に際し、また若干の氷海用輸送船でもこれが認められた。

反射打撃を考慮したとき船首部の氷荷重は、上記に示した荷重（式(6), (7), (9) 参照）よりも大きくなるが、次のようにして求められる。即ち、

舷側骨組に対して ( $\text{t/m}$ )

$$q_{HOT} = 0.084 A_1^{4/5} V^{4/5} \sigma_c^{3/5} (0.01 \alpha)^{1/5} f(x/0.5L) f_q(\beta) \quad (20)$$

舷側部外板に対して ( $t/m^2$ )

$$P_{H,OT} = 10^{-2} k L^{1/6} (\alpha')^{1/6} f(x/0.5L) f_p(\beta) \quad (21)$$

$$\text{ただし, } f_q(\beta) = \frac{(1.6 \cos \beta + 0.11)^{1/6}}{\sin^{1/6} \beta \cos^{1/6} \beta}$$

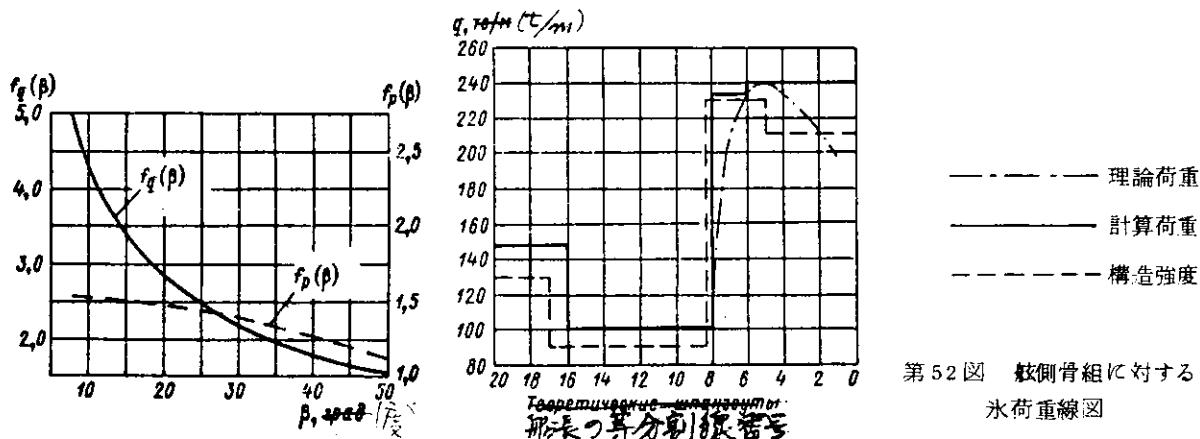
$$f_p(\beta) = (1.6 \cos \beta + 0.11)^{1/6}$$

$$f\left(\frac{x}{0.5L}\right) = \frac{1.025}{0.24 + \frac{x}{0.5L}} \quad \text{— I 級および II 級砕氷船の場合}$$

$$f\left(\frac{x}{0.5L}\right) = \frac{0.952}{0.24 + \frac{x}{0.5L}} \quad \text{— III 級および IV 級砕氷船(船首スクリュー付き)の場合}$$

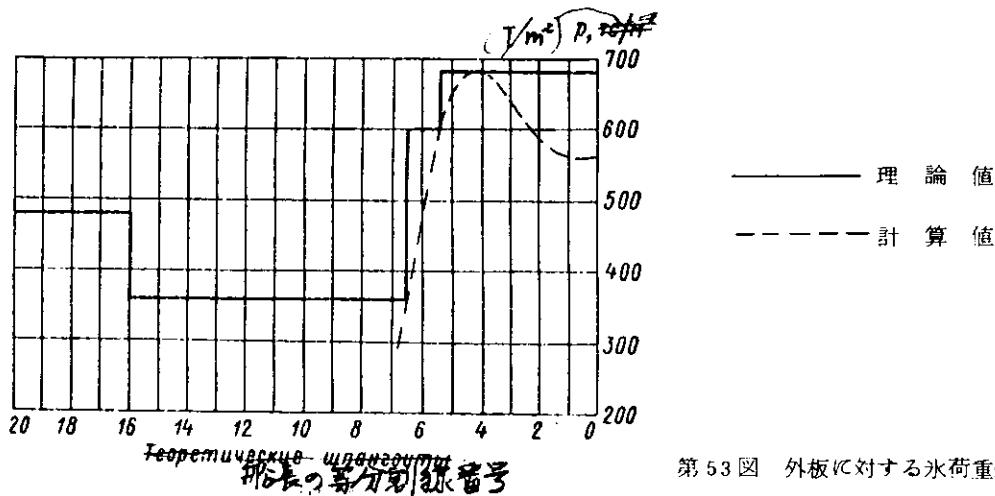
$x$  — 反射打撃が当る断面の中央部からの距離, その他の記号 — 前述のものと同じ。

関数  $f_q(\beta)$  および  $f_p(\beta)$  のグラフ — 第 51 図の通り。



第 51 図 関数  $f_q(\beta)$  および  $f_p(\beta)$  の値

以上から得られた氷荷重値に基づいて砕氷船の長さ方向に氷荷重線図を作成する。(52図, 第53図参照)。これらの線図は、船体構造(例えば、隔壁の配置)を考慮して個々の区域では直線化されている。



第 52 図 舷側骨組に対する氷荷重線図

船首部の外板と骨組に対する荷重の理論曲線は区域数が 2 ~ 3 を超えない範囲で直線化されている。直線化された線図の氷荷重の大きさは氷帯の外板と舷側骨組に対する設計値である。

甲板および横隔壁に対する荷重 甲板および横隔壁に対する設計荷重は舷側骨組構造に対する計算荷重を勘案して指定される。これらの荷重を求める式は第 21 節および第 22 節に挙げてあるが、そこでは耐氷甲板(台甲板)および横隔壁の

強度および構造を検討している。

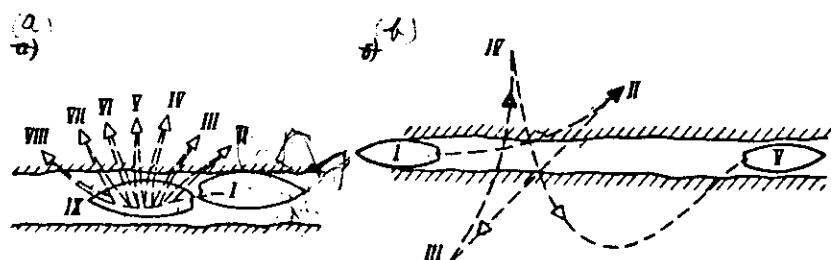
**船首部に対する荷重。**船首部による氷の打撃についての詳細な理論解析およびその際生じる荷重の算定については文献(33)でなされている。

砕氷船の耐氷強度の確保は氷荷重の指定とそれに応じた船体材質、構造の選択によってばかりでなく、一連の運用上の要求を実現することによってもなされている。これら要件のうち最も主要なものは氷海中の“許容”運動速度(それを超えると船体の破損を招く)の遵守である。具体的な海氷条件のもとでの許容運動速度は氷荷重を受け止める船体の強度と動力機関の容量によって決まる。安全速度を実際に決定する上で耐氷強度および破壊強さの曲線を得る必要がある。これは、船体と氷との相互作用時に船体構造に生じる応力が材料の降伏点と等しくなるときの運動速度に対応する。破壊強さの曲線は弾塑性域における構造材の計算に基づいて求められる。これは砕氷船の構造材の耐力が保持される運動速度に対応する。V-h座標に作図され、また耐氷航行性のグラフに示された(第11節参照)これら曲線を用いれば、所与の具体的なまた予測される海氷条件における砕氷船の安全運動速度をさまざまな主機運転状態のもとで求めることができる。

## 第8節 水中の操縦性能

氷海内での作業時の操縦性能は旋回、停止、方向転換、チャージングなどを行なう能力を左右する諸性能の総体である。砕氷船にとってこの操縦性能は特に重要な意味を有しており、砕氷船の基本的機能の大部分がそれに依存している。これとの関連でまず第一に挙げられるのはチャージングによる重氷の強行突破、船舶の誘導、港湾施設周囲の碎氷である。これらの作業を行なうとき、砕氷船は頻繁に氷海中を旋回したり、後進したり、チャージング動作をしたりしなければならない。

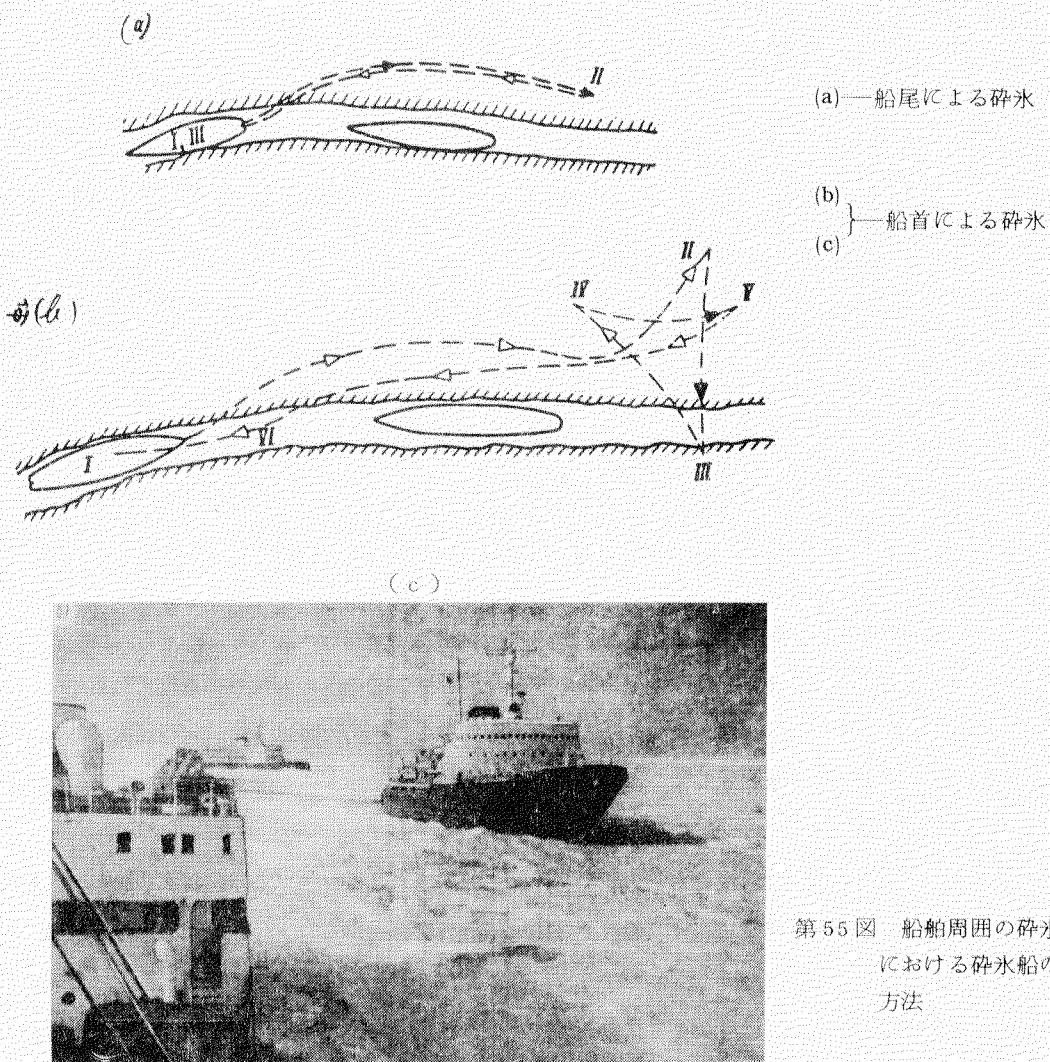
氷海内での方向転換は旋回方式または“櫛の木”方式で行なわれる。前者はエンジンの運転状態を変えずに舵角を1回切替えて実施する。後者は一連の操船措置によって船首部と船尾部で順次砕氷する方法(第54図a)か、船首部のみで砕氷する方法(第54図b)で実施する。このような操船は舵の切替えとスクリューの逆転の組合せによって可能となる。海氷条件が苛酷なほど、“ひとで”方式による1旋回の完遂にはより多くの操作回数が要求され、従って、それだけ方向転換に要する時間が多くなる。氷水中に膠着した貨物船の周囲を砕氷船で砕氷する際の操船方法には旋回方式と“ひとで”方式の諸要素が含まれる(第55図)。実際の氷海航行に際し砕氷船の操縦性能に課せられる必要条件は多種多様である。それには針路安定性、旋回性、慣性(惰性)にかかる諸性能が含まれる。



第54図 砕氷船の“ひとで”式方向転換 1～X—砕氷船の位置の順序

(a)—船首で砕氷する場合

(b)—船首と船尾で砕氷する場合



第55図 船舶周囲の碎氷作業における碎氷船の操船方法

海氷条件は操船特性の計算を極めて複雑困難にする。氷海中の操縦性能の究明は現在のところ初期段階にあり、まだ信頼できる計算方法は確立されていない。従って、碎氷船の水中操縦性能に関する最も重要な情報源は実地データであり、それなしには操縦性能の究明は現実的根拠を失なうことを指摘しておく。

**針路安定性** これは碎氷船にとっては旋回性能ほど重要な性能ではない。安定性が実際上問題となるのは大出力碎氷船の場合である。大出力碎氷船は先導碎氷船として氷海中に水路を開設する任務を帯びており、また比較的頻繁に母港から作業水域までの開水面を長期間航海する。補助型または中級型の碎氷船の多くはこのような移動航行をすることは稀れであり、通常は、それぞれの作業海域に最寄りの港に所属している。

氷海中を航行する碎氷船の針路安定性は主として船体と氷が衝突する相互作用プロセスによって決まる。このプロセスの基本的な様相はランダムな性格のものであり、これは氷盤の非均質性や船体と氷との接触の偶然性によってもたらされるものである。氷の諸特性は自然現象的に変化するので、氷海中の碎氷船の運動特性の擾乱はランダムなものとなり、その平均値からの偏差もかなり大きくなる。このような擾乱が碎氷船の船首揺れを惹き起す原因となる。この揺れの特徴は揺れ角と揺れ周期によって表わされる。氷盤の特性の不均一さが増すに伴ない碎氷船の船首揺れ角と揺れ周期は、他の諸条件が同じであるとして、増大する。碎氷船の当初の運動方向を保持するためには定期的に舵角変更を行なう必要があるが、その舵角は船首揺れ角に著しく左右される。不均一な氷域中を碎氷船が進行する場合、舵は擾乱力とそのモーメントに対する反作用として用いられる。舵の効果が大きければ大きいほど、この揺れ角は小さくなる。以上のように、碎氷船の船首揺れ角は氷盤の不均一性ばかりでなく、操舵性（即ち舵手の操舵能力）にも左右される。

理論的には針路不安定性をもっているにも拘わらず、氷海中を自航する碎氷船は運航上の針路安定性をもっている。こ

の運航上の安定性は船舶の船首揺れ周期と振幅、舵角変更周期と変更角の平均統計値によって評価される。運航上の針路安定性に関する最も重要な特性はさまざまな海氷条件のもとでの舵角変更の平均頻度と平均変更角である。さまざまな厚みの平坦・密接氷域内および開氷域内を Vasili Pronchishchev 号型砕氷船が連続運動したときに得られた観測データを第 5 表に示す。この表から判るように、平坦な密接氷盤内を連続運動する場合、砕氷船の船首揺れの振幅はあまり大きくなない。

砕氷船の氷上運動時における運航上の針路安定性を評価するための基準は現在のところ存在しない。いま仮りにこのような評価基準として通常の船舶の運航上の針路安定性に対する評価基準（舵角変更頻度 4 ~ 6 回/分以下、舵角変更角 3 ~ 5° 以下—弱波浪条件下で—）を探るならば、厚さ  $h_{pr}$  以下の平坦密接氷域を運動するときの砕氷船は満足すべき操縦性能をもつ船舶の一種に属することになる。

第 5 表 Vasili Pronchishchev 号型砕氷船の運航上の針路安定性の特性

運航条件	平均舵角変更角 (度)	平均舵角変更頻度 (回/分)	平均船首揺れ周期 (分)	平均船首揺れ振巾 (度)
開水面、なぎ	0.5	1.2	1.6	0.2
密接氷域、氷厚 10 cm	2.7	4.4	3.0	0.6
" " 20 cm	3.5	6.1	2.9	0.4
" " 40 cm	4.2	6.4	3.3	0.7

また、第 5 表のデータの解析からは、針路安定性の特性と氷厚との間に何んらかの関係も明らかにならない。D. E. Kheisin は理論的な手法によって同様な結論に達しているが、彼は氷海中の直線コースに対する砕氷船の安定性について確率論を用いて研究している。彼は平均船首揺れ頻度を表わす下記の式を得ている。

$$N_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2 \lambda' V}{J_Z (1+n) \tau_0}} \quad (22)$$

また、これと関係して安定度評価の無次元基準を表わす式として下記のものを得ている。

$$k_N = \frac{N_0 L}{V} = \frac{L}{\pi} \sqrt{\frac{2 \lambda'}{J_Z (1+n) \tau_0 V}}$$

ただし、 $\lambda'$ —付加質量、 $J_Z$ —Z 軸に対する船舶の慣性モーメント、 $\tau_0$ —船体と氷との相互作用時に生じる接触力の作用時間、 $n$ —船舶の主要寸法に依存する係数。

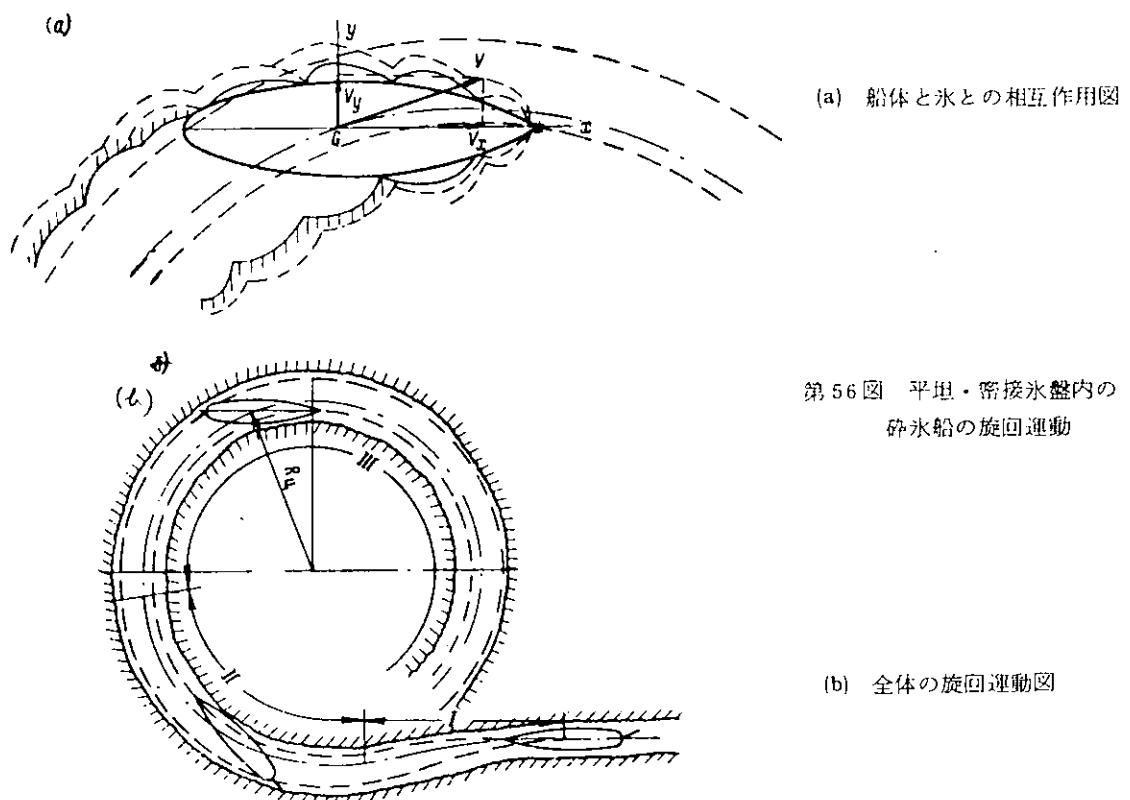
厚さと強度について不均一である起状氷盤または漂流する大氷板および碎氷中ににおける砕氷船の運航上の針路安定性は平坦な密接氷域におけるそれよりも著しく劣る。この種の海水条件のもとでの砕氷船の船首揺れ角は 40 ~ 50° に達する。

船首スクリュー 1 基を備えた砕氷船は、2 基を備えた砕氷船または船首スクリューを装備しない砕氷船に較べていかなる条件のもとでも針路安定性が劣っている。

満足すべき針路安定性は、砕氷船の場合、総ての氷海航行状態について固有であるわけではない。特に、その寸法と排水量において砕氷船—曳船を上回っている個々の船舶および船舶群を氷海内で曳航作業するときの砕氷船は針路不定定であり、しばしば舵がきかなくなる。

旋回性能 氷海内作業時の砕氷船の旋回性能は開水面におけるそれと異なる。その相違は砕氷船の船体と氷盤との相互作用の特質によるものである。即ち、砕氷船が氷海内を曲線軌道に沿って運動するとき右舷と左舷とで氷の接触力に非対称性が観察される。即ち、旋回中心に対し“外側”的舷側は船首から船尾までのほぼその全長に亘って氷と接触状態に入るが、“内側”的舷側は船首曲線部のみが氷と接触する（第 56 図 a 参照）。

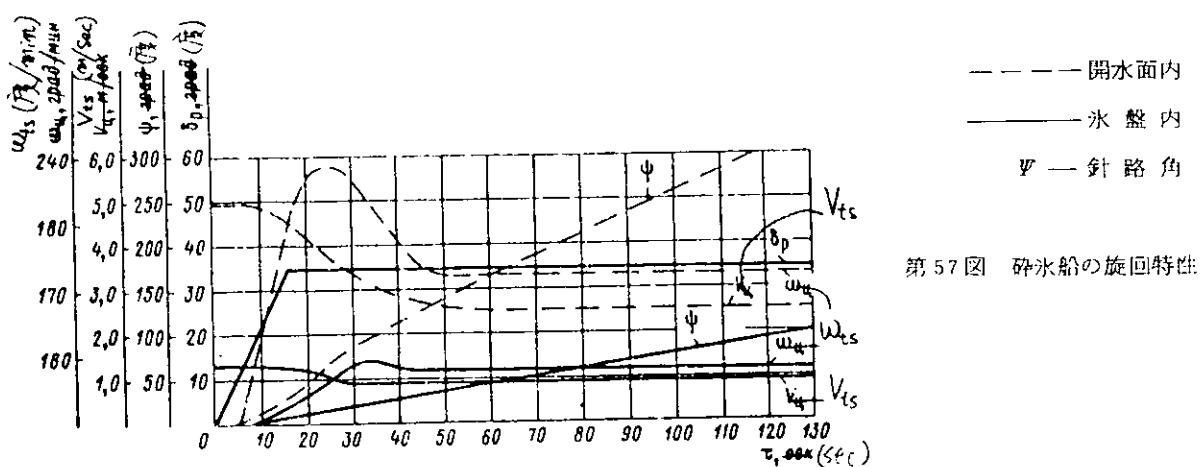
このようにして、砕氷船が曲線運動するとき氷の抵抗力によって作り出される回転モーメントは重心から若干距離にある船首部船体に加えられる。



第56図 平坦・密接氷盤内の  
砕氷船の旋回運動

これと対応して、氷盤内を曲線軌道状に航行する砕氷船の運動方程式系には、旋回性理論で通常考慮される力およびそのモーメントのほかに、氷の抵抗力成分およびそのモーメントが含まれる。これらの方程式は現代の知識水準のもとでは解析的に解くことができない。即ち、これらの式には速度、舵角変更角、偏角との関係が未知である諸量が多数含まれている。

氷盤内の砕氷船との旋回運動全体の様相は開水域において観察されるものとあまり相違していない。氷盤内旋回運動の場合にも逐次経過する3つの期間(操縦開始期—I, 進展期—IIおよび整定期—III)が区別される。開水面の場合と比較して氷盤条件の場合には最初の2つの期間(IとII)の長さは短縮されるが、これら期間に特徴的な特性はあまり明確に現われなくなる。氷盤内航行時のこれら旋回期間の実際的な意味は大きくなないので考察から外すことができる。Volga号型の河川用砕氷船<sup>\*</sup>の旋回運動の主要特性の経時変化をV. A. Troninが実地記録したデータは第57図に示す通りである。



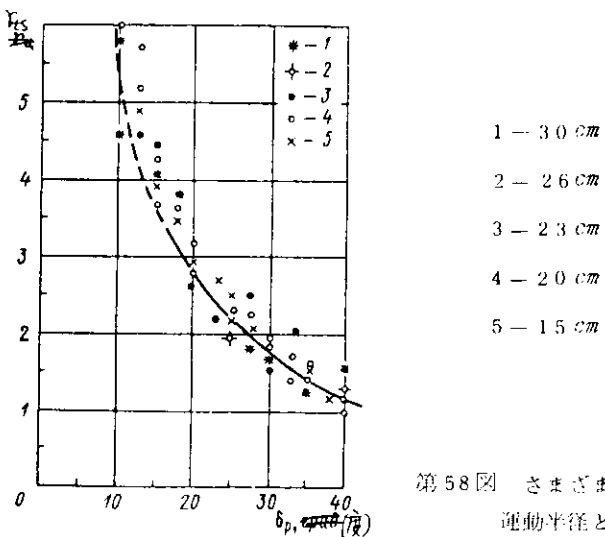
第57図 砕氷船の旋回特性

\*—Volga号砕氷船( $L=44.7\text{ m}$ ,  $B=11.4\text{ m}$ ,  $T=2.6\text{ m}$ ,  $D=780\text{ m}$ )は1700HPのディーゼルエンジン、船尾スクリュー2基、舵3基を装備している。

ここから容易に認められるように、氷盤は砕氷船の進入速度  $V_{ts}$  と運動速度  $\omega_{ts}$  を著しく低下させ、また従って、循環期間を増大させる。所与の舵角  $\delta_p$  のもとでの整定旋回運動の相対半径  $r_{ts}$  は実際には、氷盤の基本的諸特性(原さ、密接度、融解度、その他)に依存せず、また速度にも(砕氷船の実際の全速度範囲に亘り変化するとき、即ちフルード数  $\leq 0.25$  のとき)依存しない。氷盤内の  $r_{ts}$  の平均値はそれぞれ対応する舵角のもとでの開水面における旋回半径にはほぼ等しい(第6表、第58図参照)。

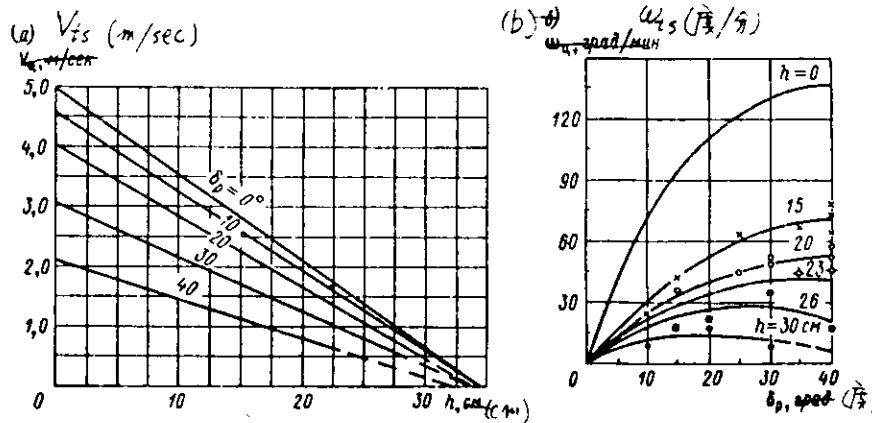
第6表 氷盤内および開水面における砕氷船の旋回運動特性

砕氷船	運転条件	氷盤特性				整定旋回特性			
		厚さ (cm)	積雪 (cm)	起伏度 (級)	融解度 (級)	$V$ (kt)	$V_{ts}$ (kt)	$R_{ts}/L$	期間 $t_{ts}$ (min)
Moskva	開水面	—	—	—	—	18.4	16.4	2.0	3.6
	"	—	—	—	—	17.9	16.0	2.1	3.6
	"	—	—	—	—	15.5	14.7	2.0	4.3
	"	—	—	—	—	11.5	10.3	1.7	4.3
	密接氷域	100	30	0~1	0	2.2	1.5	1.8	28.0
	大氷板、碎氷 (密接度8~10級)	100~130	0~10	1~2	3~4	10.0	8.0	2.0	7.0
	モザイク氷、大氷板、碎氷 (密接度9~10級)	100~250	10~30	3~4	0	0.15	0.1	2.2	24.0
Vasilii Pronchishchev	開水面	—	—	—	—	14.3	13.8	2.6	2.5
	密接氷域	10	0	0	0	12.0	11.6	3.2	3.5
	"	25	15	0~1	0	3.3	3.4	2.6	10.0
	"	25~30	0~5	0~1	0	8.6	8.6	3.2	4.8
	"	30	0~2	0	0	6.5	5.5	2.5	6.0
	"	50	5~10	0~1	0	1.5	1.0	2.4	3.0
Volga	開水面	—	—	—	—	10.0	5.0	1.2	2.3
	密接氷域	15	0~10	0	0	4.6	2.4	1.4	5.2
	"	20	0~10	0	0	3.6	1.9	1.5	8.3
	"	26	0~10	0	0	2.8	0.8	1.6	17.0
	"	30	0~10	0	0	1.6	0.4	1.5	6.00



第58図 さまざま氷厚のもとでの旋回運動半径と舵角との関係

氷盤内の旋回運動における碎氷船の横傾斜角は僅かである(1~2°以下)。整定旋回運動の線速度および角速度は舵角および氷盤の特性に依存する。即ち、旋回運動の線速度  $V_{ts}$  は氷厚および舵角の増大に伴ない低減する(第59図参照)。



第59図

- (a) 氷厚  $h$  に対する循環運動速度  $V_{ts}$  の関係  
 (b) 舵角  $\delta_p$  に対する循環運動速度  $V_{ts}$  の関係

このことから、厚さが  $h_{pr}$  に近い氷盤において 20~30°以上の舵角変更は碎氷船の停止を招く恐れがあると云える。例えば、碎氷船 Volga 号の場合、厚さ  $h=30\text{cm}$  (この船に対する限界氷厚は 35cm) の平坦な密接氷盤内において舵角を 30°変更したとき船速が低下し、停船を招いた(第59図(a)で破線区間はチャージングに相当する)。

整定旋回運動の角速度  $\omega_{ts}$  は氷の厚さが増すにつれて急激に減少する。所与の厚さの氷盤内で角速度が増大するのは舵角変更の角度が増大するときである。しかし、この法則性も氷の厚さが当該碎氷船にとって限界値に近くなる場合には成り立たなくなる。このような場合に 20~30°以上の舵角変更は  $\omega_{ts}$  の低下を招く(第59図(b)参照)。このことは舵における流体力学的力の急激な増大によって説明される。

氷盤内運動時の碎氷船の旋回性能についての理論的根拠のある評価方法の確立は V. A. Tronin<sup>(27)</sup> によって試みられた。彼は密接氷盤内で旋回運動を遂行する碎氷船に作用する氷の抵抗成分と氷のモーメントの解析的表現および電子計算機によるその数値計算に成功した。V. A. Tronin が得た計算式は、我々の見解では、不当に複雑であるという特徴がみられる。これらの式を導き出すに当って一連の比較的大まかな仮定条件が採用されている。まず第一に、旋回運動における氷の抵抗力は速度に依存しないとの前提条件がこれに該当する。このような仮定が採用できるのは厚さが  $h_{pr}$  に近い氷盤内を碎氷船が運動する場合のみである。一般的な場合には氷盤内の碎氷船の速度は可なり広い範囲(1~2 kt から 10~15 kt まで)に亘って変化するものである。実際には旋回運動による方向転換は主として  $h_{pr}$  より著しく小さい厚さの氷盤内において、即ち、比較的高速で実施される。従って、操船性能問題を実際に則して解くためにはこの種の仮定は適当でない。

碎氷船の整定旋回運動の主要特性(旋回運動の相対半径、旋回時の線速度および角速度)を、実際目的からみて充分な精度で近似的に評価することは、下記の経験的な方法を用いれば可能である。この方法は実験的に確定された次の命題に立脚している。即ち、さまざまな海氷条件のもとでの旋回運動の相対半径の平均値は安定しており、開水面での旋回運動の相対半径に近似している。この命題のために、開水面での船舶の操縦性理論に関する既知の式に基づいて  $r_{ts}$  値を決定することができる。

また実験データの解析から、所与の舵角変更値  $\delta_p$  のもとで関係式  $V_{ts} = f(h)$  は、碎氷船が氷盤内を直線運動する場合(§ 6 参照)においても、直線性を保つことは明らかである(第59図(a)参照)。従って、平坦な密接氷盤内の旋回運動における碎氷船の速度は次式を用いて近似的に評価することができる。

$$V_{ts,L} = V_{ts,B} - (V_{ts,B} - V_B) \frac{h}{h_{pr}} \quad (23)$$

ただし、 $V_{ts,B}$ —開水面で旋回運動する場合の碎氷船の速度、 $V_B$ —碎氷船の直線運動速度

式(23)による速度  $V_{ts,L}$  の計算に当り氷盤の厚さ  $h$  は所与の値であり、限界厚さ  $h_{pr}$  は式(1)を用いて求めることができ、速

度  $V_{ts,B}$  は操縦性理論に関する既知の式による計算から求めるか或いは実験試験または模型試験のデータから転用する。

舵角  $0^\circ$  および  $40^\circ$  で開水面を航行する砕氷船の速度

砕氷船	舵角	
	$0^\circ$	$40^\circ$
Moskva	1 8.6	1 6.4
Vasili Pronchishev	1 4.5	1 3.7
Volga	1 0.0	4.2

角速度  $\omega_{ts}$  および期間  $t_{ts}$  は  $V_{ts}$  および  $r_{ts}$  の値を知れば容易にそれぞれ次式で決まる。

$$\omega_{ts} = \frac{V_{ts}}{r_{ts} L} ; \quad t_{ts} = \frac{2\pi r_{ts} L}{V_{ts}}$$

明らかに、氷盤内の整定旋回運動の半径に及ぼす砕氷船の主要寸法と船体形状の影響は海水の場合のそれと同様であり、氷盤内の旋回運動速度に及ぼす寸法と形状の影響は式(1)と式(3)を用いて第一次近似において考察できる。

砕氷船の旋回性能について判断を下すには整定旋回運動の特性を知るだけでは不充分である。既に指摘したように、氷盤内における砕氷船の実際上の主要な方向転換方法は“ひとで”方式である。この方向転換方式は旋回運動による方式と異なり操船に要する面積が少なくて済み、また所要時間も少なくて済む。この方式は任意の海氷条件、特に砕氷船が連続進行によって突破することのできない海氷条件に対して有効である。砕氷船の針路と“樅の木”方向転換の極点との距離は、原則として、船体の長さの  $1.0 \sim 1.5$  を超えない。方向転換特性は砕氷船の旋回性能、慣性特性および動力機関の運転耐久性に依存する。また砕氷船が氷縁に破碎を与える能力（“破碎性”）も少なからず重要な意味を有する。これによつて砕氷船は水路の軸に対して尖銳な角度で水路から抜け出すことができる。最良の破碎性を有する砕氷船は旋回半径が小さく、船首部が尖銳な形状を成し、対氷実水線領域における船首部断面が特殊な形状をしている砕氷船である。砕氷船の船首部の前端面は、水線の水切角  $\alpha_E$  が所与の値のとき、舷側リブがより尖銳になるよう凹ませられている。第111図(b) (§ 23 参照) には良好な破碎性をもつ砕氷船 Vasili Pronchishchev 號の船首部断面が示されている。

“ひとで”方式による砕氷船の方向転換効率はそれぞれの具体的な場合における船体付近の氷の特質および船長の腕前に左右される。従って、この方向転換方式の客観的評価は困難である。“ひとで”方向転換方式の主要なパラメーターは  $180^\circ$  方向転換の時間（期間）であり、これは砕氷船の操縦性能を評価する重要な運航上・技術上の指標である（第7表）。

第7表 密接氷盤内の砕氷船の“樅の木”方向転換時間

砕氷船	氷盤の特性				$180^\circ$ 旋回時間 (分)
	厚さ (cm)	積雪 (cm)	起伏度 (級)	融解度 (級)	
Moskva	70-80	30	0-1	0	11.0
	100	0-10	0-1	0-1	10.0
	100	30	0-1	0	15.0
	145	0-10	0-1	2-3	13.0
	110-130	10-30	1-2	0-1	19.0
	100-180	0-20	3-4	3	40.0
Vasili	15	0-5	0	0	4.7
Pronchishev	55	5-10	0-1	0	12.0
	57	10-15	0-1	0	13.0

低速航行時または船舶曳航時および後進作業時の操縦性は砕氷船にとって重要な意味を有する。重氷盤内を運動する場合（その場合には航行速度は小さいが、エンジンは全力運転している），三軸砕氷船の舵は、中央の船尾スクリューによつ

て送り出される水流の速度が充分に大きくなっているので、その効果を保持している。二軸砕氷船の操縦性は三軸船よりも劣る。開水面または軽氷条件のもとで低速進行運動する場合（この場合にはエンジンは全力運転はしない），多軸型砕氷船の操縦性は、推進器の操作が可能なため満足すべき状態にある。即ち、比較的軽い氷条件のもとで低速運動する三軸砕氷船に良好な操縦性を保証するためには、中央のスクリューを全力回転して有効推進力を作り出し、舵の操作に有利な条件を与えると共に、両側スクリューを船の維持または舵によって作り出される回転モーメントの増強に用いる方式が採用される。左右両舷側のスクリューが逆方向に回転するときに生じるモーメントは次式を用いて求められる。

$$M_c = (a - \ell_B t_g \alpha_B) (\bar{T}_b + \bar{T}_{b,z}, z) \quad (24)$$

ただし、 $T_b$ —前進時の舷側スクリューの推力、 $T_{b,z}$ —後進時の舷側スクリューの推力、 $a$ —舷側スクリューの軸間距離、 $\alpha_B$ —車軸線と中心線とで成す角、 $\ell_B$ —砕氷船の重心と舷側スクリューの翼車面との間の距離

式(24)による計算から次のことが明らかになる。即ち、舷側スクリューが全力で逆回転するときに生じるモーメントは舵によって作り出されるモーメントと同程度である（例えばMoskva号型砕氷船ではそれぞれ 510 t·m, 750 t·m）。このように操舵は砕氷船の操縦性を著しく改善するが、それと同時に有効推力を低下せしめ、氷盤内での進行速度の損出をもたらす。従って、操舵は特別な場合（他の船舶や港湾施設などの付近で作業する場合）に限って行なうべきである。

後進運動により氷盤内で作業するときの砕氷船の操縦性はもっぱら舷側スクリューによって確保される。即ち、舵は氷による損傷を避けるため常に零位置に固定されている。ただし、船首と船尾に 2 基のスクリューを備えた砕氷船はその点で例外であり、この場合には前進時と後進時の操縦性は实际上は等価である。

**慣性特性** 慣性特性は砕氷船の操縦性能を決定する顕著な要因であり、氷海内運航の安全性に大きな影響を与えるものである。氷海内作業時の砕氷船の慣性の評価に際しては、開水面での船舶の慣性測定に用いる同じパラメータおよび特性（一連の標準的な操船操作を遂行するのに必要な走行時間と走行距離）が採られている。この種の操船操作に含まれるものは停止（推進機関の運転状態が“全速前進”から“ストップ”に変わる場合）、制動（“全速前進”から“全速後進”に変わる場合）および発進（“ストップ”から“全速前進”に変わる場合）である。これらの諸操作を実施した場合の砕氷船の速度変化の状況は第 60 図に示すダイヤグラムから判断できる。同図は実地試験データに基づいて作成されたものである。

更に、砕氷船の運航上興味ある運動過程は連続進行によって突破すべき氷の厚さが限界値を超えている氷盤内においてチャージング運動した後の運動過程である。このプロセスは砕氷船が氷盤に突入する瞬間から完全停止（その場合エンジンは全力運転状態にある）までに経過する走行路の長さと走行時間によって特徴を把握できる。

氷海内における船舶の非定常直線運動の特性に対する計算方法を最初に発表したのは D. E. Kheisin と E. Yu. Petrov である（文献 18 参照）。この計算方法は船舶の運動に関する下記の微分方程式の解析に立脚したものである。

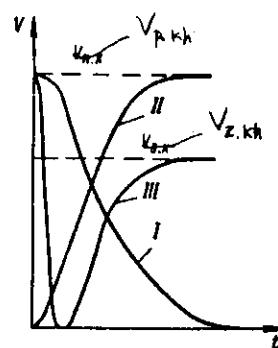
$$\frac{d}{g} (1 + \lambda) \frac{dV}{dt} = \bar{T}(V) - R_L(V) \quad (25)$$

上式は相対座標  $\xi = x/L$  および速度  $F_n = V/\sqrt{gL}$  に移行するとき下記のように示される。

$$A(1 + \lambda) F_n \frac{dF_n}{d\xi} = \bar{T}(F_n) - R_L(F_n)$$

ただし、 $\lambda$  = 付加質量の係数。

検討対象とされる諸過程が準定常性を有すると仮定すれば、式(25)および式(26)の各右辺に含まれる抵抗  $R_L$  は、一般的に認められている方法（解析または実験による方法）を用いて求めることができ、またスクリューの推力を一定で且つ繊留



I —停止, II —発進, III —制動

第 60 図 各種操船時の砕氷船の速度変化

状態における推力  $T_{shv}$  に等しいとおくことができる（このような仮定は砕氷船の連続進行時とチャージング作業時とで船体と氷との間に観測される相互作用は同一であることを示唆している）。以上で述べたことを考慮すれば、式(26)の右辺を下記のように一般的な形で示すことができる。

$$\bar{T}(F_n) - R_d(F_n) = \bar{T}_{shv} - R_{pr} - c_1 F_n - c_2 F_n^2 \quad (27)$$

ただし、  $R_{pr}$  — 実際に、速度に依存しない直接的な氷の抵抗、  $c_1, c_2$  — それぞれ定数。

この場合、式(25)と式(26)は分離変数をもつ一次の非線形微分方程式に導かれ、既知の任意の方法で解くことができる。この目的に対し、特に、文献[8]ではオイラーの破線の作図によるグラフ解を推奨している。前記の諸非定常過程の特性を求める最終的な関係式は式(25)と式(26)の一般解をそれぞれ対応する初期条件にあてはめることによって容易に求められる。停止時の走行距離の計算には下記の式を用いる。

$$\frac{dF_n}{d\xi} = - \frac{R_d(F_n)}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (28)$$

砕氷船の発進時およびチャージング運転時の走行距離の長さは次式を用いて求めることができる。

$$\frac{dF_n}{d\xi} = - \frac{R_d(F_n) \pm \bar{T}_{shv}}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (29)$$

更に、制動時の走行距離は次式で示される。

$$\frac{dF_n}{d\xi} = \frac{R_d(F_n) + \bar{T}_{z,kh}}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (30)$$

ただし、この式は推進機の逆転運動が続けられる時間における走行を式(26)により個別的に考慮し、式(30)と一緒にするとの条件のもとで得られるものである。

実際に砕氷船の走行距離と走行時間は式(28)～(30)に依って求めるには次のようにする。まず、該当する式の右辺に初期値  $F_n = F_{n0}$  を代入し、 $t_g \gamma$  に等しい  $\frac{dF_n}{d\xi}$  (または  $dF_n/dt$ ) を求める。次に点  $(0, F_{n0})$  から横軸に対する角  $\gamma$  をもって (符号を考慮して) 直線を引き、縦軸と平行で縦軸から  $d\xi$  (または  $dt$ ) の距離にある線と交わらせる。それから  $F_{nl}$  の値をグラフで求める。この値は破線が横軸と交わるまで続くそれ以降の作図にとって最初の読み取りに当る  $F_n$  値である。

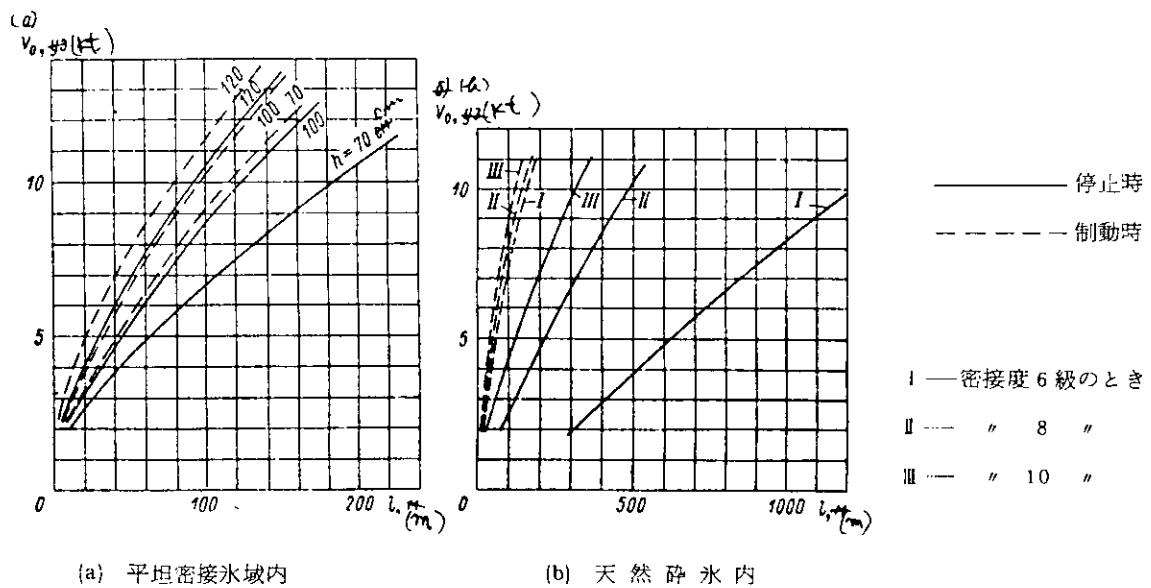
実地観測から次のことが確認できている。即ち、既述の諸非定常過程における砕氷船の運動および氷との相互作用の特性は氷海内における砕氷船の連続定常直線運動に際してみられる運動と根本的には相違しないことである。この運動については文献[8]に詳細に述べられている。上記の事情は前述の仮定、即ち、ここで検討の対象としている諸過程が準定常性のものであるとの仮定、の正当性を間接的に立証している。各種型式の砕氷船の実地試験結果と問題となる全ての種類の操船 (停止、制動、発進およびチャージングを伴なう運転) を抱括する計算データとの比較対照から両者は満足すべき一致をみている。式(28)～(30)は今後設計される砕氷船の慣性特性を求めるのに、またそれに対する諸因子の影響を評価するのに利用できる。この種の因子としては、一方では砕氷船の諸要素、他方では氷の諸特性 (パラメータ) が挙げられる。原則として、氷海内における停止、制動、発進時の走行距離の絶対値は、開水面における同様の操船操作実施時のそれよりも著しく小さい (第 6-1 図、第 8 表参照)。比較的軽い海水条件 (水厚および密接度が小さい) のときは停止時の走行距離は制動時のそれよりも著しく短い。重い海水条件 (特に水厚が  $h_{pr}$  に近い) のときは停止時と制動時で走行距離は実際上同じである。

船舶に関する諸パラメータのうちで非整定運動の特性に本質的な影響を及ぼすものは初期速度  $V_0$  と排水量であるが、これらは関係計算式に明瞭の形で含まれている。

発進時、制動時およびチャージングを伴なう進行時については、上記の要因にスクリューの推力が付け加えられる。非整定運動の特性はまたその他の船舶諸要素、例えば船体の主要寸法、船体線図形状の係数などにも依存する。これらは氷の抵抗を求める式に含まれる。

走行距離に対する初期速度の影響は第 6-2 図に示す通りである。

氷の厚さが  $h_{pr}$  に近い場合の走行距離は停止時にも、また制動時にもせいぜい 5～10 m であり (即ち、開水面での走行



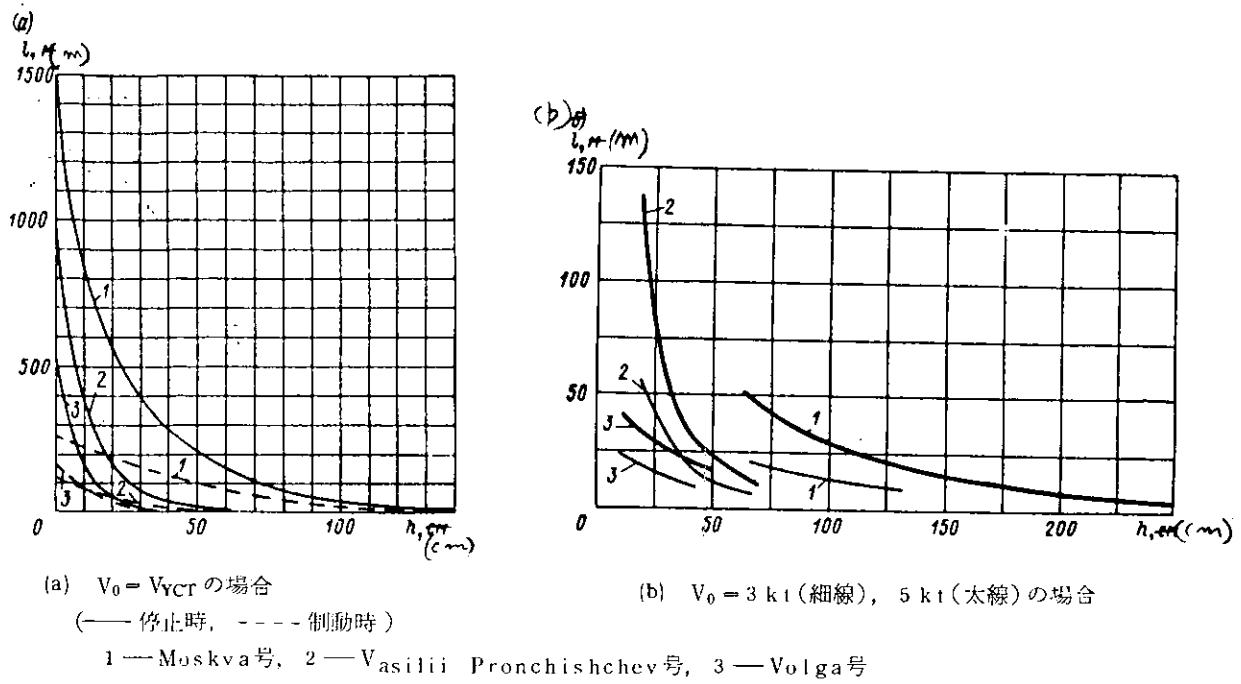
第61図 砕氷船Moskva号の走行距離と初期速度の関係

第8表 砕氷船の慣性特性

砕氷船	運航条件	氷の厚さ(cm)	初期速度(kt)	停止		制動		発進	
				走行路(m)	時間(sec)	走行路(m)	時間(sec)	走行路(m)	時間(sec)
Moskva	開水面	0	18.7	1200	500	220	6.2	900	960
	密接氷域	70	8.0	100	—	60	3.0	—	—
	"	100	5.5	40	—	27	1.8	—	—
	"	120	3.0	15	—	9	0.9	—	—
	"	140	1.5	8	1.0	6	0.8	—	—
Vasilii	開水面	0	14.6	850	480	120	48.0	—	—
	密接氷域	20	9.0	170	125	76	3.2	180	7.5
	"	30	7.0	70	46	38	2.0	140	6.5
	Pronchishchev	40	4.0	27	—	15	1.6	120	8.0
	"	50	2.5	12	—	10	1.1	—	—
Volga	開水面	0	10.5	500	315	160	5.7	245	10.5
	密接氷域	30	1.0	7.0	12.0	4.5	1.0	15.5	18.6

に較べて無視できるほど短い), 実際に砕氷船の諸要素には依存しない。停止時間および制動時間も, また, それぞれ短い。その時間は砕氷船の推進機関が逆回転する時間(通常 8 ~ 12 sec)と同程度である。第62図からは密接氷域内で砕氷船が停止する場合の走行距離に及ぼす排水量の影響を判断することができる。式28~30の解析および計算結果によれば平均して, 停止時および制動時における平坦密接氷域内の砕氷船の走行距離は 1 より若干小さい程度で比例している。しかし, 排水量の影響を純粋な形で表現することは困難である。その理由は比較の対象となる砕氷船が排水量のほかにもスクリューの推力, 初期速度および他の一連の諸要素において互に相違しているからである。

以上のこととを要約すれば以下のように記述できる。まず, 最新型の航洋砕氷船の大多数は満足すべき針路安定性をもっている。旋回性能は砕氷船にとって最も重要な性能であり, 新しい砕氷船では船体の主要寸法と船体線図形状との最適相関関係の選択によって, また, 主として, 舵取機構と動力機関の作動効率の向上によって旋回性能の向上をはかる必要がある。



第62図 各碎氷船の走行距離

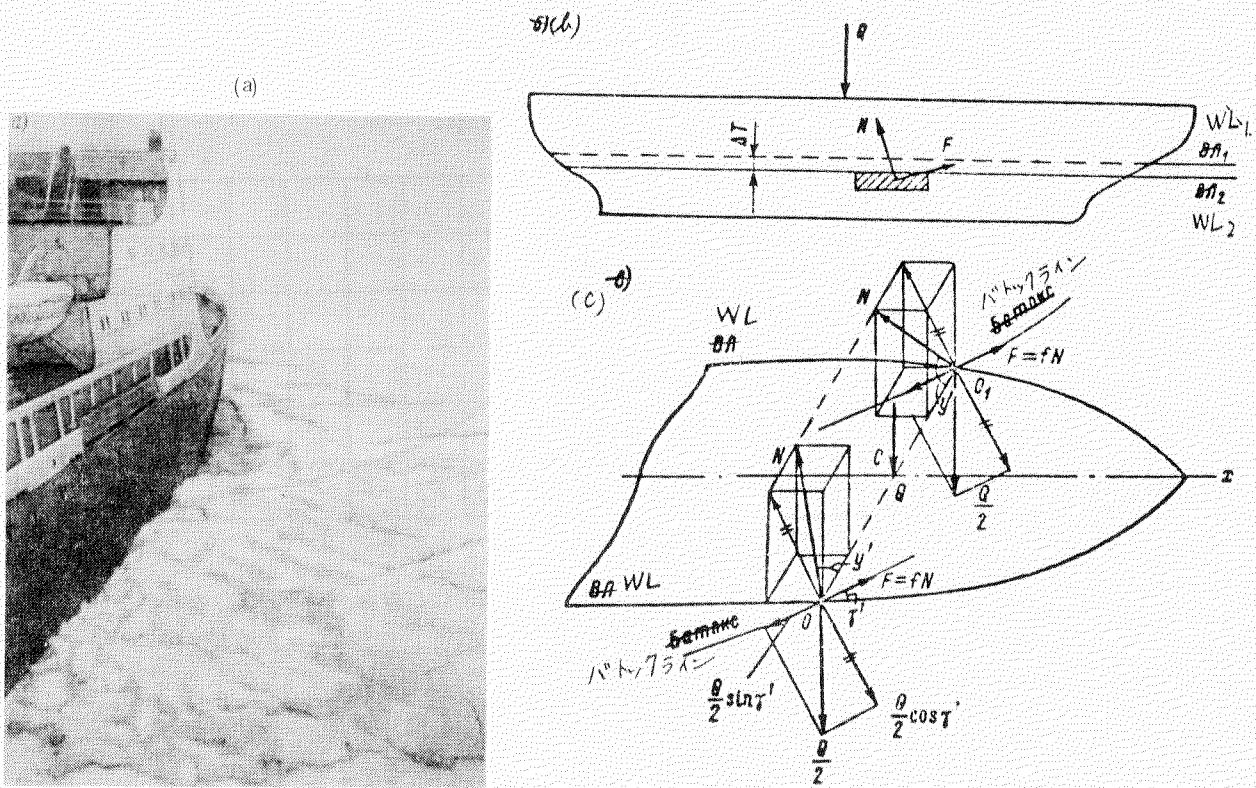
ある。次に、氷海内で最も良い操縦性を示す碎氷船は船首スクリュー2基と船尾スクリュー2基を備えたもの、および船尾に3基のスクリューを備えたものである。後者の碎氷船ではエンジン出力の大部分を中央のスクリューに伝達する場合、舵の作動効率が向上する。従って、スクリュー間の出力配分方式としては三軸型碎氷船については、操縦性の見地からは、 $1:2:1$ の比率の方が $1:1:1$ の比率よりも有利である。なお、後進時、特に曳船時の碎氷船の操縦性能は改善を要する。最後に、新しい碎氷船の慣性特性の改善は、主として、所与の排水量に対する動力装置の出力増強によって達成できる。

### 第9節 碎氷船の楔状膠着

海水中における碎氷船の楔状膠着は一般にその強制停止を意味し、その結果、碎氷船は前進運動の続行または後進運動による氷からの離脱が不能な状態におかれる。ここで、船体の氷上への乗上げを伴う膠着と伴わない膠着を区別する必要がある。両方の場合とも膠着状態からの碎氷船の離脱を阻げるものは氷と舷側外板との間の摩擦力である。前者の場合の摩擦力は、碎氷船が氷上に乗上げたときに現われる反動圧力によって主として条件づけられ、後者の場合の摩擦力は船の重量の力の作用によってではなく圧縮時の碎氷の圧力によって条件づけられる。

碎氷船が重い起伏状密接水域内でチャージング作業する場合に船体の乗上げを伴う膠着が最も頻繁に観察される。原則として、乗上げを伴う膠着時には船体と氷との接触領域が2つ(各舷1つずつ)形成される。これらの領域は通常、船体中央から船首側へ若干ずれた船体中央部分に分布している。この場合、両接触領域では氷の強い圧碎と破碎が観察される(第63図(a)参照)。稀れには、乗上げ膠着時に接触領域が3つ(船体中央部に2つ、船首部に1つ)できる。また接触領域が1つ(船首部またはそれに接続している舷側区間に)形成されるだけで碎氷船の膠着が起きることもある。膠着条件の解析式を導き出すに当って、船舶が均衡状態にあるものと看做す。また膠着領域は両舷において対称状に位置するものと看做す。即ち、摩擦力および氷側からの法線方向の反動圧力は船体中心線に対してそれぞれ対称であると仮定する。

膠着時のトリムおよび横傾斜は無視することにする。これにより問題の解決は簡単化され、しかも重大な誤差をもたらすことはない。更に、面 $xoz$ が船体中心線面と、面 $yoz$ が船体中央部面と、面 $xoy$ が氷線面とそれぞれ合致するような座標軸系を選定する。膠着過程の解明に際し、船舶を引留める力を膠着条件および船体線図形状との関係で求め、更に、膠着状態からの船舶の離脱



第63図 (a)一碎氷船の船体中央部の膠着 (b)一力の作用図 (c)一力の分割図

に扱われるさまざまな手段の効果を評価する必要がある。

船体中央部分による楔状膠着 船体の氷上への乗上げを伴い、2つの接触領域によって船体中央部分が膠着した場合、碎氷船は下側に向かう損失浮力  $Q = \omega \Delta T S$  (ただし、 $\omega$ —水の比重、 $\Delta T$ —平均喫水線の変化分、 $S$ —水線面積)、接触場所の舷側に対する法線方向に氷側から作用する2つの反動力  $N$  (各舷側から1つずつ) および膠着領域において船体面に接する面に分布する摩擦力  $F$  の作用を受けて均衡状態におかれている (第63図(b)参照)。法線方向の圧力成分は碎氷船を負の  $x$  値の側に動かすように働く。従って、膠着時の摩擦力は碎氷船が後方へ退くのを阻げる。後方へ退去するとき碎氷船は船首部による氷盤への乗り上げ過程において舷側による氷の圧碎の結果形成される楔形の溝を滑る。このように碎氷船は上下運動と共に水平運動を行なう。その点の運動軌跡は船体と氷との接触領域におけるバトックラインに平行な線として表わされる。このように、膠着時においては両舷側から作用する総合摩擦力  $F$  は船体と氷との接触領域におけるバトックラインに対する接線の方向に作用する。

ここで力  $N$  および  $F$  は接触領域の長さ方向の中央に、即ち、点  $O$  および  $O_1$  に加えられ、また損失摩擦力  $Q$  は船体中心線上に存在し、その作用線は点  $O$  を通る。即ち  $OC = O_1 C$  と看做す (第63図(c)参照)。

次に、力  $Q$  を点  $O$  および  $O_1$  に負荷された2つの等価な力  $Q/2$  に置き換える。点  $O$  (または  $O_1$ ) に負荷された力をバトックラインに対する法線および接線の方向上に投影すれば、船舶の平衡方程式として下記の式が得られる。

$$F - \frac{Q}{2} \sin \gamma' = 0 \quad (31)$$

$$N \sin \gamma' - \frac{Q}{2} \cos \gamma' = 0$$

ただし、 $\gamma'$ —水線面に対するバトックラインの傾斜角

$y'$ —点  $O$  における船体面に対する法線の方向と  $y$  軸に平行な線  $OO_1$  とで成す角

摩擦力  $F$  の限界値はクーロンの法則によって下記のように求める。

$$F = f_{CT} N$$

ただし、 $f_{CT}$ —外板と氷との静摩擦の係数

そこで、下記の関係に注目する。

$$\sin y' = \frac{\cos z'}{\cos \gamma'} \approx \frac{\cos \beta'}{\cos \gamma'} \quad (33)$$

ただし、 $z$ —舷側にに対する法線と垂線とで成す角（船体中央部においてはこの角は水平線に対する舷側の傾斜角 $\beta'$ に等しい）と探ることができる

式(31)から下記が得られる。

$$f_{CT} = t_g \gamma' \cos \beta' / \cos \gamma'$$

砕氷船は下記の条件が成立するとき膠着する。

$$f_{CT} \geq t_g \gamma' \cos \beta' / \cos \gamma' \quad (34)$$

角 $\alpha'$ ,  $\beta'$ ,  $\gamma'$ の関係式として下記を用いる。

$$t_g \gamma' = t_g \alpha' t_g \beta' \quad (35)$$

ただし、 $\alpha'$ —水線に対する接線と船体中心線とで成す角。

砕氷船が中央部分で膠着する条件は次式で表わされる。

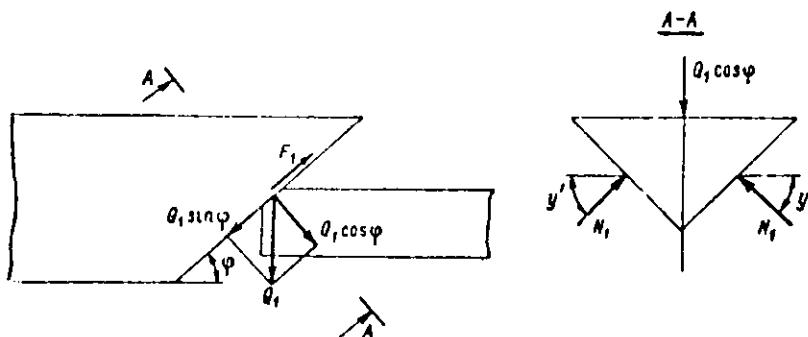
$$t_{CT} \geq \sin \beta' t_g \alpha' \sqrt{1 + t_g^2 \alpha' t_g^2 \beta'} \quad (36)$$

**船首材による楔状膠着** これは砕氷船の船首部が氷に突込んだときに起きる現象である。停止し、スクリューの前進回転を止めた後で砕氷船が氷から離脱できるのは船首材およびそれに接続する船体部分に自己制動が生じない場合のみである。

ここで、砕氷船の氷への突込みによって船首材に生じる垂直方向の力を $Q_1$ で表わすことにする。

氷側から船体に対する法線反動 $N_1$ （各舷側から作用する）は次式によって求められる（第64図参照）。

$$N_1 = \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin y'}$$



第64図 船首材で膠着したときの作用図

ただし、 $\varphi$ —水平面に対する船首材の傾斜角

$y'$ —法線と横水平軸で成す角

膠着条件は下記のよう示される。

$$Q_1 \sin \varphi \leq 2 F_1$$

ただし、 $F_1$ —船首材に接続している各舷側部分で作用する摩擦力。

$$\text{そこで, } F_1 = f_{CT} N_1 = f_{CT} \cdot \frac{Q_1}{2} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin y'}$$

と認めれば次式を得る。

$$f_{CT} \geq t_g \varphi \sin y'$$

上式で  $\sin \gamma'$  を式(36)からの値と替え、且つ

$$\cos z' = \frac{1}{\sqrt{1 + t_g^2 \beta' \cos^2 \varphi}}$$

であることを考慮すれば、砕氷船の船首材による楔状膠着条件の式として下記が得られる。

$$f_{CT} \geq \frac{t_g \varphi}{\cos \varphi} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + t_g^2 \beta' \cos^2 \varphi}} \quad (37)$$

船体の氷上への乗上げを伴わない楔状膠着 これは密接度の大きい重氷盤内を運動するとき或いは氷丘氷内の水路を運動するときに観察される。このような条件のもとでは大きな氷塊または水路の氷縁が氷を自由に脇へ押し分けることを阻げる。その結果、船に極く接近して存在する氷塊が圧縮する。このことによって船体に反動圧力が加わり、この圧力が著しい摩擦力の出現を惹き起す。明らかに、これらの力の大きさは不定である。このような膠着のもとでは摩擦力は船首部においては水線に対する接線方向に沿って船首側に向けられ、船尾部においては同様に船尾側に向けられる。

船体の乗上げを伴わない膠着の場合に砕氷船の船首部要素に加えられる力の作用状態を第65図に示す。

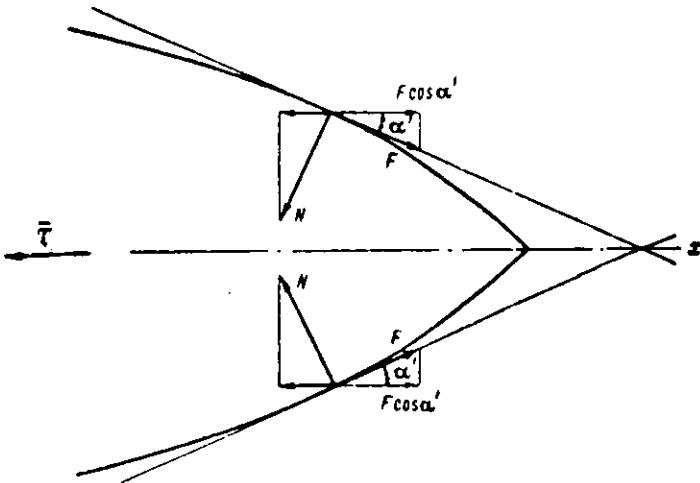
この図から明らかなように、x軸に対する法線方向の圧力の投影が同じ軸に対する摩擦力の投影よりも小さいかあるいはそれと等しいならば、即ち、

$$N \cos x' \leq F \cos \alpha'$$

であるならば、膠着が起きる。ただし、  
 $x'$ は船体面に対する法線の方向とx軸と  
で成す角。

上式で  $x' = \sin \alpha' \sin \beta'$  および  $F = f_{CT} N$  を代入すれば、最終的に次式が  
得られる。

$$t_{CT} \geq t_g \alpha' \sin \beta' \quad (35)$$



第65図 船体の氷上への乗上げを伴なわぬ楔状膠着の場合の力の作用図

膠着領域の舷側が垂直である ( $\beta' = 90^\circ$ ) とすれば条件(38)は下記の形で示される。

$$f_{CT} \geq t_g \alpha' \quad (38)$$

ここで静摩擦係数を  $f_{CT} = 0.3$  とおけば、垂直舷側をもつ船舶の膠着領域は船体中央 ( $\alpha' = 0$ ) から水線区間 ( $\alpha' = 17.5$ ) までの場所に存在することがわかる。

式(38)から、舷側の傾斜が増大（即ち、角  $\beta'$  が減少）するにつれて膠着領域の長さが増大することがわかる。解析の結果によれば、現存の海洋型砕氷船の船体線図形状のもとでは、乗上げを伴わない膠着は任意の船首部水線区間に生じ得る。

式(38)と同様に、砕氷船の船尾部に対して乗上げを伴わない膠着の条件を得ることができる。

氷の圧縮があるとき、即ち船首から船尾までの全船体が氷の圧力を受ける場合、氷上への乗上げを伴わない膠着の条件は下記のように最も一般的な形でのみ示すことができる。

$$\sum N_{Hx} - \sum N_{Kx} \leq \sum F_{Hx} + \sum F_{Kx}$$

ただし、 $N_{Hx}$  と  $N_{Kx}$ —それぞれ船首部、船尾部の単位長さ当たりに負荷される法線応力のx軸上への投影

$F_{Hx}$  と  $F_{Kx}$ —それぞれ船首部、船尾部の単位長さ当たりに負荷される摩擦力のx軸上への投影

式(36)および(37)の解析から船体線図形状の特性を選び出すことによって砕氷船の膠着を無くすことができる船首部による膠着の場合のみであることがわかる。

従って、各種の離脱手法の効果を評価することは特に意味がある。例えば、スクリューの働き、操舵、ヒーリング方式、トリミング方式などの効果の評価である。膠着状態からの離脱に際し、まず第一に頼る方法はスクリューを後進回転させる方法である。後進運転時には、繋留状態でスクリューによって生じる推力の大きさがx軸上への総合摩擦力の投影に等しい（またそれより大きい）ならば後進が可能となる。これを碎氷船の非膠着性の基準と看做すことができる。

**非膠着性基準** 2つの接触領域をもつて船体中央部で碎氷船が楔状膠着する場合の非膠着性基準を平衡方程式(31)から下記のように求める。その際、第63図で示された力にスクリューの後進推力  $\bar{T}_{z,kh}$  を追加する。

$$\left. \begin{aligned} F - \frac{Q}{2} \sin \gamma' - \frac{\bar{T}_{z,kh}}{2} \cos \gamma' &= 0 \\ N \sin \gamma' - \frac{Q}{2} \cos \gamma' + \frac{\bar{T}_{z,kh}}{2} \sin \gamma' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

式(32)と(33)を用い且つ  $\cos \alpha' \approx \cos \beta'$  であることを考慮すれば、推進機関の後進動作による膠着状態からの離脱の条件（非膠着性基準）が式(40)から下記のように求められる。

$$\frac{\bar{T}_{z,kh}}{Q} = \frac{f_{CT} \cos^2 \gamma' - \sin \gamma' \cos \beta'}{f_{CT} \sin \gamma' \cos \gamma' + \cos \gamma' \cos \beta'} \quad (41)$$

条件(41)は式(35)を考慮するとき下記の形に書き改められる。

$$\frac{\bar{T}_{z,kh}}{Q} = \frac{f_{CT} - t_g \alpha' t_g \beta' \sqrt{1 + t_g^2 \alpha' t_g^2 \beta'}}{f_{CT} t_g \alpha' t_g \beta' + \cos \beta' \sqrt{1 + t_g^2 \alpha' t_g^2 \beta'}} \quad (42)$$

そこで  $T_{z,kh} = 0$  のとき条件(42)と(36)は一致することが容易に明らかになる。 $\alpha' = 0$  で  $\beta' \neq 0$  の場合（船体平行部の膠着の場合）、 $\gamma' = 0$  のときには式(42)から次式が得られる。

$$\frac{\bar{T}_{z,kh}}{Q} \geq \frac{f_{CT}}{\cos \beta'}$$

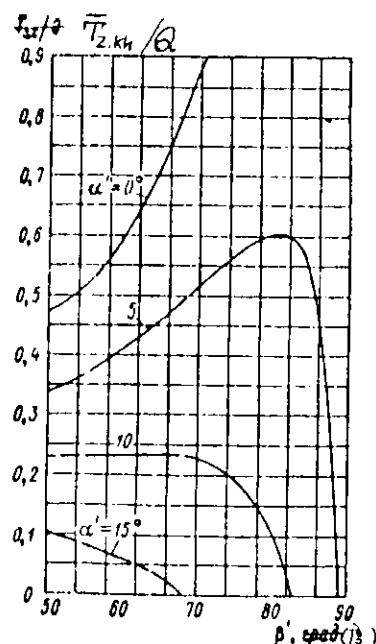
また  $\beta' = 0$  で  $\alpha' \neq 0$  の場合、即ち物体が水平面を運動するとき  $\gamma' = 0$  であれば、条件(42)は下記の形をとる。

$$\frac{\bar{T}_{z,kh}}{Q} \geq f_{CT}$$

更に  $\beta' = 90^\circ$  で  $\alpha' = 0$ （これは垂直舷側の膠着に相当する）の場合に  $\gamma' = 90^\circ$  であれば、式(42)はその物理的意味を失なう。即ち、この場合には船体の乗上げが無い。即ち、 $Q = 0$  である。

さまざまな角  $\alpha'$  値に対する  $\bar{T}_{z,kh}/Q = f(\beta')$  のグラフは第66図に示すとおりである。これらの曲線は外板と氷との静摩擦係数  $f_{CT} = 0.3$  に対応するものである。この係数の変化範囲は外的諸要因（温度、雪の有無、その他）の変化に応じて比較的広い（0.2～0.8）。ここで採用した値  $f_{CT} = 0.3$  は空気温度が比較的小さいマイナス値であるときの裸氷と鉄との摩擦に相当する。このグラフから碎氷船がスクリューを後進回転させて氷から離脱できる角  $\alpha'$  および  $\beta'$  の値を所与の  $\bar{T}_{z,kh}/Q$  値のもとで求めることができ。

ここで、非膠着性基準の解析、即ち平均喫水が  $AT = 0.1 m$  から  $AT = 1 m$  まで変化する氷上乗上げを伴う膠着からの離脱に際してのスクリューの働きの解析のために第66図を利用する。碎氷船としては2つの船級即ち大出力型と中級型を検討の対象とする。ここで採られた浮上量に對し、それぞれ下記の数値が得られる。



第66図 さまざまな角  $\alpha'$  に対する  $\bar{T}_{z,kh}/Q = f(\beta')$  の関係

大出力碎氷船については  $\Delta T = 0.1 \text{ m}$  のとき  $\bar{T}_{z,kh}/Q = 0.65$ 、また  $\Delta T = 1 \text{ m}$  のとき  $\bar{T}_{z,kh}/Q = 0.065$

中級型碎氷船については  $\Delta T = 0.1 \text{ m}$  のとき  $\bar{T}_{z,kh}/Q = 0.435$ 、また  $\Delta T = 1 \text{ m}$  のとき  $\bar{T}_{z,kh}/Q = 0.0435$

第66図のグラフから  $f_{CT} = 0.3$  で  $\Delta T = 0.1 \text{ m}$  のとき、接触領域において  $\alpha' \geq 2.5^\circ$  であれば大出力碎氷船はスクリューを後進回転させて離脱させることができ、また中級型碎氷船は  $\alpha' \geq 7^\circ$  であれば離脱できることが求まる。 $\Delta T = 1 \text{ m}$  となる浮上が起きた場合にはこれらの角  $\alpha'$  は両者の碎氷船ではほぼ同一になる。この場合の離脱条件は  $\alpha' \geq 13^\circ$  に相当する。 $\alpha' = 0$  となるような船体領域において膠着する場合（これは最も苛酷な場合）、大出力碎氷船でも  $\Delta T < 0.1 \text{ m}$  の条件のもとでのみ離脱が可能となる。

碎氷船の特性	大出力碎氷船	中級型碎氷船
動力機関の出力 N (HP)	$20 \cdot 10^3$	$(10 \sim 20) \cdot 10^3$
スクリューの推力 { 前進回転時 $T(t)$ 後進回転時 $T_{z,kh}(f)$	200 130	100 65
喫水 1 cm 当りのトン数 (t)	2.0	1.5
設計水線に対する舷の傾斜角 $\beta'$ (度)	7.0	7.0

従って、碎氷船の離脱にスクリューの働きを利用する方法は、船体中央部における非膠着性基準を満たせない。接触領域が船体中央部から船首部へ移るにつれてスクリューの後進運動の効果が高まる。例えば、 $\alpha' \approx 10^\circ$  の等分割線域で膠着が生ずる場合には、大出力碎氷船がスクリューを後進運動させて離脱できる条件は  $\Delta T \approx 0.3 \text{ m}$  である。このような計算結果は実地観測データによって裏付けられている。

膠着状態からの離脱方法としては、更に、舷側スクリューを互に異なる側に回転させる方法（“相互逆回転”運動）、舵角変更、またこの両者と一緒にに行なう方法が用いられる。これらの方法を用いても離脱に成功しない場合にはヒーリング方式やトリミング方式が採用される。碎氷船の膠着状態は、条件付きではあるが、弱膠着と強膠着に区別することができる。弱膠着とは碎氷船が 3~5 分間に亘るスクリューの“相互逆転”運動と舵角変更の組合せによって離脱できる膠着状態を指し、強膠着とはこのような手段では離脱できずヒーリング方式およびトリミング方式の採用が必要となる膠着状態を指す。

一般に、固体の滑り摩擦力は摩擦係数ならびに正規圧力の減少によって低減する。膠着時の氷と船体との間の摩擦係数は静摩擦の動摩擦への移行条件、即ち、氷に対し船体が転位する条件を作り出すことによって減少できる。鋼面における海水の動摩擦係数の平均値は  $f_d = 0.1$  であり、静摩擦係数の平均値は  $f_{CT} = 0.3$  である。従って、静摩擦から動摩擦へ移れば摩擦力は  $\frac{1}{3}$  に減じる。

船体の浮上を伴う膠着において法線圧力を減少する実際的な手段は液体バластの排出であり、これによって損失浮力、従って、摩擦力が比例的に減少される。

各種の離脱手法を適用するとき一連の場合に接触領域に追加的な氷の圧碎または曲げによる破壊が起きることが指摘できる。このような現象は船体の離脱を促進する。即ち、正規圧力の低減を助成し、そのため摩擦力の低下をもたらす。実際には、氷の圧碎による膠着状態からの離脱過程は長いものであることが明らかになっている。

現在のところ、膠着領域における氷の圧碎に際して各種離脱方法の適用効果については充分な精度をもって評価することができない。この評価のためにはそれぞれの具体的なケースに対して膠着領域の長さ、氷の厚さ、船体の浮上規模の相互関係を知る必要がある。ヒーリング方式の検討に際しては氷の追加的破壊は碎氷船の膠着からの離脱にとって必要条件ではあるが、充分条件ではないことが判明するであろう。即ち、氷盤に曲げによるクラックが現われた後に船体が降下するためにはそこに形成された氷塊を押し沈めることが必要であるからである。

船体の浮上を伴わない膠着の場合には、恐らく、唯一の有効な離脱方法は静摩擦の動摩擦への移行方式であろう。この場合、ヒーリング方式が他の諸方法に優先して採用されるべきである。

船体中央部で膠着したときスクリューの“相互逆回転”運転により砕氷船を離脱させる方法について舵角変更を行なう場合と行なわない場合を対象に検討してみる。

舷側スクリューを“相互逆回転”運転し、中央スクリューを後進運動する場合 膠着時に砕氷船に2つの互に独立な力の系が加えられる。それは互に均衡し合う力（船の重量と浮力）であるが、検討からは除外する。三軸砕氷船の船体に対する力の作用状態を第67図に示す。

1つの力系には後進回転する中央スクリューの推力  $\bar{T}'_{cp}$ 、正規圧力の力  $N$ 、各舷側に作用しバトックラインに対する接線方向の向きをもつ摩擦力  $F_0$ 、損失浮力  $Q$  が含まれ、他の1つの力系は舷側スクリューの推力  $\bar{T}'_l$ （左舷スクリュー 後進回転）、および  $\bar{T}'_{pr}$ （右舷スクリュー 前進回転）、実水線に対する接線方向の向きをもつ摩擦力  $F_1$  および  $F_2$  から構成される。このように、膠着領域における各舷側では2つの摩擦力、即ち、左舷では  $F_0$  と  $F_1$ 、右舷では  $F_0$  と  $F_2$  が作用する。

前者の力系の平衡条件から必然的に次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \frac{1}{2} ( Q \sin \gamma' + \bar{T}'_{cp} \cos \gamma' ) \\ N &= \frac{1}{2} \left( Q \frac{\cos^2 \gamma'}{\cos \beta'} - \bar{T}'_{cp} \frac{\sin \gamma' \cos \gamma'}{\cos \beta'} \right) \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

また、後者の力系の平衡条件から次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \bar{T}'_{pr} \left( \frac{a}{B} - \frac{1}{2} \right) + \bar{T}'_l \left( \frac{a}{B} + \frac{1}{2} \right) \\ F_2 &= \bar{T}'_{pr} \left( \frac{a}{B} - \frac{1}{2} \right) + \bar{T}'_l \left( \frac{a}{B} + \frac{1}{2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

ただし、 $a$ —左右舷側スクリュー間の距離の半分の長さ、 $B$ —砕氷船の船幅

左舷と右舷の摩擦力の合力はその大きさ毎に相違している。砕氷船を膠着状態から離脱させるための必要十分条件として摩擦力の合力がいずれか一方の舷側において  $f_{CT}N$  の値に達するときの条件を探ることにする。現存の諸砕氷船についてみれば、 $a/B$  比および  $\bar{T}_{z,kh}/\bar{T}$  比（ただし、 $\bar{T}_{z,kh}$ —スクリューの後進回転時の推力、 $\bar{T}$ —スクリューの前進回転時の推力）の値をそれぞれ 0.25 および 0.65 と探ることができる。その場合、ここで検討の対象とするケースについては、摩擦力の合力は左舷における  $F_R$  の方が右舷における摩擦力より大きいから、膠着状態からの離脱は  $F_R = f_{CT}N$  のときに実現することになる。左舷における摩擦力の力の三角形から次式が導き出される。

$$F_1 = F_R \cos A - F_0 \cos \gamma'$$

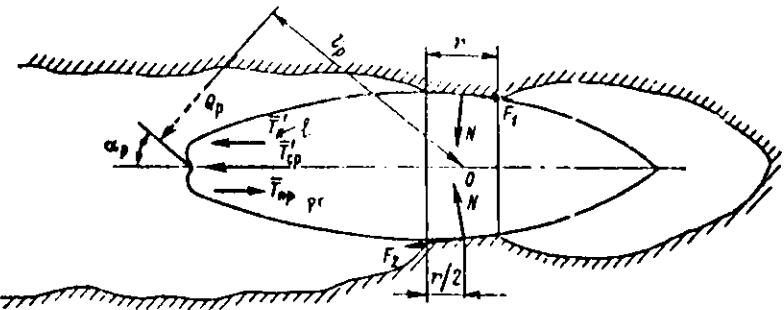
ただし、 $A$ —摩擦力の合力と水線面とで成す角

上式で  $\cos A$  の値は砕氷船の船体中央部に対しては略 1 に等しくなる。その場合には次式が得られる。

$$F_1 = F_R - F_0 \cos \gamma' \quad (45)$$

式(44)と式(45)とで  $F_1$  を等しいと看做し、且つそこで  $F_R = f_{CT}N$  であると看做し、また式(43)から  $F_0$  と  $N$  を採れば、砕氷船のスクリューの“相互逆回転”運転による膠着離脱のための条件式が下記のようになれる。

$$\frac{1}{2} \bar{T}_{pr} + \bar{T}'_{cp} \left( f_{CT} - \frac{\sin \gamma' \cos \gamma'}{\cos \beta'} + \cos^2 \gamma' \right) \geq \quad (46)$$



第67図 スクリューと舵を働かせて楔状膠着状態から離脱する際の力の作用図

$$\geq Q \left( f_{CT} \frac{\cos^2 \gamma'}{\cos \beta'} - \sin \gamma' \cos \gamma' \right)$$

式(46)による計算値を第9表に示す。この表から判るように、膠着状態から碎氷船を離脱させるためにスクリューの“相互逆回転”運動方式を採用することは船体浮上が比較的僅かな場合においてすらも効果的ではない。例えば、大出力碎氷船がスクリューの“相互逆回転”運動を行なう場合、浮上(その場合  $\Delta T \leq 0.2 m$ )した場合の離脱が可能となるのは膠着領域が等分割線番号が  $N_5$  または  $N_6$  から船首部に向けた範囲に存在するときにおいてである。

第9表 碎氷船がスクリューを“相互逆回転”させて  
楔状膠着状態から離脱するための条件

膠着領域における角		碎氷船の最大浮上量(m)	
$\alpha'$	$\beta'$	大出力碎氷船	中級型碎氷船
0	70	離脱なし	離脱なし
5		同上	同上
10		0.2	0.1
15		0.5	0.3

両舷のスクリューを“相互逆回転”させ、それと同時に舵角変更操作を行なう場合 この方法は碎氷船の楔状膠着からの離脱に際し船を回転させるモーメントを増強するため採用される。この場合、中央スクリューによって舵に投与される水が作用するために船体には上記で検討した諸力のほかに  $Q_p$  なる力(第67図参照)が作用する。この力の値はこの種の離脱方式の効果を評価するに当たり下記の式から充分な精度をもって求めることができる。

$$Q_p = \frac{\rho}{2} (v \sin \alpha_p)^2 S \quad (47)$$

ただし、 $\rho = 1020 t \cdot sec^2/m^4$ —水の質量密度、 $v$ —中央スクリューにより舵に投与される水の流速  $\alpha_p = 35^\circ$ —最大舵角、 $S_p$ —舵板の面積。

力  $Q_p$  が存在するとき、左舷における摩擦力(第47図参照)の式(44)には付加相加数が現われ、その結果、この力は次のようなになる。

$$F_t = \bar{T}_{pr} \left( \frac{a}{B} - \frac{1}{2} \right) + \bar{T}_l \left( \frac{a}{B} + \frac{1}{2} \right) + \\ + 2 Q_p \left( \frac{\ell_p}{B} \cos \alpha_p + \frac{1}{2} \sin \alpha_p \right)$$

その場合、スクリューの“相互逆回転”による離脱のための条件式(46)はこのケースに対しては下記の形をとる。

$$\frac{1}{2} \bar{T}_{pr} + \bar{T}'_{cp} \left( f_{CT} \frac{\sin \gamma' \cos \gamma'}{\cos \beta'} + \cos^2 \gamma' \right) + 2 Q_p \left( \frac{\ell_p}{B} \cos \alpha_p + \frac{1}{2} \sin \alpha_p \right) \geq \\ \geq Q \left( f_{CT} \frac{\cos^2 \gamma'}{\cos \beta'} - \sin \gamma' \cos \gamma' \right)$$

膠着領域の中央部で中心線面上に存在する回線中心に対する力  $Q_p$  の腕  $\ell_p$  は次の関係式で表わされる。

$$\ell_p = \frac{1}{2} (L + r) \cos \alpha_p$$

ただし、 $r = B$ —膠着領域の長さ<sup>\*)</sup>

以上で述べた事を考慮し、且つ舵角  $\alpha_p = 35^\circ$  のとき  $L/B = 4.8$  と採れば、最終的には次式が得られる。

\*)—観測によれば、碎氷船の各舷側からの膠着領域の長さは 10~30 m の範囲にある。この場合、計算では平均値として  $r = 20 m \approx B$  と採る。

$$\frac{1}{2} \bar{T}_{pr} + \bar{T}'_{cp} \left( f_{CT} \frac{\sin \gamma' \cos \gamma'}{\cos \beta'} + \cos^2 \gamma' \right) + 5.4 Q_p \geq Q \left( f_{CT} \frac{\cos \gamma'}{\sin \gamma'} - \sin \gamma' \cos \gamma' \right) \quad (48)$$

大出力型および中級型砕氷船の場合の  $Q_p$  の値は式(47)から得られるが、それぞれ 12 t および 8 t である。

式(48)によると計算結果を第 10 表に示す。

第 10 表 砕氷船がスクリューの“相互逆回転”と操舵によって楔状膠着態から離脱するための条件

膠着領域における角		砕氷船の最大浮上量 (m)	
$\alpha'$	$\beta'$	大出力砕氷船	中級型砕氷船
0		離脱なし	離脱なし
5		0.1	同上
10	70	0.3	0.2
15		0.8	0.6

第 9 表と第 10 表の比較検討から、プロペラスクリューの“相互逆回転”時に舵角変更操作を行なっても膠着状態からの砕氷船離脱の効果を若干高め得るが、離脱問題の解決にはならないことがわかる。即ち、船体中央で膠着するときの最も苛酷な場合 ( $\alpha'=0$  のとき) にはスクリューと舵の動きで砕氷船が離脱できるのは船体の浮上量が比較的小さい ( $\Delta T \approx 0.1 m$ ) の場合のみである。

本節で既に述べたように、乗上げを伴う膠着に際し砕氷船を引留める摩擦力の大きさは損失浮力によって決まる。航海スタッフが砕氷船の膠着度を評価し、またそれに対応して必要な離脱措置を講じるためにには、膠着過程における船の喫水変化を求ることのできる喫水計を航海甲板室に装備すべきである。“弱”膠着の特徴は平均喫水の変化  $\Delta T$  が  $0.15 m$  まで、また“強”膠着は  $\Delta T > 0.15 m$  を特徴とする。

## 第 10 節 氷海耐航性

実際の航海に当って極めて重要なことはあれこれの海水条件のもとで船舶が安全に航行できる性能、いわゆる氷海耐航性、を評価できるようすることである。既に指摘したように、船舶のさまざまな対氷性能がその船の速度にさまざまに影響する。例えば、水中航行性は所与の出力と推進性能のもとで“達成され得る”速度を決め、耐氷強度は船体構造の強度から“許容され得る”速度を決める。氷海耐航性について云えば、“安全且つ可能な”速度を意味する。即ち、この安全可能速度とは所与の海水条件のもとで動力機関の出力を最大出力にして且つ船体に損傷を招くことなく（また、スクリューの損傷や砕氷船の楔状膠着などの起きる確率も最小限にして）砕氷船が發揮できる速度のことである。一般に、この安全可能速度は船舶の氷海耐航性に対する基準として役に立つことができる。しかし平坦な密接水域においては時には氷海耐航性の判定基準として砕氷船が最低安定運動速度（1 kt 程度）をもって連続進行によって突破できる限界氷厚を探ることがある。これも正当である。即ち、この場合には船体の強度は安全可能速度を制限せず、この速度は動力機関の出力に依存するのみである。氷盤内においては安全可能速度は、原則として、耐氷強度上の諸要件から制限される。

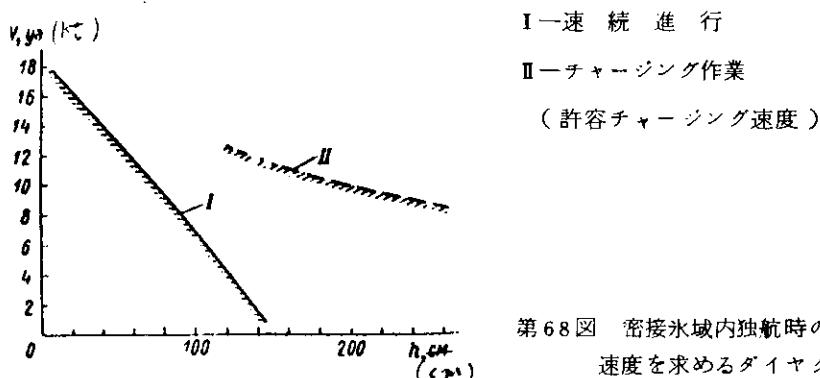
現在までのところ、氷海内における船舶の最適運動速度の選択は殆んどもっぱら船長の個人的経験に基づいて行なわれてきていることを指摘しておく。最近、ソ連において、またソ連以外の諸外国においても、船舶の氷海航行速度に根拠をもって指定できる方法を確立する試みがなされている<sup>16), 37)</sup>。ソ連においては、砕氷船および誘導される船舶の主要な対氷諸性能を考慮したダイヤグラムを用いて氷海中の速度を実際的に決定する方法が発展を見ている。このようなダイヤグラムは各砕氷船および氷海航行船舶が備えるべきいわゆるアイス・パスポート（対氷検査証）の主要な内容を成すべきものである。

アイス・パスポートには船舶の対氷諸性能を反映した一連の補足的性質の資料も含まれる。即ち、それは砕氷船の型と

アイスクラス；船体線図形状を特徴付ける主要な船体要素、係数、角度；船体の骨組様式、骨組構造材および外板の材料、それらの構造強度、氷荷重値、船底部におけるその分布などに関する諸データなどである。また動力機関については抽出力、スクリューの逆転時間、起動時間、停止時間などに関する一連のデータが含まれる。更に、ヒーリング・システム、トリミング・システムや氷箱の有無、スクリューを氷による損傷から保護するための措置、舵取機構、その対氷保護策などに関する諸データも含まれる。

アイス・バスポートの主要部分は下記の諸事項を決定するためのダイヤグラムから構成される。(a)砕氷船が独航する際の安全可能速度、(b)貨物船誘導時の安全可能速度、(c)貨物船誘導の適否、(d)砕氷船と貨物船との安全間隔。

単独航行時の砕氷船の安全可能速度を求めるダイヤグラムから、さまざまな氷海条件における砕氷船の最適運航速度を求めることができる。第68図はこのようなダイヤグラムの一例として大出力砕氷船の場合について作図したものを示す。実線は全力連続進行に対応する耐氷航行性曲線を示し、細線は船体構造に生じる応力が骨組構造材および外板材料の降伏

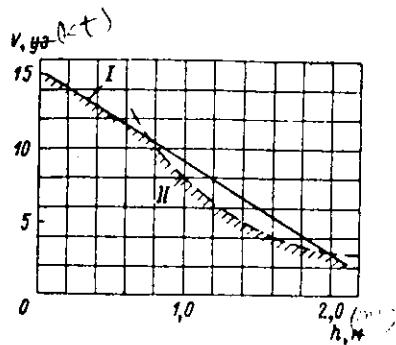


第68図 密接氷域内独航時の安全速度を求めるダイヤグラム

点に達するときの運動速度に対応している。このダイヤグラムで細線を付けた部分は砕氷船の安全可能速度に完全に対応していることを示す。砕氷船が海水中を連続進行するとき船体の強度は達成可能な速度を制約しない（ダイヤグラム上で耐氷航行性曲線はこの場合構造強度曲線と交わらない）。チャージング作業時においては船体の構造強度はその速度を制限する。砕氷船の独航時の安全可能速度を求める諸ダイヤグラム一式には北極海域および非北極凍結海域でのさまざまな航海期において作業する所与の砕氷船に典型的な主要な海水条件の全てが含まれている。

砕氷船による貨物船誘導の最適速度は被誘導船自体の許容速度によって制限される。貨物船の安全可能速度に近い速度で誘導を実現できる場合に最大の効果が達成される。その場合、船舶は氷による破損の危険にさらされることなく、自己の動力機関の出力を完全に発揮することになる。各砕氷船に対してその最適誘導速度を指定するためには主要な型式の貨物船についてそれらが砕氷船の後に従って水路を航行するときの安全可能速度のダイヤグラムを得ておく必要がある。このような航行は貨物船にとって最も特徴的なものである。第69図はVolgoles号（ソ連船舶管理局の船級分類ではアイス・クラスUL）について作成したダイヤグラムの一例を示す。貨物船においては船体の強度がしばしばその航行速度を制限する。従って、このダイヤグラムでは構造強度曲線（II）は耐氷航行性曲線（I）と交わっている。

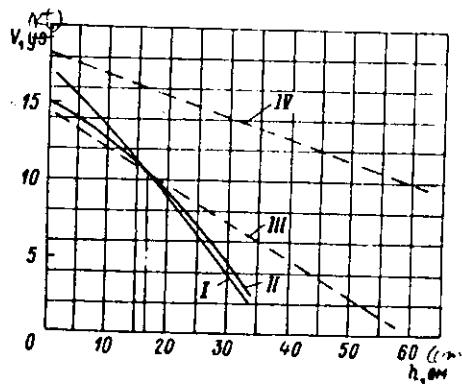
砕氷船による誘導の適否を評価するためのダイヤグラムは砕氷船の安全可能速度を求めるダイヤグラムと氷海可航型貨物船の独航時の安全可能速度を求めるダイヤグラムを本質的には一緒にして一つのグラフに表わしたものである。ただし、後者のダイヤグラムは貨物船の独航が可能な比較的軽い海水条件のみを対象に作成されている。第70図は砕氷船Moskva号、Vasilii Pronchishchev号および船舶Volgoles号に対するダイヤグラムである。この図から砕氷船による誘導が適切であるのは点線が実線の上に位置している区間に對応する氷の厚さの領域においてのみであることがわかる。例えば、平坦・密接氷域内におけるVasilii Pronchishchev型砕氷船による機船Volgoles号の誘導が適切と認められるのは氷の厚さが16cm以上の場合においてのみである。即ち、この型の船の速度は厚さ16cm以下の氷盤内を独航するときには砕氷船の速度よりも大きい。



I—耐氷航行性

II—構造強度

第69図 密接氷域内の水路を砕氷船に従って航行する船舶の安全速度を求めるダイヤグラム



I—機船 Volgoles 号(軽荷状態)

II—機船 Volgoles 号(載荷状態)

III—砕氷船 Vasili Pronchishchev 号

IV—砕氷船 Moskva 号

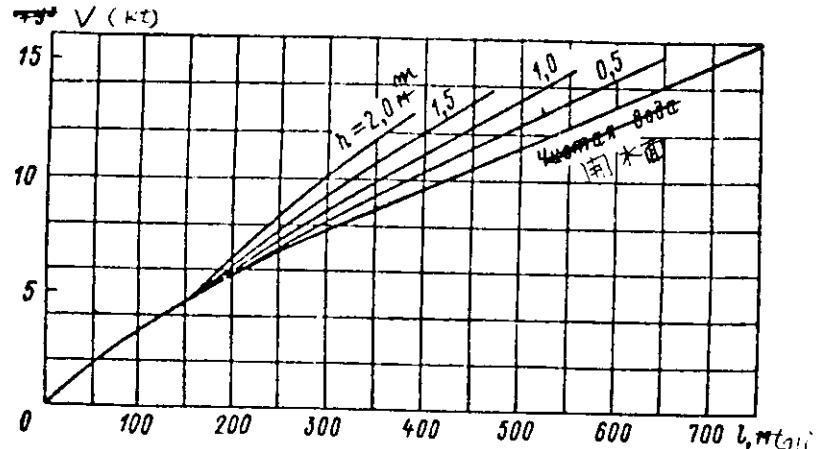
第70図 砕氷船による誘導の適否を評価するためのダイヤグラム

砕氷船と被誘導船との許容間隔を求めるダイヤグラム（第71図）は実用上大きな意味をもっている。即ち、氷盤（特に、重氷盤）内で最大の貨物船誘導速度が達成できるのは水路開設作業を実施する砕氷船と被誘導船との船間距離が最小となっている場合のみである。しかし、このような距離短縮は砕氷船の進行速度が突然低下したとき、また特に、砕氷船が氷中に膠着して動けなくなったときに衝突の危険性を増すことにつながる。

砕氷船と被誘導船との最小許容距離（砕氷船が突然停止した場合にも衝突の危険がない距離）として理解される或る安定間隔を保って誘導する場合に、最大の効果が達成されることは明らかである。第71図のダイヤグラムは、氷の厚さがさまざまな場合について、砕氷船 Moskva 号に後続して貨物船 Volgoles 号が水路を通るときの進行速度と安全距離との関係を示したものである。この種のダイヤグラムの計算は第6章および第8節で述べた方法に従って行なわれた。その場合、安全距離は、所与の速度

で砕氷船に従う船舶がスクリューによる能動的制動をかけた場合に停船するまでに水路を通過する距離として算出される。推進機関の逆転時間はそのパスポートに記載されているデータから採られる。なお、計算においては、船舶は初めは砕氷船が充満している水路を慣性で動き、その後に（砕氷船の近くで）開水面を運動することを考慮する。

船舶誘導の安全距離を実際に決定するにはアイス・パスポートに記載されている諸ダイヤグラムの内から該当するダイヤグラムを認知の氷の特性に従って選び出す。それから、進行速度を決定し（測程器による直接計測またはダイヤグラムによって）、それを第71図のダイヤグラムに記入する。第71図のダイヤグラムによれば、砕氷船の船尾付近の氷塊の無い水路区間を利用できる船間距離 200 m以下の Volgoles 号の誘導が許容されるのは速度 5 kt 以下の場合である。



第71図 密接氷域内における砕氷船と被誘導船との安全距離を求めるダイヤグラム

当然のことながら、アイス・パスポートに記載のダイヤグラムは現実の航行条件のもとで船間距離や誘導速度に影響を及ぼす全ての要因を考慮しているものではない。この種の要因としては気象条件、砕氷船および船舶の動力機関の実際の運転状態、航海スタッフの熟練度などが含まれる。これら諸要因の作用については、必要な場合に、船長が現実の航行条件および所要海事基準を考慮して補正を施さなければならない。

将来は、アイス・パスポートに含まれる全てのデータはしかるべき手法によってプログラミングされ、船用電子計算機に入力されることになる。この電子計算機を用いて、上記の諸データを処理し、それに基づいて砕氷船および誘導船舶の安全速度、船間距離などを算定することができるようになる筈である。

### 第3章 耐航性

#### 第1節 開水面における航行性能

碎氷船にとって開水面における抵抗および運動速度は貨物船の場合ほどには重要な意味をもっていない。しかし、北方航路のルートに面した開水域において可航期に港から氷海までまたその逆方向に航行をする場合、曳船作業をする場合などの碎氷船の移動時間を計算する場合には開水面における抵抗に関するデータが必要となる。また、氷の全抵抗の計算に際し抵抗成分 $R_B$ を求めるために、また碎氷船の推進機関の静特性を求めるためにもこれらのデータが必要である。

予備設計段階では碎氷船の運動に対する海水の抵抗の計算は近似グラフを用いるか原型船からの換算によって行なわれるが、抵抗の最終的な評価は試験水槽での模型試験に基づいて行なわれる。しかし開水面における碎氷船の抵抗を求める諸方法には碎氷船の長幅比及び相対船長が小さいことによって制約される諸特質がある。<sup>14)</sup>開水面における碎氷船の運動に対する抵抗を近似的に求めるためには第72図のグラフが推奨される。一連の実碎氷船およびそれらの模型に対する試験データ<sup>15)</sup>の処理から作図されたこのグラフには残留抵抗率 $R_p/\Delta$ と相対速度 $F_0 = V/\sqrt{qL}$ との関係が示されている。この場合、多くの碎氷船とその模型を包括する実験データは $R_p/\Delta$ 変化の比較的狭い範囲(斜線領域)にプロットされ、このことから、斜線領域を平均化した曲線を目安として開水面での碎氷船の運動に対する残留抵抗を求めることができる。

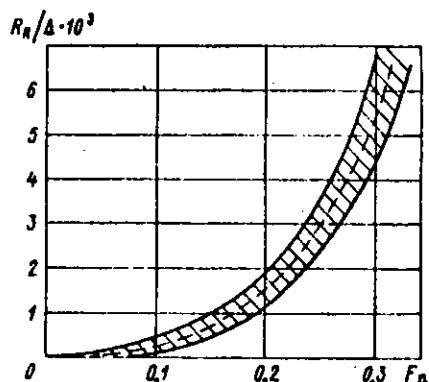
得られた $R_p/\Delta$ 値のもとでの碎氷船の運動に対する海水の全抵抗は一般に採用されている計算方法によって求められる。碎氷船の浸水面 $\Delta$ の値はS.P. Muragin の式によって下記のように求めることができる。

$$\Delta = L ( 1.36 T + 1.13 B \delta ) \quad (49)$$

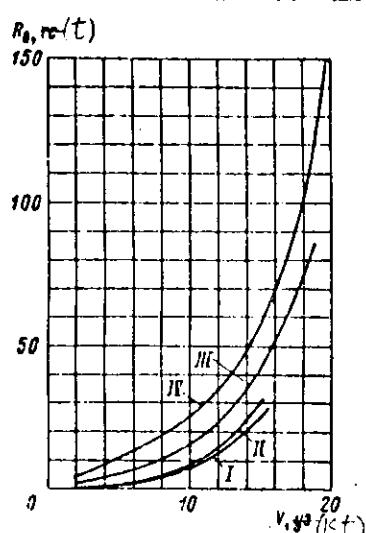
式(49)による碎氷船の浸水面の計算結果の相対誤差は3~5%を上回らない。

第72図のグラフは碎氷船の船体主要寸法の比および船体方形係数がそれぞれ $L/B = 3.8 \sim 5.2$ ,  $B/T = 2.2 \sim 3.0$ ,  $\delta = 0.45 \sim 0.55$ の範囲内にあるときの抵抗を実際目的に対し充分な精度を求めて求めることができる。

設計の初期段階では原型船のデータに基づいて碎氷船の運動に対する抵抗を計算する方法がしばしば用いられる。この方法は当該船舶の抵抗の大きさに及ぼす船体表面の線図形状の影響を考慮することができるので、比較的高い計算精度が得られる。第37図は我国の近代的な諸碎氷船の開水面における運動に対する抵抗曲線を示す。なお、これらはプロトタイプとして用いることができる。



第72図 碎氷船の運動に対する氷の抵抗率曲線



- I - Vasili Pronchishchev 号
- II - Kapitan Belousov 号
- III - Moskva 号
- IV - Lenin 号

第73図 開水面における碎氷船の運動に対する抵抗曲線

これら曲線の作図に際し模型および定格排水量の場合の砕氷船の実船試験のデータを用いた。

抵抗値の換算は O.V. Dubrovin が提案している方法を用いて行なうように推奨されている。設計される船の残留抵抗係数は次式によって求められる。

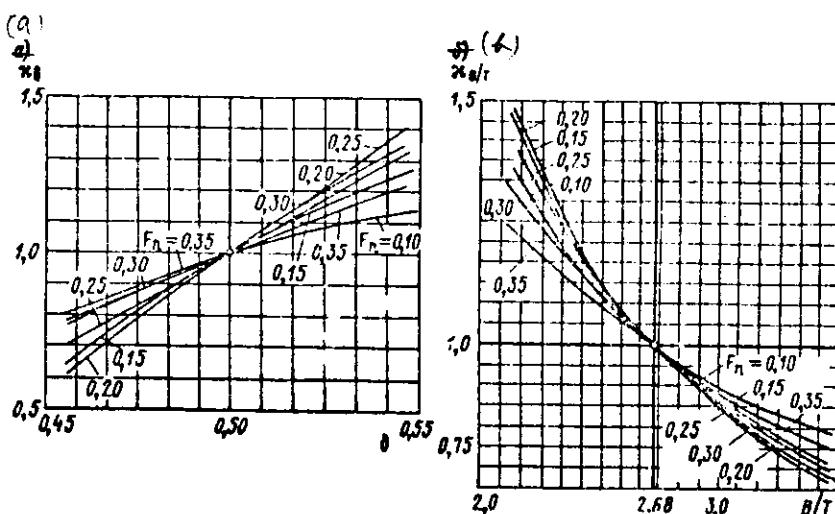
$$C_R = C_{R0} k_{L/B} k_{B/T} k_\delta \quad (50)$$

ただし、 $C_{R0}$ —原型船の残留抵抗係数

$k_{L/B}, k_{B/T}, k_\delta$  — 当該船舶と原型船とのそれぞれ  $L/B, B/T, \delta$  値の差異を考慮した影響係数  
係数  $k_{L/B}, k_{B/T}$  および  $k_\delta$  はそれぞれ下記の比として算出される。

$$k_{L/B} = \frac{K_{L/B}}{(K_{L/B})_0} ; \quad k_{B/T} = \frac{K_{B/T}}{(K_{B/T})_0} ; \quad k_\delta = \frac{K_\delta}{(K_\delta)_0}$$

また  $K_{L/B}, K_{B/T}$  および  $K_\delta$  の値は第74図を用いて得られる。

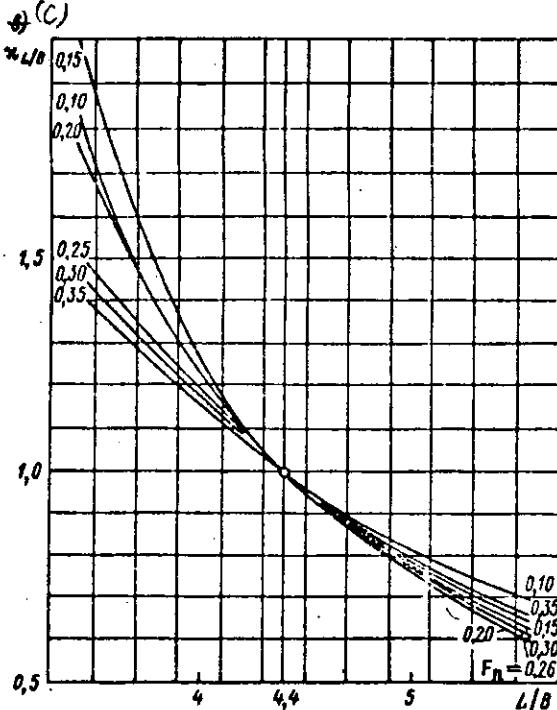


第74図  $L/B = 4.4, B/T = 2.68$

$\delta = 0.5$  のとき、(a)係数  $K_\delta$ ,

(b)係数  $K_{B/T}$ , (c)係数  $K_{L/B}$

を求めるグラフ



船首スクリューを備えた砕氷船の運動に対する海水の抵抗は船首スクリューの無い砕氷船に対する抵抗に適當な増分を導入する方法で求めることができる。J. Jansson のデータに依れば、船首に 2 つのプロペラ軸ボス構造がある場合の砕氷船の残留抵抗はほぼ 25% 増大する。船首スクリュー 1 基を備えた砕氷船では残留抵抗は低速時に 20% また高速時に 10% 弱それぞれ増加する。<sup>41)</sup>

排水量の影響についてみれば、砕氷船の場合には満載排水量と軽荷水量に相当する範囲内で喫水が変化するとき、残留抵抗率は实际上変化しない。このことは砕氷船の船体線図形状の特質から説明される。即ち上記の範囲内で喫水が変化するとき砕氷船ではB/T比の変化は普通の垂直壁型砕氷船におけるそれよりも少ない。喫水が低減するとき、B/T比増大という好ましくない影響は砕氷船の相対長さの増大によって相殺される。

設計される砕氷船について開水面における抵抗をもっと正確に評価するには試験水槽内で模型船を使って曳引試験および自航試験を行なう。ただし、模型から実船に抵抗値を換算する際に、一連の文献において提案されているように  $C_{pv} = n C_F$  ( $n$ —一定乗数,  $C_F$ —摩擦抵抗係数)なる関係から砕氷船の粘性抵抗  $C_{pv}$  を求めることはできないことを指摘しておく。

## 第12節 復原性、動搖、不沈性

砕氷船の復原性に課せられる基本的要件は普通の貨物船に対し一般に適用されているものと相違しない。ただし、砕氷船ではその一連の運航上の特質、即ち水面上の船体部分の着氷の可能性、他の船舶を曳航するときの引綱の急激な引張り、強行突破時の氷盤への乗上げなどによって制約される一連の補足的な要件が付加される。

砕氷船は過剰復原性をもつ船舶の一種である。その原因はやはり砕氷船の特質、即ち重量の大きい動力機関の重心が低い位置にあること、船体の主要寸法の比が若干普通でないこと(特に、B/T比が大きい)、船体線図の形状に特徴があること(方形係数および中央横断面積係数が小さいことによる)に帰せられる。建造の古い砕氷船の多くに対しては上記諸要因のほかに更に、水面上の船側の内方傾斜(船体の全長に亘る)、重量と高さの小さい上部構造の未発達などが追加される。その結果、砕氷船の設計に際し、原則として、過剰復原性を無くす措置が採られる。

設計の過程では、ソ連船舶管理局の基準に従って行なわれる計算によって最低許容復原性がチェックされる。他の航洋船舶の場合と同様に、砕氷船の復原性は、まず第一に、暴風雨時に船体に作用する最も重要な横傾斜力(風と波)を考慮した基本基準を用いて規格化されている。若し、復原性の意味において最悪の荷重状態のもとで風圧によって動的に負荷された横傾斜モーメント  $M_{kp}$  が最低転覆モーメント  $M_{opr}$  に等しいかまたはそれより小さいならば、即ち下記の条件が成立するならば、砕氷船の復原性は基本基準に従って、充分であると看做される。

$$M_{kp} \leq M_{opr} \quad (51)$$

$$\text{または } k = \frac{M_{kp}}{M_{opr}} \leq 1.0$$

基本基準による復原性の検証に際し、航行海域と関係のある船級が考慮される。ソ連の全ての砕氷船( Lenin 号, Moskva 号, Kapitan Belousov 号, Krasin 号, Sibiri 号, Vasilii Pronchishchev 号)は I 級に属し、航行海域に制限は無い。ソ連船舶管理局規則によれば、このクラスの船舶のみが北極海域および北方航路海域で航行する権利を有する。砕氷船の初期復原性および初期メタセンタ高さのダイヤグラムに対してソ連船舶管理局から提示される補足的な要求基準は困難なしに満されている( 第11表、第75図参照 )。

第11表 ソ連の砕氷船の復原性特性とローリング特性

砕氷船	( 基準排水量の場合 )	
	初期メタセンタ高さ	ローリング周期
Krasin	3.12 (m)	9.0 (sec)
Sibiri	2.71	8.0
Sibiryakov	1.90	9.0
Ilya Muromets	1.62	8.0
Kapitan Belousov	1.40	9.5
Basilii Pronchishchev	2.09	9.0
Moskva	2.24	11.0
Lenin	2.10	12.0

砕氷船は上甲板、舷側、上部構造、航海甲板、甲板機械類などに着氷することがある。この着氷によって船の重量が増し、重心が高くなり、風圧側面積が増し、結局のところ復原性が悪化する。ソ連船舶管理局規則では着氷時の復原性のチェックが考慮されている。航洋砕氷船の実際の運航では着氷が原因で砕氷船の転覆が起きたケースは見当らない。この面ではソ連船舶管理局の基準は充分なものであると認められる。

曳船に対するソ連船舶管理局の補足基準は砕氷船にも適用される。砕氷船は、曳航ワイヤーの横方向の強い引張り力によるローリングに耐えられるように充分な裕度のある動的復原性を曳船として備えていなければならない。曳船ロープの引張りに対する復原性のチェックは、貯蔵量10%の時の排水量が3000 t以下の曳船に対してのみ義務付けられている。

ソ連船舶管理局規則による復原性の検証のほかに、設計の過程では砕氷船が氷に突入したときの復原性について計算する必要がある。この目的に最も適合した計算式はV.V.Semenov-Tyan-Shanskyの式である。この式では、氷に突入したときの喫水の変化は比較的小さく、砕氷船の船首材は氷縁を滑り、変形を受けないと仮定から出発して、氷に対する船首材の圧力値を求める下記の式を導き出している。

$$P_f = \frac{\Delta Z}{\frac{L/2 - z \tan \phi - x_f}{GM_L} + \frac{\Delta}{\omega S_B}} \quad (52)$$

ただし、 $z$  — 砕氷船の船首材の上昇値（第76図参照）

$\phi$  — 水平面に対する船首材の傾斜角

$x_f$  — 実水線上の重心と船体中央との距離

$GM_L$  — 縦方向のメタセンタ高さ

$S_B$  — 水線面積

$\omega$  — 水の比重

その場合、初期メタセンタ高さの損失分は次のように算定される。

$$\delta GM_L = - \frac{P_f}{\Delta - P_f} \left( Z - \frac{P_f}{2\omega S_B} - GM_L \right) \quad (53)$$

また、復原性のモーメントは次のように求められる。

$$M = \omega \Delta I + P_f l_p$$

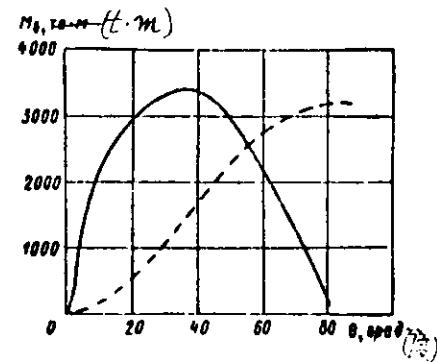
ただし、 $\Delta$  — 可変排水量

$I$  — 静的復原性の腕（所与の横傾斜角に対応）

$l_p$  — 支持フレーム面上への重心の投影に関連する力 $P_f$ の腕

船体に対する氷の圧力は全ての横傾斜角に対して一定であると看做することができ、このことによって排水量を差 $\Delta - P_f$ として求めることができる。

式(52)と式(53)により計算するためには砕氷船が氷に突入したときの船首材の最大上昇値を求める必要がある。重氷盤内で砕氷船がチャージング作業するときの船首材の最大垂直変位は、実船データによればVasilii Pronchishchev号で約15m、Sibirj号で20m、Moskva号で25~30mであり、これはこれら全ての砕氷船においてトリム角2.5~3.0°に相当している。これらの数値を式(52)および式(53)による $P_f$ の計算に際し初期数値として用いることができる。更にソ連の砕氷



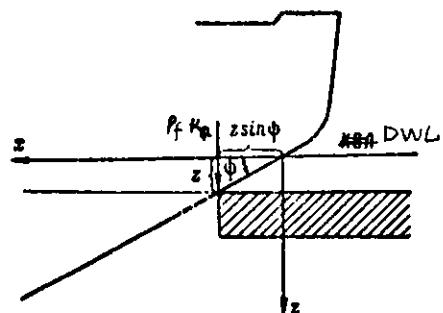
M<sub>B</sub> — 復原モーメント

θ — 横傾斜角

第75図

砕氷船の静的復原性(—)

および動的復原性(…)



第76図 砕氷船が氷縁に突込んだ状態の図解

船の実際経験として氷に突入した際に砕氷船の復原性が失なわれたケースは認められていないことを指摘しておく。

整定旋回運動を実施する際の砕氷船の復原性は何ら心配する処がない。実船試験のデータによれば開水面における旋回運動時の砕氷船の横傾斜角は通常 $2\sim4^\circ$ を超えない。最大横傾斜角のチェック計算は下記のG.A.Firsovの式を用いて行なうことができる。

$$\phi_A = 1.4 \frac{V^2}{GM_L \cdot L} \left( Z_g - \frac{T}{2} \right) \quad (54)$$

ただし、 $Z_g$ —基本線上における船の重心の上昇。

旋回運動実施時の砕氷船に作用する横傾斜モーメントは下記のように求められる。

$$M_{KP} = 0.233 \frac{4}{g} \cdot \frac{V^2}{L} \left( Z_g - \frac{T}{2} \right) \quad (55)$$

水盤内旋回運動時の砕氷船の横傾斜角は開水面におけるそれよりも小さく、一般に $1\sim2^\circ$ を超えない。

波浪中を航行するとき船の動搖を軽減することは砕氷船の重要な海洋航行性能の一つである。実際の砕氷船運航時において遭難（転覆または船体破壊）的性質の事故を招いた揺れは認められていないが、多くの砕氷船が揺れによる有害な結果に遭遇している。この種の結果として挙げられるものは甲板の浸水、波浪による局部破損、乗組員に対する生理的影響による任務遂行の阻害、抵抗増大による進行速度の損失、推進器の運転条件の悪化、針路維持の困難などである。

これら的好ましくない結果を予防する方策は2通りある。即ち砕氷船の設計に際して揺れが滑らかで且つ小さくなるように船体要素を選択するか、または特殊な減揺システムを設けるかである。

前者の方策のうちで主要な役割を果すものは船体主要寸法の比、船体線図形状と諸係数、荷重分布などを合理的に選択し、全体の配置を選択する方法である。この面については万能な处方箋は存在しない。補助型砕氷船においては燃料をディープタンク部に収容すれば船の重心が高くなる。同じく重心を高くすることは、全ての居住区および若干の設備・頭を上部構造内に配置することによって可能である。*Lenin*号では3000t以上の重量の蒸気発生器室はタンクトップ上5.7mの高さの処まで引上げて配置されている。<sup>13)</sup>米国およびカナダの砕氷船が経験した激しい揺れは、部分的には、これらの船の船体中央部フレームが丸みのある形状をしていることに起因している。

全般的な減揺は必ずしも全ての砕氷船に必要ではない。この関係で決定的な要因の一つは船が共振周波領域で航行する確率である。船舶にとって最も大きな危険性を呈する波は下記の条件のもとで周期 $T_B$ をもつ波であると看做される。

$$0.77T_f \leq T_B \leq 1.43T_f \quad (56)$$

ただし、 $T_f$ —ローリング周期

第2の要因は動揺時の加速度であり、これは $0.1g$ を超えてはならない。このことから限界許容揺れ角が下記の条件によって求められる。

$$\phi_A \leq 5.73g \left( \frac{T_f}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{l} \quad (57)$$

ただし、 $l$ —船の重心点を通過する揺れ軸とこの軸から最も遠い点との間の距離。

砕氷船でもローリングのほかにピッキングが生ずるが、その周期はローリング周期のほぼ $\frac{1}{2}$ である。いま $L_B = 5$ のときのローリングおよびピッキングの挺をそれぞれ $B/2$ および $L/2$ と採れば、砕氷船について次式が得られる。

$$\phi_K = \frac{1}{20} \phi_A$$

ただし、 $\phi_K$ —ピッキング時の限界許容揺れ角。

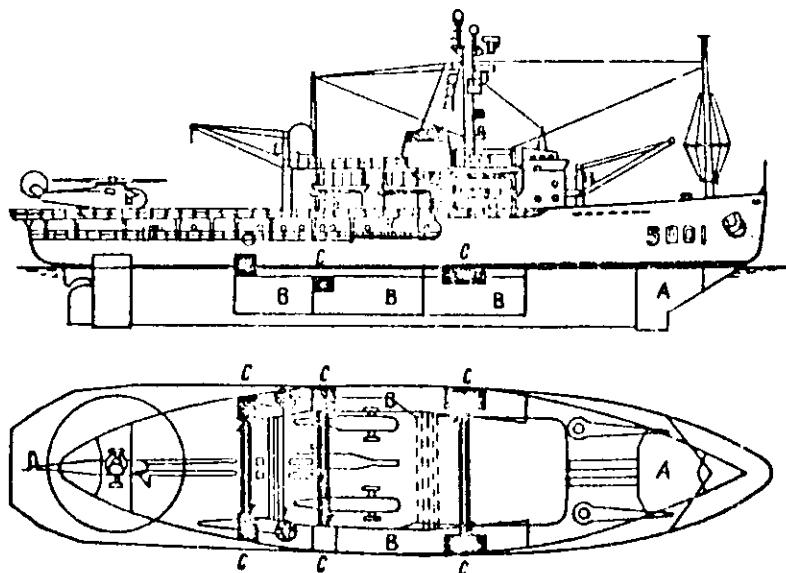
これは砕氷船にとってピッキングの抑制はローリングの抑制よりひ必要度が高いことを示している。しかし現在このピッキングを緩和する装置は存在しない。

今迄に知られている減揺システムのうちで砕氷船に採用されているものはグレーシア号、ウインド号、ルイ・S・サン・ロ

一ラン号、ふじ号に設置されている“フリューム”型の受動型減搖タンク、またラプラドル号、ウイリアム・カールソン号（平底船）に設置されている能動型フィンである。ソ連のクラシン号には能動型減搖タンクが装備されている。

砕氷船ラプラドル号に採用されている“デニ・ブラウン”型の可変引込み式フィンはローリングを15~20%減少できる。これは配備に要するスペースが比較的大きくなく、またその駆動に要する動力も僅かで済むが、低速時には効果的でなく、速度の損失を招き（ラプラドル号では最高速度が1.0 kt低下する）。また肝心なことは、損傷し易いという短所をもっている。従って、可変舵を砕氷船に広く採用することは推奨できない。能動型減搖タンクもまた設計が複雑で、コストが高くつき、その運転に要する動力も大きいために、その適用分野は極めて限られている。

砕氷船に最も普及しているシステムは“フリューム”型の減搖タンクであり、これには各種型式のものがある。このシステム（第77図参照）は舷側タンクから成り、両舷側タンクはそれと同じ高さの流路によって接続されている。タンクは一方の舷から他方の舷へ移送される水の重量によって減搖モーメントが生ずる。



第77図

砕氷船ふじの全体配置図

A—トリミング・タンク系

B—ヒーリング・タンク系

C—減搖水槽系

また接続流路内の液体は自由面をもつてるので、船の初期復原力を低下させる。“フリューム”型タンクの利点はシステムの動搖周期を根本的に変えることができる点にある。このことはローリング周期が相当広い範囲に亘って変化するような場合に重要な役割を果す。タンクと船との共振周調はタンク内の液体のレベルの変更による。タンクの設計と寸法を適正に選択すれば、不規則波上の航行の場合も含み、ローリングの強さを40~50%減少させることができる。この型式の減搖システムは砕氷船に適用するのに最も有望であると認められる。

砕氷船に減搖システムを設けることの適否は、各具体的なケースについて詳細な経済性検討に基づいて判断されなければならない。砕氷船の多くは船籍港から作業氷海域に至る開水域における航路がそれぞれ全く一定しているので、開水域における航行路離と航行時間および共振周波領域内を航行する確率は比較的容易に把握できる。例えば、ムルマンスク港を基地とする砕氷船はバレンツ海を横断して作業現場との間を往復するが、その距離は往復で約1300 mileとなっている。ウラジオストック港を船籍港としている同様な型式の砕氷船が北極海域の東部区域における作業現場に到る航路は日本海、オホーツク海、ベーリング海および太平洋の一部を通っており、その距離は往復約3800 mileである。このような砕氷船への減搖装置の設置には強い根拠がある。

砕氷船の不沈性の計算は普通の貨物船のそれと大差ないが、ソ連船舶管理局は特に砕氷船に対して、その区画係数の値を、長さ75 m以上の砕氷船では0.5に採る必要があることを規定している。船長50~75 mの砕氷船の区画係数は二重船殻の無い区域に対しては0.5、その他の区域に対しては0.1である。

世界の砕氷船建造業界では大出力型および中級型砕氷船については2区画浸水、また補助型砕氷船については任意の1区画浸水に対する不沈性を確保する傾向が認められる。砕氷船は、原則として、二重舷側、二重船底の構造、また普通貨

物船と較べて短い区画長さがあるために満足すべき不沈性を具えている

第78図は補助型砕氷船 Vasilii Pronchishchev 号の船体の水密区画の仕切り方を示す。

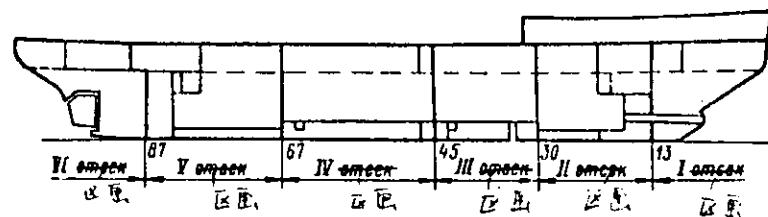


図78図 砕氷船 Vasilii Pronchishchev 号の区画図

## 第4章 基本要素と船体形状

### 第13節 主要寸法とその比

砕氷線の主要寸法とその比がその対氷諸性能に及ぼす影響については比較的僅かしか研究されていない。

設計初期段階では、砕氷船の主要寸法がその氷中航行性能に及ぼす影響の量的解析は、船舶の諸パラメータと氷の抵抗とを結合する公式(1)及び(3)を使って行なったかもしれない。砕氷船の氷海耐航性を選定する場合、全密接氷中の連続進行運動に基づいてそれは求められている。一般に、設計条件では全密接氷中の船舶の耐航性は限界氷厚  $h_{pr}$  の形で与えられている。船体の幅は、利用係数値  $\mu_0 = 1.5$  の場合、式(1)の初めの2項によって近似的に求めることができる。重氷中の船隊誘導を基本任務とする大出力砕氷船では、重要な設計条件として被誘導輸送船の通航可能な幅をもつ水路を造ることがある。大出力砕氷船の船体の幅は、一般に所定の氷海耐航性が確保できる出力をもつ動力機関の配置条件によって決まる。大出力砕氷船が造る水路の幅は普通、最新型の輸送船の誘導には充分なものであることは実証されている。

中型砕氷船の幅は多くの場合、予め指定されている。この場合、主機配置条件を満した後で、氷中航行性能の検算が行なわれる。密接氷中ににおける耐航性が副次的意義しかもたない補助砕氷船の幅を選定する場合には、その用途に対応して、氷中における操縦性を高め、復原力を弱め、あるいはトリムを改善する等の措置を採らねばならない。

砕氷船の船体の長さは、式(1)から判るように、密接氷中ににおける氷の抵抗に対して、明瞭な形では影響しない。Lの間接的影响は、砕氷船の船首部形状を表わす係数  $\mu_0$  と  $\eta_2$  を通じて現われる（利用係数  $\mu_0$  は運動速度によって左右されない抵抗、即ち直接抵抗、に対する船体形状の影響を表わし、砕氷係数  $\eta_2$  は速度抵抗を表わす）（Kashchelyan V. I. 他、船舶の運動に対する氷の抵抗、Sudostroenie 出版所、1968）。

実際、砕氷船の船体の幅が一定の場合に、Lが変化すれば、型水線の傾斜角が変化することになり、従って  $\mu_0$  と  $\eta_2$  を夫々次のように表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} \mu_0 &= 1 + \frac{\Sigma_{111}}{\Sigma_{11}} ; \\ \eta_2 &= \frac{\Sigma_1}{\Sigma_{111}} , \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

但し  $\Sigma_{111}$  — 縦方向の総水平力

$\Sigma_{11}$  — 総垂直力；

$\Sigma_1$  — 総横力。

これら  $\Sigma$  は船首材から中央部までの船首部型水線の長さの範囲内の定積分を算定することに帰する；

$$\left. \begin{aligned} \Sigma_{111} &= k \int_0^{L/2} \frac{\cos^2 x'}{\cos^2 \alpha} dx ; \\ \Sigma_{11} &= k \int_0^{L/2} \frac{\cos x' \cos z'}{\cos \alpha'} dx ; \\ \Sigma_1 &= k \int_0^{L/2} \frac{\cos x' \cos}{\cos \alpha'} dx \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

但し  $k$  — 比例係数

式中の  $\cos x'$ ,  $\cos x'$  及び  $\cos y'$  は舷面に対する法線と座標軸  $x$ ,  $y$ ,  $z$  ( $x$  軸は船首方向,  $z$  軸は右舷方向,  $y$  軸は上方を正とする) によって形成される角の余弦である。  $\mu_0$ ,  $\eta_2$  と碎氷船の長さとの間の関係を求めるために、氷帶域面を次の等式で示す：

$$y = \frac{B}{2} \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right] \left[ 1 - n \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right] + \frac{\lambda}{0.5B} \right\} \quad (60)$$

$n$  が船首部両舷の型水線形状の肥満  $\alpha_H$  または、同じく両舷の型水線の水切角  $\alpha'_E$  によって左右されることは容易に判る。この場合にはパラメータ  $\alpha_H$  と  $\alpha'_E$  は  $n$  を介して互いに結合している：

$$n = \frac{10 - 15 \alpha_H}{2} \quad \text{及び} \quad n = - \frac{L/B \tan \alpha'_E + 2}{2}$$

船体の長さの方向に沿って、鉛直線に対する舷部の傾斜角は変化するが、被加数  $\lambda = f(x) \frac{z}{0.5B}$  はこの変化する傾斜角を決める。

式 (59) を勘案し、また

$$\cos x' = \pm \frac{\frac{dy}{dx}}{\sqrt{1 + (\frac{dy}{dx})^2 + (\frac{dy}{dz})^2}} ; \quad (61)$$

$$\cos z' = - \frac{\frac{dy}{dz}}{\sqrt{1 + (\frac{dy}{dx})^2 + (\frac{dy}{dz})^2}} ; \quad (62)$$

$$\cos y' = + \frac{1}{\sqrt{1 + (\frac{dy}{dx})^2 + (\frac{dy}{dz})^2}} \quad (63)$$

$$\sin \alpha' = \frac{\cos x'}{\sin z'} \quad (64)$$

であることを考慮して、最新型碎氷船に見られる実際上総ての水線形状を含む各種  $L/B$  値及び  $\alpha_H$  値に対応する係数  $\mu_0$  及び  $\eta_2$  の値が算定された。〔式 (61) ~ (64) の符号 (+) は右舷側、(-) は左舷側のものである〕

型水線域における鉛直線に対する舷の傾斜角は単純な式で表わすことはできない。このために計算では一定傾斜角  $26^\circ$  が導入された。係数  $\mu_0$  と  $\eta_2$  の計算結果は関係式  $\mu_0 = f(L/B)$  及び  $\eta_2 = f(L/B)$  の形で図 7.9, 8.0 に示されている。これら諸関係を解析する場合、碎氷能力が高い程  $\mu_0$  値は小さく、 $\eta_2$  値で表わされる氷の押し分け能力が高い程、 $\eta_2$  値は大きくなることが考慮された。

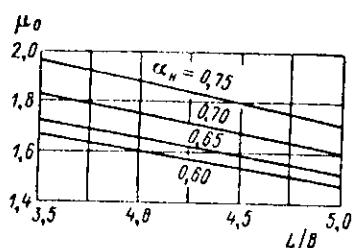


図 7.9  
 $\alpha_H$  値を変えた場合の  
 関係式  
 $\mu_0 = f(L/B)$

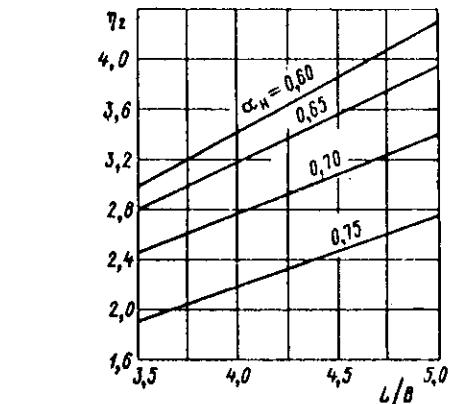


図 79, 80 から判るように、 $L$  が大巾に変化しても ( $B$  は一定) 実際上、密接水中の砕氷船の航行性能には殆んど影響しない。例えば、 $L$  が 25% 増大 ( $L/B$  は 4 から 5 に変る) すると、 $\mu_0$  は 10% 減少する。

砕氷船を設計する場合、船体平行部の延長によって船体の長さを増大させることは、重水中におけるチャージング作業の場合に楔状に水中に突入する部分の長さが大きくなり、従って後退する場合の、氷から離脱するための条件が悪化するためには、望ましくない。一定条件下においては、船体平行部の長さを増大させると、船長の等分割線番号 1 及び 2 域の氷荷重が増大することがある (Popov U. N. 他、氷海可航船の強度、Sudostroenie 出版所、1967)。

砕氷船の船体の長さは操縦性をも左右する。水中の操縦性関係の諸要求を満足させるためには、設計される砕氷船の船級を勘案せねばならぬ (第 8 節参照)。氷中の船舶の誘導を行なう大出力砕氷船は針路での安定 (一定方向) 性に勝れていなければならず、これは、船体の長さを増大させて、縦軸方向に対する質量の慣性モーメントを増大させ、従って砕氷船が水路を造る場合のその船首揺れを減少させることによって確保できる。中型砕氷船の一部を含め、補助砕氷船の最重要の操縦性指標である旋回性能は、船体の長さを短縮することによって高められている。

$L$  の選択に当っては  $L/B$  値をも勘案せねばならず、これは実際の設計では表 12 のようになっている：

表 12 砕氷船の主要寸法比

砕氷船名	$L/B$	$B/d$	$D/d$
Moskva	4.80	2.48	1.47
Sibilj	4.50	2.50	1.43
Krasin	4.55	2.46	1.45
Kapitan Belousov	4.14	3.00	1.35
Vasiliy Pronchishchev	3.54	3.19	1.51
ウインド	4.02	2.41	1.46
グレシア	4.30	2.59	1.36
ジュベルビル	4.80	2.35	1.45
ラプラドル	4.03	2.43	1.47
ジョン A. マクドナルド	4.20	2.50	1.46
ルイ S サンローラン	4.18	2.71	1.45
ボイマ	4.14	3.02	1.53
カルフウ	4.20	2.84	1.42
オーデン	4.10	2.88	1.52
トール	3.74	3.20	1.46
ふじ	4.55	2.72	1.45

図 80

$\alpha_{H1}$  値を変えた場合の関係式  
 $\eta_2 = f(L/B)$

図 79, 80 から判るように、実用化されている  $\alpha_H$  領域の曲線  $\mu_0 = f(L/B)$  及び  $\eta_2 = f(L/B)$  には極値がない。 $L/B$  の変化は直接抵抗には比較的僅かしか影響せず、速度抵抗に対してはより強く作用する。例えば  $L/B$  が 3.5 から 5 まで増大すると、直接抵抗は約 15% 減少し、一方、速度抵抗は 60% 減少する。然し、限界厚の水中を砕氷船が運動する場合の氷抵抗の速度成分は氷抵抗全体の中では比較的僅かな割合しか占めないと考慮すると、このような水中において  $L/B$  が航行性に与える影響は小さいと結論づけることができる。

I. V. ピノグラードフの論文(氷海可航船、モスクワ、Oboorongiz 出版所、1946)や S. ランカ、L. フェリスの論文には  $L/B$  が 5 以上の大出力砕氷船に関する勧告が記述されているが、大出力砕氷船の  $L/B$  を 5 以上に増大させるための充分な根拠は現在のところない。中型砕氷船の  $L/B$  は 4.0 乃至 4.5、補助砕氷船では 3.5 乃至 4.0 の範囲内でなければならない。

砕氷船の喫水がその対氷主要性能に及ぼす影響は、他の主要寸法のそれよりは少ない。河川用砕氷船に見られる如く、比較的喫水が小さい場合でも、所要の航行性、耐氷強度及び操縦性を確保するために船体形状に対して示されている諸要求をすべて満足させることは可能であることは実証されている。

砕氷船の喫水を選択する場合、浅水域航海に関連する制限が設計条件に与えられていなければ、密接氷及び砕氷中に砕氷船が運動する場合の、その航行性を決める主パラメータのひとつであるスクリュー・プロペラの直径とその推力との関係を、先ず第一に計算せねばならない。砕氷船の満載及び軽荷喫水線域の舷の傾斜角は一定に保つことが望ましい。

砕氷船の幅が一定の場合、その喫水が小さい程、船首によって押し沈められ、船底を通ってスクリューに達する砕氷の数は多くなる。喫水を増大させれば、スクリューの深度も増大し、これは、スクリューを氷による損傷から防護するために極めて重要な意義をもつ。

実際の砕氷船の  $B/d$  は表 1-2 から判るように、可成り狭い範囲内(2.4 ~ 3.2)に納まっており、このため、喫水を選択する場合、この比を利用するのがよい。

深さ  $D$  は船の耐氷主要諸性能を直接左右することはないが、この要素の正しい選択は、開水域におけると同様に氷中においても、砕氷船を運行するために重要な意義をもっている。砕氷船の深さの選択を決める主ファクターは不沈性、主機及び補機の配置である。砕氷船の乾舷は、トリム角 3° 以内のときにチャージングによる砕氷作業を行なっても甲板が氷中に没しないように選択する。この他、高波浪時に開水域を航行する場合に、傾船角が 20~25° になってしまっても甲板が氷中に没してはならない(39)(Collins C. F. 他, The steam Turbo-electric icebreaker CCGS Louis S. ST.-Laurens. Canadian Division Supplement. 1969. No 29. pp. 51~67)(Brighton L. I. Ice-breakers. Their Design and Construction. Lloyds Register of Shipping, 1965, No 45, p. 1~21)。乾舷はより高い方が望ましく、これによって、氷中の圧縮時に甲板上に氷が入り込むのを防止できる。表 1-2 に最新型砕氷船の  $D/d$  が示されている。

#### 第14節 排水量、出力、航続日数及び距離

砕氷船の排水量  $\Delta$  とその主機出力  $P$  は対氷主要性能、即ち氷中航行性能と操縦性能、耐氷強度、を左右する最重要パラメータである。排水量に対する出力の比は氷中航行性能の指標と看做されることが多い。氷中における砕氷船の作業効果を全体として示すものとされる  $P$  と  $\Delta$  との間の最適比は存在しない。夫々の氷状(氷盤、砕氷)に対して夫々の指標がある。同じ密接氷に対しても砕氷船の作業方法(連続運動、チャージング)によって異なる。例えば、設計の初期段階では、チャージングによる砕氷船の作業効果の基準として、極めて条件付きではあるが、 $\Delta/B$  値を探ることができる。この値は、砕氷船の運動エネルギーが幅  $B$  の無限バーを破碎するエネルギーに等しいという条件から被砕氷厚さが求められるものと仮定すると、この被砕氷厚に比例する。砕氷船の連続運動指数としては  $(P/B)^{1/2}$  値があり、これは限界氷厚に比例するものと看做すことができる。出力と排水量との比が、砕氷船の氷中航行性能や耐氷強度、操縦性等、対氷諸性能に対して影響する度合は夫々異なる。

出力が一定で、対氷性能が夫々異なる場合に、排水量の選択に対して示される諸要求は矛盾するものになる。例えば、排水量の増大は重氷中のチャージング作業での氷中航行性能を改善するが、操縦性を悪化させる。氷中航海時の砕氷船の船体に作用する氷の動荷重値は、排水量の増大に伴ない増加する。砕氷船の船級に対応して、列挙した対氷主要諸性能のうちのある性能が第一義的な意義をもつことになる。例えば、補助砕氷船では氷中の操縦性能が最重要特性となり、一方特に中型砕氷船及び、大出力砕氷船の場合は氷中航行性能及び耐氷強度がより重要な意義をもつ。

砕氷船が密接氷及び砕氷中を連続運動する場合、砕氷船の質量は、厳密に云えば、速度の平均値を変化させずに、その変動振巾にのみ影響する。砕氷船の排水量の増大に伴って、その運動はより安定する。この場合、砕氷船が氷盤の自然特性の不均等に起因して停止する確率も減少する。

砕氷船のこのような作業形態の場合の絶対指標である限界氷厚はその排水量を増大させても増加しない。一方、排水量の変化は、氷の破壊が主として助走中に蓄積された砕氷船の質量の運動エネルギーによって行なわれるチャージング作業の場合の氷中航行性能に影響する。排水量の選択に対して示される諸要求の複雑さ及び矛盾の程度を勘案して、砕氷船の設計では最小の排水量で所要の氷中航行性能を確保するように努めねばならない。このことは耐氷強度や操縦性能についても当て嵌まる。

砕氷船の主機出力を選択する場合、一般に、均等な氷盤の限界厚  $h_{lim}$  が考慮される。設計の第一段階では、砕氷船の有効曳航出力は次の実験式を使って近似的に求められる：

$$Pef = 0.15 h_{lim}^{1.85} \quad (65)$$

但し  $Pef$  の単位は HP・ $h_{lim}$  の単位は cm。

一方、周知の如く、  
 $Pef = \frac{R V}{75}$  ,

但し  $R$  — 総氷抵抗、 Kg；

$V$  — 船の速力、 m/sec。

式(65)はソ連の諸砕氷船のデータを処理して得られたものである。この式は予備設計用としては充分な精度をもつている。(図 8.1)

軸出力は：  $P_B = \frac{Pef}{\eta_{pr}}$  , (66)

但し  $\eta_{pr}$  — 船舶の推進効率。

モーター出力は  $P_{dv} = \frac{Pef}{\eta_p}$  , (67)

但し  $\eta_p$  — 完全推進係数で、

これは  $\eta_p = \eta_{pr} \eta_{per}$  (68)

係数  $\eta_{per}$  はモーターからスクリューへの出力伝達時に生ずる損失を計算する。電動推進機を装備した砕氷船ではこの係数は次式で表わされる。

$$\eta_{per} = \frac{P_B}{P_{dv}} = \eta'_e \eta''_e \eta'_B \eta''_B , \quad (69)$$

但し  $\eta'_e$  及び  $\eta''_e$  — 夫々推進用電動機及び主発電機の効率；

$\eta'_B$  — 主電気回路中の損失を計算する効率；

$\eta''_B$  — 軸伝達効率。

プロトタイプのデータを使えば係数  $\eta_p$  及び  $\eta_{pr}$  を求めることができる。プロトタイプを選択する場合、その出力、排水量、主要寸法、モーターの型及び出力伝達型式が可能な限り設計中の船舶に近いものを選ぶよう努めねばならない。これら諸データは必ず最初に係数  $\eta_{per}$  及び  $\eta_{pr}$  の値に影響する。

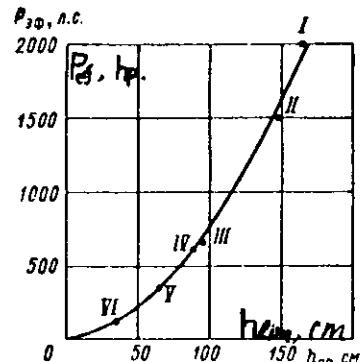


図 8.1 関係式  $Pef = f(h_{lim})$  のグラフ  
 I — 大出力砕氷船；  
 II — Moskva 型；  
 III — Sibilj 型；  
 IV — Kapitan Belousov 型；  
 V — Vasiliy Pronchishchev 型；  
 VI — Volga 型河川用砕氷船。

限界厚の平坦な全密接水中を碎氷船が連続進行する時の $\eta_{pr}$ 値と $\eta_{per}$ 値

碎氷船名	$\eta_{pr}$	$\eta_{per}$
Moskva	0.070	0.84
Kapitan Belousov	0.065	0.84
Vasiliy Pronchishchev	0.075	0.84
Sibili	0.060	0.87
Krasin	0.060	0.88

前述の計算の結果として得られる出力値は碎氷船の主機を選択するために使うことができる。

設計条件に碎氷船の排水量の制限が設定されている場合には、その主機出力は、設計の初期段階で、プロトタイプによって選択された指標  $P_{dv}/\Delta$  を使って求めることができる。

設計条件に、 $h_{fim}$  値の他、碎氷船の主要寸法等に関する補足要求が含まれている場合

には、船体の寸法及び形状の影響を計算できる式(1)を使えば、出力は予め、より正確に求められる。予備設計作業の終了直後の設計段階で  $h_{fim}$  が的確化される。碎氷中ににおける碎氷船の航行性能の検算は式(3)と(4)を使って行なわれ、一方開水域のそれは第 12 節で述べた方法を使って行なわれる。

航続日数は碎氷船の重要な運航特性のひとつで、これが碎氷船の荷重と排水量の大部分を決める。航続日数関係の諸要求は、当然、発注者によって設計条件の中に指定されている。航続日数とは一般に、船内の需要に対して給て応じられる条件の下において、開水面を所定速力（全速または経済速力）で運行できる日数を云う。

碎氷船運航上の航続日数指標は、（速力に無関係に）主機を全力運転して碎氷船が作業できる日数で表わされる。一般的な鉱物燃料を使用する碎氷船の航続時間は全力運転では小さく、大出力碎氷船でも、その燃料積載量が大であるにもかかわらず、通常 1 ヶ月を出ない。例えば、Moskva 型碎氷船の燃料積載量はその排水量の 30 % に達しており、これは他種船舶のいずれの燃料積載量をも大幅に凌ぐものである。（ディーゼル燃料満載量 3200 t；最大積載量 4250 t；最大可能積載量 4900 t）。ボイラ燃料、潤滑油、真水、食料その他の総積載量は約 1200 t である。Moskva 型碎氷船と略同一出力のターボ電気式主機を搭載するカナダの碎氷船ルイ・S・サンローラン号の燃料積載量は 2700 t で、その排水量の 20 % である。このような燃料積載量の大きさにもかかわらず、その最大積載量の燃料が主機の全力運転を保証できる日数は Moskva 型碎氷船で 36 日、ルイ・S・サンローラン号では 20 日に過ぎない。一方、その他の備蓄量は、Moskva 型では、（真水は造水機で補給されることを勘案して）12 ヶ月間も保証できる。

ソ連の大出力碎氷船は、北極域の運航条件のために、6～7 ヶ月末満の期間寄港せずに作業できねばならない。大出力碎氷船ルイ・S・サンローラン号を設計する場合、本船は年間就航期間中に平均 800 時間、重水条件下において主機を全力運転させて作業することが設計条件に規定されていた。このように、一般的の燃料で作動する碎氷船の航続時間は、北極域での運航条件を満足させる航続時間に達することはできない。このために碎氷船は海上で補給船から燃料の補給を受けることになる。

原子力碎氷船には航続日数の問題は生じない。原子力碎氷船レーニン号の総ての備蓄量による航続期間は 12 ヶ月で、この期間内ならば主機の全力運転が可能である。

一般燃料を使用する碎氷船を設計する場合には、燃料及び真水積載量による航続日数は、与えられた主要寸法及び排水量の最大限に可能な範囲で選択し、その他の備蓄量は当該船級の碎氷船の実際の運航条件を勘案して設計される。この場合の備蓄量は大出力碎氷船で 8～12 ヶ月、中型碎氷船で 4～8 ヶ月、補助碎氷船で 0.5～3 ヶ月分である。

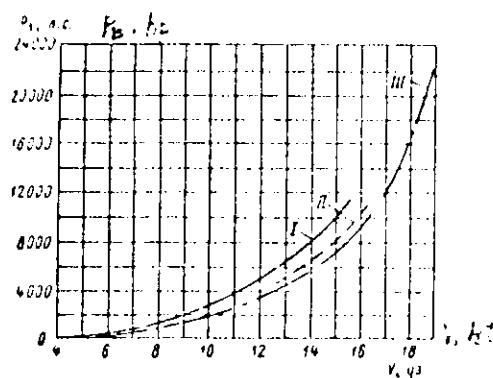
航続距離は一般的の輸送船のそれと同様に、所定の経済速力で開水面を航行できる最大距離で表わされる。このように航続距離は碎氷船が開水面を航海する場合の活動半径を表わし、一方、水中の活動半径については最大出力で作動する航続時間によって判断できる。

一般的の輸送船と異なり、碎氷船は、開水面を航行する場合をも含み任意の運航条件下において経済的な航海条件を選択できる大きな可能性をもっている。これは碎氷船が複数のユニットから成るモータから複数のスクリュー・プロペラに出力

を伝達する多軸船であるためである。例えば、Moskva型砕氷船は3軸式で、経済航行条件では主機の最大出力の50%（即ち11000hp）を利用すればよい。この出力は総合数8台のうちの4台のディーゼル発電機によって確保できる。出力は次の割合でスクリューに伝達される。即ち1:2:1（各1台のディーゼル発電機が左右両スクリューを、2台のディーゼル発電機が中央スクリューを駆動する）、2:0:2あるいは0:4:0。砕氷船の作業条件に対応して、より有利なようにあれこれの主機運転方式が選択できる。例えば、開水面での最大航続距離を得るには1:2:1方式が最も合理的である。この場合、 $P_B = 11000 \text{ hp}$ ならば、砕氷船は165kt（図8-2曲線III），0:4:0方式では15.4kt（曲線I），2:0:2方式では16.2kt（曲線II）が出せる。

図8-2 開水面における大出力  
砕氷船の運航速力と出力  
との関係

経済速力を指定する場合、砕氷船の航続距離の計算で最も有利な運転方式を勘案せねばならない。建造された各砕氷船には、船長が運航条件に応じた最も有利な主機運転方式を選択できるよう、ダイヤグラムが整備されていなければならない。



## 第15節 船体の線図

砕氷船の船形を設計する場合、一般要求と共に、船体各部と氷盤との相互作用特性に起因する諸要求を勘案せねばならない。例えば、氷盤を屈折によって破壊する場合、氷の破壊が行なわれる船長の等分割線M1～M5部分の型水線域の船体線図形状が大きな意義をもつ。前記域の垂直力の作用によって屈折による氷盤の破壊が行なわれるため、この域の垂直力が最大になるように線図の設計を行なわねばならない。まず何よりも、密接氷中における運動によって表わされる氷中航行性能に対する要求を満足させるように努める。砕氷船の線図形状がその砕氷能力に及ぼす影響の評価方法についてはR. I. ルネベルグ、V. I. アファナシエフ、I. V. ピノグラードフ、V. ミラノ、R. ホワイト氏等の提案があるが、これらは船首材及びその隣接両舷域のみの線図形状が考慮されたもので、これでは不充分である。当然のこと乍らこれら諸方法を、氷の破壊に加わる他の船体部の線図の質を解析するために用いることはできない。U. A. シマンスキイ、M. S. ヤコブレフ、V. I. カンテリヤン氏の諸論文では、砕氷船の船体線図形状は船首部全長について検討されている。然しその積分計算では船体各部の最適線図要素を根拠をもって選択することはできない。

以下、氷盤と船体との局部的相互作用特性を考慮した、船体線図形状と砕氷能力との関係について理論的考察を行なう。限界厚の全密接氷中を砕氷船が連続運動する場合には2段砕氷を行うことが特徴であり、この場合、同時に5点で船体と氷との接触及び砕氷が行なわれるような相互作用方式が物理的に実現される。第一接触点は船首材、他の4点は中心線に対称に両舷にある（図8-3a）。船舶の静的平衡方程式を立てる場合、限界厚の氷中ににおける設定運動速度が小さいために、慣性力の影響及び氷の抵抗は無視される。全密接氷の砕氷船体に作用する力は集中力として検討される。接触点1～5における船体と氷との採用された相互作用方式に対応して、船体に対して法線方向の、摩擦力に比例する接触力が作用する。既知の条件の場合は、両舷における摩擦力の方向は実水線の接線方向に合致し、船首材上のそれは船首材線の接線方向に合致するものと看做すことができる（図8-3b）。圧力値は舷に対する法線と運動方向との間の角の余弦に比例するものとし、摩擦力は圧力値に比例するものとするとき、次式が求められる：

舷点における法線圧は

$$P_b = k \cos x' ; \quad (70)$$

船首材点における法線圧は

$$P_\phi = k \sin \varphi ; \quad (71)$$

図 8.3

碎氷船による 2 列碎氷：

- a — 船体と氷との相互作用；  
 b — 船首材と舷に作用する力の  
 分解図

舷点における摩擦力は

$$F_b = f_d P_\phi = k f_d \sin \varphi \quad (73)$$

但し  $k$  — 比例係数 $x'$  — 舷に対する法線と運動方向との間の角； $\varphi$  — 水平線に対する船首材の傾斜角； $f_d$  — 氷に対する船体の動摩擦係数。以下、圧力と摩擦力の  $x$  軸と  $z$  軸上の投影式を示す。

舷に対する水平縦方向の圧力は

$$P_x = P_b \cos x' = k \cos^2 x' \quad (74)$$

舷に対する垂直方向の圧力は

$$P_z = P_b \cos z' = k \cos x' \cos z' \quad (75)$$

但し  $z'$  — 舷に対する法線と垂直軸  $z$  との間の角。舷上の摩擦力の  $x$  軸上への投影は

$$F_x = f_d P_b \cos \alpha' = k f_d \cos x' \cos \alpha' \quad (76)$$

船首材に対する水平縦方向の圧力は

$$P_{\phi x} = P_\phi \sin \varphi = k \sin^2 \varphi \quad (77)$$

船首材に対する垂直圧力は

$$P_{\phi z} = P_\phi \cos \varphi = k \sin \varphi \cos \varphi \quad (78)$$

船首材上の摩擦力の  $x$  軸上への投影は

$$F_{\phi x} = f_d P_\phi \cos \varphi = k f_d \sin \varphi \cos \varphi \quad (79)$$

船首材上の摩擦力の  $z$  軸上への投影は

$$F_{\phi z} = f_d P_\phi \cos \varphi = k f_d \sin^2 \varphi \quad (80)$$

密接氷中の碎氷船の設定運動特性の仮定に対応して、スクリューの推力は、船首材及び両舷に作用する縦方向の水平力の総和に等しい：

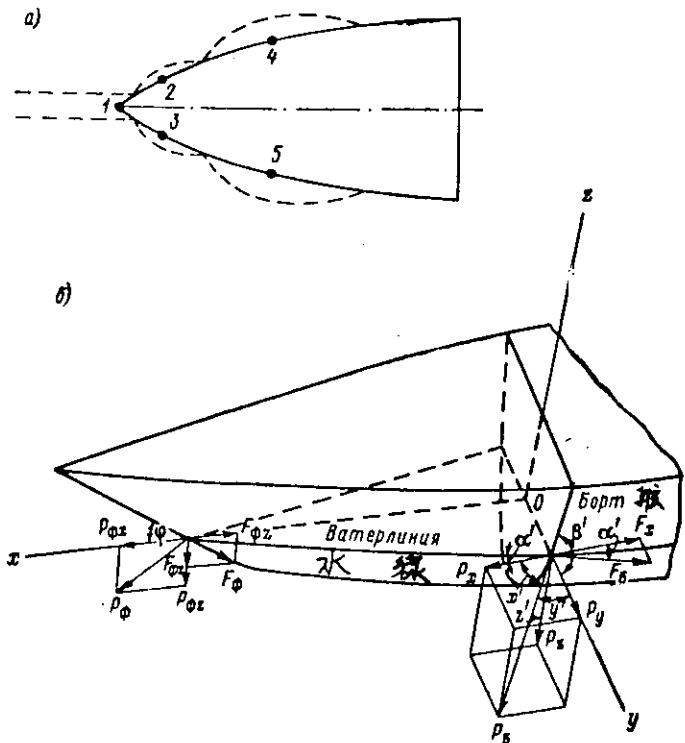
$$\bar{T} = 2 \sum P_x + 2 \sum F_x + P_{\phi x} + F_{\phi x}, \quad (81)$$

但し  $\bar{T}$  — 碎氷船のスクリューの推力； $\sum P_x$  — 両舷に作用する縦方向の水平力の総和； $\sum F_x$  — 両舷に作用する縦方向の水平摩擦力の総和； $P_{\phi x}$  — 船首材に作用する縦方向の水平力； $F_{\phi x}$  — 船首材に作用する縦方向の水平摩擦力。

式(81)の諸項に式(74)(76)(77)(79)の値を夫々代入すると次式が得られる：

$$\bar{T} = k [2 \sum \cos^2 x' + 2 f_d \sum \cos \alpha' \cos x' + \sin^2 \varphi + f_d \sin \varphi \cos \varphi] \quad (82)$$

式(82)から比例係数の式が得られる：



$$k = \frac{\bar{T}}{2\sum \cos^2 x' + 2f_d \sum \cos \alpha' \cos x' + \sin^2 \varphi + f_d \sin \varphi \cos \varphi} \quad (83)$$

式(83)のk値を圧力及び摩擦力のための式に代入すれば、砕氷船の両舷及び船首材に作用する力の公式が得られる。例として舷上の氷との接触点に作用する力の式を求める。

$$P_x = \bar{T} \frac{\cos^2 x'}{A} ; \quad (84)$$

$$P_z = \bar{T} \frac{\cos x' \cos z'}{A} ; \quad (85)$$

$$F_x = \bar{T} \frac{f_d \cos \alpha' \cos x'}{A} \quad (86)$$

但し

$$A = \frac{\cos^2 x'}{2\sum \cos^2 x' + 2f_d \sum \cos \alpha' \cos x' + \sin^2 \varphi + f_d \sin \varphi \cos \varphi} .$$

得られた式によって、砕氷船が密接水中を運動する場合にその船体に作用する力の値を求めることができ、また、スクリューが出す推力と、船体と氷との接触域の船体線図要素が判るならば、船体の線図特性と船体への作用力との関係を評価することができる。

大出力砕氷船Moskva号を例として、その船体形状と氷盤の砕氷能力との関係が検討された。限界厚の水の2段階砕氷の場合、氷盤の第1段目の破壊は、船長の等分割線の第1線域で生じ、第2段目の破壊は第4線域で生じる。このように、船首材と第1及び第4等分割線域で同時に氷に接触する(図83a参照)。

表13 砕氷船Moskva号の船体に作用する力

(単位  $\bar{T}$  を1とした場合の割合)

接觸域	$P_x$	$F_x$	$\Sigma (P_x + F_x)$	$P_z$	$F_z$
船首材	0.31	0.06	0.37	0.6	-0.03
第1等分割線	$2 \times 0.15$	$2 \times 0.05$	0.40	0.3	-
第4等分割線	$2 \times 0.08$	$2 \times 0.35$	0.23	0.16	-
$\Sigma$	0.77	0.23	1.00	-	-

表13には提案されている方法によって砕氷船Moskva号を使って実施した力の計算結果が示されている。これら諸式内の角 $x'$ と $z'$ を求めるに当っては、これを角 $\alpha'$ と $\beta'$ に結合する次の近似式が用いられた:

$$\cos z' = \cos \beta' (1.30 - 0.35 \frac{\alpha'}{100}) \quad (87)$$

$$\cos x' = \frac{\alpha'}{100} (1.6 \sin \beta' + 0.11) \quad (88)$$

表から判るように、砕氷船が密接水中を運動する場合の両舷に作用する力は不均等に分布している。中央部に接近するに従ってその値は減少する。このことから、両舷による砕氷は、非破壊氷盤に接触している船体の全部分において同時になわれるのではないとの結論に達する。第1等分割線域の接触点における垂直力が最大であるために、この部分の氷盤の破壊が初めて行なわれねばならない。その後で、第1段目のセクターの破壊後に船体と非破壊氷盤との接触点の数

が3に減った結果、船体上の力の再分布が行なわれる（砕氷船が密接氷中を運動する場合、船首材による氷への切込みは連続的に行なわれ、船体と氷との接触点数の減少は両舷部の氷が破壊した後でしか生じないものと看做すことができる）。第4等分割線における接触圧の垂直分力 $P_{z4}$ 値は増大し、この点での氷の破壊には充分な値になることができる。

このように、砕氷能力から見た最適船体線図形状とは、3つの点、即ち船首材と両舷各1つの点が非破壊氷盤と同時に接触する場合に、舷の異なる部分で同一厚さの氷を破壊できるようになっていなければならない。

式(84)(87)(88)から判るように、他の条件が等しい場合、中心線に対する水線の傾斜角が大きい程、即ち水線形状が肥大している程、第1段セクターの砕氷が行なわれる舷域における垂直力値は大きい。然し、船首部水線形状が極端に肥大している場合には、第1及び第2段セクターの破壊が生ずる舷域によって略等しい厚さの氷を破壊するという要求を舷の外曲りを増やして満足させることは不可能である。この場合、第4等分割線域の舷部の、水平線に対する傾斜角値は第1等分割線域のそれより小さくならなければならない。

計算によれば、水線がS字状をなす場合、第1等分割線における垂直力値は第1等分割線における垂直力値より大きいことが明らかである。即ち船首部水線の形状がこのような場合、初めに第2段部の破壊が生じ、この後で第1段部での砕氷が行なわれることになり、これは、Kashtelyan氏らの見解では、妥当でない。

船首部水線形状が直線に近い場合には、第1段砕氷域で作用する垂直力は肥大形状の場合のそれより小さい。この場合に、第1及び第4等分割線における垂直力間の差が最も少くなる。船首部型水線の形状をこのようにすることによって、砕氷が行なわれる両舷域における垂直力値を近くすることができる、即ち砕氷船は氷盤を破壊する最高能力が発揮できることになる。式(84)と(87)から判るように、舷の諸点に作用する垂直力値は氷に接触している他の部分の線図形状によっても間接的に左右される。

このように、船体の氷盤破壊能力は、舷が氷に同時に接触する点の数と長さの方向のこの点の配置場所によって左右される。砕氷船による2段砕氷の場合には、角 $\beta'$ が大巾に変動しても、舷の接触点において作用する垂直力 $P_z$ 値に対しては比較的僅かしか影響しない。例えば、直線に近い船首部水線では、第1等分割線における角 $\beta'$ を48°から35°にまで減少させると、他の条件が等しい場合にはこの部分の垂直力 $P_{z1}$ は略10%増加する。第4等分割線域の角 $\beta'$ を減少させても、 $P_{z1}$ 値は増加するが、この場合の増加率は更に小さい。 $\beta'$ が減少する場合には力 $P_{z1}$ は単調に増大し、このために舷の最適傾斜角値は存在しない。

Kashtelyan氏らの見解では、最良の砕氷能力のためには、舷による砕氷場所である船首部型水線の全長に亘って衝突が生ずることは適切ではない。先ず第一に、第1段目の砕氷が生ずる船首から第2等分割線までの区域の舷の傾斜角を最大限に増大させる必要がある。このためには舷の他の部分の砕氷能力をも増大させねばならない。

最後に、全体として、船舶の「砕氷」能力は船首材の傾斜角を減少させても高めることができることを指しておかねばならない。例えば、 $\varphi$ を30°から20°にまで変化させると、第1等分割線における垂直力は、船首部型水線形状が中程度に肥大している場合には、約10%増大する。表13から判るように、船首材に作用する縦方向の力の総氷抵抗中に占める割合は極めて大きい（検討されている砕氷船Moskva号では37%）。船首材に生ずる抵抗( $R_f$ )は船首材の傾斜角 $\varphi$ を小さくすることによって減少させることができる。計算によれば、この場合、舷の抵抗が増大し、船首材の抵抗が低下するように、抵抗は舷と船首材との間で再分配されることが明らかである。砕氷船の舷に作用する垂直力は増大する故に、この場合、砕氷船はより厚い氷盤の砕氷が可能になる。船首材、舷及び水線の夫々の傾斜角 $\varphi$ 、 $\beta'$ 、 $\alpha'$ との間に、次のような関係がある：

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha' \operatorname{tg} \beta' \quad (89)$$

角 $\varphi$ 値は、角 $\alpha'$ （船首部型水線形状を肥大化させることによって）または角 $\beta'$ （舷の外曲りを増大させて）を減少させれば、小さくすることができる。 $\alpha'$ の減少は既述の如く、反対に砕氷船の砕氷能力を低下させることになるために、後者、即ち角 $\beta'$ を減少させることの方が採用し易い。

図 8.4

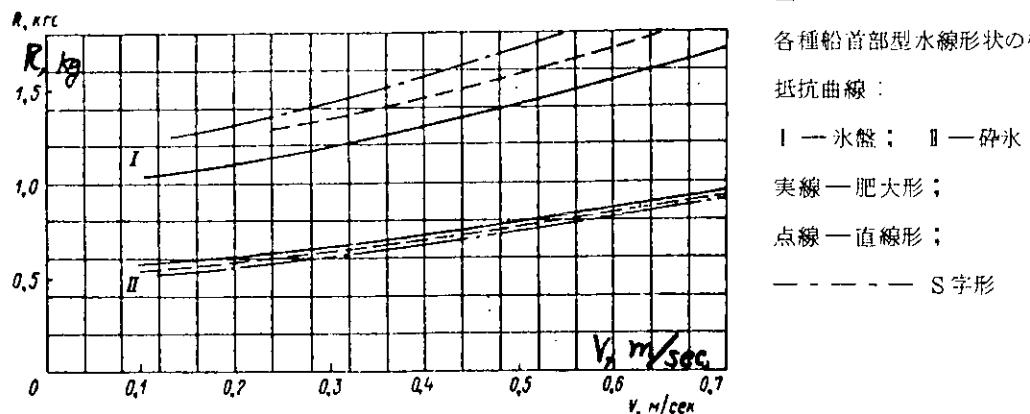
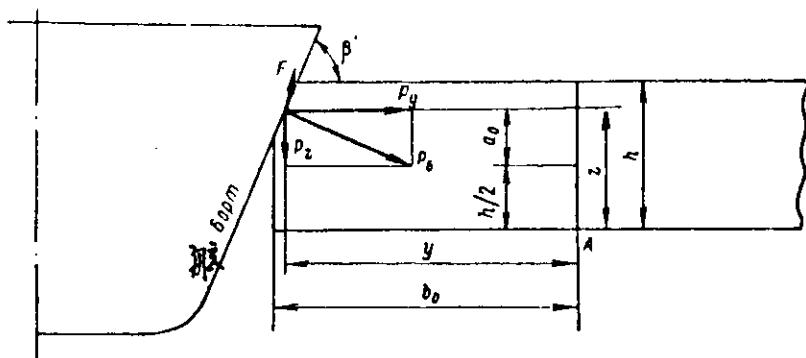


図 8.4 は主要寸法及び型水線域の傾斜角が一定で、船首部水線形状だけが異なる 3 隻の砕氷船模型を氷盤中と碎氷中ににおいて試験した結果を示したものである。これら模型の曲線  $R = f(V)$  を比較すれば、氷盤中を運動する場合には総ての速度範囲において肥大形水線をもつ模型の抵抗が最小で、S 字型水線のそれが最大であることが判る。このような結果は肥大形水線は最大の垂直力が得られ、従って氷の破壊並びに氷塊の沈下や回転につながる抵抗分力を引下げることになる故に、肥大形水線は他の 2 つの形状の水線より有利であるとの既述の考察と一致する。肥大形型水線形状の、他形状のそれに比較した場合の利点は、 $R = \text{const}$  とした場合の運動速度値を対照すれば、より明瞭になる（図 8.4 参照）。グラフによって、型水線形状が肥大になれば碎氷中の模型の航行性能は若干悪化することも判るが、これについても砕氷船の船体線図形状を選択する場合に勘案する必要がある。

**砕氷船の氷塊押し沈め能力** これは氷中航行性能を決める最重要特性のひとつである。氷盤中の砕氷船は、氷盤の破壊後に形成される氷塊を船の進路から除去することによって、即ち押し沈めることによって安定した連続運動が可能になる。ここで、砕氷船の船体と、氷盤と舷との間にある氷塊との相互作用プロセスを検討する。図 8.5 に示した計算図から判るように、氷塊が舷に沿って滑り下りるか、あるいは未破壊氷盤との接点 A を中心に回転すれば、砕氷船の船体は氷塊を押し沈めることができる。

図 8.5

舷が氷塊を押し沈める場合の力の作用



氷の浮力を無視すれば、氷塊の滑降は次の条件の場合に生ずる筈である：

$$P_z - F \sin \beta' \geq f_\ell P_y \quad (90)$$

但し  $P_z$  — 接触力の垂直分力；

$P_y$  — 接触力の水平（横方向）分力

$F$  —  $f_a P_b$  — 船体に対する氷の摩擦力 ( $f_a$  — 船体に対する氷の動摩擦係数)；

$f_\ell P_y$  — 氷に対する氷の摩擦力 ( $f_\ell$  — 氷に対する氷の動摩擦係数)。

氷塊の回転条件は次のように表わすことができる：

$$(P_z - F \sin \beta') y \geq (F \cos \beta' + P_y) z \quad (91)$$

舷が傾斜している場合には：

$$P_z = P_b \cos \beta' , \quad P_y = P_b \sin \beta' .$$

次の等式：

$$y = b_0 ; \quad z = \frac{h}{2} (1 + \cos \beta') \quad (92)$$

を正しいものと見做し、式(90)と(91)に(92)を代入すると、砕氷船の船体による氷塊の次の2つの押し沈め条件が求められる：

$$\text{滑降の場合} \quad c \tan \beta' \geq f_\ell + f_d ; \quad (93)$$

回転の場合

$$\frac{b_0}{h} \geq \frac{(1 + \cos \beta')(f_d \tan \beta' + 1)}{2(c \tan \beta' - f_d)} . \quad (94)$$

実験研究データ(<sup>22)</sup> Ryblin A.Ya. 他、実地条件下における氷の摩擦係数の実験的定義に関する問題について、<北極南極の諸問題>論文集、第21分冊、レニングラード、Gidrometeoizdat 出版所、1965)によれば、滑り面が滑らかな場合、氷に対する氷の動摩擦抵抗係数は、船体用鋼面に対する氷の動摩擦抵抗係数  $f_\ell = f_d = 0.1$  が採用できる。この場合、式(93)から、氷塊押し沈めプロセスでの氷塊の滑降は、水平線に対する舷の傾斜角  $\beta' < 79^\circ$  ならば生ずる筈である。然し、観測によって明らかに如く、氷塊が船体によって押し沈められる場合に、氷塊の滑降は観測されない。これは明らかに、氷と氷との摩擦が、摩擦係数値  $f_\ell = 0.1$  より遙かに大きい、さらついた面で生じているためである。

氷塊の回転は、式(94)から判るように、この氷海と砕氷船船体との接触域の舷の傾斜角のみならず、氷塊の幅と厚さとの比  $b_0/h$  によっても左右される。氷盤中の砕氷船の運動過程で形成される氷塊(セクター)は曲線状の外形を有し、このために氷塊の各横断面における比  $b_0/h$  は夫々異なる。観測によれば、船体によって氷塊が押し沈められる大部分の場合に、氷塊は3つの部分に分解され、これらは、あたかも互いに無関係であるかの如くにして回転することが明らかである。この場合、氷塊中央部の押し沈め条件が最も厳しい。

前記のことを考慮すると、氷塊の回転に必要な舷の傾斜角を決める際に  $b_0/h$  の最大値が勘案されることになる。氷盤中の2段砕氷の場合、この値は1.5乃至3の範囲である(1段目セクターでは  $b_0/h \approx 1.5 \sim 2$ 、2段目セクターでは  $2 \sim 3$ )。

前記の範囲で  $b_0/h$  値が与えられ、動摩擦係数  $f_d = 0.1$  を採用すれば、回転条件(94)から次のような舷の傾斜角値が得られる：

$$\frac{b_0}{h} = 1.5 ; \quad \beta' \leq 57^\circ ;$$

$$\frac{b_0}{h} = 2.0 ; \quad \beta' \leq 65^\circ ; \quad (95)$$

$$\frac{b_0}{h} = 3.0 ; \quad \beta' \leq 72^\circ ;$$

対比すれば、条件(95)は大部分の場合、船首材から第4～5等分割線までの、砕氷船体船首部の長さの半分でしか実現されないことが明らかである。このように、第1～2等分割線域で形成される第1段セクターのみの押し沈め(回転)を、難なく生じさせることができる。第2段セクターの破壊が生じる第4～5等分割線域における回転条件の実現は、こ

の部分の舷の傾斜角が(95)に示された数字に実際上合致する故に、限界にある。

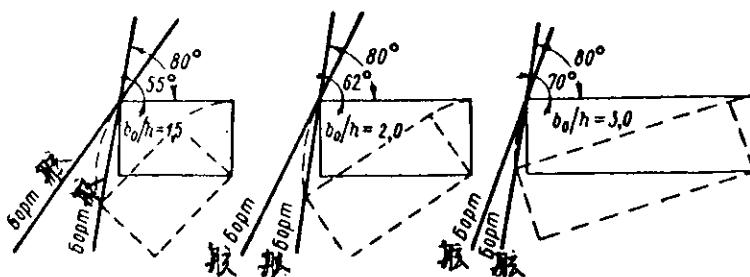
在来の砕氷船体の船首部の著しい部分の線図形状は氷塊の回転条件を表現することができない。然し、砕氷船が氷盤中を連続運動する場合の観測から明らかのように、氷塊は通常回転している。この場合、これら氷塊の下縁は破壊されている。このために、条件(95)が実現されない舷域では、氷塊の回転がその縁の破壊に先行し、この縁との関係で、氷塊の転倒が生じているものと推定できる。破壊後、回転条件は、回転抵抗モーメントがZ軸成分を減少させて小さくなるために緩和される(図8.5参照)。

研究によれば(第27節参照)、氷塊下縁の破壊に必要な、当該部分での最大応力が得られる舷の最適傾斜角値は存在しないことが明らかである。 $\beta'$ が減少するに従い(舷の外曲りが増大するに従い)前記応力は増加する。

砕氷船体による氷塊の回転条件に加えられる今ひとつの条件について若干記述する必要がある。氷塊の横断面の幅と厚さとの比には夫々氷塊が回転する間中、その前縁が船体から離れない一定の $\beta'$ がある。図8.6から判るように、他の条件が等しい場合、舷の外曲りが増大するに従って氷塊前縁の圧碎域は増大する。下に氷塊の回転中に船体による氷塊の圧碎が生じない舷の限界傾斜角値を示す。

図8.6

押し沈められる氷塊  
縁の圧碎



$$\frac{b_o}{h} = 1.5; \quad \beta' \leq 55^\circ;$$

$$\frac{b_o}{h} = 2.0; \quad \beta' \leq 62^\circ; \quad (96)$$

$$\frac{b_o}{h} = 3.0; \quad \beta' \leq 70^\circ.$$

これら諸角の近似値は幾何学的に求められた。条件(95)と公式(101)から得られた砕氷船の舷の傾斜角とを対比すると、対応する比 $b_o/h$ にとっては両条件は実際上等価である。即ち両条件のうち一方が実現されると、他方も自動的に実現されることが判る。即ち砕氷船の舷の外曲りが氷塊の回転に充分ならば、回転の過程で舷による氷塊の圧碎は生じない。

前述の考察は、砕氷船が氷盤中を連続運動する場合、即ち船体に対する氷の動摩擦係数 $f = 0.1$ の場合には正当である。砕氷船が氷盤中で運動を開始する時の、船体に対する氷の摩擦係数は、衆知の如く、静摩擦係数に等しく、その値は動摩擦係数より大である。後者の場合、(95)から明らかに如く、圧碎を伴わない氷塊の回転が可能な舷の外曲りは、前に検討された砕氷船の運動の場合よりも大きく、即ち $\beta'$ では小さくなければならない。例えば $b_o = h = 2$ の場合には、 $\beta' = 62^\circ$ の替りに $\beta' = 51^\circ$ となる。換言すれば、砕氷船が氷上に静的に乗上げる場合、氷塊の回転条件が実現されない船体域の長さは連続運動時よりも大きい。

検討されている船体部分での氷塊の押し沈め速度は、他の条件が等しい場合、この部分の水線の屈曲角 $\alpha'$ の変化速度によっても左右されることも指摘しておく。当該船体部分の $\alpha'$ の変化速度が急である程、氷塊の回転は速くなることは容易に判る。このように、砕氷船の船体中央部は、舷の外曲りが小さいためのみならず、当該部分の水線の屈曲角が少ししか変化しないために、その氷塊押し沈め能力は低下する。

船体形状と耐氷強度との関係を求めるためには、許容氷荷重を計算する場合に船体と氷との最も危険な相互作用の場合を想定せねばならない。このために船首部の設計氷荷重として、氷との衝突の結果生じる荷重を、又船体中央部では氷中<sup>20)</sup>での圧縮時の荷重が採用される（Popov U.N. 他、氷海可航船の強度、レニングラード、Sudostroenie 出版所、1967）。

船体線図パラメータと船首部の氷荷重との関係を解析するために、無限大の氷原に衝突した場合に船体骨組に作用する氷荷重の強さ $\theta_H$  の式(8)を利用する。近似式(88)を使って、 $\theta_H$  のための式を次の形で表わす：

$$q_H = (\alpha')^{4/5} \frac{\tan^{2/5} \beta'}{\cos^{1/5} \beta'} \quad (97)$$

式(97)から、角 $\alpha'$ 、 $\beta'$ が減少すれば $q_H$ は減少することが判る。このように、船体と氷との衝突域が船体中央に近くなる程、氷荷重は減少する。氷荷重は舷の外曲りが大きくなる場合にも（水平線に対する舷の傾斜角が減少する場合にも）減少する。検討中の船体線図パラメータと氷荷重との関係は極めて緊密である。例えば、船首部の $\beta'$ が約15°増大すると、氷荷重は40～50%増大することもある。

船体船首部線図形状と氷中航行性能及び耐氷強度との関係を比較してみる。既述の如く、設計された砕氷船の船体線図の、氷中航行性能面での合理性は、船首材及び中心線に對称な両舷各1点づつの2つの点が氷盤と相互作用する時の接触圧の垂直分力 $P_z$ 値によって評価できる。

計算によれば、角 $\beta'$ が減少し、角 $\alpha'$ が増大すれば、接触圧の垂直分力 $P_z$ 値は増大する。

このように、角 $\alpha'$ と耐氷強度及び氷中航行性との関係が同一ならば、角 $\beta'$ とそれらとの関係は質的に反対になる、即ち $\beta'$ が減少すれば、 $P_z$ は増大するが、 $q_H$ は減少する。衆知の如く、砕氷船の水線の傾斜角 $\alpha'$ は可成り狭い範囲で変化している。同時に、舷の傾斜角 $\beta'$ 値は、氷荷重の点で最適な船体線図形状が氷盤中の耐航性の点でも最適になるように変化させることができ。垂直力の計算図の凹み箇所には氷荷重図の最大値が対応する筈である。

砕氷船の船体中央部の設計荷重としては、氷の圧縮過程で氷が破壊する荷重が採用されている。圧縮時の船体と氷との相互作用では、接触域に氷盤の局部的圧碎と共に、氷盤が全般的に変形する結果、屈曲に起因する氷盤の破壊が観測される。船体中央部の舷の傾斜角 $\beta'$ が比較的大きい砕氷船では、氷盤の破壊は屈曲によって生ずる。

図 87

舷と氷盤との相互作用

図 87 は圧縮時の半無限大の氷盤と砕氷船の船体との相互作用図である。この図の記号は次の通り：

$P_B$  — 氷盤に対する船体の法線

圧力；

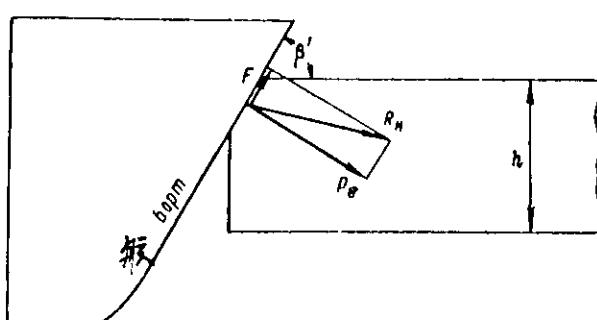
$F$  =  $f_{\text{fr}}$   $P_b$  — 氷盤の歪み変形を妨害する摩擦力；

$R_H$  —  $P_b$  と  $F$  の合力；

$R_{HZ}$  —  $R_H$  の垂直分力；

$P_{HX}$  —  $R_H$  の水平分力；

$\beta$  — 水平線に対する舷の傾斜角。



分力  $P_{HZ}$  の式は次のようになる：

$$P_{HZ} = P_{HX} \frac{\cot \beta' - f_{CT}}{f_{CT} \cot \beta' + 1} \quad (98)$$

ここから、氷盤を屈曲することが可能な角  $\beta'$  の限界値が決まる：

$$\cot \beta' \geq f_{CT} \quad (99)$$

$f_{CT} = 0.3$  の場合、碎氷船の船体中央部における氷盤の屈曲による破壊は、 $\beta' \leq 73^\circ$  の条件が満足される場合に生ずる。

圧縮時に船体に作用する法線圧は次式から求められる：

$$P_b = P_{HX} \sin \beta' + P_{HZ} \cos \beta' \quad .$$

これは(98)を勘案すると次の形に表わせる：

$$P_b = P_{HX} \frac{1}{\cos \beta' - f_{CT} \sin \beta'} \quad (100)$$

式(100)中の  $P_{HZ}$  を、半無限氷盤を屈曲によって破壊するために要する垂直力の式(第27節参照)で置換えると、所定圧の氷の破壊が生ずる法線圧の式が得られる：

$$P_b = \frac{k \sigma_p h^2}{\cos \beta' - f_{CT} \sin \beta'} \quad (101)$$

但し  $k = 0.7$  — 比例係数。

式(101)を解析すると、碎氷船の船体中央部の設計氷荷重  $P_b$  は、水平線に対する舷の傾斜角  $\beta'$  が減少するに従って減少することが判る。このために、碎氷船の船体中央部の舷の外曲りを大きくすることは、この部分の耐氷強度の関係から妥当であると考えられる。

最後に、船体中央部の舷の傾斜角値  $\beta' = 73^\circ$  は、 $f_{CT} = 0.3$  の場合、氷による圧縮時の氷盤の破壊並びに氷盤による船の押し上げが可能な限界値と看做さねばならないことを指摘しておく。

船体線図形状と、船舶が氷中に楔状に突入した場合に膠着しない能力、同じく楔状の膠着状態から迅速に離脱する能力との関係を解析する場合、氷上への乗上げを伴う場合と伴わない場合の楔状膠着を区別する。前者の場合には船首材とそれに接する舷部が膠着状態になるが、後者では舷だけが膠着する。碎氷船の船首材が楔状膠着を起こさない条件は第19節で述べた。

図88は水平線に対する船首材の傾斜角  $\varphi$  及び型水線の水切角  $\alpha'$  と舷の傾斜角  $\beta'$  との関係並びに角  $\varphi$  と  $f_{CT}$  との関係を示すグラフである。

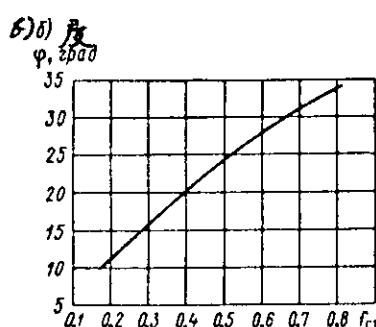
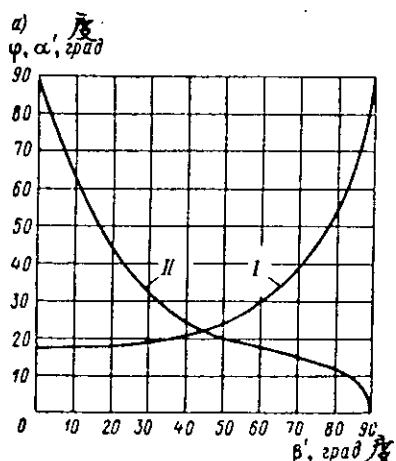


図88

船首材が楔状膠着を起こさない条件：

- a)  $\varphi = f(\beta')$  — 曲線I；
- $\alpha' = f(\beta')$  — 曲線II；
- b)  $\varphi = f(f_{CT})$ 。

曲線  $\varphi = f(\beta')$  と  $\alpha' = f(\beta')$

(図88a)は碎氷船の船体線図パラメータと、静摩擦係数値  $f_{CT} = 0.3$  の時の船首材の膠着条件との関係を表わ

す。これら曲線の上方の領域は船首材が氷盤上に乗上げた後で、船が氷から自由に離脱できる条件に対応し、曲線の下の領域は砕氷船の船首材が膠着する場合の条件に対応する。角 $\beta'$ と $\alpha'$ 値が与えられている場合、このグラフによって、船首材の膠着が生じない船首材域の舷の傾斜角が決められる。これらの角を決める順序は次の通り： $\alpha'$ が与えられている場合には曲線Ⅰによって $\beta'$ を求め、その後で曲線Ⅱ上の $\beta'$ から $\varphi$ を求める。例えば $\varphi = 30^\circ$ の場合、 $\beta' \leq 60^\circ$  及び $\alpha' \geq 18^\circ$  ならば船首材の膠着は生じない。 $\varphi = 20^\circ$  の場合の両角の値は夫々 $\beta' \leq 37^\circ$ ,  $\alpha' \geq 27^\circ$ となる。

曲線 $\varphi = f(\beta')$ は、摩擦係数 $f_{CT}$ 値には夫々一定の船首材傾斜角値が存在し、その値が減少すると、船首材域の舷及び水線の傾斜角とは無関係に膠着を起こすことを明らかにしている。

図88bは $f_{CT}$ 値が0.2乃至0.8の場合の関数 $\varphi = f(f_{CT})$ のグラフである。このグラフによって、実際的な値 $f_{CT} = 0.2 \sim 0.8$ の場合の、砕氷船の船首材が楔状に膠着した際にスクリューを逆転させないで氷から離脱できる角 $\varphi$ の最小値が決められる。例えば $f_{CT} = 0.2 \sim 0.8$ の範囲では角 $\varphi$ の最小値は $34^\circ$ である。砕氷船がスクリューを逆転させて氷から離脱する条件は、船体中央部が膠着した場合と同様に、(42)の形に表わせる。然し、砕氷船の船首部の線図を、他の氷海耐航性能を悪化させないで設計する場合、常に砕氷船が氷から離脱する場合に自然停船しないような角 $\varphi$ ,  $\alpha'$ 及び $\beta'$ 値を選択できる。

砕氷船の船首材の楔状膠着は、船体が氷上に乘上がる結果として生ずる故に、船首材に隣接する舷部の線図形状を適当に選択することによって船首が氷上に乗上げないようにすることができる。然し、実際の砕氷船の設計で採用されている角 $\varphi$ で、後者の条件を満たすとすると、その主要目的である砕氷に必要な垂直力を作るという要求に応えられない船体線図形状（鋭角的な船首水線と、船首材域の舷の比較的小さい外曲り）になる。

砕氷船の船体線図要素と、舷によって膠着を起こす条件との関係を解析する。式(36)で表わされたこの条件は図89にて、関係式 $\alpha' = f(\beta')$ の形のグラフで示されている。曲線の下方領域は膠着を起こす領域で、上方領域は船体の自然

図89  
船体中央部の膠着条件

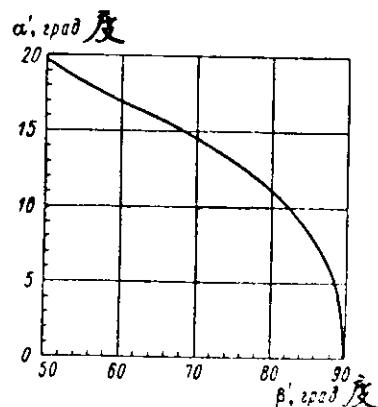
停船を起こさない、即ち砕氷船の氷からの自由離脱が可能な領域である。現存の砕氷船の角 $\alpha'$ ,  $\beta'$ 値と図示された曲線の対応する角とを対比すると、大部分の場合の舷による膠着域は中央から第3～4等分割線までの間に広がっていることが判る。

砕氷船の船体線図形状と舷による膠着条件との関係は、角 $\alpha'$ と $\beta'$ が減少すると膠着の確率が高まることが特徴である。設計される砕氷船の舷による膠着の確率は、舷の外曲りを減らすことによって低めることができる。図89から判るように、中央の舷の傾斜角が $90^\circ$ （垂直）の場合には、この部分が氷上に乗上げて膠着するということは起こらない。

第9節で記された如く、砕氷船の舷の外曲りの減少は、舷の楔状膠着域の長さが小さくなるために、スクリューを逆転させて膠着状態から離脱する場合にも好影響をもたらす（図89参照）。このように、砕氷船が楔状膠着を起こさず、又楔状膠着から離脱できる能力の点では有利を舷の外曲りの減少は、舷に作用する接触圧の垂直分力が減少するために、氷中航行性能の要求とは矛盾することになる。

砕氷船の船体線図形状と氷上乗上げを伴わない楔状膠着条件との関係を検討する。この種の膠着は第9節で指摘した如く、砕氷船が高密接度の砕氷中に作業する場合に見られるものである。乗上げを伴わない楔状膠着の場合、摩擦係数を船体線図要素に結合する式(38)から判るように、このような膠着の確率は水線及び舷の傾斜角値が減少するに従って高まる。中央部での乗上げを伴わない膠着（ $\alpha' = 0$ ）はこの船体域の舷の外曲りには無関係に起こる。

砕氷船の船体線図形状と、氷上乗上げを伴う場合及び伴わない場合の楔状膠着との両方の関係を比較すると、船体線図



形状に示される諸要求が両者の場合に合致することが判る。舷の外曲りの減少は、乗上げを伴う場合と伴わない場合のいずれの膠着に対しても好影響を及ぼす。氷海耐航性と楔状膠着性の関係で最適な船体線図形状を作成するという要求は矛盾する。このため、楔状膠着から離脱するための効果的なシステムを開発することは大きな意義をもつ。これは、碎氷船の船体が氷上に乗上げ、奥水が $\Delta T > 0.1 m$ （第9節参照）だけ変化して、氷から船体を引離すためにはスクリューの後進推力値が不充分な場合に特に大きな意義をもつ。

碎氷船の船体線図形状と対氷諸性能との関係に関する既述の理論的研究結果に基づき、又この型の船の運航を勘案して、初期設計段階での碎氷船形パラメータの選択に関する全般的勧告を導き出すことができる。船形諸要素の最終的選択は、設計される碎氷船の主要寸法が設定された後の、実験水槽での模型試験に基づいて行なわねばならない。碎氷船の船体と氷との相互作用の性格を考慮し、又今後の記述の便のために、線図形状を次の3つの船体部分に分けることとする：a) 船首材とそれに接する舷部； b) 船体中央部； c) 船尾部。

船首材域の船体線図形状は、水平線に対する船首材の傾斜角 $\varphi$ 型水線の水切角 $\alpha'_E$ 及び、船首材に接した第2等分割線までの舷部の舷の傾斜角 $\beta'$ によって特徴づけられる。

角 $\varphi$ 、 $\alpha'_E$ 、 $\beta'$ の間には解析関係が存するため、これら線図形状諸要素の選択は別々に行なってはならない。初めに、角 $\alpha'_E$ を選択することが望ましく、比 $L/B$ が与えられている場合には、これによって実際上、船首部の型水線形状が決まる。この部分の水線をより肥大化させれば、碎氷船の碎氷能力は高められるが、この場合、船体中央平行部が長くなり、これに起因して船体中央部の楔状膠着が生ずる確率は高まり、又碎氷中の耐航性は低下する。このため、碎氷船の設計では、型水線形状を極端に肥大化させることは推奨できない； 型水線形状は直線に近くなければならない。即ち中程度の肥大形状をなさねばならない。総てのクラスの碎氷船の角 $\alpha'_E$ は $24 \sim 30^\circ$ の範囲内にある。角 $\alpha'_E$ 値がこのような場合には、当該部分の船体は、氷中航行性能、強度、楔状膠着関係での所要の対氷性能を確保できる。 $\alpha'_E > 30^\circ$ の場合には、船首を氷盤中に突入させる能力が低下する。この能力は、水路の開設、船舶の誘導を目的とする碎氷船にとっては重要な性能である。

大出力碎氷船及び中型碎氷船では、船首から第2等分割線までの部分の舷の傾斜角として約 $45^\circ$ が採用できる。補助碎氷船の船首材域では、大出力碎氷船の場合に比し若干大きな角 $\beta'$ が許される。角 $\beta'$ の前記の値によってこの部分の線図は碎氷船として良好な諸特性を保証でき、又直接船首材附近で破碎される氷セクターの押し沈め条件にも矛盾しない。

船首材の傾斜角 $\varphi$ の選択には特に注意せねばならない。 $\varphi$ 値の減少は碎氷船の船首が氷中で楔状膠着を起こす原因となるために、これは一定範囲内で許される。このため、 $\varphi$ 値を選択する場合に、先ず第一に、船首を氷から自由に引離すことができる条件(32)を満足させる必要がある。

角 $\varphi$ を大巾に減少させると、小さな $\varphi$ 値の場合には船首前方で押される氷塊の数量が増大するために、碎氷域での氷中航行性能は低下する。又この場合には、船体下を通ってスクリューに達する氷塊の数が増加する。大出力碎氷船及び中型碎氷船での型水線に対する船首材の傾斜角は $25 \sim 30^\circ$ の範囲内でなければならない。前に推奨された角 $\alpha'$ 、 $\beta'$ 値の場合には、このような角 $\varphi$ 値によって、碎氷船の船首材が楔状膠着を起こすことから免かれることができる。

碎氷船の船首材の角は一定の場合と一定でない場合がある。凹形の船首材は船首部両舷の水線をより肥大化させるが、これは船首材の製作法を単純化し、奥水が大きく変化しても船首の対氷諸性能を良好に保つことができる。

前記のことを考慮すると、船首スラスターを装備しない大出力碎氷船及び中型碎氷船では、高さ別に次の傾斜角を有する

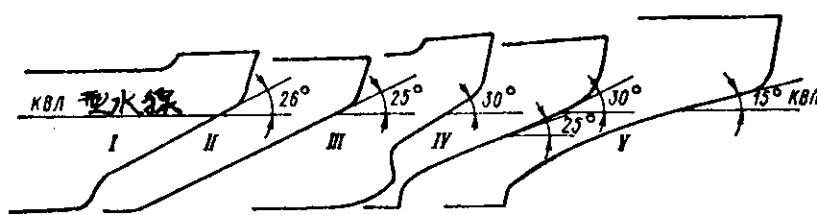


図90 碎氷船の船首材の輪郭

- I — Moskva型;
- II — Sibirj型;
- III — ウィンド型;
- IV — 推奨される型;
- V — 米国的新碎氷船

凹型船首材が推奨できる(図90)；氷帶の高さの型水線域では $30^\circ$ —これによって、トリムがついていない場合の碎氷中ににおける碎氷船の船首を満足すべき作業条件に保つことができる；氷帶域下は略 $25^\circ$ で、それ以下は碎氷船が氷上に大きく乗上げたり、船底に大形氷塊が入ったりしないようにするための船首防水部に緩かに遷移する。船首材のこのような幾何形状は、碎氷船が大きなトリムの下で重氷盤中において作業する場合に、碎氷船としての勝れた性能を維持し、 $f_{CT} \leq 0.5$ の場合に、船首が楔状膠着を起こさないようにすることができる(図88b参照)。

米国の専門家は船首材の傾斜角 $\varphi = 15^\circ$ を提案しているが、これは碎氷効果を高める。然し、この場合には船首材は $f_{CT} \leq 0.3$ で楔状膠着を起こし、機関を全力後進させた場合にのみ氷から碎氷船を引離すことが可能になる。 $\varphi = 15^\circ$ の時には、航行の安定性、氷への突入性能、並びに碎氷中の氷中航行性能が悪くなる。

船首材の下部にある船首防水部の深さを選択する場合には、碎氷船が氷盤中で作業する場合にトリムが $3^\circ$ の時にも氷に接触してはならないことも考慮せねばならない。

最近、船首材による碎氷特性はその前縁の幅に大きく左右されるという見解が発表されている。氷の「切削」の替りに屈曲による破壊が生ずるような船首材前縁の寸法がなければならないと考えられている。模型実験によれば、船首材前縁の寸法は氷抵抗値に対して実際上殆んど影響しないと結論付けることができる。前縁の幅は「切削」域の長さにのみ影響するもので、碎氷特性を変えることはない。碎氷船が運動する場合には、より幅広の船首材前縁は船首で氷塊を押すことになり、このために碎氷船では、型水線域の船首材の横断面形状は3角形又は前縁が凹状の台形にして、氷への突入能力を高めねばならない(図111b参照)。

船首スラスターを装備する碎氷船の、船首材域の線図に対しては、この他に、スクリューの保護及び流線効果に関連した要求が提示されている。

碎氷船の船体線図を設計する場合、船首材と船体中央部との間の遷移域では、船の用途に応える主要特性として氷中航行性能と耐氷強度に関連する諸要求を優先させねばならない。

氷中航行性能の関係では、決定的な船首部遷移域と看做される部分は第4～5等分割線域で、こゝでは限界厚の氷盤中を運動する時に2段目のセクターの碎氷と押し沈めが生ずる。船首材域の角 $\varphi$ 、 $\alpha'_E$ 、 $\beta'$ 値が与えられている場合、遷移域の船体線図形状を広い範囲で変化させることは不可能である。船体線図形状を変化させるには、舷の傾斜角 $\beta'$ しか利用できず、その指定に当っては、氷の押し沈め能力の確保の要求は碎氷関係の諸要求よりも苛酷である故、氷押し沈め能力確保の要求を考慮せねばならない。船体が氷上に静的に乗上げる場合の、この部分の氷押し沈め条件を満足させることは実際上不可能である(この場合 $\beta' \leq 50^\circ$ )。このため、連続運動時の押し沈め条件を実現させることを望ましく、このためには第4～5等分割線域の $\beta'$ 値を $60^\circ$ より大きくしてはならない。

船体中央部の舷の傾斜角を選択する場合には、先ず、耐氷強度が線図に対して示す諸要求を、船体中央附近で確保する必要がある。中央部型水線域の舷の傾斜角 $73^\circ$ は、圧縮時に船体が押し上げられる碎氷船の舷の最小外曲り値と看做さるべきである。換言すれば、氷中で圧縮を蒙る大出力碎氷船及び中型碎氷船の船体中央部の舷の外曲りは $17^\circ$ 以下であってはならない。現存する大部分の碎氷船の船体中央部の舷の外曲りは、この角が $5 \sim 10^\circ$ のカナダの碎氷船以外は $20^\circ$ 程度である。

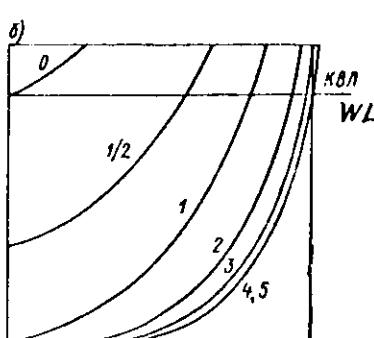
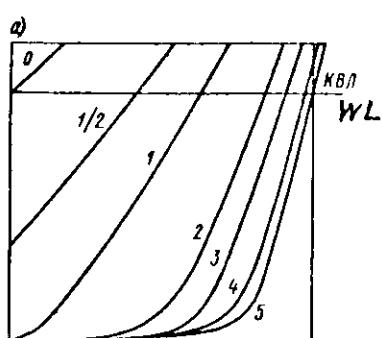


図91

碎氷船の舷の線図：  
a) 台形状；  
b) 円形状；

型水線域の舷の外曲りを大きくすると、中心が船尾の方に大幅に転位し、トリム操作が困難になることも考慮せねばならない。型水線域の舷の外曲りを比較的大きくして、砕氷船の所要の喫水を保つには、氷帶下の船体水中部の線図をより肥大化させればよい。然し、実験水槽での模型実験によれば、船体水中部の舷を僅かでも肥大させると、氷抵抗は著しく増加することになるため、推奨できない。

砕氷船の建造において現用されている船体水中部の舷の線図形状は台形と円形の2つである(図91)。台形では舷と船底が平坦であり、また円形では膨れている。一見この両者の差は船の主要耐氷性能、即ち氷中航行性能と耐氷強度、に對して殆んど影響しないようである。問題は区画の配置条件、建造工法、並びに開水面を砕氷船が航行する場合の動搖条件から見たあれこれの形状の合理性にある。

台形の舷は、模型実験から明らかな如く、円形の舷に比し、その砕氷船模型が氷中を航行した後の水路の砕氷の密接度がより低い。台形の舷の主な欠陥は、舷の平坦部に氷塊が密着することで、このために密着した氷塊を引摺ることになり、従って船速が落ちる。このことを考慮すると、砕氷船の舷はやや膨れた形状をとるのがよいことになる。舷の外曲りが大きい場合にその膨れ具合を大きくする(肥大させる)ことは船首形状をスプーン状にすることになり、これは、実際経験から明らかな如く、海洋砕氷船では採用できない(ビノグラードフ I.V. 氷海可航船、モスクワ、Oborongiz. 1946)。一連の諸国、特にカナダでは、ソ連の砕氷船よりも舷の外曲りが小さく、膨れた形状の舷の砕氷船の方がよいとしている。

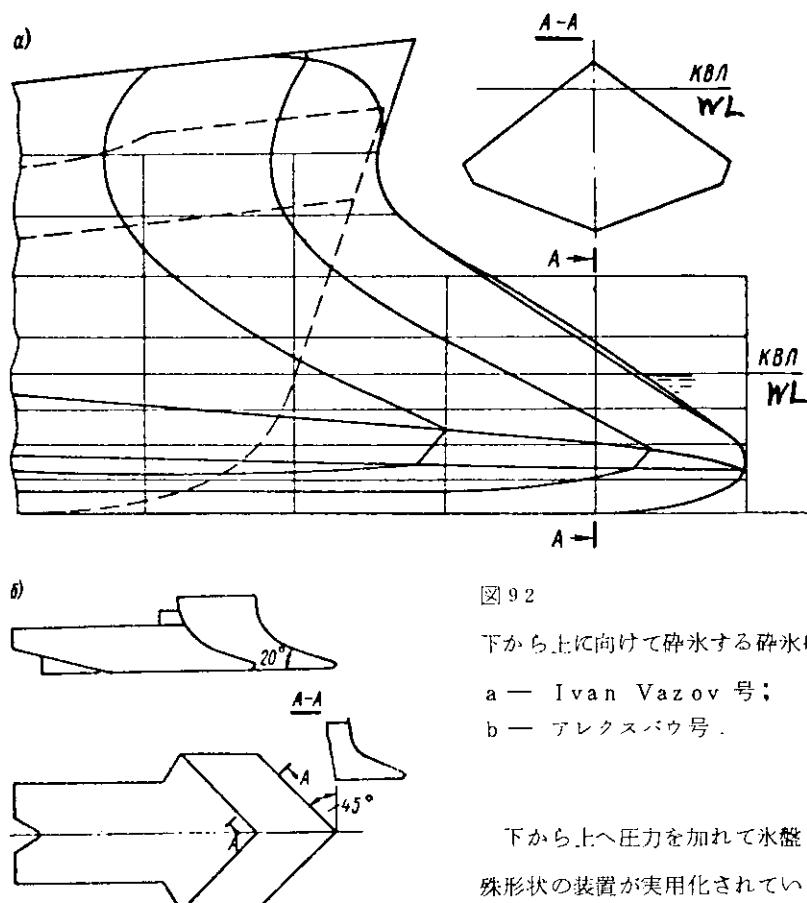


図92

下から上に向けて砕氷する砕氷船の船体線図：

a — Ivan Vazov 号；  
b — アレクサンダル・マカロフ号。

下から上へ圧力を加えて氷盤を破壊するための特殊形状の装置が実用化されている。図92aは、主機出力600 HP の河川用砕氷曳船 Ivan Vazov 号用としてソ連で設計された砕氷装置の線図である。

このような船体線図では中心線側に舷が傾斜し、船首材の母線と水平線との間に形成される角は鈍角をなすことが特徴である。同号にこの砕氷装置を装備する前に実施された試験によって、この新砕氷方式は氷中航行性能にとって在来型に比し利点をもたないことが判明した。1952年に実施された Ivan Vazov 号の実船試験ではこの結論が確認された。

その後、カナダにおいて砕氷装置ブラウ (A new philosophy towards ice-breaking. <Shipbu-

ild. and Shipp. Rec. > 1967 109 No. 23 809) が開発された。プラウの形状は実際上 Ivan Vazov 号のそれを再現したものである(図 92 b)。下から上への圧力によって碎氷する場合の船体船首部の線図形状は、水路からの碎氷の除去という点ではメリットがあるにもかくわらず、航行性能、耐氷強度及び操縦性の関係では在来型の碎氷船形態に比して利点が無いために、大型の海洋碎氷船では使用されないようである。

碎氷船の船尾線図形状は可成り高い碎氷能力、氷押し分け能力を保持せねばならない。碎氷船は前進時と同様に後退時にも碎氷、押し分け作業を行なわねばならないためである。この要求を最も満足する船尾形状は巡洋艦形で、これによつて船尾線図形状に船首線図の外形(緩やかな傾斜をもつバトックライン、肥大した水線面、外曲りをもつ舷)を与えることができる。

水中航行性能の要求の他に、船体船尾線図は前後進時、あるいは操船時に氷塊や氷塊に激突した場合に、スクリューが氷によって損傷を受けないようにになっていなければならない。

碎氷船のスクリューの損傷を分析すると、破損件数が最も多いのは左右両舷のスクリューであることが判る。このため碎氷船の船尾線図の設計に当っては両サイドのスクリューの防護に特に注意せねばならない。船尾線図によるスクリューの防護の要求は、前進時と操船中の氷への激突時とでは矛盾する。例えば、肥大した船尾水線は激突時にスクリューを防護できるが、前進時には船首部で押し沈められた氷塊がスクリュー真近で浮上することになるために、スクリューの安全は確保できず、この場合、氷がスクリューに巻込まれる確率が高くなる。前進時の碎氷船のスクリューを破損するような大形氷塊が船底に入り込むことを考慮しながら、船尾線図を設計する場合には、激突時の碎氷船の両サイドのスクリューが防護できるようにせねばならない。この場合、船尾型水線の肥痩は、その平面投影図が最小限、両サイドのスクリューをカバーするようになっていなければならぬ。型水線による両サイドのスクリューの翼端  $\delta_1$  (図 93) の最適「カバー」率は存在せず、カバー率が大きければ、スクリューの防護率も高くなる。

ソ連における実際の碎氷船の設計では、サイドのスクリューの没水深度  $\delta_3$  にも大きな注意が払われており、この深度は  $0.7 \sim 0.9 D_B$  になっている(但し  $D_B$  — スクリューの直徑)。 $\delta_3 \geq h_{pr}$  ( $h_{pr}$  — 氷の限界厚)の場合には、氷はサイドのスクリューの上を通過して、その所要の安全は確保できるものと考えられる。

氷丘重水中あるいは高密接度の碎氷中を後進運動する場合、個々の大形碎氷は船尾によって押し沈められて、スクリュー内に侵入する。このような条件下で作業する場合の船尾線図は、たとえ舵及び中央スクリューが中心線に設けられた突起(図 141 第 31 節参照)によって部分的に防護されようとも、スクリューを氷の損傷から完全に防護することはできない。平坦な氷盤中を碎氷船が連続後進運動する場合の、両サイドのスクリューが損傷を受ける危険性は、前進時に比し、スクリュー中に侵入する碎氷片は比較的小さい故、大きくはない。

両サイドのスクリューの安全性に対して、スクリューの翼と船体外板との間のクリアランス  $\delta_0$  (図 93 参照) が大きく影響することが知られている。模型実験によると、前進時のスクリューの安全性はこのクリアランスが増大するに従つて高まる。 $\delta_0$  の選択に当っては、碎氷船が氷盤中を連続運動することを考慮し、このクリアランス値は限界氷厚に対する割合の形で指定される。この値は限界氷厚に近いものでなくてはならない。この場合、スクリューが氷との接触によってその回転数を低下させることは大きな問題ではない。次のような  $\delta_0$  値を探るよう勧告されている: 大出力碎氷船では  $1000 mm$ ; 中型碎氷船では  $750 mm$ ; 補助碎氷船では  $500 mm$ 。

碎氷船の船尾水上部は可成り肥大していなければならない。これはチャーチング作業時に船首が氷上に乗上げた場合の縦横の安定性の確保のために必要とするものである。この他、肥大した船尾水上部構造によって、曳航時や膠着船周囲の碎氷時に当該船舶に衝突した場合に、両サイドのスクリューをより確実に防護することができる。

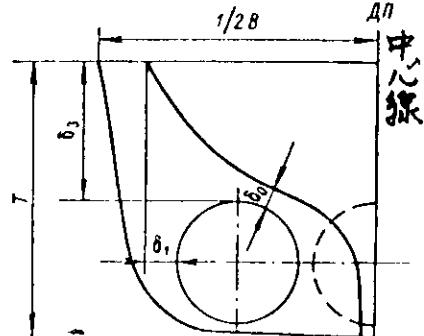


図 93 碎氷船の船尾スクリューの配置

最近、推進器域に設けられる防水板や防氷用突起の形のスクリュー防護装置の開発に大きな注意が払われている。この種のシステムは碎氷曳船や水海可航型輸送船では広く用いられている。

碎氷船が造る水路中の碎氷片の密接度を低めるためのシステムの開発作業では、特に、中心線に対して一定角度に方向転換するコルト型ノズルを使用するシステム（発明者証番号№ 285 523）が挙げられる。

この種のノズルシステムがソ連において、補助碎氷船に装備せられ、試験されることになっている。

船体線図の諸係数  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  を選択する場合の一般的な概念について若干記すことにする。設計される碎氷船の主要寸法、形状諸要素の変化はすべて線図の諸係数に何らかの程度で反映される。このため、これら諸係数を選択する場合には、まず型水線及び舷の傾斜角、即ちその対水諸性能に対する影響が最もよく研究されている要素を勘案せねばならない。

舷の外曲り及び水平線に対する船首材の傾斜角が増大すると、方形係数値が可なり低い、比較的鋭い船首部が形成される。ソ連の碎氷船の船首部の方形係数値は 0.45 乃至 0.54 の範囲内である（表 14）。

表 14 碎氷船の線図の諸係数

碎氷船名	$\delta$	$\alpha$	$\beta$
Moskva	0.511	0.750	0.853
Sibirj	0.515	0.716	0.844
Krasin	0.545	0.730	0.885
Kapitan Belousov	0.482	0.701	0.817
Vasiliy Pronchishchev	0.446	0.688	0.780
ウインド	0.470	0.724	0.752
グレーシャ	0.510	—	—
ジュベルビル	0.580	—	0.840
ラプラドル	0.470	0.730	0.734
J. A. マクドナルド	0.550	—	—
ルイ. S. サンローラン	0.590	—	—
ボイマ	0.485	0.701	0.817
カルフウ	0.483	—	—
オーデン	0.489	0.706	0.807
トール	0.500	—	—
ふじ	0.535	—	—

$\delta$  値は碎氷船の船級に応じて変ることがこの表からも判る。ひとつの船級の範囲では可能な限り小さい  $\delta$  値を探ることが望ましい。夫々の碎氷船級のこの係数の限界値を示すと、大出力碎氷船では 0.54； 中型碎氷船では 0.5； 補助碎氷船では 0.47 となっている。

型水線の方形係数  $\alpha$  は他の線図諸係数（総方形係数、中央横断面の方形係数）並びに型水線の水切角及び舷の傾斜角によって左右される。水中航行性能に対する型水線船首部の方形係数  $\alpha_H$  の影響は、その増大に伴う船の碎氷能力及び氷押し分け能力の低下となって現われる。同時に第 15 節に示した如く、型水線の水切角の増大に伴って、即ちこの係数の増加に伴って、水中航行性能の指標である船首材域の氷に対する船体の接触圧の垂直分力が増大する。模型試験によれば、 $\alpha_H$  が大幅に増大しても模型の運動に対する氷盤の抵抗値には殆んど影響しない。表 14 には型水線の方形係数値が示されており、これは碎氷船設計時に利用できる。これら諸係数値の平均値としては、大出力碎氷船では 0.75； 中型碎氷船では 0.71； 補助碎氷船では 0.68 を探ることができる。

中央横断面係数 $\beta$ は船の砕氷能力には影響しない。この係数の選択は大部分、砕氷船中央部の機関の配置条件によって定まる。大出力砕氷船及び中型砕氷船の $\beta$ 値は0.85あるいはそれ以上に達してもよい(表14参照)。通常、砕氷船の長さの中心の位置は、船体中央を最も幅の広い断面部であるとすると、中央から船尾寄りにある。中心位置の選択に当っては日々の具体的な状況に応じて、その船の対氷諸性能のみならず、トリムに対する諸要求をも勘案せねばならない。このトリム条件によっては中央を中心から船首寄りに船長の10%の距離までは転位させることができるが、これが船の主要対氷性能である氷中航行性能及び耐氷強度に対して悪影響を与えてはならない。同時に、この場合には氷の作用によるスクリューの損傷率が低下し、また砕氷船が船体中央部によって楔状膠着を起こす確率も減ることが期待できる。

## 第5章 構造と一般配置

### 第16節 構造型式

砕氷船の構造型式を決める主要素は：乾舷、甲板数、主水密横隔壁数、スクリュー数、主機の配置、上部構造の寸法と様式、煙突、マスト及び上甲板上に配置されるヘリコプタ用、荷役用、曳航用等々の諸設備、である。

最新型砕氷船の構造型式は多様ではなく、全般には一連の共通した主要な特徴がある。最新型砕氷船は余剰乾舷と2～3の甲板をもつ（表15）。若干のカナダ船を除く大多数の砕氷船では縦隔壁は機関室域で2重船殻を形成している。砕氷船は2ないし4基のスクリューを有する多軸船で、主機は船体中央部に配置され、機関室の長さは船体全長の40ないし70%を占める。

表15 諸砕氷船の構造型式

船級	船名	甲板数	Lに対する%			上部階層構造数	マスト数
			船首樓	機関室	上部構造		
大出力型	MOSKVA	3	40	50	45	3	2
	ルイ S.サンローラン	2	77	57	72	4	2
	J. A.マクドナルド	3	なし	40	60	4	2
	グレー・シア	3	60	41	60	3	1
中型	ふじ	3	47		40	3	3
	ジベルピン	2	なし	50	67	3	1
	ウイントド	3	"	43	63	3	1
	ラブラドル	3	"	43	71	3	1
	マッキナウ	3	"	50	63	3	1
	ボイマ	2	40	53	40	3	2
	オーデン	2	42	57	45	3	2
	トル	2	47	54	51	4	2
	ダンビヨルン	2	36	57	43	4	2
	Kapitan Belousov	2	40	54	40	3	2
補助用	Vasiliy Pronchishchev	2	37-	69	40	3	2
	カルフ	2	42	51	45	3	2
	ハンゼ	2	42	50	42	4	2
	ベルクン	2	なし	41	45	3	2
	ジェネラルサンマーチン	2	70	56	36	3	1
	モントカーム	1	13	30	45	3	1
	サーハンフリーギルバート	1	13	30	45	3	1

船体水上部は大きなシャーをもつ平甲板式（図94）か、船長Lの37～75%に及ぶ船首樓を有する（図95）かのいずれかである。甲板室は船体中央部に配置されており、これは3～4階で、その長さはLの40～75%に達する程発達している。通常、砕氷船は煙突1本（原子力砕氷船Lenin号には無い）とマスト1～2本を搭載する。大出力型と若干の中型砕氷船には船尾にヘリコプタ発着台と格納庫、並びに曳航用ワインチと、船舶を船尾に密着させて曳航するための切欠きが設けられている。

碎氷船の乾舷は、所要の全体的及び局部的強度が保たれ、波浪に対する耐航性が勝れ、氷の圧縮時に甲板上に氷が入り込まず、また氷上に乗上げた場合に船尾が水中に没しないように、充分な値を採らねばならない。勝れた波浪乗り切り性能を確保し、飛沫が甲板上に飛び込まないようにするために、船首樓をもたない場合には上甲板は船首側に大きなシャーを付けて設けられる。中型及び大出力型碎氷船では平甲板式が多く、一方、補助碎氷船では船首樓を設ける場合が多い。船首樓は乗組員の配置にとって有利であり、かつ重量と価格の点で経済的であるが、この型の碎氷船は平甲板船に比し不沈性及び耐航性の点で劣る。

大きく発達した上部構造と短い船体は、碎氷船に勝れた外観を与えるための障害となっているが、夫々の具体的の場合に応じて、ブルワーカーの波返しや柱、煙突、マストなどのごとき諸設備の外観を改善することはできる。例えば、多数のアンテナや操船台、照明、信号装置が取付けられたフォアマストは3脚状にすることができる。

船のシルエットは均衡がとれていないければならず、諸設備が個々ばらばらに積み重なっているということであってはならない。シルエットについては側面と前面だけでなく、後面のそれにも配慮せねばならない。このことは船長が短く、幅が広く、しかも上部構造が高い碎氷船にとっては特に重要である。

勝れた構造型式の例としてはWartsilla社が設計した新型碎氷船や日本の碎氷船ふじが挙げられる。こゝではマストやアンテナ、救命設備、荷役設備の配置及び構造についての諸問題は独創的な解決が計られている。

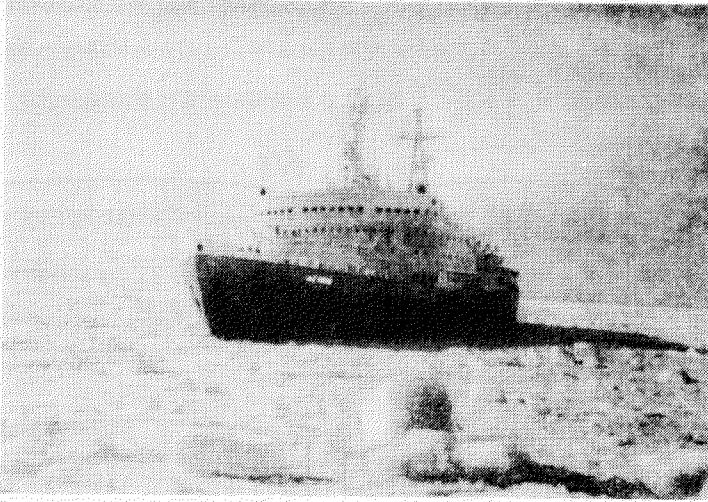


図 94 原子力碎氷船レーニン号



図 95 Vasiliy Pronchishchev 型碎氷船

## 第 17 節 一般配置

碎氷船体内の区画の一般構成は主として主機の配置によって左右され、これは設計初期段階で既に決められている。

最新型碎氷船の大部分はディーゼル電気式主機を採用しているが、この主機は比較的多数のコンパクトなユニットから成るために、その構成は様々に選択できる。

船首スクリューを有する碎氷船で、ディーゼル電気式主機の出力が12000～13000 HPの場合、すべての主要ユニット（推進用電動機、主及び補助ディーゼル発電機）は通常、2重底上に一層に配置され、実際上、船首から船尾までの船体全長を占める。推進用電動機室の位置及び寸法はスクリューの配置と機関の寸法によってすべて決まる。軸系を短くし、船体中央部の最も幅広い部分が占拠されないように努力がなされており、これによって電動機室は可能な限り船首尾に近づけて設けられている。船首尾スクリュー駆動用電動機は夫々船首電動機室と船尾電動機室に配置されている。こゝには夫々対応するスラスト軸受が設けられている。ディーゼル発電機室は両電動機室間の船体中央部全域を占める。

船首スクリュー 2 基と船尾スクリュー 2 基が設けられている砕氷船では、共通の機関室内に主及び補助ディーゼル発電機が配置されることが普及している。図 9.6 の c と e は 4 軸砕氷船、Kapitan Belousov 号、ボイマ号、ハンゼ号、オーデン号、ダンビヨルン号における総出力 7 500 ないし 1 0800 HP の主ディーゼル発電機 6 台と補助ディーゼル発電機 4 台から成る主機の主要ユニットの配置例であり、図 9.6 の a と b は砕氷船トール号における総出力 1 2000 HP 及びカルフ号における総出力 7 500 HP の主ディーゼル発電機 4 台と補助ディーゼル発電機 4 台から成る主機の配置例である。列挙したすべての砕氷船はカルフ号を除きディーゼル発電機を隣接する 2 つの機関室に配置している。

カルフ号は全機関を共通の機関室内に配置しており、このため機関の運転保守の便は良いが、主機の持久力と船の不沈性能を低下させている。したがって、このような機関の配置は航海域が限定された補助砕氷船においてのみ許される。

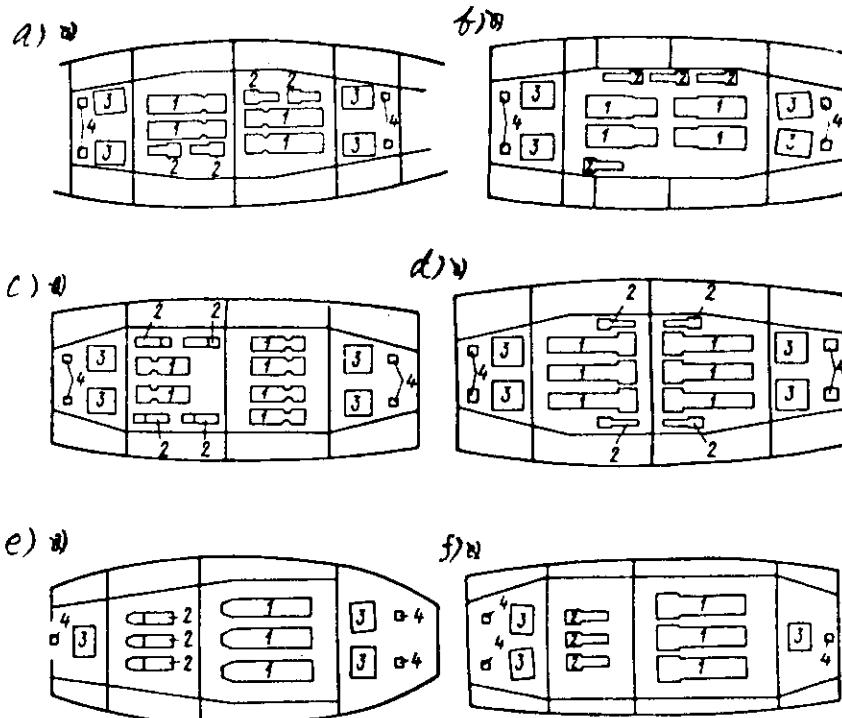


図 9.6 船首スクリュー 2 基を備える

砕氷船のディーゼル電気

式主機の配置方式：

a — トール号； b — カルフ号；  
c — ダンビヨルン号； d —  
Kapitan Belousov 号、ボイマ号、  
オーデン号、ハンゼ号；(船首スクリュー 1 基、船尾スクリュー 2 基)  
e — Vasiliy Pronchishchev 号；  
f — スーレ号、1 — 主ディーゼル  
発電機； 2 — 補助ディーゼル  
発電機； 3 — 推進用電動機；  
4 — スラスト軸受。

船首スクリュー 1 基と船尾スクリュー 2 基を備えた補助砕氷船では隣接する 2 つの機関室に主及び補助ディーゼル発電機を分割配置することが一般的である。図 9.6 の c と f は、主ディーゼル発電機 3 台と補助ディーゼル発電機 3 台から成る Vasiliy Pronchishchev 号とスーレ号の主機（総出力は各々 5 400 HP と 4 500 HP）の配置図である。

このような配置方式は船の不沈性の点では要求が満たされるが、機関の持久力を弱める。しかしながら、この場合、主及び補助ディーゼル発電機が 2 つの機関室に夫々分割配置されることによって機関区の長さが大幅に増大することになり、したがって全体として船長が大幅に伸びる。これは補助砕氷船としては好ましくない。

船尾スクリュー 2 基を備えた砕氷船では、機関の持久力を高めるために、左右の推進用電動機を、縦隔壁で分割された 2 つの室に夫々配置する場合がある（図 9.7、a、b、e）。2 軸式砕氷船のディーゼル発電機室は推進用電動機室より船首側に配置されている。砕氷船「ふじ」とジェネラル・サンマーチン号の主機は主ディーゼル発電機 4 台と補助ディーゼル発電機 3 ~ 4 台から成り、これは 2 つの機関室に搭載されている。船首スクリューを装備せず、大出力の主機を搭載した砕氷船の特徴は、台甲板又は下甲板上に張出した別室に補助ディーゼル発電機が配置されている点である。これによって主機関はよりコンパクトになり、機関全体の長さが短縮される。このような配置方式はウインド型、グレーシア型砕氷船で採用されている。ウインド号の主機には主ディーゼル発電機 6 台が含まれており、その総出力は 1 0000 HP で、一方、グレーシア号の主機には主ディーゼル発電機 10 台が含まれ、その総出力は 2 1000 HP である。

船尾スクリュー 3 基を装備する砕氷船のディーゼル発電機の配置方式も同様である。この場合、推進用電動機室を対応す

るスクリューの近くに配置する努力がなされており、このことが中央及び左右の電動機を別個の電動機室へ配置することを決める。すなわち中央電動機は船尾側、左右両電動機は船首側に配置される。

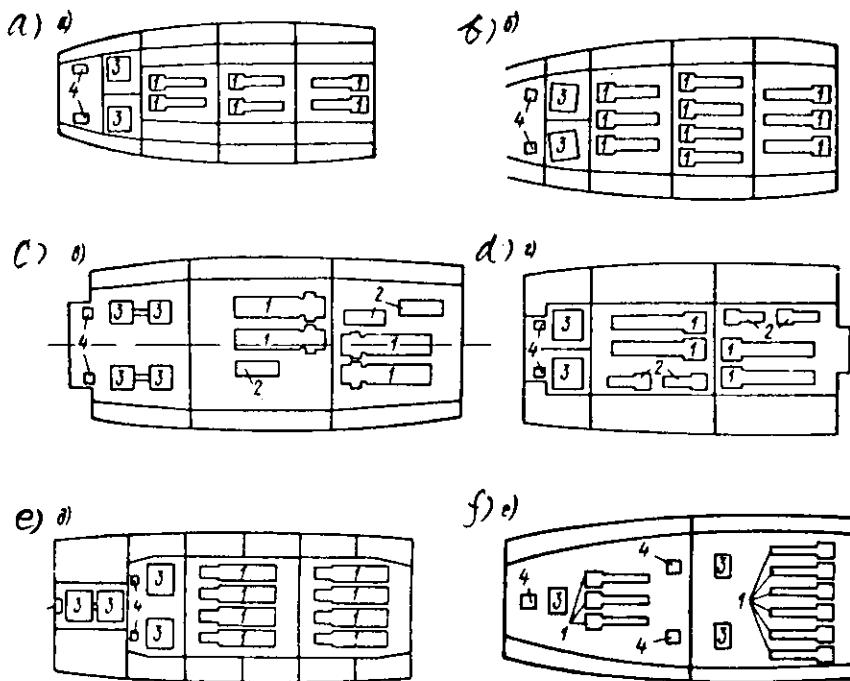


図 9-7 2 軸式砕氷船のディーゼル電気式主機の配置；  
 a—ウインド号； b—グレーシア号； c—ふじ； d—ジェネラルサンニコフ号； e—Moskva号； f—J.A. マクドナルド号； 数字は図 9-6 に同じ

図 9-7 の b と f は、総軸出力 22000 HP の主ディーゼル発電機 8 台から成る Moskva 号及び総軸出力 15000 HP のディーゼル発電機 9 台から成る J.A. マクドナルド号の夫々の主機の配置方式を示す。カナダ船では推進用電動機と主ディーゼル発電機の同室内配置が採用されており、これによって機関区の全長が若干短縮され、機関の運転保守が容易になる。このような構成の欠陥としては各機関室の寸法及びシャフトの長さの増大が挙げられる。

経験によれば、砕氷船の進歩は砕氷船の主機出力の増大に伴われていることは明白である。このように主機の配置のコンパクトさが益々重大な意義を持つようになっている。

図 9-8 は Vasilii Pronchishchev 型砕氷船の主機及びその他の補機類の配置方式を示している。ターボ電気推進式砕氷船の機関については実働中の最大型砕氷船、軸出力 39000 HP の原子力砕氷船 Lenin 号と蒸気機関を搭載したターボ電気推進式砕氷船 ルイ S. サンローラン号（出力 24000 HP），の 2 隻を例として検討する。ターボ電気式蒸気機関とディーゼル電気式機関の諸ユニットが占める機関室の構成は全く異なる。この相違は前述の原理に基づいて配置される推進用電動機室のみにあるのではない。両ターボ電気推進船の特徴は動力機関の階層状の配置である。ルイ S. サンローラン号（図 9-9）ではボイラの下に傾斜システム、操舵システムで使われる補助機関室があり、主ターボ発電機室の下に主複水器、給水ポンプ等が配置された区画がある。

砕氷船 Lenin 号ではこの多階層配置の原理は更に発展している（図 10-0）。機関の船首部グループ、すなわち主ターボ発電機室とその下の台甲板上に設けられた復水器、補助機関室と首部発電機室、は階層状に配置されている。

尾部グループ、すなわち主ターボ発電機室、補助機関室と左右の推進用電動機室、は 2 層に配置されており、尾部発電機室は軸上の台甲板の上に設けられている。原子力船では、機関の多階層状配置によって機関区の長さが短縮し、諸主要ポンプの作動条件は、その吸入管内に作られる圧力水頭によって改善できる。

ルイ S. サンローラン号の機関区の長さは船体全長の約 5.8 % を占め、Lenin 号では 4.7 % である。このように核燃料を使用するターボ電気式主機はそのコンパクトさの点で、より有利である。

主要諸ユニットの他、機関区には中央制御室や機関室トランク、機械工作室、電気工作室などが占める。

中央制御室は、機関の諸ユニットの直接管制を容易にし、ケーブル等の連絡線を短縮させるために、船体中央部に配置することが最も合理的である。排気ダクトや機関室トランクの寸法は居住区を貫通する場所では最小でなければならない。新

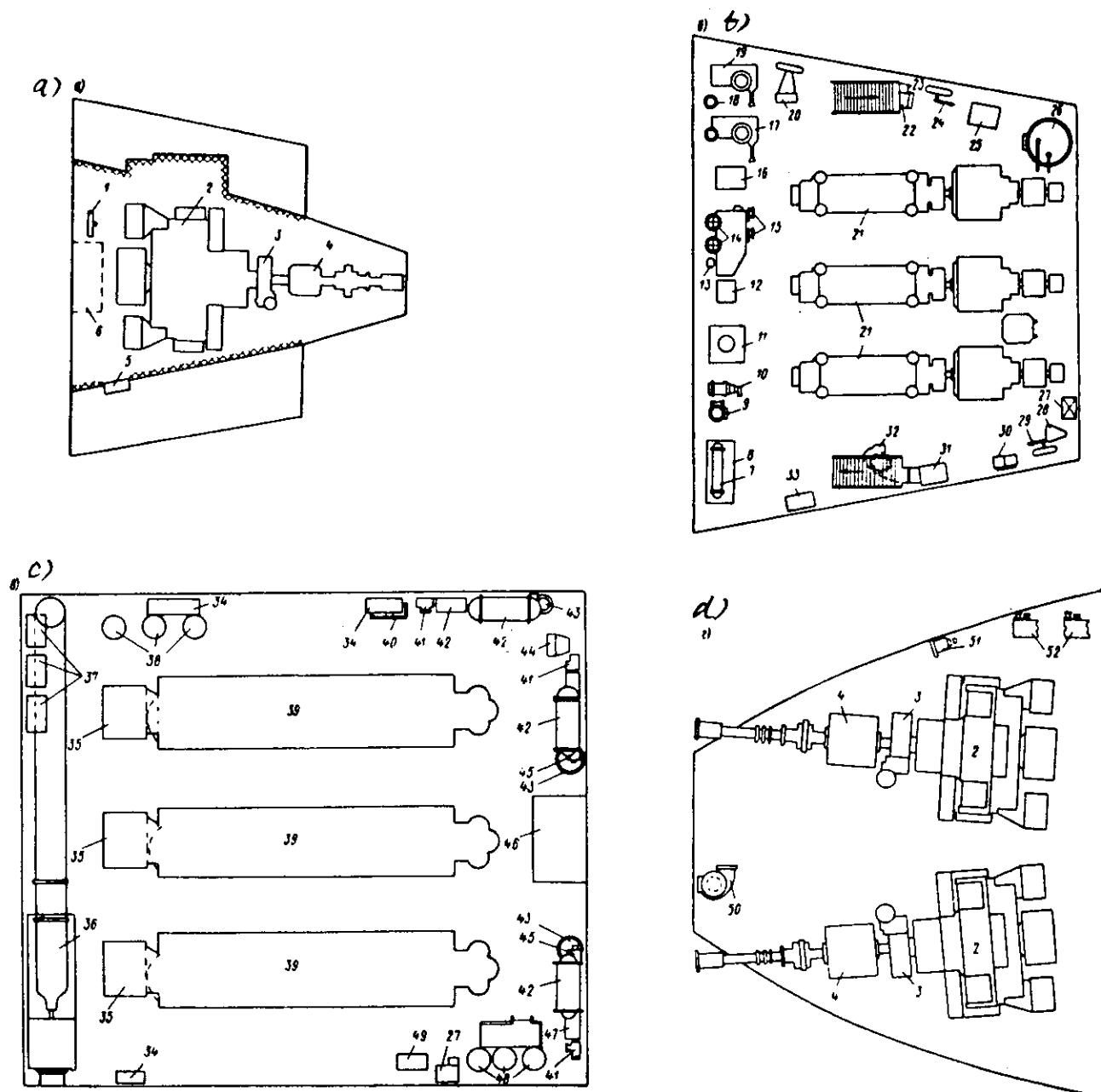


図 9-8 Vasiliy Pronchishchev 型碎氷船の主機の配置

a 一船首スクリュー電動機室； b 一補助機関室； c 一主ディーゼル発電機室； d 一船尾スクリュー電動機室； 1 手動式潤滑油移送ポンプ； 2 推進用電動機； 3 軸回転機構； 4 スラスト軸受； 5 冷却機電動ポンプ； 6 廉油タンク； 7 復水冷却機； 8 復水タンク； 9 取水用電動ポンプ； 10 復水移送ポンプ； 11 砲架軸用電動ポンプ； 12 懸吊式事務所； 13 燃料使用量測定用タンク； 14 始動用空気ボンベ； 15 取水ポンプ； 16 燃料移送ポンプ； 17 潤滑油加熱器； 18 燃料加熱器； 19 燃料分離器； 20 空気予熱器； 21 補助ディーゼル発電機； 22 ボイラ燃料移送電動ポンプ； 23 ボイラ燃料予備ボソブ； 24 手動燃料ポンプ； 25 排水ポンプ； 26 ピルジ水分離器； 27 ディーゼル潤滑油手動タンク； 28 空気予熱器； 29 手動潤滑油移送ポンプ； 30 潤滑油移送用電動ポンプ； 31 ポンプ制御室； 32 トリム用ポンプ； 33, 34 配電盤； 35 発電機の空気冷却器； 36 傾斜用ポンプ； 37 抵抗箱； 38 発電機の空気冷却器の電動ポンプ； 39 主ディーゼル発電機； 40 燃料小出しタンクへの補給用電動ポンプ； 41 潤滑油の粗浄化用フィルタ； 42 主機の冷却用真水の冷却器； 43 潤滑油の精密浄化用フィルタ； 44 空気予熱器； 45 潤滑油冷却器； 46 防音室； 47 燃料浄化フィルタのポンプ； 48 始動用空気ボンベ； 49 電動排水ポンプ； 50 トリム用ポンプ； 51 電動真水ポンプ； 52 電動取水ポンプ

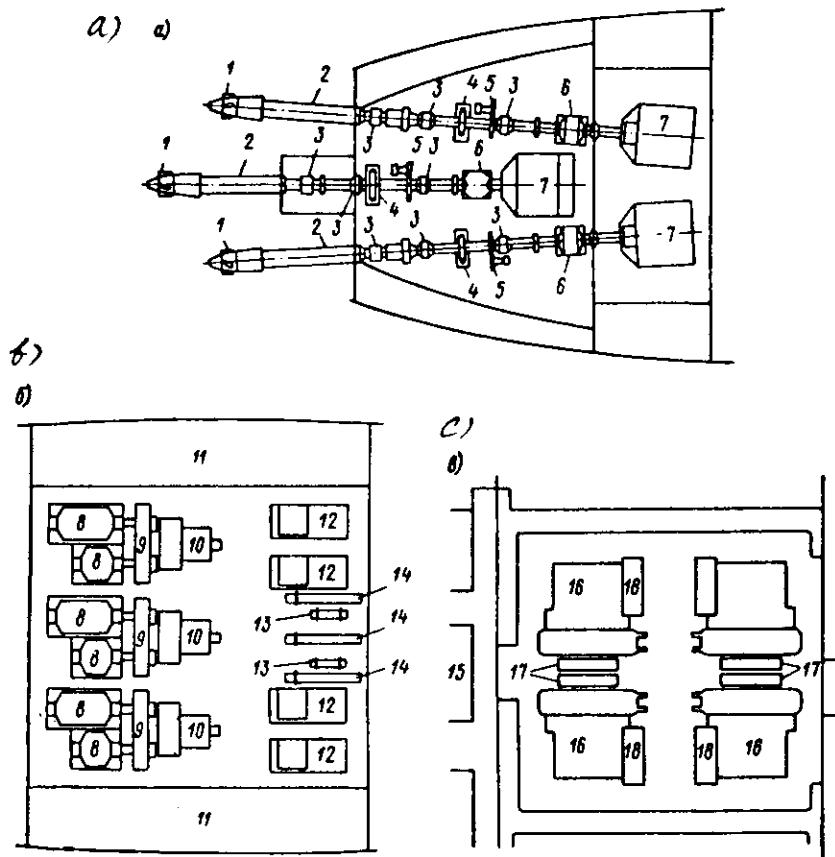


図 9-9 破氷船ルイ S. サンローラン号  
の主機の配置： a—推進用電動機室； b—ターボ発電機室； c—ボイラ室。

1—スクリュー； 2—船尾管； 3—軸受台； 4—ブレーキ； 5—ターニングギヤ； 6—バラスト軸受； 7—推進用電動機； 8—主ターボ発電機； 9—減速機； 10—主タービン； 11—燃料タンク； 12—ターボ発電機室トランク； 13—主ボイラ； 14—ボイラ用エコノマイザ； 15—空気冷却器

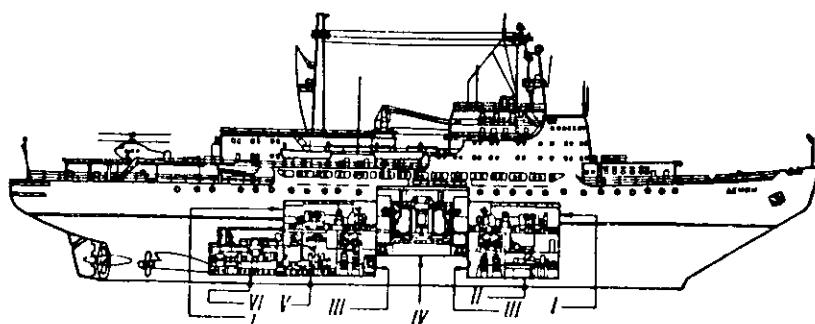


図 10-0 原子力破氷船  
Lenin号の主機の配置：  
I—ターボ発電機室；  
II—発電機室； III—主復水器； IV—反応炉；  
V—補助機関； VI—推進用電動機。

型破氷船においては、最新型通風照明システムの下では大型の天窓は殆んど利益をもたらさない故に、これは設けられていない。同時に新造破氷船では機関諸ユニットを修理できるようになっていなければならない。これは大型の扉をもつ機関室トランクを設けるか、あるいは適当な寸法のハッチや舷門を設けることによって達成できる。

主機が配置されていない主船体甲板下の区画は、主に燃料や潤滑油、真水などの貯蔵用、バラスト水用、食料品貯蔵用区画並びに貨載用船食、チェーンロックカー、船艤室、調理室、洗濯室、風呂、シャワー室、診療室などに割かれている。

破氷船は一般の輸送船に比し燃料、潤滑油、真水などの積載量がはるかに多いが、それは主機の出力が大きく、航続日数及び距離が長いためである。また第 27 節に述べる諸要求に従って指定された容積をもつトリム用バラストタンクとして船首尾区画が割かれるのが常である。機関区配置域の 2 重舷側区画には傾斜用バラストタンクが設けられる。このタンクの容積は第 27 節に述べる諸要求に基づいて採用されており、またその配置は最大傾斜モーメントが得られる条件を満たさねばならない。

このためには傾斜タンクは船体中央部の舷側に設けることが有利である。破氷船における燃料、潤滑油、ボイラ水や洗濯水

の貯蔵は2重底タンク及び2重舷側タンクで行なわれる。図101は砕氷船Murmansk号のタンク配置方式である。

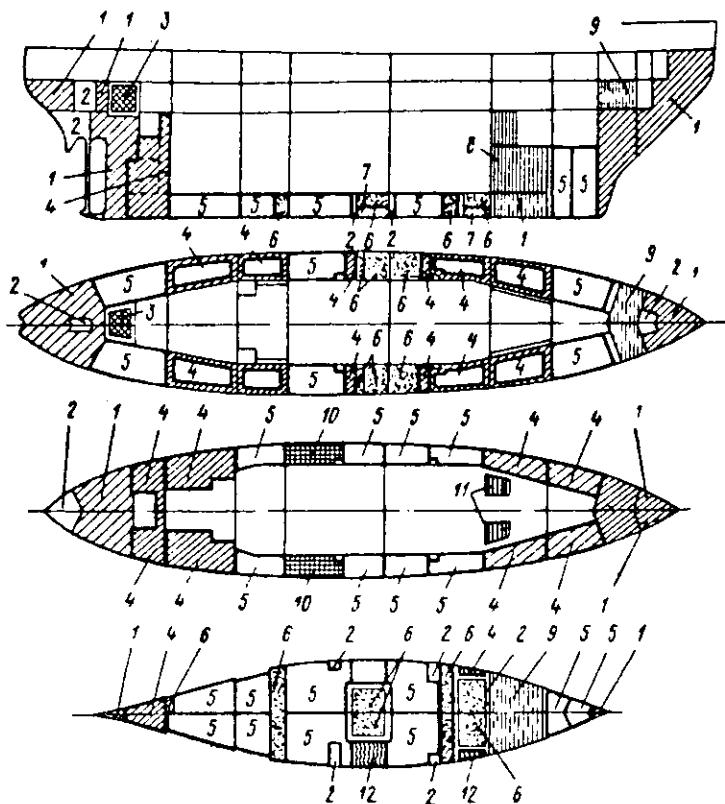


図101 Murmansk号のタンクの配置：

1—バラスト水； 2—ドライタンク； 3—ヘリコプタ用ガソリン； 4—燃料又はバラスト水； 5—ディーゼル油； 6—潤滑油；  
7—氷箱； 8—濾過された真水； 9—予備真水； 10—ボイラ燃料； 11—ボイラ水；  
12—廃棄物。

貨載用船倉は砕氷船では二義的意味しかもたないが、この船倉用としても船体内が使われる。船首倉は上部構造より前方にあり、その近くに食料品倉庫がある。船尾倉は上部構造より後方か、又はその終端域（ヘリコプタ甲板下）に配置されている。若干の砕氷船には船首倉が無く（例えはルイS.サンローラン号），或る砕氷船には船尾倉が無い（例えはVasiliy Pronchishchev号）。

ソ連の砕氷船の運航経験によれば、これら、諸船倉はその用途（貨物積載）に従って使用されることはある。そのため、例えは大型砕氷船では船首倉の区画に乗組員用の体育館か映写室を設け、ヘリコプタ甲板下の船尾倉はヘリコプタ格納庫として使用（適当な寸法のエレベータとハッチが設けられるならば）した方がよい。

大型砕氷船には自船及び被誘導船の乗組員のための手術を含む医療ができるようになっていなければならない。このため大型砕氷船には若干数の寝台を備えた病室、薬局、外来患者診療室、手術室が設けられている。これら船室は船体中央部にあり、また両舷側部からの患者の来診が便利をようになっている。隔離室とその洗面室には甲板への独自の出口を備えねばならない。

一般の砕氷船では調査作業を系統的に実施することがないために、専用研究室を設けることは妥当でない。

最新型砕氷船の居住区の主要部分は上部構造に配置されている。タルモ号やダンビヨルン号など若干の新造砕氷船では乗組員用の全船室を上部構造内に配置することに成功している。しかし乗組員数の多い大型砕氷船では一部の乗組員の船室は主船体の甲板直下の区画に配置されている。この場合、居住区は、船体の振動がより小さく、ノイズレベルがより低い船体中央部に配置されねばならない。長さ方向での居住用上部構造の配置に対しては主機のトランクと排気ダクトの配置が影響する。上部構造の前面は、航海室からの視野を良くするために可能な限り船首に近い方がよい。しかしこの場合 甲板船首部には揚貨機や揚錨機を設けるための充分な場所を残しておかねばならない。上部構造の後方は一般にヘリコプタ用設備と曳航設備のための場所に当てられる。

最近の砕氷船の設計では居住用上部構造の寸法を増大させて乗組員の居住条件の改善を計る傾向がある。苛酷な気象条件と基地を遠く離れた長期の航海期間は乗組員のための高度の居住性を要求する。この居住性には個々の居住用船室の改善の

みでなく、乗組員の集団的休息、学習、スポーツやレジャーのための条件も含まれている。

砕氷船の居住区を設計する場合、次の一般要求を考慮するように勧告されている：

1. 居住区は限界喫水線より上にある居住甲板、上部構造内、船体中央部に配置されねばならない。居住区は上下方向のみならず、前後左右方向にもコンパクトでなければならない。
2. 居住区の囲壁の防熱は苛酷な気象条件を勘案して設計されねばならない；表張りには蒸気が凝固して水滴が形成されはならない。囲壁はノイズが透過してはならない。
3. 乗組員は個室及び2人用船室に収容されねばならない。船室の設備及び仕上げは上級船員用と一般船員用との間に特に差を設ける必要はない。
4. 経験によれば、北極方面で作業するソ連の砕氷船では、実習生や研究要員などのために乗組員数は定員数を上回ることが多く、このために長期間の滞在に適した予備船室を充分に設けておかねばならない。
5. 居住区は機械的に清掃できることが望ましい（余分な外室や狭い通路などを避けて）。

砕氷船では乗組員のための公用区画が重要な役割を果す。補助砕氷船ではこの種の区画としてメスルームと両舷各1室ずつサロン、映写室兼用の食堂、図書室、学習室、写真現像室、バーベルや卓球台、体操用具、ボクシング用グローブ等々を備えた体育室などが挙げられる。中型砕氷船では前記諸室の他、映写室兼用の乗組員用クラブ、床面積約40m<sup>2</sup>の体育室が設けられる。大型砕氷船では更に4×6mの寸法の室内プール、風雨や飛沫がかゝらないように防護措置が採られた遊歩甲板、床面積150m<sup>2</sup>以内、高さ5.5mの体育館が設けられる。体育館にはスポーツ用具倉庫と更衣室が併設される。ヘリコプタ格納庫や船倉に体育館用設備を施してもよい。公用区画の配置には、そこへの出入りの便、予備出口、居住区の防音、防火措置などに関する諸規則が勘案されねばならない。

メスルーム、食堂、軽食堂は調理室及び食品倉庫と垂直又は水平に並んで配置され、そのサービスが最大限に機械化され、簡単化されるようとする。

居住区上に設けられた上部構造の上層は操舵指揮のための区画に統て当てられる。砕氷船は他の海上船よりも精密な操船を要するため。その作業効果の多くはこの操舵指揮室の構成によって左右される。操舵用諸機器は、それが合理的に配置された条件の下で始めて航海士によって効果的に利用され得る。現在の砕氷船の操舵プロセスは、主に航海士の目視情報を基本としている故、操船台の配置に当っては、航海甲板室からの視野が最も保てるように配慮せねばならない。この点に関する諸要求は結局、次のこととに帰する。すなわち航海士は操船所近くの航海甲板に居りながら周囲の氷況と被誘導船の行動を観測できねばならないということである。更に航海士は砕氷船の両舷側及び船首尾附近の氷状を目視観測できねばならない。

航海甲板の面積及び外形は所要の機器設備、すなわち操船所、コンパス、測程器、音響測深器、レーダー、船内及び外部通信機、船内諸機器管制盤など、を都合よく配置できるものでなければならない。航海甲板は、視野を良好に保つために可能な限り船首に近い方がよい。ソ連の砕氷船の航海甲板室は上部構造の左右両端に至る船橋の全幅を占めている（図102d, e）。諸外国の砕氷船の大多数の甲板室はより狭く、左右両側には屋根が無い張出しが設けられている（図102, a b, c）。このような甲板室の構成は、航海士が両舷域で直接氷状を観測するためには甲板室から張出し部に出なければならない、したがって苛酷な気象条件下で作業する砕氷船では採用できない。氷状を規則的に観測することは、スクリューを氷による損傷から予防するのに大きな意義をもつ。航海甲板室には、着氷防止用加熱器と、雪や飛沫を除去するためのワイパーを備えた大きな傾斜ガラス窓が設けられていなければならない。

曳航作業を指揮する場合には船尾方向の視野が必要であるが、航海甲板室を上部構造前部に配置するとこの視野が確保できない。このため、最新型砕氷船では特別の船尾操船所を設け（例えばMurmansk号、ダンビヨルン号、タルモ号など）これをヘリコプタの飛行管制所と兼用できるようにしている。煙突を舷側に移すことは船尾方向の視野の改善に役立つ。

海図室は、航海士が操船作業から離れる度合を最小にして海図作業ができるように航海船橋に配置される。ソ連の砕氷船では統て、航海甲板室に隣接した別室の区画に海図室を設ける伝統的な配置方式が採られている（図102.d）。タルモ

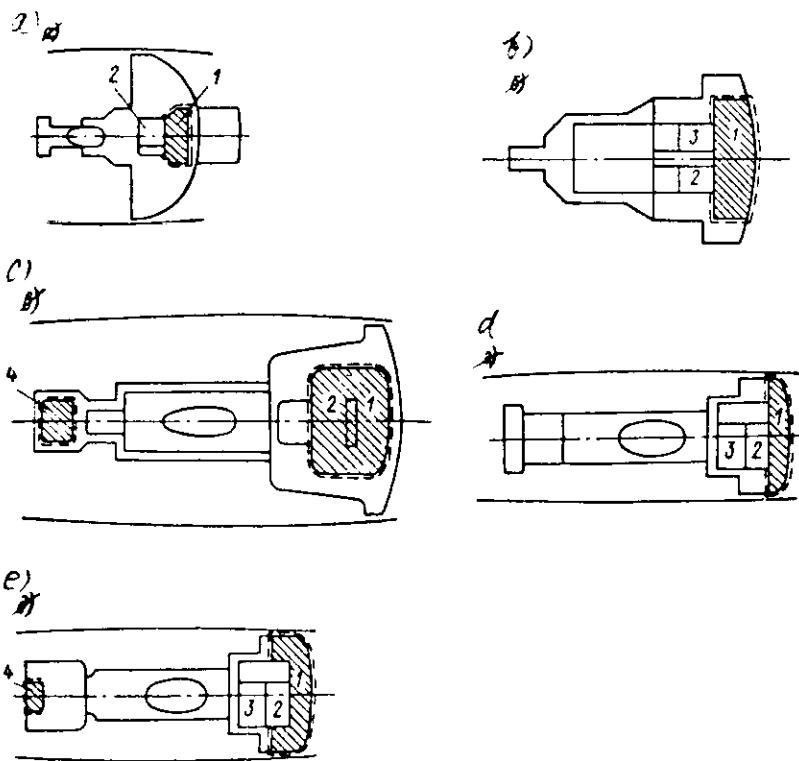


図 102 砕氷船の航海甲板の配置

a—ウィンド号； b—ルイ S. サンローラン号； c—タルモ号；  
d—Moskva号； e—Murmansk号  
1—航海甲板室； 2—海図室；  
3—無線室； 4—船尾操船室。

型砕氷船では航海・海図兼用室が採用されている。最新型輸送船のプロトタイプに従って造られたこのような兼用室は砕氷船ではその必要性が無い。

ソ連の海事規則によれば、氷海中の砕氷船の操船作業には船長又は副船長（あるいはその交替要員）と水先案内人のうちの1名の計2名が加わる。1名が海図室へ離れる場合には他の1名が操船作業を行なう。

上部曝露船橋とフォアマスト上の補助操船所は、ソ連の砕氷船の運航経験によれば、稀にしか操船用、氷状観測用として利用されないために、定置式とすることは妥当ではない。

曝露甲板上の設備の配置が合理的な荷役条件に基づいている貨物船と異なって、砕氷船では、曳航と、バースや船舶への係船、ヘリコプタの発着、諸船舶への緊急救援などのごとき諸作業を実施する場合の甲板機械の使用が最大限に便利にならなければならぬ。

砕氷船の上甲板の配置には次の諸要求が勘案されねばならない。

1. 甲板機械の配置は、運航条件下において、その同時作業（例えば船舶を曳航しながらヘリコプタを発着させる）を妨げるものであつてはならない。甲板機械の配置を設計する場合、甲板面を各機械毎に区域別けすると便利である。
2. 曝露甲板には、甲板要員の迅速な移動が可能のように両舷側に船首から船尾までを貫通する通路が設けられねばならない。総ての甲板機械は保守のために自由なアプローチが可能なようになっていなくてはならない。
3. 作業条件を改善し、着氷を避けるために、総ての甲板機械は、可能な限り、甲板下に片付けられるか、又は屋根がある場所に設けられねばならない。
4. 通路や階段、作業場所は寒冷時に滑り易くなつてはならず、またこれらの場所には手摺りと囲いが設けられねばならない。
5. ヘリコプタの発着や航空機から投下される氷況観測データの入手を妨害しないように、甲板や上部構造、マストには突出物（アンテナや索）を設備し過ぎてはならない。

## 第6章 船体構造

### 第18節 船側外板

砕氷船の舷側外板は静水圧の作用と氷盤側からの力の作用を受ける。氷荷重はその強さの点で静水圧を大幅に凌ぎ、このために船体と氷との相互作用域の船側外板に対しては氷荷重だけが考慮される。砕氷船が氷中を運動する時に生ずる氷荷重は局部的に負荷される点に特徴があり、舷側に沿って比較的短い部分に作用する。氷によって圧縮される場合は、氷荷重の負荷域は大幅に増大する。浮いている氷はその多くの部分が水面下に在り、また大量の氷塊が船体によって押し沈められるために、舷と氷との接触可能域は水面上よりも水面下の方が大きい。

氷の作用を直接受ける部分は設計水線域であり、このため、氷荷重を吸収する目的で砕氷船にはこの部分に所謂氷帯と呼ばれるより堅牢な外板帯が設けられる。氷帶の強度を高めるにはそれを厚くし、肋骨間の間隔を狭め、抵抗力のより高い鋼を使用すればよい。

氷帶の長さ及び幅は砕氷船の運航条件とそのクラスに応じて指定されている。この場合、氷中における圧縮時の砕氷船体の状態をも含めて、運航過程で生ずる砕氷船の喫水、傾斜、トリムの総ての変化が勘案されている。

氷帶の寸法に対するN V船級規則の諸要求は次の様に集約される。砕氷船中央部の0.4 Lの部分の氷帶の幅は、上縁が設計水線上0.2 dより小さくてはならず、また下縁は設計水線下0.6 dより小さくてはならない(d=砕氷船の夏期平均喫水)。氷帶の設計水線下の幅は船首尾域では段階的に増大させねばならない。船首垂線から船尾方向へ0.2 Lまでの部分と船尾垂線から船首方向へ0.1 Lまでの部分では氷帶板はキールまで達していかなければならない。

米国及びカナダの砕氷船建造関係者は氷帶の幅の限界を設計水線上2~5 ft. (0.6~1.5 m), 設計水線下10~20 ft. (3~6 m), 船首尾部ではキールにまで達すべきであると考えている<sup>40)</sup> (Grighton L.I. Ice breakers. Their design and Construction. Lloyds Register of Shipping 1965. No.45. p1-21)。

ソ連船舶管理局規則には砕氷船の建造に関する要求が含まれていない。ソ連では砕氷船を建造する場合の氷帶の寸法指定は次の勧告に基づいて行なわれている<sup>20)</sup> (Popov U.N.他, 氷海可航船の強度, レニングラード, Sudostroenie 出版所, 1967)。大型及び中型砕氷船の氷帶下縁は、満載排水量に対応する水線の下3500 mmより小さくてはならない。氷帶下縁のこのような深度は、前記砕氷船の作業対象である氷盤の最大厚と浅海域での作業時の最小喫水とを勘案して選択されている。氷帶上縁は、砕氷船の最大喫水に対応する水線上800 mm以下であってはならない。この寸法を指定する際には、砕氷船に生じ得る傾斜と、氷盤上に突出している氷丘との衝突とが勘案されている。より軽度な条件下で作業する補助砕氷船の氷帶は、上縁が最大喫水に対応する水線の上500 mm, 下縁が最小喫水に対応する水線の下1000 mmより小さくてはならない。全クラスの砕氷船の船首では船首垂線から0.2 Lまでの氷帶はキールにまで達していかなければならない。氷帶の上下には砕氷船の全長にわたって中間帯を設ければならない。

このように、砕氷船の深さとの関係での氷帶の幅に対して示されている諸要求は実際上各國で一致している。

正常な運航条件下では、砕氷船の船側外板は、残留変形を残さずに外力に耐えられねばならない。このため外板の計算は、繊維状流動点の出現を仮定した弾性領域で行なわれる。船側肋骨と甲板、台甲板は外板を箇々の矩形板に分割する補剛支柱となる。この矩形の短い辺の間の距離は一般に肋骨間の距離の数倍になる(%>2, ただしC=氷荷重負荷域の幅)。このために氷帶の厚さは、論文<sup>32)</sup> (Kheysin D.E. 局部荷重の作用下の、直線縁をもつ無限板の歪み, < Sudostroenie > 1962 No.4) で明らかな如く、両端が堅く固定された帯状バーのための公式によって求めることができる:

$$\delta = 225 S \sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} \text{ mm}, \quad (102)$$

ただし  $P = 1 \text{ m}^2$  当りの外板に対する氷荷重の強さ,  $t/\text{m}^2$  (第7節参照);

S - 肋骨間の距離、m；

$\sigma_T$  - 材料の降伏点、kg/cm<sup>2</sup>

外板の厚さを指定する場合、碎氷船運航中の摩耗が勘案されている。これは実際上、積  $S \sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} < 0.1$  (すなわち  $P < 2.2 \text{ mm}$ ) の比較的薄い外板をもつ碎氷船で勘査され、この場合、船側外板の厚さの計算には次の公式が用いられる。

$$\delta_1 = 184 \sqrt{\frac{P}{\sigma_T}} + 4 \text{ mm} \quad (103)$$

(103)式は年間摩耗深さが 0.2 mm であるとの前提で立てられている。摩耗深さは特殊な悪条件下では年間 0.8 mm に達することもあるが、0.2 mm の年間摩耗深さは碎氷船の平均運航データに基づいている。

氷帯域外の船側外板の許容最小厚は（船首垂線を起点として 0.2 L から 0.8 Lまでの部分）：I 級碎氷船では 2.2 mm；II 級碎氷船では 1.8 mm；III 級碎氷船では 1.2 mm である。

氷帯から他の外板への移行は段階的に行なわれ、その厚さは段々に減少する。船尾部（船尾垂線から約 0.2 L までの部分）の氷帯下の外板の厚さはこの部分の氷帯の厚さの 0.7 倍より小さくないことが望ましい。

カナダの専門家は、外板が 2 インチ（約 51 mm）を超えてはならないものとして外板の最大厚を規定している。NV 船級規則も船側外板の厚さを規定している：

$$\delta_{sh} \geq K(8 + 0.08L) \text{ mm.} \quad (104)$$

ただし K - 一般碎氷船では 1.0；北極用碎氷船では 1.25 に等しい数値係数。Moskva 型碎氷船では、公式 (104) によって求められた船側外板の厚さは 2.15 mm (実際は 2.0 ~ 2.8 mm) である。

表 16 と 17 は本節の勧告と NV 船級規則によって求められた氷帯の寸法及び厚さと実際のそれを Moskva 号と Sibirj 号を例として対照して示している。

表 16 碎氷船 Moskva 号の氷帯外板の寸法と厚さ

氷帯外板の特性		NV 船級規則	勧告値	実際値
氷帯の寸法 m	設計水線上	1.9	$\geq 1.8$	2.3
	設計水線下	5.7	$\geq 3.5$	6.7
外板の厚さ * mm	船首	5.3.4	5.1.5	5.4
	中央部	4.6.5	4.0.3	4.0
	船尾	4.9.2	3.9.6	4.5
S · mm		4.2.3	4.0.0	4.0.0
$\sigma_T$ · %		2.6.0.0	2.6.0.0	2.6.0.0

表 17 碎氷船 Sibirj 号の氷帯外板の寸法と厚さ

氷帯外板の特性		NV 船級規則	勧告値	実際値
氷帯の寸法 m	設計水線上	1.9	$\geq 1.1$	0.6
	設計水線下	5.6	$\geq 3.5$	5.7
外板の厚さ * mm	船首	3.0.4	3.6.6	3.2
	中央部	2.4.3	2.6.6	3.5 **
	船尾	3.0.4	3.0.7	3.5 **
S · mm		4.1.0	4.1.0	3.0.5
$\sigma_T$ · %		2.4.0.0	2.4.0.0 (船首 4.0.0)	

註 \*一船首尾部におけるSの減少が考慮されている；

\*\* - 2層で、これは 27 mm板 1層と等価である。

表 18 はソ連製及び諸外国製砕氷船の氷帶外板の実際厚さと材料に関するデータである。図 103はVasiliy Pronchishchev 型砕氷船の外板の展開図である。

表 18 氷帶外板の厚さと材料

砕氷船名	肋骨心距 mm	外板の厚さ mm			鋼の銘柄	$\sigma_T$ , %
		船首部	中央部	船尾部		
Kapitan Belousov	400	30	30	30	B	2300
Vasiliy Pronchishchev	300	18	16	16	10KHSND*	4000*
グレーシア	406	44.4	44.4	44.4	H T S	2800
ウインド	406	41.3	41.3	41.3	H T S	2800
ルイ・S・サンローラン	406	50.8	50.8	50.8	ロイド基準E	-
ラブラドル	457	41.3	41.3	41.3	Ducol	-
ジョンA.マクドナルド	406	44.4	44.4	44.4	-	-
ジベルビル	406	41.3	41.3	41.3	-	-
ボイマ	400	30	27	-	-	-
オーデン	400	30	30	-	Coltuf	2300
イメル	400	27	24	26	-	-
トゥーレ	350	24	-	-	-	-
トル	400	33	30	32	-	-
ふじ	400	45	30-35	38	5KE	5000
ベルクン	-	23	18	18	-	-

註 \*一船首尾部

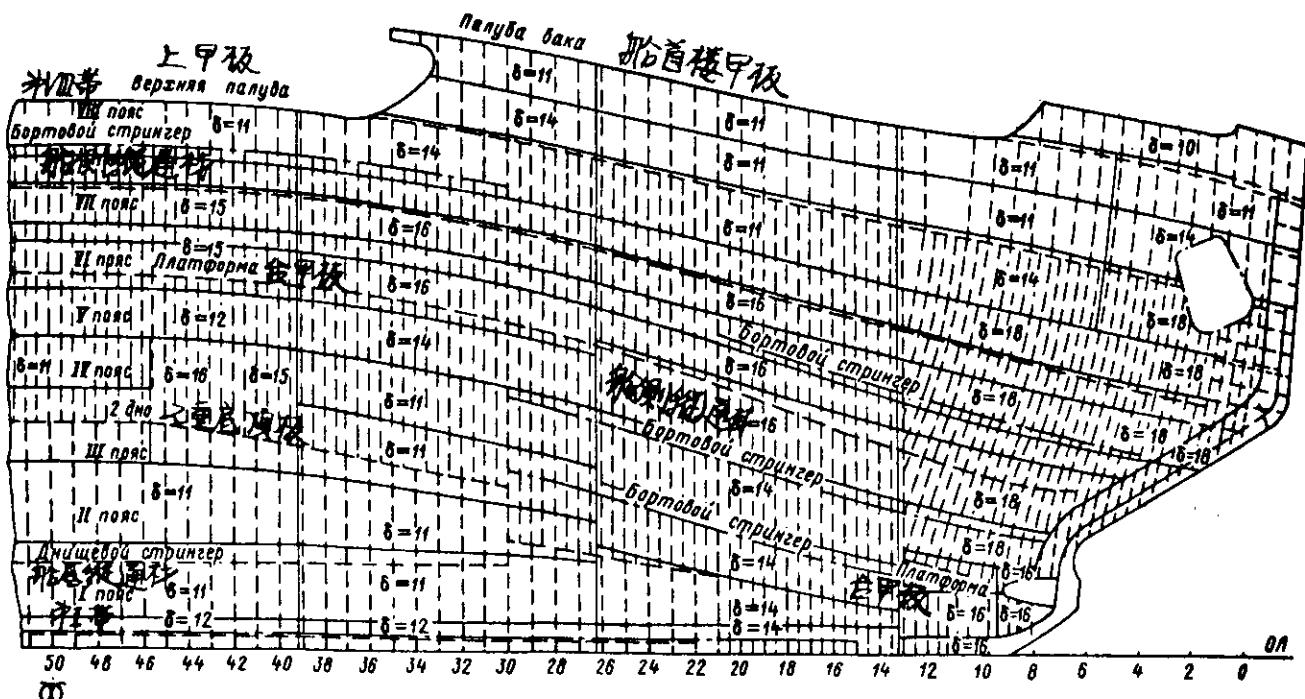


図 103 砕氷船 Vasiliy Pronchishchev 号の外板の展開図

砕氷船の外板材料の選択には大きな実際的意義がある。米国の砕氷船グレーシア号とウインド号では外板材料として最小降伏点  $\sigma_T = 2800 \text{ Kg/cm}^2$ , 抗張力  $\sigma_B = 5460 \text{ Kg/cm}^2$ , 衝撃韌性(シャルピー試験)0°Cの時  $a_K = 10.5 \text{ Kg/cm}$ , -45.6°Cの時  $2.6 \text{ Kg/cm}$  の高抗張力鋼HTSが用いられている。ウインド型砕氷船は運航中に船体外板に亀裂が認められたため、米国の専門家は、新設計の砕氷船にはより高い特性を有するHY80鋼を用いることを予定している:  $\sigma_T = 5080 \text{ Kg/cm}^2$   $\sigma_B = 6360 \text{ Kg/cm}^2$ ,  $a_K = 16.7 \text{ Kg/cm}$  (-45.6°Cの時)。カナダでは砕氷船の外板及び骨組のために合金鋼を用いることは採用されていない。外板用の材料として、LR規則の要求によると、基準AからEまでの造船用低炭素(軟)鋼が推奨されている。<sup>40)</sup> Janssonはその論文(*Jansson J.E. Icebreakers and their design. European Shipbuilding, 1956 No.5, p.112-128 No.6 p.143-150*)で、外板の厚さが40mm以上の場合には合金鋼を採用し、厚さが40mm以下の場合には造船用低炭素鋼を採用するように推奨している。ソ連では40mmよりはるかに薄い外板の場合にも合金鋼を使用しており、例えば*Vasiliy Pronchishchev*型砕氷船では  $\delta = 16 \sim 20 \text{ mm}$  であるが合金鋼が採用されている。

現在は砕氷船の船体は完全溶接方式で組立てられており、上甲板の舷縁山形鋼のリベット接手は例外である。船体構造材、特に外板の溶接面には高度なものが要求される。この場合、接手表面は滑らかに処理されねばならない。外板と氷との摩擦によってその塗膜は急速に剥がれ、このために、たとえ滑らかに処理された溶接接手であっても腐食は加速される。また低温の海水中の高塩分と高酸素含有率も溶接接手の腐食プロセスを加速する。このため耐食溶接棒の選択には特別な注意が払われている。例えばスカンジナビア諸国では溶解金属中の銅分が約0.8%の特製耐食溶接棒が用いられている。Valanty V. は各種型式の溶接棒によって溶接される各種鉻柄の鋼と接手との電気化学的な相互作用時に生ずる電位差を測定した時に得られた興味深い結論を紹介している<sup>43)</sup> (*Valanty V. Om galvanisk Korrosion; svetsfogav vid svetsade fartyg, < Scandinavian Shiptechnical Meeting. > 1960*)。このデータによればキルド鋼は電気的に最高の負値を示し、一般の造船用鋼(硅素含有率が低い)は最もプラスである。

被覆溶接棒は一般に負の電位が得られ、ベッセマー溶接棒では通常、正の電位が、また、ルチル溶接棒では両者の中間の結果が得られる。このように、キルド鋼を溶接する場合には、被覆溶接棒を使用せねばならない。この例としては砕氷船ボイマ号が挙げられ(その舷側外板の鋼の硅素含有率は0.4~0.5%)、同船は約7年間に亘って就航しているが、その溶接接手には顕著な腐食は認められていない。<sup>43)</sup>

諸外国の砕氷船建造関係者は溶接施工時の温度に大きな意義を与えている。低温時に溶接施工を行なう場合には溶接母材の予熱処理を実施するように推奨している。カナダの専門家は、気温が4.4°C以下の時、及び雨やみぞれなどの下では溶接を施工してはならないと指摘している。溶接棒は常にプラスの気温下の乾燥した場所に保存しておかねばならない。

ソ連における砕氷船建造時の溶接に関する原則的问题、特に船体材料や溶接棒等々の選択については船舶管理局規則で規定している。

#### 氷帶外板として用いられる鋼の基準

外板の厚さ mm	12.5未満	13~20.5	21~25.5	26~30	30以上
鋼の基準	2	3	4	4	4

砕氷船の建造で広く使用されている鋼としては、例えば09G2及び10KhSND型合金鋼、UONI-13/45A, E-138/45N, E-138/50N及びEA-359/9型溶接棒などを挙げれば充分であろう。

#### 第19節 船側骨組

砕氷船の舷側骨組の組立には横肋骨方式が採用されている。この組立方式の採用によって、氷荷重の吸収とその船底及

び甲板への伝達のための好ましい条件が得られる。砕氷船が氷によって圧縮される場合には、荷重は多数の肋骨に対して同時に作用するが、一方、水中を運動している場合の局部的氷荷重は船側縦通材によって再分布され、かなり広い船殻部分に伝達される。氷圧を受ける船側外板の局部的強度を確保するために、主（一般）肋骨の他に中間肋骨が設けられる。

若干種の横肋骨方式があるが、その船側骨組は次のようにになっている：

- 1) 主及び中間肋骨が甲板、台甲板、船底に支持されているもの；
- 2) 主及び中間肋骨が荷重分散用縦通材で補強されているもの；
- 3) 主、中間及び特設肋骨が船側縦通材と結合されているもの。

中間肋骨は一般に主肋骨と同じ形鋼で造られている。肋骨間の間隔（船側面での心距）は建造技術が許す限り小さく指定されており、これは一般に  $300 \sim 450 \text{ mm}$  である。 $S < 300 \text{ mm}$  の場合には船側骨組と外板との良質の密接施工が難かしくなり、また  $S > 450 \text{ mm}$  の場合には外板の厚さが大幅に増大し、全体として船側船殻の重量が増大することになる。カナダの専門家は肋骨間の最小許容間隔を  $406 \text{ mm}$  と看做している。<sup>40)</sup> 砕氷船の船首尾部の肋骨は一般に外板に対して垂直に設けられている（所謂斜肋骨）。これによって心距は一定に保たれ、肋骨の抵抗性は高まる。

同一形鋼の肋骨だけから成る船側骨

組の場合（図 104）氷帶域の肋骨と付加外板との最小抵抗モーメントは次の公式によって求められている。

$$W = K \frac{q s \ell}{\sigma_T} \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \quad (105)$$

ただし  $K$ —倉内肋骨では 1.4、中甲板肋骨では、氷帯が肋骨のスパンの  $\frac{1}{3}$  以内をカバーしている場合には 1.6.5、 $\frac{1}{2}$  以上をカバーしている場合には 1.9 にて等しい数値係数；

$q$ —船側骨組に対する氷荷重の強さ、 $\text{Vm}$ ；

$\ell$ —甲板（又は台甲板）間又は甲板と 2 重底との間の舷に沿って測定された設計肋骨スパン、 $\text{m}$ 。

105 式に基づいて求められた肋骨の強度は次の剪断のための検算で更に正確化されねばならない：

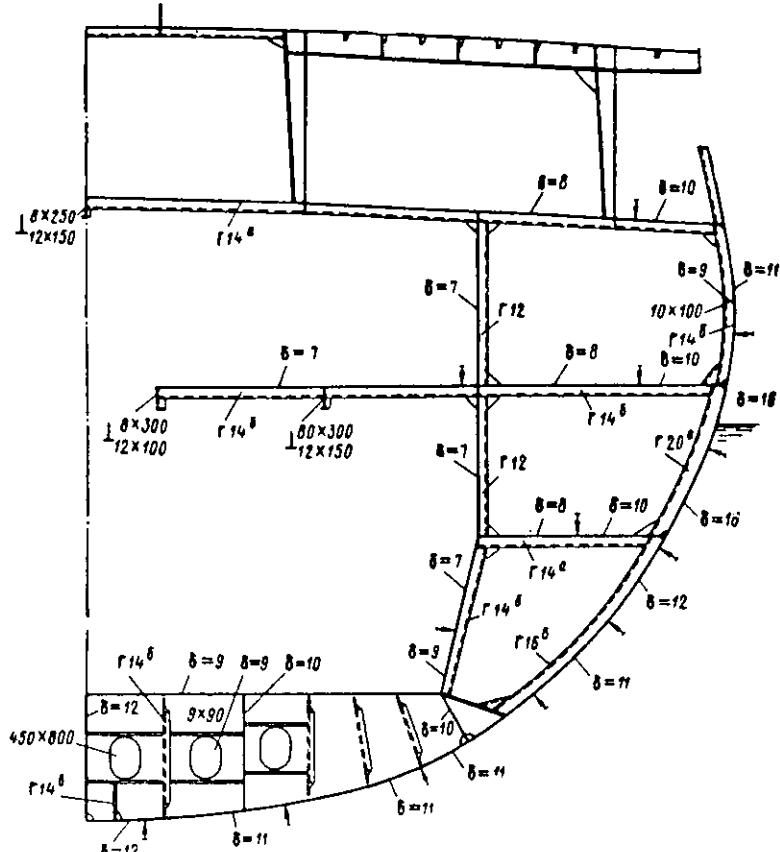


図 104 Vasiliy Pronchishchev 号の中央横断面の骨組

$$\omega \geq 1.18 \cdot \frac{N_{per}}{\tau_T} = 2.07 \cdot \frac{N_{per}}{\sigma_T} \text{ cm} \quad (106)$$

ただし  $\omega$ —肋骨ウェブの断面積（固着山形鋼が設けられている場合にはそれを含める）；

$N_{per}$ —剪断力；

$\tau_T$ —材料の剪断強さ。

氷帶域の肋骨ウェブの厚さは、摩耗分を勘案すると、Ⅲ級砕氷船では  $8 \text{ mm}$ 、Ⅱ級砕氷船では  $10 \text{ mm}$ 、Ⅰ級砕氷船では  $12 \text{ mm}$

以下を採用してはならない。

技術的観点から主及び中間肋骨のプロフィルの深さは肋骨の心距値より大きくてはならず、またそのフリーフランジの幅は100～130mmを超してはならない（表20参照）；T形容接鋼製肋骨のフリーフランジの厚さは30mm又はそれ以上に達してもよい。前記の制約の下で105式と106式によって選択された肋骨用T形鋼は、重量の点では、当然、最適なものとはならない。

同一形鋼製肋骨のみから成る方式は、横隔壁間の距離と甲板（又は台甲板）間又は甲板と船底との間の距離との比が2：1より大である場合には、重量指數の觀点から最も合理的である。

主肋骨は全深さに亘って設けられる。甲板梁及び船底肋板と共に、主肋骨は閉鎖肋骨枠を形成し、これによって肋骨の両端は確実に固定される。氷帶域に設けられる中間肋骨は、通常、船底肋板と甲板梁まで達しない。このため、中間肋骨の両端の確実な固定は難かしい。中間肋骨は2重底レベルから氷帶上縁上0.5mより低くないレベルにまで達するよう設けることが勧告されている。その上端は荷重分散用縦通材に固定するか、又は、氷帶上縁上1m未満のところに甲板がある場合には、この甲板まで中間肋骨を伸ばさねばならない。

舷側骨組の肋骨端の固定はプラケットを使って、あるいは使わぬで行なわれている。しかし、後者の場合には肋骨の抵抗モーメントを増大させねばならない。骨組の肋骨端を最も完全に固定することは構造材総重量の減少に役立つために、この方向で努力せねばならない。更に、船側骨組の諸端を固定すれば、この構造は非常に大きな荷重に耐えることができるようになる。

ソ連での砕氷船建造に当っては、通常、主及び中間のいずれの肋骨も総て、上下両端はひじ板又はプラケットを使って固定している。主肋骨を固定するためのひじ板又はプラケットの辺の寸法は、肋骨の深さより小さくてはならず、その厚さは肋骨ウェブの厚さに等しい。ひじ板又はプラケットは総て、幅がひじ板の厚さの10倍に等しく、しかも100mm以内の帯状部分又はフランジをもたねばならない。砕氷船の損傷を分析すると、フランジをもたないひじ板は船側構造材の最も脆弱な部分となっており、第一に損傷を蒙る。中間肋骨のひじ板の辺の寸法と厚さとしては主肋骨のひじ板に対応する寸法より小さくないように採用せねばならない。倉内肋骨と中甲板肋骨の寸法が同一の場合には、これは甲板又は台甲板中の孔を貫通させ、その後で孔が閉鎖される。倉内肋骨と中甲板肋骨の寸法が異なる場合には、これは普通、甲板上で切断される。

氷帶域には船側縦通材が設けられることが多い。横隔壁間の距離が大きかったり、中間支柱が無い場合には、縦通材は肋骨間の中間部では僅かな荷重にしか耐えられない。このために氷荷重を隣接する肋材に伝えることだけを目的とする軽量の、所謂荷重分散用縦通材を設けることが妥当である。荷重分散用縦通材の深さは一般に、肋骨の深さに等しいか、又はフリーフランジの厚さだけ肋骨の深さを超す深さ値が採用されている。この場合、フリーフランジは連続的なものである。荷重分散用縦通材間の距離は1.2～1.5mを超してはならず、また肋骨スパンと肋骨間の距離との比が8：1以上の場合にはこの縦通材を設ければならない。縦通材ウェブの厚さは肋骨ウェブのそれに等しい。

荷重分散用縦通材のウェブは肋骨間で外板と肋骨に溶接される。荷重分散用縦通材のフリーフランジの面積は肋骨のフリーフランジの面積より小さくてはならない。荷重分散用縦通材の固着山形材を使って横隔壁に固定されるが、この固着山形材の舷面での長さは縦通材の深さの2倍以下であってはならず、隔壁面での幅は縦通材の深さに等しく、またその厚さは縦通材ウェブの厚さに等しくなければならない。固着山形材のフリーフランジのフランジは直角に伸びられるか、又は縦通材ウェブの幅と同じ幅の帯板が溶接されねばならないが、この帯板の幅は100mm以上にしてはならない。同一形鋼製肋骨と荷重分散用縦通材から成る舷側船殻の強度を計算する場合には縦通材の影響は勘案されない。肋骨の強度は105式と106式から求められる。

砕氷船で最も普及している組立方式は船側縦通材と特設肋骨とをもつ一種の横肋骨方式である（図105）。NVは特にこのような方式を砕氷船の建造で採用するように推奨している。舷側船殻に縦通材と特設肋骨を導入することによって極めて大きな荷重の吸収が可能になる。

同一形鋼の肋骨、特設肋骨及び縦通材から成る骨組を採用する場合、氷帶域の主肋骨と付加外板の最小抵抗モーメントは次の公式で求めるように勧告されている：

$$W = k_0 \frac{q s \ell}{\sigma_T} \cdot 10^3 \text{ cm}^3 \quad (107)$$

この場合、係数  $k_0$  値は縦通材数と特性  $a_0$  に応じて表 1.9 に基づいて採用されるが、この特性  $a_0$  は次の公式によって算定される：

$$a_0 = 2 \left( \frac{L_1}{\ell} \right)^3 n,$$

ただし  $L_1$  — 特設肋骨間又は特設肋骨と横隔壁との間の縦通材の最大スパン、m；  
 $n$  — 縦材のスパン内の肋骨間隔数。

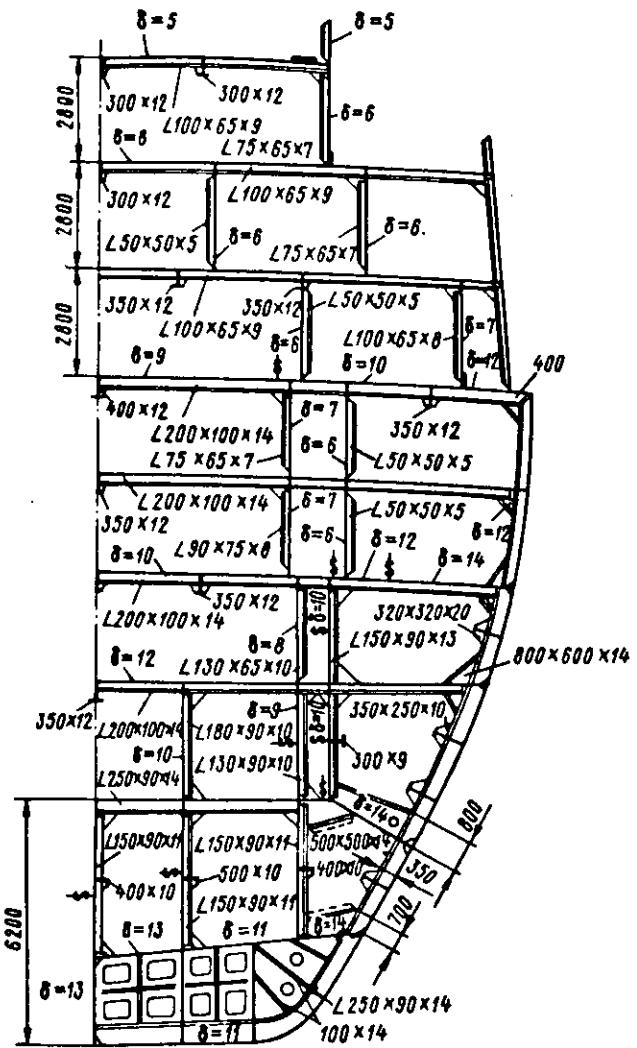


図 105 砕氷船 Moskva 号の中央横断面

表 1.9 係数  $k_0$ ,  $k_1$  及び  $k_2$  値

$a_0, a_1$	縦 通 材 数								
	1			2			3		
	$k_0$	$k_1$	$k_2$	$k_0$	$k_1$	$k_2$	$k_0$	$k_1$	$k_2$
0	9.9	8.3	1.00	5.7	8.3	1.00	5.0	8.3	1.00
0.5	1.01	7.8	0.84	6.2	7.2	0.84	5.3	5.9	0.82
1	1.02	7.2	0.76	6.7	6.2	0.70	5.7	5.1	0.64
3	1.06	5.5	0.67	7.7	4.6	0.61	6.8	3.9	0.56
5	1.10	4.6	0.61	8.5	4.0	0.56	7.6	3.3	0.52
10	1.15	3.3	0.52	1.00	2.6	0.47	9.3	2.5	0.46
15	1.18	2.6	0.46	1.10	2.1	0.43	1.03	2.0	0.42
30	—	1.5	0.38	—	1.2	0.35	—	1.2	0.35
50	1.30	1.0	0.32	1.30	0.8	0.30	1.30	0.8	0.30

このようにして求められた肋材の強度は剪断に対する検算によって更に正確化されねばならない。氷帶域の肋骨ウエブの最小厚は上記の値より小さくはならない。

氷帶域の船側縦通材と付加外板帶の抵抗モーメントは次の公式によって求めねばならない：

$$W_c = k_1 \frac{q L_1^2}{\sigma_T} \cdot 10^3 \quad \text{cm} \quad (108)$$

ただし  $\sigma_T$  — 縦通材料の降伏点,  $\text{Kg/cm}^2$  ;

$k_1$  — 縦通材数と特性  $a_0$  に応じて表 1-9に基づいて求められる数値係数。

同時に、ひじ板を勘案して求められる支持断面中の縦通材ウェブの面積は次の公式から算出される値より小さくではならない：

$$w_c = k_2 \frac{q L_1}{\sigma_T} \cdot 10^3 \quad \text{cm} \quad (109)$$

ただし  $k_2$  — 縦通材数と特性  $a_1$  に応じて表 1-9に基づいて求められる数値係数で、特性  $a_1$  は次の公式から算定される：

$$a_1 = \left( \frac{L_1}{\ell} \right)^3 n .$$

特性  $a_0$  と  $a_1$  の中間値のための係数  $k_0$ ,  $k_1$  及び  $k_2$  値は線形補間にによって求められる。舷に沿って計られる船側縦通材間の距離は 2.5 m を超えてはならない。

倉内又は中甲板では肋骨は連続的に設けられ、縦通材中の切欠きを貫通している。縦通材ウェブの深さはその部分の肋骨の深さの 2 倍以下であってはならない。縦通材ウェブは、主肋骨面に設けられた防撓リブ又は帯板によって補強されねばならない。縦通材ウェブの厚さとしては肋骨ウェブの厚さより 1 ~ 2 mm 厚い値が採用されねばならない。縦通材は横隔壁及び特設肋骨に、ひじ板を使って固定されるが、この場合のひじ板の長さと幅は縦通材の深さに等しい。ひじ板は特設肋骨のフリーフランジにまで届かねばならない。

特設肋骨の抵抗モーメントは次の公式で求められる値よりも小さくではならない：

$$W_p = (m+2) \left( W_c - \frac{m+1}{m+2} W \right) \quad \text{cm} \quad (110)$$

ただし  $m$  — 縦通材数；

$W_c$  — 縦通材と付加外板帶の抵抗モーメント；

$W$  — 肋骨と付加外板帶の抵抗モーメント。

特設肋骨は筋材 5 ~ 7 本置き以内に設けられるが、この場合、主及び中間肋骨が 3 本又はそれ以上あることが望ましい。特設肋骨は実体筋板にまで届くように設けられねばならず、可能な場所ではハッチの横縁材と合致させねばならない。特設肋骨の深さ  $h_p$  はそのスパンの約  $1/10$ 、ウェブの厚さは  $0.011 h_p + 3 \text{mm}$  より小さくないことが望ましい。

深さが  $800 \text{mm}$  又はそれ以上の特設肋骨ウェブは、その間隔が  $750 \text{mm}$  又はそれ以下の場合、防撓リブで補強せねばならない。

米国の砕氷船グレーシア号とウインド号の船側骨組にはトラス型肋骨方式が採用されている（図 1-06）。この骨組は、同一形鋼製船側肋骨と縦隔壁のスチフナ及びこの両者を連絡する支柱より成る单一のトラスを形成する。トラス型方式は前記砕氷船の船体中央部にしか採用されていない。この方式の欠陥は船側区画が嵩張ることである。

米国の技師が舷側船殻構造の強度計算を 2 段階で行なったが、この計算方法は検討に価する。第 1 段階では、氷荷重はトラスの各節に交互に負荷され、節内の桁の接手はヒンジと看做された。トラスの桁（肋骨、縦隔壁スチフナ、支柱）内の張力と圧縮力はクレモンのダイヤグラムを使って近似的に求められた。この後で、求められた張力と圧縮力を吸収するのに充分な諸部材の寸法が選択された。第 2 段階では、選択された部材の寸法が、トラスの桁の歪みを検算する方法で更に正確化されたが、この場合、氷荷重は節の諸点間に負荷された。

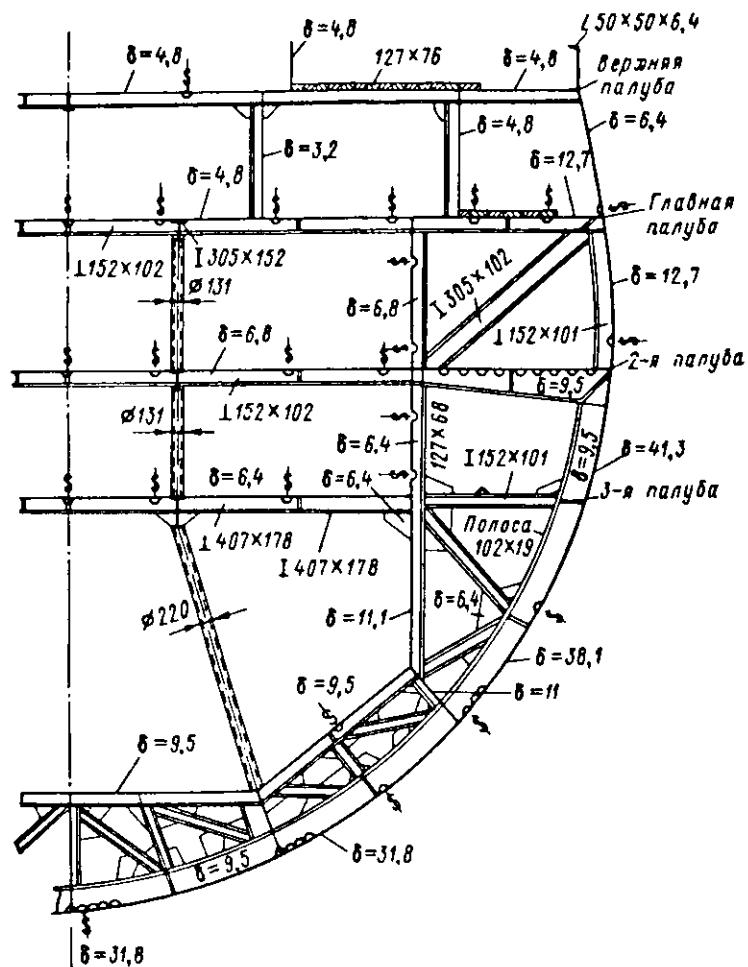


図106 ウィンド型砕氷船の中央横断面の骨組

表20 船体中央部の船側骨組の寸法

砕氷船名	肋骨			縦通材			特設肋骨			$\sigma_T$ %
	心 距 mm	ウ エ ブ 距 mm	フ ラ ン ジ 距 mm	間 隔 m	ウ エ ブ 距 mm	フ ラ ン ジ 距 mm	間 隔 m	ウ エ ブ 距 mm	フ ラ ン ジ 距 mm	
Moskva	400	350×16	80×25	1650—2000	700×20	100×20	2400	1500×20	200×30	
Kapitan Belousov	400	250×14	90×14	1200	650×12	200×15	—	な	し	
Vasiliy Pronchishchev	300	200×10	34×10	—	—	—	—	—	—	
ウイント	406	380×95	102×19	—	—	—	—	—	—	
ラブラドール	457	380×95	102×19	—	—	—	—	—	—	
ジョン・A・マクトナルト	406	254×11	130×14.3	1370—2130	914×11	152×12.7	2030—2440	914×12.7	203×19	
ジベルビル	406	254×11	130×14.3	1520—2440	914×9.4	203×12.7	2030—3250	914×10.5	152×12.7	
ボイマ	400	250×14	90×14	1200	650×12	200×15	—	—	—	
オーデン	400	250×14	90×14	1200	650×12	200×15	—	—	—	2300
イメル	400	230×11	90×10	—	—	—	3200	600×12	—	
トゥーレ	350	200×11	100×11	—	—	—	2800	500×10	160×12	
ふじ	400	300×11	90×16	—	600×12.7	150×16	—	—	—	

桁内の歪みモーメントの算定は節の逐次平衡法によって行なわれ、この場合、桁は節内に堅く結合されたものと看做されている。

このような計算方法は、トラスを静的に算定し得るものと看做され、また支柱として中間甲板や台甲板が考慮されないために、設計氷荷重及び碎氷船の排水量が大きい場合には構造が不適に重くなる。

表20はソ連及び諸外国の碎氷船の船側骨組部材の寸法を示す。

## 第20節 船底骨組

通常、碎氷船には2重底が設けられている。タンクトップは普通、船首隔壁から船尾隔壁にまで達しており、これは、例えば座礁して船底が破損した場合に、船体内が浸水しないように、防水壁の役割を果している。2重底の高さは運航上、技術上の観点から選択される。既建造碎氷船の2重底の高さはかなり広い範囲に亘って変化があるが、主要寸法が略等しい貨物船のそれを上回っている。

船体中央部の2重底の高さ、m

Moskva	2.2	ふ じ	2.3
Kapitan Belousov	1.8	イ メ ル	1.2
Vasiliy Pronchishchev	1.8		
Sibirj	1.22～1.54		
Ermaik	1.07		

碎氷船、特に大型碎氷船の船体中央部の船底船殻は、造船技術の観点から、船底外板とタンクトップ、船底骨組（肋板、縫通材、縫及横の防撓リブ）で形成された複雑な板として検討するのが妥当である。この板は一般に、船体中央部では船底勾配が通常、小さいために、平坦なものと看做すことができる。

船底船殻に作用する力の系の複雑さとこの船殻構造の複雑さに起因して、その設計は非常に困難である。

最も困難な問題は設計氷荷重の指定である。浅水域での作業を考慮しなければ、直接氷側からの作用を受けない船底は、特に補強する必要はないものと思われていた。このため、I.V.ビノグラードフなど若干のものは、肋板の間隔として船側肋骨間の間隔の2倍を採用するように勧告している<sup>5)</sup>（Vinogradov I.V. 氷海可航船、モスクワ、Oboezdiz出版社、1946）。しかし氷による損傷を分析すると、船底が補強されていても、船底外板には凹状の損傷並びにリブや肋材部分の弯曲や安定性の損失などの損傷が多数認められている。碎氷船の運航過程で生じ得る総ての損傷を防止できるようにその船底を補強することは实际上不可能である。損傷の分析と計算によって、碎氷船が運航中に船底に作用する荷重値は氷帶域に作用する荷重値に対比できることが判っている。

船底外板の厚さは、ソ連船舶管理局規則で指定されているが、I及びII級碎氷船では0.6δ（ただしδ同一域の氷帶外板の厚さ）、III級碎氷船では0.5δより小さくないことが望ましい。船体中央部及び中間域（船首垂線を起点として0.2Lから0.8Lまでの部分）の船底外板の最小許容厚はI級碎氷船では22mm、II級碎氷船では18mm、III級碎氷船では12mmである。

実体肋板は各主肋材上に設けられている。各級の碎氷船の肋板の最小許容厚を表21に示す。凸凹部周囲が密接された

表21 肋板の最小許容厚、mm

碎氷船の船級	船首部(0.25L)	中央部	船尾部(0.15L)
I	1.4	1.1	1.4
II	1.2	1.0	1.2
III	1.1	9	1.0

波形肋板の採用は推奨されていない。突体肋板中の切欠きは一般に、肋板の高さの半分強を越えず、同時にこの中を人が自由に通れねばならない。この観点から、円形切欠きの直径は450mm以上が採用されており、楕円形切欠きの寸法は450×320mm以上が採用されている。肋板中の切欠きは、必ず、水平及び垂直防撓リブを使って補強せねばならない(図107)。船底縦通材ウェブの厚さとしては当該部分の肋板のそれと同様の値が採用されている。立てキール板の厚さは肋板の厚さを10%又はそれ以上上回わらねばならない。2重底が無い船首尾部には肋板の間に主肋板と同じ厚さの補助肋板が設けられる。補助肋板の高さとして、船首では主肋板の2/3、船尾では1/2が採用されており、この場合、フリーフランジの幅は60mmより小さくしてはならない。船尾管域では肋板は船尾材の上縁にまで達し、間隔600mmを超えない水平リブによって補強されねばならない。

米国の砕氷船グレーシア号とウインド型砕氷船では、トラス構造の肋板が406mm(16in)離きに設けられている。図108はこの種の肋板構造を示す。

砕氷船の船底外板は主肋板間に設けられた横方向の防撓リブによって補強されねばならない。船首部の、船首隔壁から船尾方向へ0.15Lまでの部分では船底の全幅に亘って防撓リブが設けられ、他の部分(船尾隔壁に至るまで)では防撓リブは肋材の下端から、最も近い船底縦材までの間にだけ設けられる。防撓リブの抵抗モーメントは次の公式によって求めるように勧告されている：

$$W = 7.4 s T \ell^2 \quad \text{cm}, \quad (111)$$

ただしS - 肋板と防撓リブとの間の間隔, m;

T - 最大喫水, m;

$\ell$  - リブのスパン, m。

防撓リブはプラケットを使って船底の縦向き骨組に固定されており、プラケットの深さは防撓リブのプロフィルの深さの半分が採用されている。

大型砕氷船では横向きリブのみによる船底外板の補強は必ずしも充分とは云えない。この場合には縦向きのビームで追加補強せねばならず、その断面の寸法は横向きリブと同じ値が採用されている(図107参照);バーの間の間隔は600mmを超えてはならない。

## 第21節 甲板と台甲板

甲板構造の強度を指定する場合、一般的の荷重(一般的な積みや甲板貨物、静水圧)と共に氷荷重をも勘案せねばならない。設計に当っては最も苛酷な外力の組合せ、特に、複雑な歪みの原因になる氷荷重と横向き荷重の同時作用について考慮せねばならない。

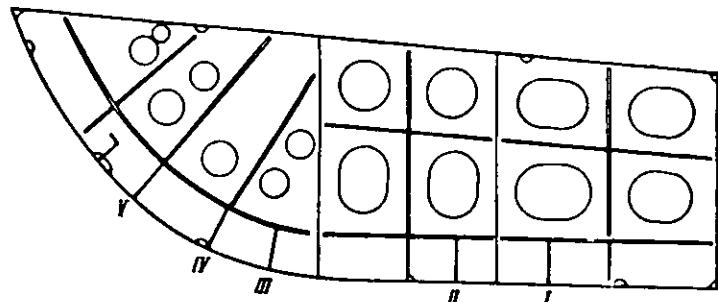


図107 砕氷船Moskva号の肋板  
I, II, III, IV, V - 補足設置された船底縦通材

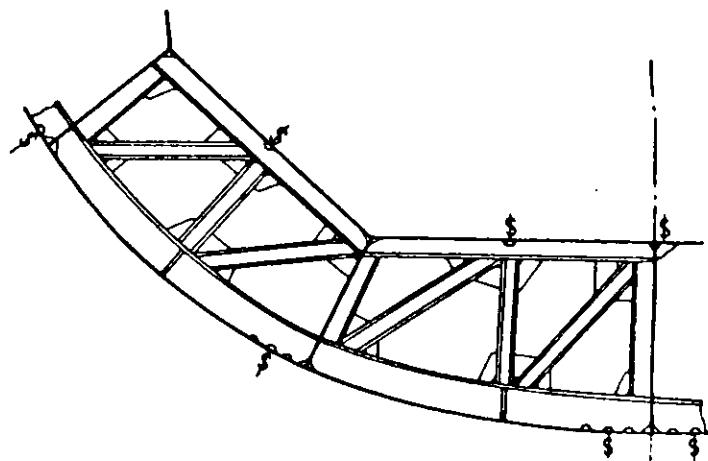


図108 ウインド型砕氷船のトラス構造の肋板

$$W = 7.4 s T \ell^2 \quad \text{cm}, \quad (111)$$

ただしS - 肋板と防撓リブとの間の間隔, m;

T - 最大喫水, m;

$\ell$  - リブのスパン, m。

防撓リブはプラケットを使って船底の縦向き骨組に固定されており、プラケットの深さは防撓リブのプロフィルの深さの半分が採用されている。

大型砕氷船では横向きリブのみによる船底外板の補強は必ずしも充分とは云えない。この場合には縦向きのビームで追加補強せねばならず、その断面の寸法は横向きリブと同じ値が採用されている(図107参照);バーの間の間隔は600mmを超えてはならない。

氷荷重は甲板面や台甲板面に直接負荷されるか、肋骨側からの反力の形でそれらに伝達される。後者の場合には、甲板及び台甲板は、肋骨を介して氷圧を吸収する剛性の構組の役割を果す。甲板に直接負荷される氷荷重は最大値になり、これを設計荷重として採用せねばならない。

氷帯域に設けられた甲板と台甲板は対氷甲板、対氷台甲板と称される。一般的歪みによる対氷甲板中の応力は、この甲板の位置が比較的中心軸に近いために、一般に小さい。碎氷船の甲板又は台甲板のひとつが主対氷甲板と称され、これは高い強度と剛性を与えており、氷荷重の主要部分をこの構造で直接吸収するように、常に設計水線域に配置されている。

対氷甲板には、通常、湾曲部やシャーは設けられておらず、これは横肋骨方式で組立てられる(図109)。これによ

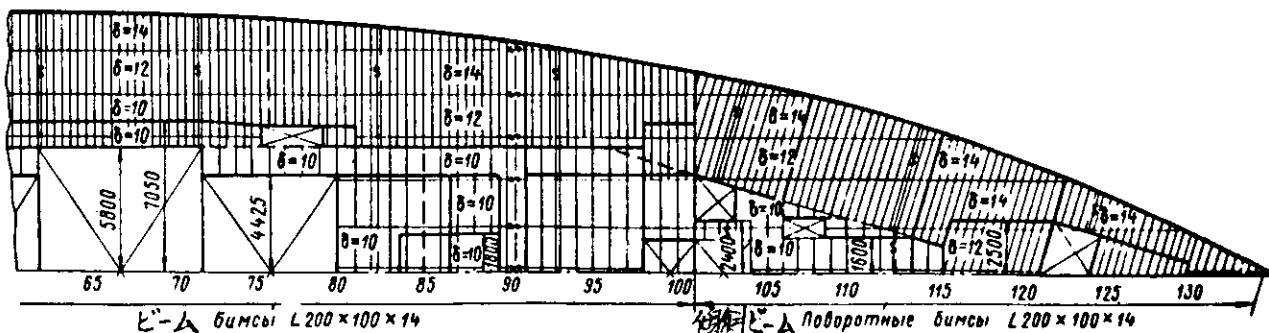


図109 碎氷船Moskva号の下甲板の平面図

って水中での船体圧縮時や氷との衝突時に床板の安定性が保たれる。更に横肋骨方式は技術的に単純で、内部区画が嵩張らない。

運航経験によれば、氷による甲板と台甲板の損傷は、通常、局部的性格を有し、一般に、甲板構造の箇々の要素の抵抗性の喪失という結果になっている。このために甲板と台甲板を氷荷重の作用に耐えられるように設計する場合には、まずビーム間の床板及びビーム自体の抵抗性、並びに、横隔壁間及びその箇々の部分(例えばフレーム間)の甲板殻全体としての抵抗性を確めねばならない。更に、圧縮力と剪断力の作用に対する甲板の強度を求めねばならない。この他、肋骨側からの反力の作用に対する、対氷甲板に隣接する甲板の強度が点検される。これら諸力は、最も苛酷な氷荷重負荷条件下の船側骨組の計算の場合に求められている。

対氷甲板の設計荷重値としては、対応する船体域の船側骨組に対する設計荷重と等しい値が採用されている。船体中央部では氷の圧縮による荷重は著しい長さに分布するために、計算では、荷重は隔壁から隔壁までの甲板面に対して負荷するものと看做さねばならない。船首尾部では氷荷重負荷域の長さは一般に2.5～3.0 mを超える、設計荷重は舷に沿って4～5本の肋骨間の距離を超えない長さの部分に負荷されるものと看做すことができる。動的氷荷重の作用継続時間は0.2～1.0秒であるが、甲板に対する設計荷重は静的荷重と看做してよい。氷の圧縮による氷荷重の作用の下では甲板殻は両舷から同時に圧力を受ける。碎氷船の船首尾部に配備された甲板部に対する荷重は、横隔壁中に生ずる応力によって均衡が採られる一面的荷重と看做すことができる。

I級及びII級の碎氷船の主対氷甲板は全長に亘り、また主対氷甲板下の対氷甲板又は台甲板は、少なくともその船首尾部は、主ビーム間に設けられ、主ビームと同様の形状をもつ補助ビームによって補強されねばならない。III級碎氷船では、補助ビームは主対氷甲板の船首尾にのみ設ければよい。補助ビームの抵抗モーメントは主ビームのそれの50～100%が採用できる。全クラスの碎氷船の船首尾部の補助ビームは甲板の全幅にまで伸ばすことが妥当である。船体中央の補助ビームは縦隔壁までか、あるいは縦隔壁が無い場合には、最短距離にある甲板下の縦向き部材(カーリング、倉口縁材)までで充分である。補助ビームによって中間肋骨端は確実に固定され、甲板の床材は薄くすることができ、したがって甲板構造全体としてその重量を減らすことが可能になる。甲板が補助ビームで補強された碎氷船では甲板縦材の抵抗性の点

検は不要であるが、その厚さは耐圧縮条件から求めねばならない。対氷甲板に補助ビームが設けられていない場合には、甲板縦材の最小所要量(  $\text{mm}$  )は次の公式によって求めることができる：

$$\delta = 1.0 \sqrt{\frac{q+5.0}{8.0}} S^2 \quad \text{mm}, \quad (112)$$

ただし  $q$  — 氷荷重の強さ,  $\text{t}/\text{m}^2$  ;

$S$  — ビーム間の間隔,  $\text{m}$ 。

甲板縦材から他の外板帯への移行に当っては板の厚さは段々に変化せねばならず、その段差は  $1 \sim 2 \text{ mm}$  である。

#### 各級碎氷船の対氷甲板の床板の最小厚, $\text{mm}$

碎氷船級	甲板縦材	その他の板
I	1.4	1.0
II	1.2	8
III	8	6

甲板縦材の幅としては肋骨心距の3倍が採用されているが、いかなる場合も  $1.0 \text{ m}$  以下にしてはならない。

対氷甲板の主及び補助ビームの所要抵抗モーメントは次の公式によって算定できる：

$$W = k_y W_0 \quad \text{cm}^3, \quad (113)$$

ただし  $W_0$  — ビームと付加外板帯の抵抗モーメント,  $\text{cm}^3$  (非アイスクラス船のためのソ連船舶管理局規則に従って求められる)；

$k_y$  — 特性  $N$  によって左右される数値係数で、この  $N$  は次の公式によって求められる：

$$N = \frac{q s \ell^2}{2 W_0^{3/2}}$$

ただし  $\ell$  — 舷から最寄りの甲板下部材又は隔壁までのビームのスパン,  $\text{m}$ 。

係 数  $k_y$  値

$N$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$k_y$	1.00	1.10	1.18	1.27	1.34	1.42	1.49	1.56	1.63	1.69	1.77
$N$	1.1										
$k_y$	1.82										

床板の厚さが指定され、ビームの寸法が定められた後で、甲板殻全体としての安定性を、船舶の建造力学に関する手引書(Spravochnik po stroiteljnoy mehanike korabliya, Tom 3. レニングラード, Sudopromgiz 出版所, 1960)に示されているように点検せねばならない。この場合、氷側からの圧縮力は横向きに碎氷船体に作用するために、手引書中で縦肋骨方式のために引用されている総ての関係式を横肋骨方式に適用せねばならない。

対氷甲板の補強と並んで上甲板及び船首甲板の補強についても配慮せねばならない。船首材から  $0.05 \text{ L}$  までの船首部、船尾部、船尾倉域では上甲板の床板の厚さは全幅に亘って甲板縦材の厚さより小さくしてはならない。船首棊が設けられていない場合には、この部分の上甲板の縦材の厚さは前述の厚さに比し  $2 \text{ mm}$  だけ薄くすることができ、他の床板の厚さは  $1 \text{ mm}$  だけ薄くすることができる。船首棊甲板の縦材と床板の厚さは船首棊下の上甲板のそれと同じ値が採用されている。全クラスの碎氷船の上甲板のビームは補強され、その下の対氷甲板ビームの抵抗モーメントより小さくない抵抗モーメント

を保持せねばならない。

## 第22節 隔 壁

横隔壁面に作用する氷荷重は、或る場合には、それを破壊したり、あるいは安定性を失わせたりする原因になる。最大の危険は氷荷重が大静水圧と同時に作用する場合に現われる。このような荷重の組合せに耐えられるように深水タンクの隔壁や総ての主要水密横隔壁を設計せねばならない。

氷荷重は隔壁に対して直接に、あるいは負荷された船側縦通材及び対氷甲板側からの反力として作用する。いずれの場合も圧縮荷重は局部的性格をもつ。このために、舷に最も近い隔壁部分の強度と安定性を、まず始めに確保せねばならない。船側縦通材と対氷甲板によって横隔壁に伝達される荷重は、前記部材の交差線方向に作用する接線力系によって均衡が保たれる。最も苛酷な場合は、氷荷重が直接、隔壁に負荷され、しかも諸甲板間又は甲板と2重底間のスパンに作用する時である。

隔壁に対する設計荷重値は舷側構造に対する設計氷荷重を勘案して求めることができる。横隔壁に作用する力は、深さの観点から比較的狭い範囲に分布している。このため、隔壁の強度計算では氷荷重は実水線域に負荷される集中力と看做すことができる。船首尾部に設けられる隔壁に対する氷荷重は、碎氷船が氷盤の縁に衝突する条件から求められている：

$$P = 1.78 V_p \sqrt{\frac{\Delta_1}{g C'}} \cdot \frac{s \sigma_c}{\sin 2\beta}, \quad (114)$$

ただし  $C'$  - 計算質量係数；

$V_p$  - 打撃線方向の速度；

$\beta$  - 打撃点における鉛直線に対する舷の傾斜角 [隔壁が舷に対して垂直に配置される場合には、114式に、角  $\beta$  の替りに角  $\beta_1 = \arctg(\tan \beta \cos \alpha')$  を導入せねばならない]。

碎氷船の中央部の隔壁に対する荷重は氷による船体の圧縮条件から求められる。舷の傾斜  $\beta \geq 8^\circ$  の場合には：

$$P = \frac{0.233}{\sin \beta} \sqrt{\sigma_c \sigma_p^2 h^4}. \quad (115)$$

舷の傾斜  $\beta < 8^\circ$  の碎氷船も若干見受けられるが、このような垂直舷の場合には：

$$P = 282 h s. \quad (116)$$

碎氷船の横隔壁の強度は、主にその剛性を高める構造的措置によって保証される。このためには、まず始めに、船側縦通材と甲板（台甲板）によって伝達される剪断力を隔壁が吸収できるように、隔壁縁板が厚くされる。隔壁縁板の厚さは船側縦通材又は甲板縦材の厚さに等しいか又はそれより厚くなければならない。

### 各級碎氷船の横隔壁縁板の最小厚、mm

碎 水 船 級	船 首 部	そ の 他 の 部 分
I	1 6	1 4
II	1 4	1 2
III	1 0	9

厚くされた隔壁縁板の幅は1000~1200mm以下であってはならない。これはブラケットを含めた船側縦通材の深さよりも大きく、又は甲板縦材の幅よりも大きく造ることが望ましい。

横隔壁のその他の部分の板厚はソ連船舶管理局規則の乾貨船のための指示に準じて指定されている。この場合、隔壁縁板から他の隔壁外板への移行は厚さの点で段階的に行なわれねばならず、この際の隣接板との厚さの差は2~3mmを越してはならない。隔壁外板は一般に、長い辺が水平に配置され、これによって、区画内が浸水した場合に静水圧の変化に比

例して高さ毎に板の厚さが変えられる。隔壁縁板は長辺を水平に配置しても、あるいは舷のラインに並行に（鉛直又は傾斜させて）配置してもよい。

氷荷重が良く吸収できるように、I級及びII級の砕氷船の主な横隔壁は水平桁で補強されねばならない。舷と縦隔壁（又は立て防撲材）との間の部分ではこれら桁は舷に対して垂直に設けられねばならない（図110）。隔壁外板の水平配置は水平桁と相俟って相互に交差する溶接接手の数を減らす。甲板と横隔壁との接合域の溶接接手の箇とその分布の合理性に対しては特別に注意を払わねばならない。構造上の観点から、諸水平桁又は傾斜桁間の間隔は700mmを超えてはならず、また500mm以下にしてはならない。水平桁の寸法は、複雑な歪みを考慮し、横方向の強度が確保できる条件から求められる。この場合、第21節の設計関係式を利用することができますが、こゝではWbとして水平桁と付加外板帯の抵抗モーメントが採用され、これはソ連船舶管理局規則の非アイスク拉斯船のための指示に準じて決められている。

船側縦通材が在る場合には、縦通材側からの反力の作用に対する隔壁の安定性を点検せねばならない。一般にこの力は、桁受材と称される補強された水平桁によって吸収される。桁受材の安定性の計算は側支柱の抵抗性の計算と同様に行なうことができる。桁受材の諸要素は、オイラー荷重が縦材によって伝達される反力を上回り、一方、任意の断面における圧縮心力が降伏点を上回らないように選択されねばならない。

横隔壁の強度は限界剪断力の作用に耐えられるように点検せねばならない：

$$N_{per} = 1140 \sum_i C_i \delta_i \left( \frac{100 \delta_i}{b} \right)^2 \geq 0.375 \sigma_T \omega, \quad (117)$$

ただし  $\delta_i$  — 隔壁板の厚さ；

$b$  — 水平桁間の距離；

$c_i$  — 立てスチフナ間の距離；

$\sigma_T$  — 材料の降伏点；

$\omega$  — 隔壁の横断面積。

この他、水平桁間の隔壁板への法線力と接線力の作用に対するその抵抗性を点検する必要がある。

III級砕氷船では、船首尾隔壁は、その中央部を水平桁で、また舷側部を舷に対して垂直に設けられた桁で補強する必要がある。その他の主要横隔壁は、舷に対して垂直に設けられた桁を最寄りの立てスチフナにまで届くように配置せねばならぬ。

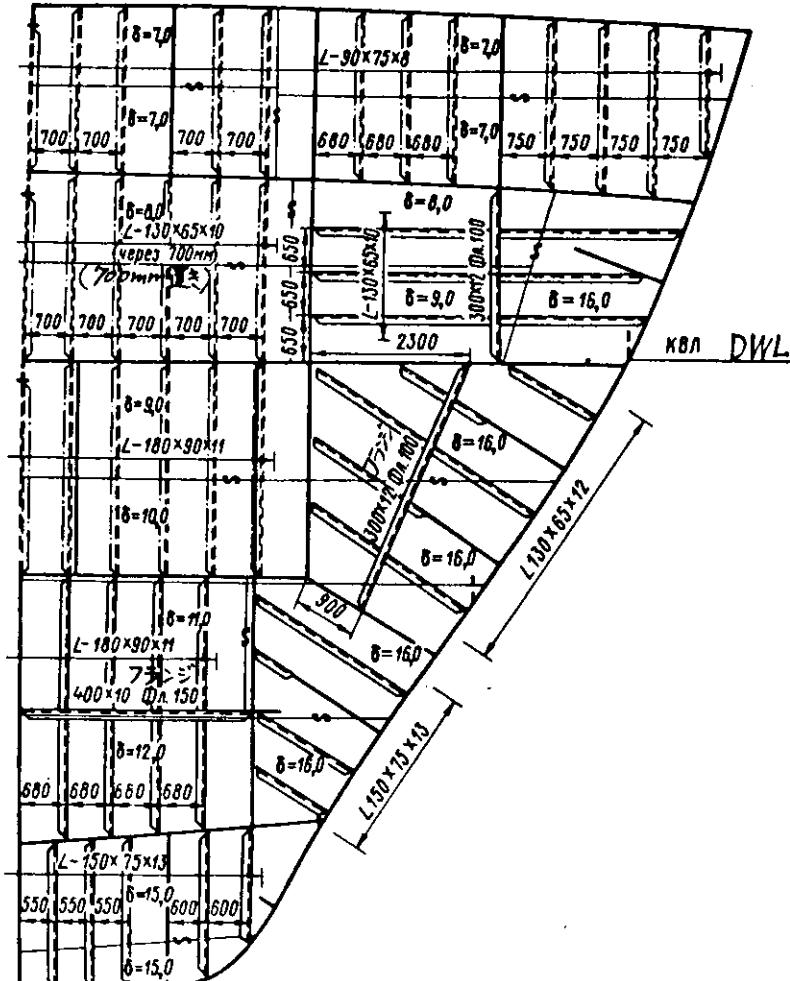


図110 砕氷船Moskva号の主水密隔壁

ない。これら諸隔壁の中央部は水平、鉛直のいずれの桁を使って補強してよい。隔壁中央部に立てスチフナがある場合には、舷に達する傾斜（又は水平）桁の長さはこの立てスチフナ間の間隔の3～5倍以上なければならない。立てスチフナ間の間隔は700～750mmを超えてはならない。

全クラスの砕氷船の船首尾部の横隔壁（船首尾両隔壁を含めて）は舷に対して垂直に設けることが望ましく、その桁も舷に対し垂直に設けるのが望ましい。この桁は中心線において船首尾に設けられている縦隔壁に構造的に接合されるか、又は補強された側支柱によって支持されねばならない。

ソ連以外で建造された砕氷船の横隔壁は立てスチフナのみで補強されたものが多く、立てスチフナと、舷に垂直な桁とを組合わせて補強されたものは少ない。諸外国の砕氷船の横隔壁は一般に静水圧に耐えられるように設計されている。

波形横隔壁は砕氷船では普及していない。しかし大型砕氷船の船体中央部の、縦隔壁間にある主横隔壁は波形を採用するのが妥当である。この場合、波形材は水平に配置し、またこの隔壁は立てスチフナで補強されねばならない。波形隔壁の強度と安定性は、対応する一般の構造の主横隔壁のそれ以下であってはならない。

多くの砕氷船、特にソ連及び米国の砕氷船では、船首尾樓間の全長に亘り縦隔壁が設けられ、2重舷が形成されているのが多い。

縦隔壁は平坦に造られ、立てスチフナによって補強されており、この立てスチフナが構造的に舷側及び甲板の横骨に固着している。

縦隔壁の板厚と支柱の寸法はソ連船舶管理局規則によって指定されている。これら縦隔壁の板は、一般に、長辺側を水平にして配置されており、これによって隔壁は高さ毎にその厚さを変えることができる。

### 第23節 船首尾材と軸プラケット

砕氷船の船首尾材は氷との衝突時に生ずる大きな荷重の作用を受けるため、その構造は特に強度と剛性に勝れていなければならない。

砕氷船の船首材は鋳鋼製又は鍛鋼製である。鍛造船首材は、鍛鋼が高度の韌性と亀裂形成に対するより勝れた抵抗力を保持するために、鋳造船首材よりも衝撃荷重の作用に対して高い強度を示す。複雑な形状の鍛造船首材を製作することは難しいため、砕氷船では鋳造船首材の方がはるかに普及している。I級及びII級の砕氷船の船首材は、一般に、若干の部品を組合せて造られており、このためにその製作が単純化され、運搬、組立てが容易になっている。この組合せ式の船首尾材の夫々の部品は、板状電極による電気スラグ溶接又は母材と同成分の鋼によるテルミット溶接によって互いに接合される。図111は港内砕氷船 *Vasiliy Pronchishchev*号とカナダの砕氷船 *Javelin*号の鋳造溶接式船首材の一般図である。

I、II級の砕氷船の鋳造又は鍛造船首材は最大喫水に対する水線の上1mかそれ以上まで設けられねばならず、III級砕氷船のそれは0.75m以上まで達していなければならない。

氷帶域の船首材の横断面積は次の公式による算定値よりも小さくはならない：

$$F = a + b \Delta \cdot 10^{-2} \quad \text{cm}^2, \quad (118)$$

ただし△—砕氷船の満載排水量；

a, b—数値係数で、その値を表22に示す。

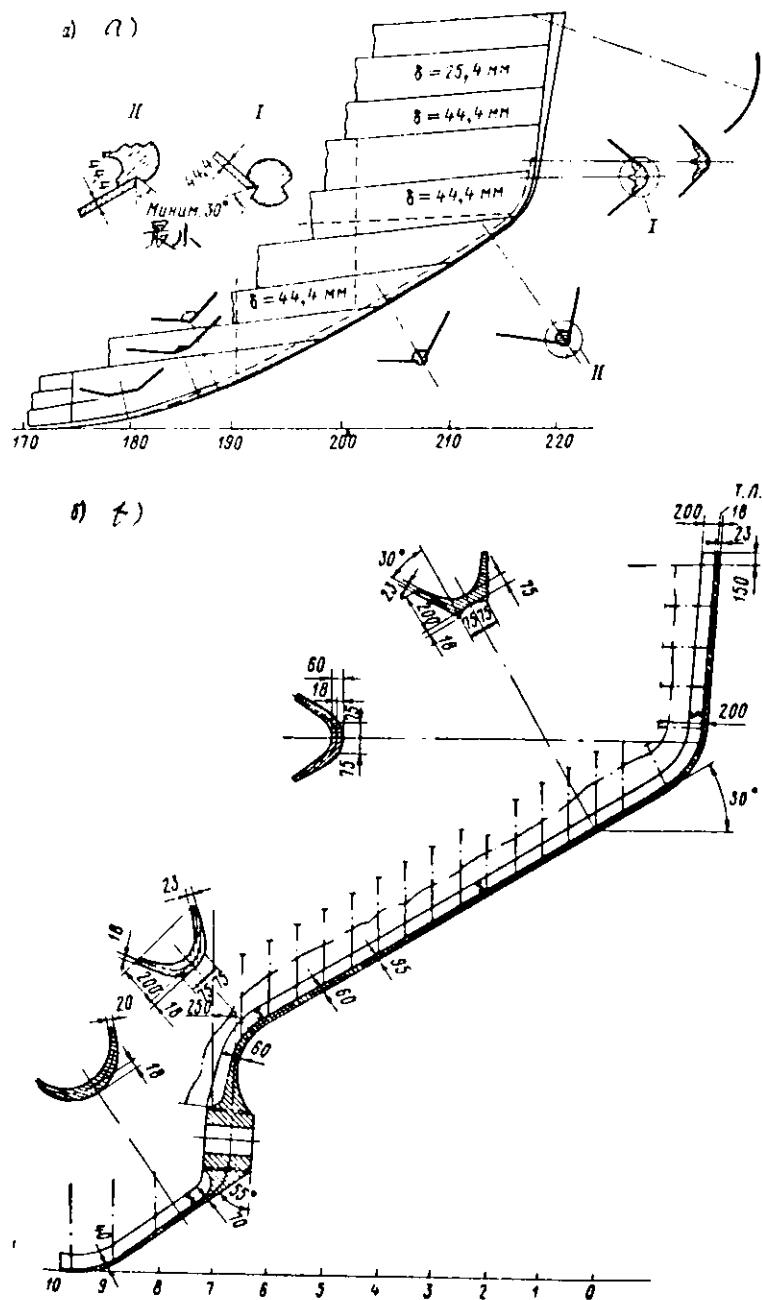


図 111 碎氷船の船首材：  
a — ジベルビル号；  
b — Vasiliiy Pronchishchev号。

表 22 係数  $a$ ,  $b$ ,  $k_p$ ,  $k_c$  値

碎氷船級	a		b		$k_p$	$k_c$
	$\Delta \leq 2500 t$	$\Delta > 2500 t$	$\Delta \leq 2500 t$	$\Delta > 2500 t$		
I	—	7 0 0	—	3. 0	3. 5	2. 5
II	—	5 9 0	—	3. 0	2. 5	2. 0
III	1 3 5	2 5 0	9. 0	4. 0	2. 0	1. 7 5

船首材に作用する外力を隣接構造材に適宜に伝達するためには、これを甲板、台甲板、立てキール、船側縦通材、その他の船体構造材に確実に結合せねばならない。この目的で、鋳造船首材には船首材の主ビームと一緒に鋳造された横リブが小さい間隔で設けられている。このリブに肋板と船首隔壁が結合される。船首隔壁から後方の部分では、船首材の縦リブは立てキールに固定される。船首樓では、船首材の縦リブには、船首隔壁から、氷帶より上に設けられた甲板にまで伸びている縦隔壁に密接される。両舷の船側縦通材は、船首材に密接されているプレストフックを介して結合される。外板は船首材に突合せ密接され、この密接接手は入念に滑らかにされる。

氷帶以上の船首材は密接板構造の所謂「軟式」船首に変る。この屈曲した船首板の厚さは氷帶外板のそれと等しくなければならぬが、50mm未満であってもよい。前記厚さは上甲板附近の外板の厚さにまで段階的に減少する。この屈曲板は、中心線の鉛直板と、600mm置き以上の密度で設けられた水平ブラケットによって補強されねばならない。各ブラケットの長さは600mm以下であってはならない。鉛直板と水平ブラケットの厚さは垂直キールの厚さと同じ値が採用されている。

碎氷船の船尾材は船首材と同様に、互いに密接された若干の鋳鋼又は鍛鋼製部品から成る(図114参照)。船尾材の形状は舵の寸法と形状、スクリューの直径、台数及び配艦、船尾形状によって左右される。後進時の舵を氷から防護するために、全クラスの碎氷船には所謂「防氷歯尾端材」と称される突起を設けねばならない。船尾が海底に接触した時に舵が防護できるように、船尾材のヒールは船尾側に1:10又は1:8の傾斜をつけねばならない。ラダーポストとスタンポストの断面積は次の公式によって求めることができる

$$F_p = k_p F_0 ; \quad (119)$$

$$F_c = k_c F_0 , \quad (120)$$

ただし  $F_0$  — ノ連船舶管理局規則の、対氷補強されていない船舶のための規定によって求められる船尾材の横断面積；

$k_p$  と  $k_c$  — 表22に示された数値をもつ係数。

碎氷船の中心線上に配置された推進軸は管胴材中を貫通するが、この管胴材の一端はスタンポストのボスに、他端は船尾隔壁のボスに固定される。舷側推進軸は船体からの出口では内側のボスを貫通し、これが外板と共に「船尾部」を形成する。舷側推進軸の先端は補助支材、すなわちブラケットによって支持されるが、このブラケットは「船尾部」の先端に設けられ、この「船尾部」と共に单一構造を形成する。ブラケットは鋳鋼製で、その断面は流線形をなす。ブラケット上部は広くなっている。これによって船体に確実に固定される。左右両舷の軸ブラケットは、或る場合には、ビームを使って互いに結合される(図112)。ブラ

ケットの強度はU.A.シマンスキイが提案する方法を用いて計算によって求められる。しかしこの「船尾部」がある碎氷船の軸ブラケットの計算では、この方法は近似計算しかできない。設計応力としては、氷との衝突時又はスクリューの翼の破損時に生ずる応力が採用されている。軸ブラケットの強度は、同じ力の作用に対して設計された推進軸の強度を上回らねばならない。

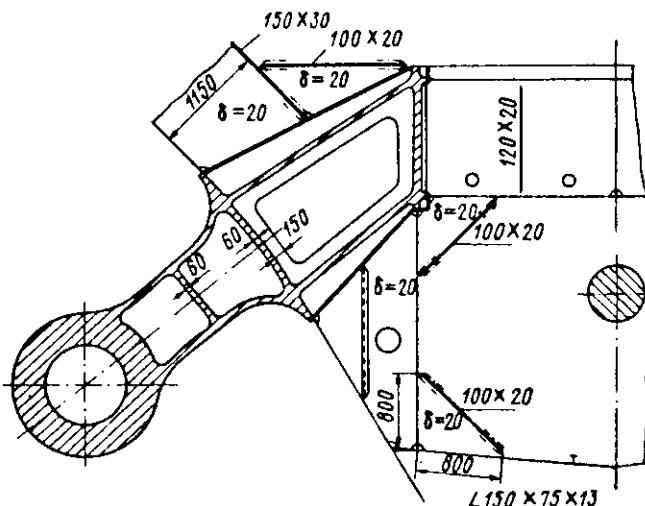


図112 碎氷船Moskva号の軸ブラケット

## 第7章 主機

### 第24節 主機の型式の選択

氷海内の航行は砕氷船の動力機関に特別な要求を課す。砕氷船が経済的に且つ無事故で任務を遂行できるかどうかは動力機関の諸要素の適正な選択に依存する所がかなり大きい。

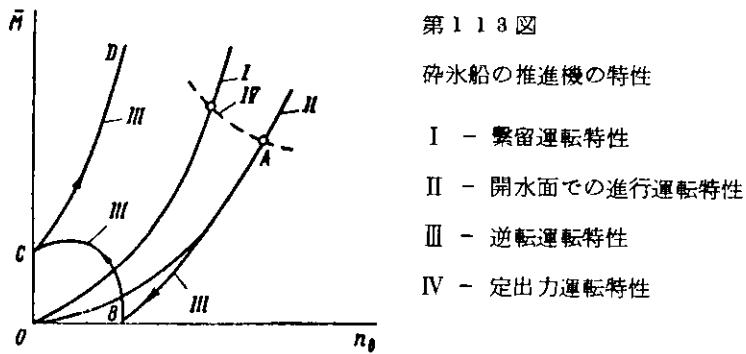
砕氷船の動力機関に課せられる主な要求条件の一つは原動機の運転状態の全変化範囲に亘って( 繫留状態から開水面での進行に至るまで ) 推進機の出力を自動的に一定に保持することである( 第113図参照 )。このような要件は氷海中の推進機の運転条件からもたらされるもので、氷海中では砕氷船の運動に対する抵抗は比較的短い時間内においてすら広い範囲に亘って変化し、このことによって砕氷船の運動速度の変化およびスクリューの回転に対する抵抗モーメントの変化をもたらす。

周知のように、開水面におけるスクリューの回転に対する抵抗モーメントは下記のように求められる。

$$M_C = k_2 \rho D_B^5 n_B^2 \quad (121)$$

ただし、 $k_2$  - スクリューの前進係数  $\lambda_P$  に依存するモーメント係数、 $\rho$  - 水の密度、 $D_B$  - スクリューの直徑、 $n_B$  - スクリューの回転角速度

上記で前進係数  $\lambda$  は水に対するスクリューの前進運動速度  $V_P$  の関数である。従ってスクリューの特性( 即ち、スクリューの回転に対する抵抗モーメントとスクリューの回転速度との関係 ) は砕氷船の進行速度の変化に応じて変化する。



第118図には検討の便宜上一枚の図に逆転特性も示す。同図のABC区間では推進器の制動が、C D区間では後進方向への起動( 回転上昇 ) がそれぞれ行なわれる。

重氷の抵抗を有効に克服するためには、砕氷船の推進機は、スクリューが繫留運転特性に近い特性をもって作動される場合の最大出力を出さなければならず、また他方では、開水面および軽氷条件下において最大速力を得るために、推進機は、開水面での進行特性をもってスクリューを回転する場合の連続最大出力を出さなければならない。従って、主機出力の有効利用と砕氷船の平均巡航速力の増大のためには、推進機の出力を所与の一定値に維持する必要がある。これは実際には手動制御によっては実現できない。即ち手動制御では船の速度変化およびスクリューの回転に対する抵抗モーメントの変化に追従できない。この制御機能の遂行は推進機制御系による自動制御方式に頼らなければならない。

既に本書で指摘したように、重氷、特に密接氷および起伏氷内の航行に際して砕氷船が比較的頻繁に膠着を起している。推進機の後進運動時に原動機によって最大推力を確保することはこの場合大きな役割を果す。従って、推進機は前進運動時にも後進運動時にも全出力を発揮しなければならない。

氷海内の実際の運航条件は砕氷船に高い操縦性能を要求する。砕氷船がその運動方向を急速に変更できる性能は特に重要な必要条件である。砕氷船の推進機の運転の特徴はスクリューの回転状態および回転方向の頻繁な変更( 逆転 ) にみられる。例えば、1966年の北極航海においてエニセイ湾の定着氷域を砕氷船Kiev号で強行突破した時には推進機は 3

昼夜以上に亘り航海運転状態のもとで最大連続出力で運転された。その際、各運転サイクル（前進－氷中進行－後進）の所要時間は約4.5～5分であり、平均の逆転回数は24～27回／時であった。

碎氷船の操縦性能は推進機の逆転時間にかなりの程度依存する。船の逆転（方向転換）は①スクリューの逆転、②船の制動過程、③船の後進過程、の3段階に分けることができる。

開水面でのスクリューの逆転時間は船の制動時間に較べて短かい。特に初期速度が大きい場合にそうである。スクリューは回転方向を変更し、船がその進行運動速度を僅かながらでも低下できるようになるまでの時間の間、全速後進回転を行なう。開水面での逆転の場合の船の制動時間は推進機における遷移プロセスの時間よりも數10倍長く、一方、逆転特性での推進機関の作動状態は、船速の低下に伴ない徐々に変化するスクリュー特性をもつ整定状態であると看做すことができる。

重氷中で作業する際の進行運動速度は比較的小さいが、進行運動に対する抵抗は非常に大きい。この場合、逆転時の碎氷船の停止時間は推進機にみられる遷移プロセスの時間と同程度である（第8節参照）。即ち、厚さ約1.5mの氷盤内を連続航行中の碎氷船Kiev号の推進機の逆転時に、スクリューの減速と碎氷船の停止はほぼ同じ時間（約3秒間）で行なわれ、碎氷船の後退運動は後退操作開始後5秒で始まる。

氷海内航行時の碎氷船の推進機の非定常運転状態は偶発的なものでなく、頻繁に繰返される正常（ノーマル）なものであると看做すべきである。逆転状態は推進機にとって特に苛酷な状態であり、この場合スクリューの回転に対する抵抗モーメントは著しく増大する（第113図、曲線Ⅲ参照）。従って碎氷船としては、遷移プロセスの特性が最適になり且つ遷移プロセスが自動調整されるような推進機制御システムを採用する必要がある。遷移プロセスの徴的な特性は結局のところ推進機の信頼性を制約し、この信頼性に碎氷船の作業の経済性が大巾に左右される。従って、碎氷船の推進機の遷移プロセスの算定は第一義的に重要な意味をもつ。碎氷船の推進機の運転上の特殊な条件は、スクリューが氷と接触して相互作用が起きる状態で推進機の運転が行われることにある。この運転状態は推進系に対しても、また動力機関全体に対しても最も苛酷な状態である。しばしばその結果としてスクリューおよび軸の破損が生じ、船が運行できなくなる。

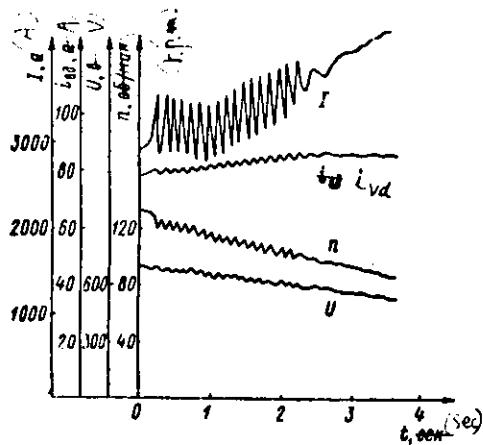
氷海内を碎氷船が航行するときスクリュー翼と氷塊との衝突がしばしば起きる。その場合、スクリューの回転に対する抵抗モーメントが激しく増大し、その結果、回転速度の急激な変化を招き、また場合によっては、プロペラ軸にかなりのトルクが存在するにも拘らず、その完全停止（いわゆる軸の膠着）を招くこともある。

碎氷船のスクリューと氷との相互作用の過程に関する研究、その物理的本質の解明、またスクリュー翼に生じる荷重の算定については多くの実船試験が行われている。これらの試験では推進機の主要特性のオシログラフ記録、船速の測定、プロペラ軸と接触している氷塊の写真撮影、映画撮影またスケッチなどが行われている。

これらの試験結果に基づき、スクリューと氷との相互作用の過程を、条件付きであるが、下記のように分類することができる。

- (1) 全密接碎氷域内および高密接碎氷域内でスクリューが回転するとき、回転に対する付加的抵抗モーメントがその翼に作用し、推進機の回転速度を徐々に低下させる。この速度低下は、トルクを変化（または一定に維持）させる推進機の性能、即ち推進機の静特性および系全体の動特性、に依存する。この場合、スクリューの運転状態は高密度液体中での動作に類似しており、スクリューの回転に対する抵抗モーメントは回転速度の自乗に比例している。<sup>81)</sup>
- (2) 平坦な密接氷内を碎氷船が連続運動する場合、スクリューの回転角速度に周期的な変化が認められる（第114図参照）。これは、通常、4次の位をもっている（全ての最新型碎氷船のスクリューは4翼式である）。このことは次のことを立証している。即ち、スクリューの各翼は或る状態において氷との接触状態に入り、氷を破碎し、或る角度だけ回転してから、氷との接触状態から離脱し、開水面で回転を続ける。これと対応して、翼が氷と接触した時に抵抗モーメントは激増し、翼が自由水中で回転するときには減少する。若し、所与の角速度で回転する翼により氷を破壊するのに必要な力が氷塊を押しのけるのに必要な力よりも大きいならば、氷塊は脇に押しやられるか或いは破壊されずに押し沈められる。また若し抵抗モーメントの大きさと作用時間が或る臨界値を超えるならば、推進機は付加（氷）荷重を長時

間連続して克服することができなくなり、推進機の軸にトルクが存在しても制動状態になり、スクリューは動かなくなる。この期間における“膠着”時間と回転角は推進機の静特性、推進機・スクリュー系の動特性、この系の回転質量の運動エネルギーの出力、付加的抵抗モーメントの大きさ、その作用時間などに依存する。



第 114 図

碎氷船 Kapitan Voronin 号のスクリューが氷と接触したときの電動推進機の船首のスクリューの作動に関するオシログラム  
I - 主回路の電流  
U, n, i<sub>v d</sub> - それぞれ電動推進機の電圧、回転速度、励磁電流

多くのオシログラムでは可成り長時間に亘って実際上連続的に回転角速度の低下が一般的に認められているが、第 114 図に示したほどに急激な低下は認められていない。角速度のこのような低下は次のように説明される。即ち、1 枚の翼ではなく 2 枚またそれ以上の翼が氷と同時に接触し、その結果としてスクリューの回転角速度の低減特性が滑かになる。

(3) 密接・起伏状の大氷板または中氷板域で作業する場合(特に圧縮がある場合)、スクリューと氷との相互作用の全体的な状況は平坦密接氷域におけるそれと全般的に類似している。しかし、この場合、スクリューと氷との相互作用のプロセスの周期性は大巾に乱れている。このような氷海条件における碎氷船の電動推進機の働きを観測した結果によれば、スクリュー翼は、通常、そこに侵入してきた氷を切断し、切削する。この場合、スクリューの回転に対する抵抗モーメントは著しい範囲にまで増大する。翼による氷体への切削深さ値(またはそれに対応する切削のピッチ)は主として碎氷船の航行速度、スクリューの翼数と回転速度に依存し、次式で表わされる。

$$S_K = \frac{V}{z n_B} \quad (122)$$

ただし、 $S_K$  - スクリュー翼による氷の切削ピッチ(m),  $V$  - 碎氷船の速度(m/sec),  $n_B$  - スクリューの回転速度(回/sec),  $z$  - スクリューの翼数

多くの観測結果から、明らかのように、碎氷船の船尾スクリューで氷塊を切削するときの最大切削深さは 500~800 mm 以下である。このことはドックでのスクリューの検査からも裏付けられている。即ち、翼の周辺から算えてスクリュー半径の約  $\frac{1}{3}$  ~  $\frac{1}{2}$  の長さに亘って翼端部は氷によって生地が現われるまで研磨されている。このような部分ではしばしば翼の辺端部に刃こぼれ状または鎌打ち状の破損が認められる。

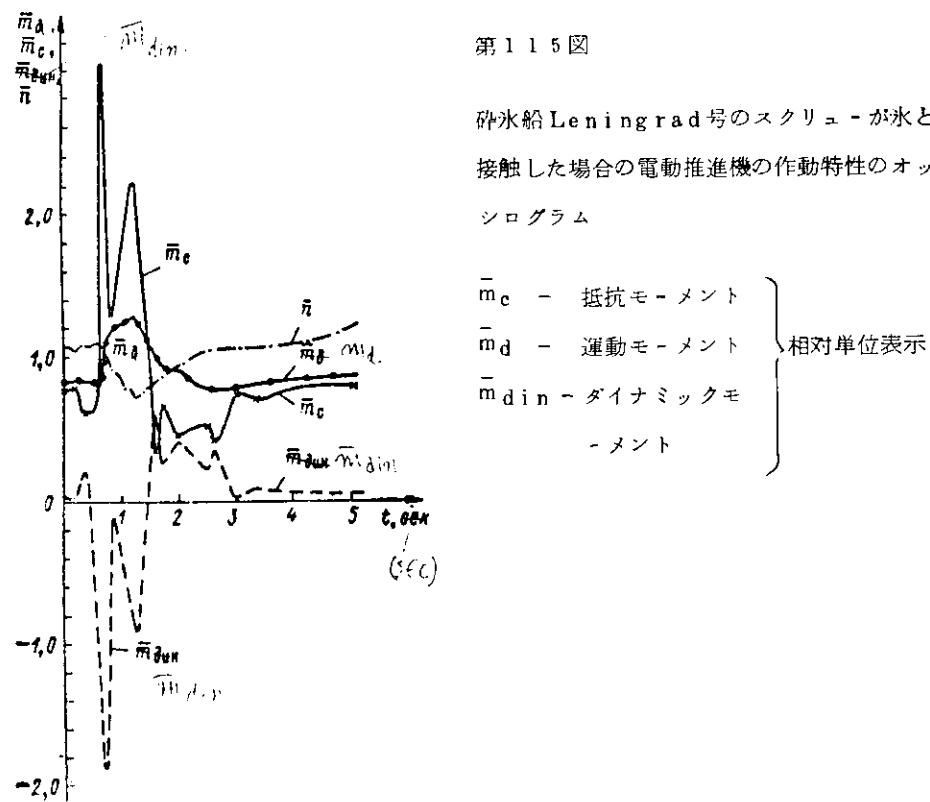
船首スクリューの翼による氷への最大切削深さは翼長と等しいと探ることができる。

碎氷船のスクリュー及びプロペラ軸の氷による損傷に関する諸資料の系統的分析から次のことが確認されている。即ち、これら損傷の多くはスクリューの停止後にも、またスクリューの回転方向が碎氷船の運動方向に対応しない時(例えばスクリューは前進回転しているが、船は慣性によって後方に動いている場合、またはその逆の場合)においても発生している。碎氷船が動いているときにスクリューを停止させることは非常に危険である。その場合には翼は遭遇した氷を巻き込んだまま、氷を破碎せずまた押しのけもない。翼に侵入する大きな氷塊は水路の氷縁にひっかかる可能性があり、その場合、翼が受止める力はスクリューおよび軸の損傷を惹き起すほど大きい。従って、翼中に侵入して来る氷塊を破碎するに必要なモーメントを上廻るトルクを軸に与えることができるよう推進機を設計することが望ましい。技術文献によつてはスクリューと氷との相互作用時にスクリューに対する抵抗モーメントの伝達速度に関して極めて矛盾したデータが挙げられている。即ち、多くの著者は抵抗モーメントが定格値から最大値に増加する時間を 0.5~1.5

秒としている。しかしこれらの数値は限界値ではない。

1964年の北極航海における砕氷船 Leningrad 号の電動推進機の試験ではスクリュ-に対する抵抗モーメントの伝達速度として著しく大きい値が確認されている<sup>8)</sup>。

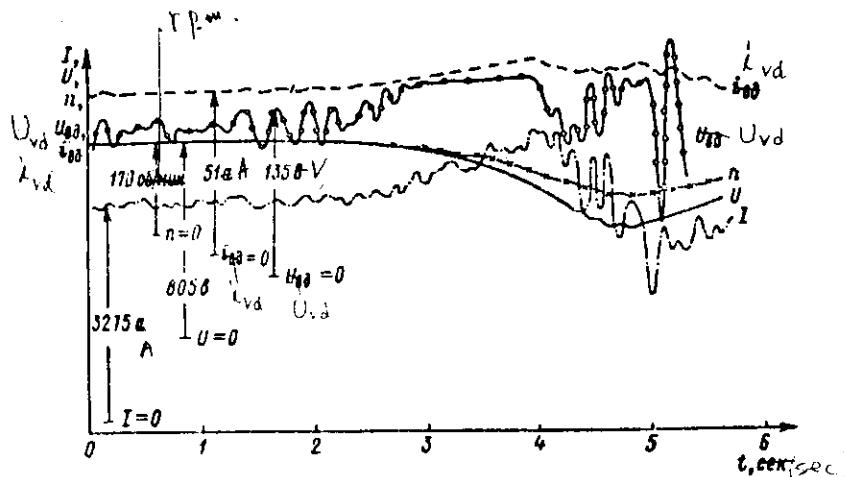
砕氷船 Leningrad 号において氷塊がスクリュ-翼に接触したときの電動推進機の作動特性を第115図に示す。同図から、0.05秒の間にモーメントはほぼ3.8倍に(定格モーメントの0.8から3.03倍に)増大していることがわかる。即ち、スクリュ-に氷が接触する場合の抵抗モーメントの増加速度は  $\Delta m_c / \Delta t = 43$  である。



この運転状態は限界状態でないと看做せる根拠がある。実際の砕氷船運航においては恐らくもっと大きな抵抗モーメント増大速度に遭遇する。従って、砕氷船の動力機関の設計に際してはスクリュ-と氷との相互作用によって律せられる抵抗モーメントの伝達は跳躍状に変化する擾乱作用の形で表わされる。

スクリュ-と氷との相互作用がさまざまな形態をとるときのさまざまな方式の電動推進機の基本特性の変化を第23表および第116図に示す。

第23表から原子力砕氷船 Lenin 号に高速制御系を採用した場合、スクリュ-翼への氷の接触による相当大きいモーメントのもとでも主回路の電流のはね上りを抑え得ることがわかる。



第116図

スクリュ-と氷が接触し相互作用するときの電動推進機の作動状態

第 23 表 スクリュートと氷が相互作用するときの電動推進機の主要特性の変化

船 水船と推進機	$N_o - N_{\min}$	t <sub>form</sub> ( sec )	V ( Kt )	$I_{\max}$ I <sub>o</sub>	M $\ell$ . max		M $\ell$ . max ( t · m )
					i <sub>vd.o</sub>	M $\ell$ . max M <sub>o</sub>	
Wind	1 - 0	4.08	2.0	1.65	1.18	3.64	2.32
	1 - 0.85	0.82	4.1	2.30	1.30	4.16	3.28
Kapitan Velousov:	1 - 0	4.58	3.2	3.88	1.20	5.02	3.61
	1 - 0.39	2.76	2.7	2.59	1.23	3.74	4.29
	1 - 0	3.40	1.0	2.71	1.00	3.72	4.41
	1 - 0	5.10	1.0	2.67	1.00	3.39	1.22
MOSKVA:	1 - 0.05	4.10	-	2.00	1.11	2.15	2.65
	1 - 0.18	6.20	-	1.72	1.09	1.74	2.11
	1 - 0.07	4.50	5.0	2.55	1.08	2.05	1.95
	1 - 0.52	3.2	3.5	1.56	2.34	1.78	1.68
Lenin:	1 - 0.52	5.0	3.5	1.4	1.0	1.52	1.42
	1 - 0.62	5.1	3.3	2.3	1.0	2.40	2.01
	1 - 0.62	5.1	3.1	2.05	1.0	2.10	1.52
	1 - 0.62	5.1	-	-	-	-	4.1

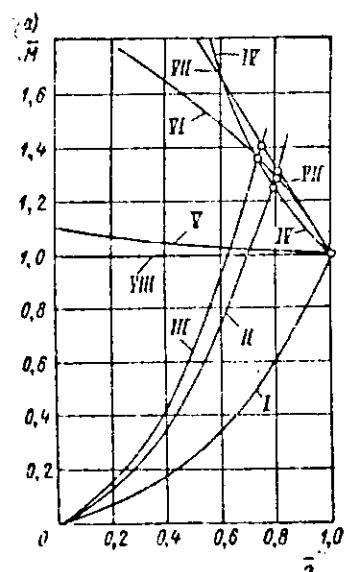
(注1) M $\ell$  - スクリュート翼に氷が接触することによるモーメント

(注2) 記号の下付符号。はスクリュートと氷とが接触する以前の推進機の作動過程に該当する。

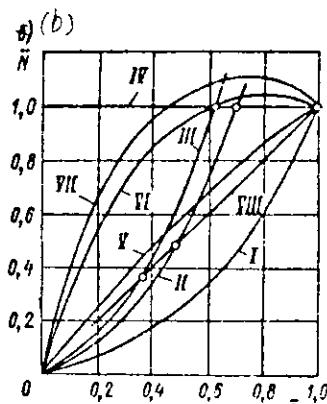
普通の複巻および三巻励磁機を採用しても主回路の電流の許容範囲内における動的跳躍を保持できない。例えば、1956年に Kapitan Velousov 型砕氷船で実施した氷中試験では最大値保護リレーは僅か2昼夜の間に92回、また1958年の試験では3昼夜の間に200回それぞれ作動した。その際スクリューの完全膠着は18回認められた。

以上のように、スクリューと氷とが相互作用するときの砕氷船の推進機の運転状態は推進用機器また特にその制御方式の選定に当つての基本的な状態の一つである。

蒸気往復機関は1940年代まで広く採用されていた。蒸気往復機関は砕氷船の動力機関に課せられる一連の主要な必要条件を満すものである。即ち、スクリューの運転状態の全変化領域（開水面での航行から繊留状態まで）に亘って全出力を出すことができ、満足すべき逆転特性を具え、スクリュー翼に氷が接触したとき大きなトルクを与えることができ、またスクリューと氷との衝撃による荷重に耐えることができる。各種の船用機関およびプロペラの特性を示した第117図から次のことが判かる。即ち、蒸気往復機関は制御装置の位置を変えないとき実際上一定のトルクを発生し（曲線V），汽筒内圧力の上昇に伴いトルクを大きくすることができる。それにも拘わらず蒸気往復機関が現代の推進用動力機関としての使用が極めて限られているのは経済性が低いことと重量および寸法の面で不利であることによる。



VI - 蒸気往復機関（蒸気量変化時）



VII - 蒸気タービン機関 VIII - ディーゼル機関

第117図

スクリューの回転速度  $n$  と (a) トルク  $M$  および (b) 出力  $N$  との関係

- I - 開水面進行時
- II - 繊留状態
- III - 海綿氷（シューガ）域でのスクリューの作動
- IV - 定出力特性
- V - 蒸気往復機関

高圧蒸気 ( $31 \text{ kg/cm}^2$ ) を用いる水管式貫流型蒸気往復機関を採用した場合でも出力約15000 HPのときの平均燃料消費率は  $0.390 \text{ kg/HP}\cdot\text{h}$  であるのに対しディーゼル電気機関では  $0.226 \text{ kg/HP}\cdot\text{h}$  である。<sup>39)</sup>

蒸気往復機関を備えた最後の大型砕氷船は1958年にカナダで建造された D'Iberville 号である。この砕氷船には出力 5000 HP の貫流型 6 汽筒式往復機関が 2 基搭載され、8 基の煙管式ボイラ（液体燃料焚き、発生蒸気条件  $14.5 \text{ kg/cm}^2$   $320^\circ\text{C}$ ）が装備されている。これら主機の制御は航海甲板室より遠隔制御方式で行なわれる。

蒸気タービン機関は一連の重要な長所、即ち実際上出力制限が無く、ユニット構成としての集約性が高く、過負荷容量が大きく、耐用年限が長いなどの長所をもつている。第117図から判るように、タービンの回転速度の低下に伴い、そのトルクは制御装置の位置が変化しないとき増大している。砕氷船では蒸気タービンは電動機を駆動してスクリューを回転させる。蒸気タービン電動機の頗る短所はその燃料消費率が比較的高いことにある。

ソ連で最初の砕氷船用タービン電動機の設計は第二次世界大戦以前に完成していた。これらの成果は世界最初の原子力砕氷船レニン号（ターボ電動推進方式）の設計、建造に活用された。

1967年にカナダで建造された砕氷船ルイ・S・サンローラン号は普通の化石燃料を焚く出力 24000 HP の蒸気タービン電動機を備えたものである。この動力機関は液体燃料焚き水管ボイラ 8 基、主ターボ発電機 3 基、電動推進機 3 基から構成される。現在の蒸気タービン機関は砕氷船が大出力船の場合にのみディーゼル機関と競合できる。

即ち大出力の場合には蒸気タービンの長所が最も良く發揮できる。

現在、ソ連および諸外国において砕氷船の原動機として基本的型式はディーゼル機関である。それはディーゼル機関は経済性に勝れ、重量比（出力規模に対する重量の割合）が比較的小さいからである。ディーゼル機関とスクリューを直結した場合、ディーゼルの出力はスクリューの特性に応じて変えられる。スクリューに抵抗モーメントの何んらかの変化が生じれば、これがディーゼルの運転状態の変更につながる。回転速度が低下した場合、燃料消費率が増大し、その結果、ディーゼルの運転効率が低下する。

制御装置の位置が変わらないもとでディーゼルは回転速度の全範囲で、実際上一定のトルクを出す（これは非強制型原動機について成り立つが、ディーゼル機関では過給方式が採用されており、回転速度が低下するときトルクの大きさは過剰空気率の低下によって若干減少する。）トルクが不变のときでもディーゼルは、繫留状態の場合、保有出力の+0%までを失う（第117図参照）。氷が侵入して、スクリューが停止したときディーゼルも停止し、この場合ディーゼルの再起動は殆んど不可能である。ディーゼル機関は充分に高い逆転性能を備えていない。従って、砕氷船でディーゼルからスクリューへ動力を直接伝達する方式を採用することは砕氷船の動力機関に課せられた基本的要件を満すことにならない。従って、最新型砕氷船の動力機関としてはディーゼルは電動推進機と組み合せて採用されている。

砕氷船の動力源として核燃料の使用は通常の在来型動力機関に対し原子力機関が備えている一連の重要な長所からもたらされるものである。これら長所の主なものは核燃料のエネルギー密度が極めて高く、船の燃料貯蔵重量を最小限にすることができる、且つ航続距離及び日数を大巾に増大させることができる点にある。原子力機関を備えた最初の民間船は砕氷船レーニン号である。この全出力運転での航続機関は12ヶ月である。

原子力機関を備えた船舶は在来型機関を搭載した船舶に比し次のような一連の重要な長所を有する。即ち、核燃料のエネルギー密度が高いこと（そのため余分な燃料貯蔵の必要がなくなり、船の可載能力が増大する）、燃料補給から次の補給までの期間が延長されること（2～3カ年まで）、空気の供給管路や供給機構、また排気管路が不要になること（これにより船の水密構造が簡単化される）、船内容積を殆んど縮少することなく動力の増大が可能であること等である。

他方、原子力船では充分な放射線遮蔽が必要なため原子力設備の重量増加や複雑化を招く。また運転員に高度の専門知識と技能が要求され、原子炉構成要素および関連機器の取替え、保守、修理のための特別な基地を必要とする。しかし、原子力プラントの改良によってこれらの短所は次第に克服されてきている。原子力船レーニン号の成功裡の運航経験から、新しい大出力砕氷船には原子力推進機関の採用を確信をもって推奨できる。中級および補助型の砕氷船には今のところ、ディーゼル電動機関が他の型式の機関よりも好ましいと判断される。

## 第25節 電動推進機

原動機からの動力を電気の形で伝達してスクリューを駆動させる動力装置を電動推進機（G E U）と呼ぶことにする。

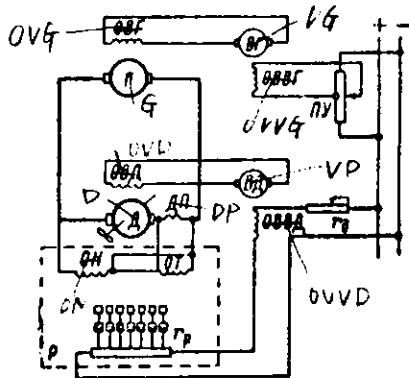
この電動方式は砕氷船の動力機関に課せられる基本要件の1つ、即ちスクリューにおけるモーメントが変化するとき原動機の出力を一定に保持すること、を満足させる。

電動推進方式として最も普及している方式として下記の方式が挙げられる。

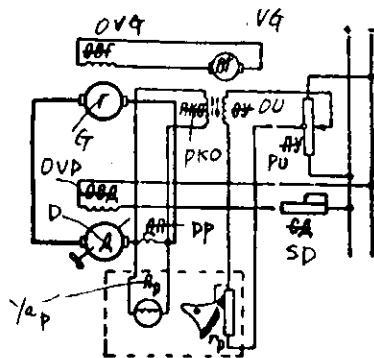
- (1) 発電機の磁束一定のもとでスクリュー電動機（G E D）の磁束を制御する方式。
- (2) スクリュー電動機の磁束一定のもとで主発電機の磁束を制御する方式
- (3) 発電機および電動機の両者の磁束を制御する方式

第1の方式の一例は Wind 号型砕氷船で採用されているスクリュー電動機の磁束を自動制御する方式（第118図参照）であり、この方式では“シルバー・スタット”型の高速調整器が採用されている。この調整器の磁気回路は2つの巻線をもっている。そのうちの1つの巻線（ON）はスクリュー電動機（G E D）の電機子（D）の端子に接続されており、その電流は電機子の電圧に比例している。他の1つの巻線（OT）は G E D の補機（D P）における電圧降下を補償するために接続されており、その電流は主回路の電流に比例している。巻線OTのアンペア回数が作り出す磁束

は巻線 O N のアンペア回数による磁束と反対の向きをもっている。両者の巻線の総合磁束が調整器 R の接極子に作用す



第118図 Wind型砕氷船の電動推進方式



第119図 砕氷船 Kapitan Velousov 号の  
電動推進方式

る。後者は加減抵抗器  $r_p$  に接続されている薄板状ばね接点を磁界移動に応じて開いたり閉じたりする。スクリュ-電動機の電流と電圧がそれぞれ定格値の場合、調整器の接極子は電動機励磁巻線 O V D 中に定格電流が流れ、従ってまた定格値の回転トルク、を確保できる位置をとる。

スクリュ-において抵抗モーメントが突然増大した場合、最初の周期においては推進器軸の回転数と発電機の電圧はそれぞれ一定値のまま保たれるが、主回路の電流は急激に増大する。主回路の電流の増大に比例して調整器の電流巻線 O T の電流も増大する。その際、磁気回路内の磁束が減少し、従ってまた調整器接極子の引力も減少する。その結果として接極子は偏位し、ばね接点の或る部分を開く。これによって可変抵抗器の個々のセクションを分路する。これによって G E D の励磁電流が増大し、またそれに対応して G E D の回転速度が低下する。G E D により消費される電力はこの場合はほぼ一定に保たれる。その理由は発電機電圧がほとんど変化しないためである。主回路の電流が定格値に達しない間は調整器が励磁を増強する。

スクリュ-に加えられた抵抗モーメントが低減するとき主回路の電流も減少する。その場合、調整器の電流巻線 O T の減磁作用が低下し、接極子はばね接点の或る部分を開く。G E D 励磁回路にある加減抵抗器の抵抗が増大し、励磁電流が減少し、回転速度は上昇する。G E D が消費する電力は再び定格値に等しくなる。以上のようにして、調整器の採用によって原動機に過負荷運転を強いることなく全ての航行状態に亘って電動推進機の定格出力を完全に活用することができる。

第2の電動推進方式（主発電機の磁束の自動制御による方式）の一例として砕氷船 Kapitan Velousov 号に採用されている方式が挙げられる。ここでは高速調整器と励磁-調整システムを組み合わせて使用している（119図）。主発電機励磁巻線 O V G に対するフィーダとして二巻線励磁器 V G が採用されている。巻線の1つ、複巻線（P K O）は補極 D P およびスクリュ-電動機 G E D の電圧降下用に接続されている。他の1つの巻線、即ち制御巻線 O U は高速調整器  $r_p$  を介して制御盤から給電される。高速調整器および巻線 P K O は抵抗モーメント変化時における主回路の電流制限のために設計されている。主回路の電流が定格値を超えたとき、制御巻線に対応して接続されている巻線 P K O の作用が増幅される。その結果、主発電機 G における電圧が低下し、また従って、スクリュ-電動機の回転速度が低下し、これによって原動機が過負荷状態に入ることが回避される。高速調整器は電流が定格値を超えたときに作動を開始する。調整器のばねは発電機の励磁が最大になる位置に可動接点  $r_p$  を向けようとする。調整器の巻線は G E D の補極における電圧降下に対して接続されており、従ってこの巻線には主回路の電流に比例する電流が流れている。主回路に電流が存在するとき、調整器の接極子 YAP はばねのモーメントを打ち消すトルクによって作動する。

主回路の電流が調整器によって設定された値に達したとき、電流巻線によって作り出されるモーメントはばねのモーメントを超え、その結果、可動接点は移動を開始し、巻線 O U に対し抵抗が増す。巻線 O U における電流は減少し、発電機電圧も低減する。このプロセスは、スクリュ-電動機の補極における電圧降下が負荷の定格電流に対応する値に達

すると直ちに停止される。

調整器の短所は応答速度が低いことであり、このためスクリュ-翼と氷との衝突時、逆転時などにおける主回路の電流の安定性の維持が充分に保証されない。

第3の電動推進方式（主発電機およびスクリュ-電動機の磁束の自動制御による方式）の一例は砕氷船 *Murmansk* 号で採用されているものである。この砕氷船の電動推進（G E U）の船側回路（第120図）について、その制御-調整系に注目して以下で検討してみる。

第120図 砕氷船

*Murmansk*号の電動推進回路

- (a) 電動推進機の基本回路
- (b) 制御ブロック回路

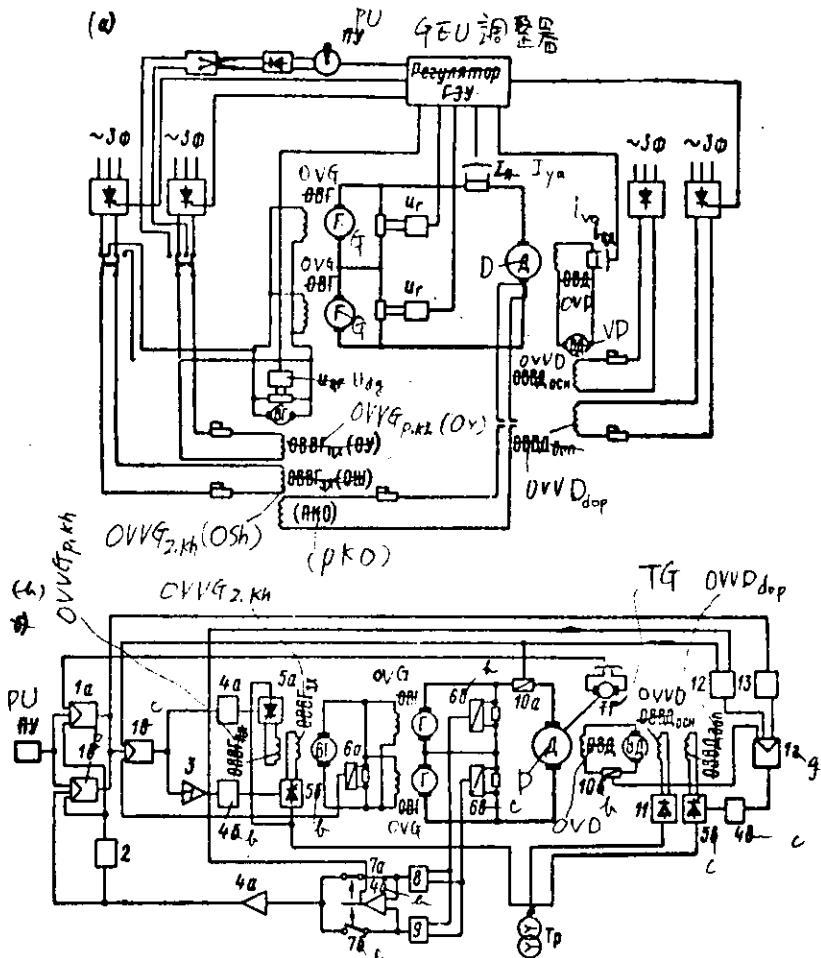
船側回路（第120図(a)）は2基の主発電機 G、スクリュ-電動機 G E D - D、発電機励磁機 VG、電動機VDより構成される。VGおよびVDの励磁は可制御（サイリスタ）整流器および非制御（ダイオード）整流器を用いて行われる。これらの整流器は船内用の補助三相系から給電される。発電機のサイリスタ励磁が故障した緊急状態においてのみ逆流複巻線 P K O が動作することを指摘しておく。その場合、巻線  $OVVG_{P \cdot K_h}$  および  $OVVG_{Z \cdot K_h}$  はそれぞれ

制御巻線 O U および分巻巻線 O S h の機能を果す。

スクリュ-電動機の励磁は次のように実施される。即ち補助交流回路から整流器 11（第120図(b)）を介して励磁機主励磁巻線  $OVVD_{OCH}$  が給電される。電動機の励磁機 VO は励磁され、電動機励磁巻線 O V D に給電する。

他の1つの巻線 VD 補助巻線  $OVVD_{dop}$  は作動準備されているが、動的運転状態においてのみ作動する。制御盤 PU でレバーを切替えたとき主発電機の励磁機励磁巻線  $OVVG_{P \cdot K_h}$  または  $OVVG_{Z \cdot K_h}$  が給電される。これらの巻線はサイリスタ整流器 5a および 5b を介して補助交流回路から給電される。発電機の励磁機 VG は励磁され、発電機励磁巻線 O V G に給電する。

このシステムは出力を一定に、また速度を一定に制御することを目標にしている。このような運転状態は励磁機 VG および VO に対するフィード・バック（主回路の電流と電圧、スクリュ-電動機の回転速度、発電機の励磁電圧、電動機の励磁電流などについて）の作用によって保証される。例えば、逆転時に調整系は次のように作動する。即ち、制御盤のレバーを“全速前進”位置から“全速後進”位置に切替える。その場合、制御盤に固定された可変電圧変成器の出力端では励振信号が逆の符号に変わる。この信号は調整ブロック 1a - 1b または 1b - 1c（前者の場合には一定速度状態の維持のため、後者の場合には一定出力状態の維持のため）を通じてサイリスタ整流器 5a および 5b により制御ブロック 4a および 4b に与えられる。制御ブロック 4a および 4b は、前進用励磁巻線  $OVVG_{P \cdot K_h}$  に給電するサ



イリスタ整流器 5 a が閉じ、整流器 5 b が聞くように働く。このような開閉は符号反転器 3 によって遂行される。発電機は逆方向に励起され、スクリュ-電動機の逆転が起きる。その場合、電動推進機 G E U の基本特性（速度、電流、電圧）は激しく変化する。主回路の電流は符号を変え、その最大値に達し、相当長時間に亘ってほぼこのレベルに維持される。主回路の電流が比較的大きいにも拘らずスクリュ-電動機の補助巻線はスクリュ-が完全停止に至るまでは作動しない。即ちスクリュ-電動機の磁束が一定のもとで逆転が行われる。これは次のように説明される。即ち、この回路において補助巻線 O V V D<sub>dop</sub> の作動を逆出力に基づいて補正する。

復起時に逆出力の論理装置 1 2 が調整ブロック 1 g に信号を送ると、ブロック 1 g はサイリスタ整流器 5 c の制御回路に働きかけて、これを閉じる。復起期間が終了した場合、補助巻線 O V V D<sub>dop</sub> が作動し、スクリュ-電動機の励磁電流が増大し、主回路の電流が減少し、まもなく電動推進機 G E U の主要特性がそれぞれの正規値に近づく。

電動推進機に関するもっと詳細な知見は文献 9, 20, 28, 29 から得ることができる。

主機からの動力をスクリュ-に伝達する上記以外の方式としては流体式伝達方式が挙げられる。船用機関においては 2 つの型式、即ち流体継手方式とトルク・コンバータ方式が採用されている。碎氷船の動力機関に関しては主としてトルク・コンバータが注目される。

トルク・コンバータは原動機の回転速度を実際上一定に保ったもとで駆動軸に加わるモーメントとの関数で伝達比を滑らかに変える性能をもっている。即ち自己制御性を有しており、動力機関の満足すべき推力特性を保証することができる。

電動推進機に較べてトルク・コンバータは重量およびスペースが少なく、建造費が安く、運転要員も少なくて済むメリットをもっている。

しかしトルク・コンバータは次のような極めて重要な短所も有している。即ち、プラント系の融通性が低く（流体力伝達に際し各主機は 1 つのスクリュ-軸とのみ結合される）、後進時の出力があり大きくな（前進時の 20 ~ 30 % 減）。更に、部分負荷時にはスクリュ-に氷が接触したときのトルク・コンバータのトルクの大きさは不充分であり、その結果としてスクリュ-の停止または破損すら起きる可能性がある。トルク・コンバータを備えた船の氷海での実際の運航経験が得られていないので碎氷船にこの種の動力伝達装置を採用することの適否についてはまだ解明し尽された回答を与えることができない。

## 第26節 推進機の静特性の計算

推進機設計上の主要課題の 1 つはその静特性を充分を根拠のもとに選定することである。通常の貨物船では一般に 2 つの点、即ち繫留状態と開水面航行における全出力に対応する点、に基づいて特性が選定される。碎氷船では更にもう 1 つの点、即ち通電状態でのスクリュ-電動機の停止に対応する点が付け加えられる。しかし、このようなアプローチの仕方では実際の碎氷船の全ての運航状態を満足することにならない。

即ち、特に碎氷船の推進機はスクリュ-翼が氷に接触したときにスクリュ-電動機の停止を許してはならない（§ 24 参照）

推進機の静特性には、さまざまな運転状態におけるスクリュ-の回転速度との関係でのスクリュ-の回転に対する抵抗モーメントの変化特性  $M_C = f(n_B)$  と共に、同様な運転状態におけるスクリュ-電動機の機械的特性  $n = f(M)$  も含まれる。電動機の機械的特性曲線がスクリュ-の抵抗モーメントの特性曲線と交わる点が推進機の整定（静的）運転状態を決定する。

スクリュ-の回転に対する抵抗モーメントとスクリュ-の回転速度との関係を決定する特性が計算を始めるに当って初期データとなる。碎氷船についてはこれは開水面におけるスクリュ-の抵抗モーメント  $M_B = f(n_B)$  およびスクリュ-と氷との相互作用にみられる抵抗モーメント  $M_\ell = f(n_B)$  である。即ち

$$M_C = M_B + M_\ell = f(n_B) \quad (128)$$

曲線  $M_C = f(n_B)$  に基づいて選び出される推進機の機械的特性  $n = f(M)$  は推進機の全ての運転状態を満足させるものでなければならない。従って、 $n = f(M)$  の選定に際しては抵抗モーメントの総合特性を求める必要がある。

特性  $M_B$  は解析手法によって求めるか、あるいは試験水槽での模型プロペラの試験データ（通常、砕氷船の進行速度を  $V = 6 \text{ kt}$  とした試験）から求める。

スクリュ-翼に氷が入ることによってもたらされる抵抗モーメント  $M_f = f(n_B)$  を求めるには文献(35)で述べられている方法を用いることができる。その場合、ディスクに対する接線方向の力の大きさと共にその力が加えられている艇についても知る必要がある。

氷の破壊に必要な力は次式から求めることができる。

$$P = p f \quad (124)$$

ただし  $p$  - 氷の碎壊に対応する圧力

$f$  - 破壊される氷の横断面の面積

スクリュ-翼による氷の破壊過程の観察から、この過程は楔の作用過程にたとえられることがわかる。羽根が氷に切入ると羽根の辺端部による氷の圧壊が起きるが、その幅は羽根の厚さ  $e$  にほぼ等しい。この圧壊は剪断を伴う。従って、氷の破壊に必要な力を均等に作用する 2 つの力、即ち圧壊力  $P_{CM}$  と剪断力  $P_{CK}$  の和として表わされる。

$$P_1 = P_{CM} + P_{CK} \quad (125)$$

圧壊力は翼車に対する接線方向の向きをもち、次式で求められた。

$$P_{CM} = p_{CM} f_{CM} = p_{CM} \ell \cdot r_e \quad (\text{kg}) \quad (126)$$

ただし  $p_{CM}$  - 圧壊により氷を破碎する圧力（計算では  $260000 \text{ kg/m}^2$  と採られる）、 $\ell_1$  - 平均翼厚( $m$ )、

$r_\ell$  - 氷塊への羽根の切入深さ ( $m$ )。

剪断力は圧壊力に対し或る角度をもった向きをもつ。ディスク面上に剪断力を投影することによって、回転に対する抵抗モーメントを生ぜしめるこの力の成分が下記のように得られる。

$$P_{CK} = p_{CK} r_\ell \frac{V}{z n_B} \tan \alpha \quad (\text{kg}) \quad (127)$$

ただし  $p_{CK}$  - 剪断によって氷を破碎する圧力 ( $65000 \text{ kg/m}^2$  と採る)、 $V$  - 船の速度 ( $m/\text{sec}$ )、 $z$  - 羽根の

枚数、 $n_B$  - スクリュ-の回転速度 ( $\text{r.p.s.}$ )、 $\alpha$  - 羽根の前縁部に対する接線とディスク面とで成す角。

その場合、次式が得られる。

$$P_1 = p_{CM} e_1 r_\ell + p_{CK} r_\ell \frac{V}{z n_B} \tan \alpha \quad (\text{kg}) \quad (128)$$

力  $P_1$  はスクリュ-の回転軸に関しては下記の艇に付加されている。

$$R_M = \frac{D - r_\ell}{2} \quad (\text{m}) \quad (129)$$

ただし  $D$  - スクリュ-の直径 ( $\text{m}$ )

以上のことから回転に対する抵抗モーメントは次のように与えられる。

$$M'_f = P_1 \cdot R_M \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad (130)$$

以上で述べたことは全てスクリュ-翼による氷の破壊に際して氷の圧壊と剪断が起きる場合に相当する。スクリュ-翼に氷がからみ込んでその回転速度が低下し、従って剪断ピッチも幅が広くなる場合には、或る回転速度のもとでは氷の圧壊のみが起きる。

圧壊によって氷を破碎するのに必要な力は次式から求められる。

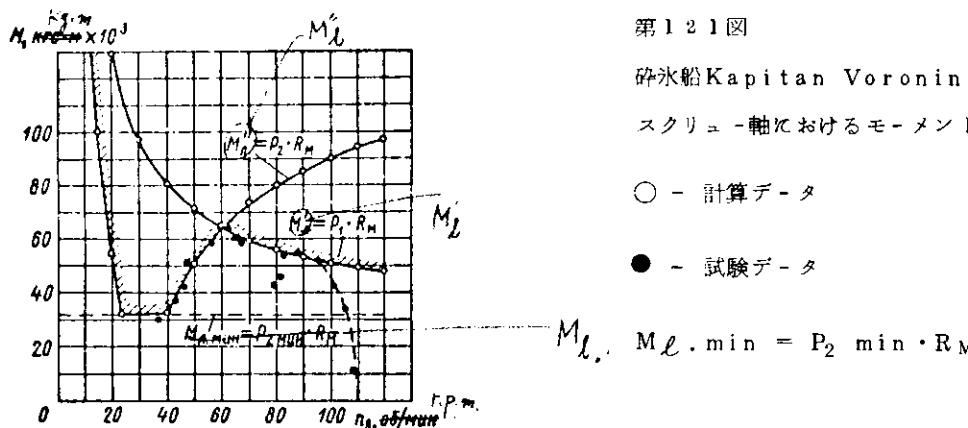
$$P_2 = p_{CM} r_\ell b_{cp} \sin \alpha_1 \left| \frac{n_B - k \cot \alpha_1}{\sqrt{n_B^2 + k^2}} \right| \quad (\text{kg}) \quad (131)$$

$$\text{ただし } b_{cp} - \text{羽根の平均厚さ (m)}, \alpha_1 - \text{羽根の計算上の断面のピッチ角}, k - \text{係数} (R = \frac{V}{\pi(D - r\ell)})$$

スクリューの回転に対する抵抗モーメントを表わす式は次のような。

$$M''_{\ell} = P_2 \cdot R_M \quad (122)$$

ここで指摘しておくべきことは、圧壊力および抵抗モーメントのそれぞれ最小値は  $n_B = V/H$  (即ち零スラストのピッチ) に対応することである。この場合には氷の圧壊面上への羽根の幅の投影は  $e_1$  に等しい、(Vはプロペラのピッチ) 関係式  $M'_{\ell} = f(n_B)$  および  $M''_{\ell} = f(n_B)$  を作成し、これらを最小抵抗モーメントの値で限界付ければ、羽根に氷が入り込むことによってもたらされる抵抗モーメントの特性を回転速度の関数として得られる (第121図の斜線付曲線)。



第121図

碎氷船Kapitan Voronin号の船首部  
スクリュー軸におけるモーメント

○ - 計算データ

● - 試験データ

$$M_{\ell, \min} = P_2 \cdot R_M$$

プロペラの抵抗モーメントの総合特性  $M_C$  は式 (123) に従って特性  $M_B$  と  $M_{\ell}$  の縦座標を合計することによって作成できる。

スクリュー電動機の機械的特性は下記の考え方に基づいて選定することができる。

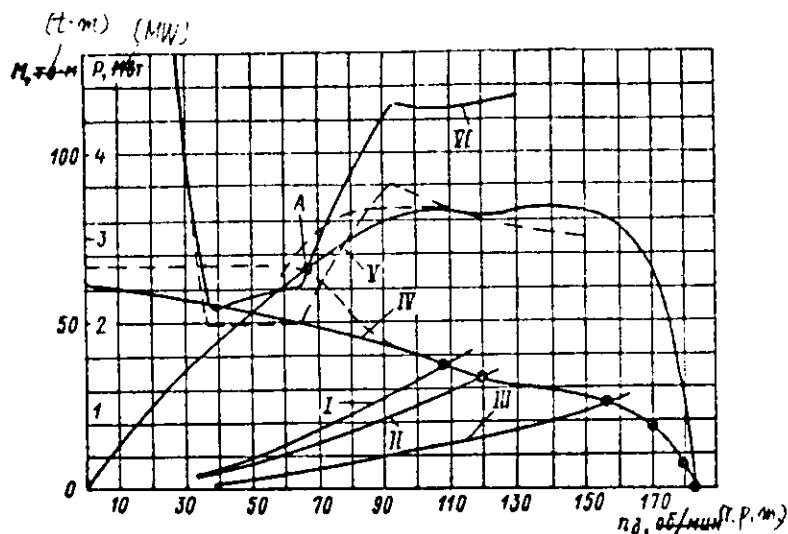
- (a) スクリュー電動機の回転速度の限界値 (例えばプロペラ損失の場合) はソ連船舶管理局の基準およびスクリュー電動機の納入に関する技術的条件に対応するものでなければならない。
- (b) 開水面航行から繫留までのスクリュー電動機の特性領域において機械的特性は出力一定の双曲線と一致しなければならない。
- (c) 繫留状態に対応する  $n_{g1}$  から零スラストに対応する  $n_{g2}$  に至るまでのプロペラの回転速度範囲において機械的特性は出力一定の双曲線にできるだけ近い位置を占めなければならず、また特性  $M_C$  と交わらなければならない。その際、スクリュー電動機の回転トルクは最大値とならなければならない。

諸パラメータの選定およびスクリュー推進機、発電機、励磁系の諸特性の計算は碎氷船のスクリュー電動機について既に示されている諸静特性に基づいて行なわれる。

第121図には碎氷船Kapitan Voronin号の船首スクリューの特性 (氷に対する羽根の切込み深さ 1m, 船速 1.6 m/sec の場合) を計算で求めた結果を示す。また同図にはプロペラと氷との相互作用の過程をオシログラフ撮影して得られた氷のモーメントの実際値も示されている。ここで計算値と実測値は極めて満足すべき一致をみている。

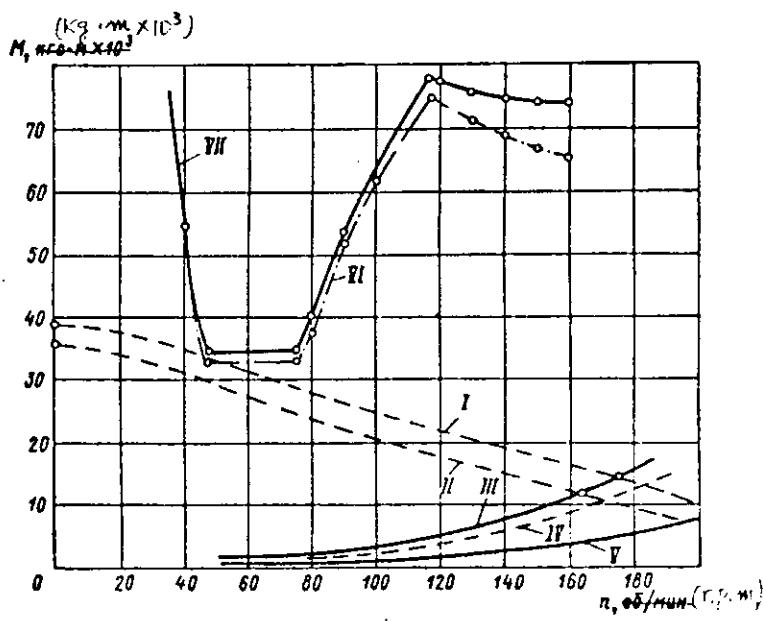
第122図は碎氷船Moskva号のプロペラと氷との相互作用状態の特性を切込み深さが翼長の半分の長さの場合について示したものである。この碎氷船のG E U (電動推進機) の機械的特性 (曲線IV) は曲線VIとの共通点をもたない。実際にはこのことはプロペラ膠着の頻繁な場合につながる。同図で破線はプロペラの膠着を生じなくする機械的特性を表わす。実際の曲線IVとは異なり、或る区間における望ましい形状の機械的特性曲線 (これは出力一定の双曲線の延長であり、図では破線で示される) は点Aにおいて曲線VIと交わっており、この点において最大トルクの達成を保証している。

第123図には碎氷船Kapitan Voronin号が速度 6 Kt で航行するときのプロペラと氷との相互作用の状態に



第122図 砕氷船Moskva号の電動推進機の静特性

- I - 繁留状態の特性
- II - 氷海航行時の特性
- III - 開水面航行時の特性
- IV -  $M = f(n)$
- V -  $P = f(n)$
- VI -  $M_C = f(n)$

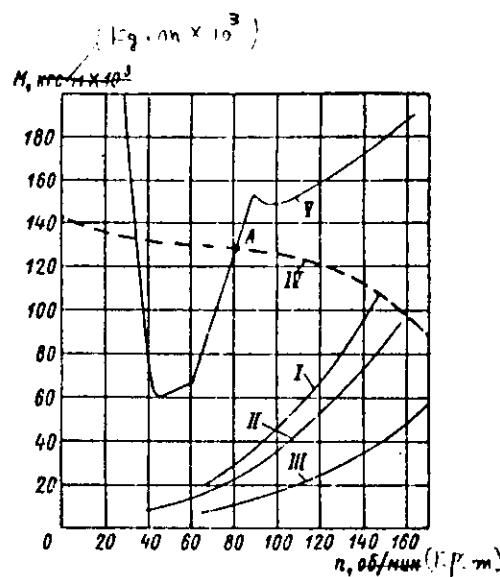


第123図 砕氷船Kapitan Voronin号の電動推進機の性特性

- I -  $n = 400 \text{ r.p.m.}$  のときの  $M = f(n)$
- II -  $n = 325 \text{ r.p.m.}$  のときの  $M = f(n)$
- III - 繁留状態の特性
- IV - 氷海航行時の特性
- V - 開水面航行時の特性
- VI -  $M_C = f(n)$
- VII -  $M_{\ell} = f(n)$

に対する静特性を示す。スクリュ-電動機の機械的特性は発電機回転速度の2つの値、即ち定格値325 r.p.m. および最大値400 r.p.m. を対象に作図した。プロペラの羽根が氷に切込む深さは羽根の長さの半分とした。同図から、電動推進機は定格運転状態においても、また全力運転状態においても、プロペラと氷との相互作用する際には成功裡の運転を保証し得ないことがわかる。

第124図は原子力船Lenin号の電動推進機G EUの中央の推進機回路の静特性を示す。全出力時にはその推進機はプロペラに氷が入り込んだ場合に正常運転を保証し得る状態にある。即ち特性曲線 $M = f(n)$ は特性曲線 $M_C = f(n)$ と交わっている。点AはG EUの安定運転を特徴付ける点である。計算から、プロペラと氷との相互作用が限界的に可能な限りの相互作用である場合においてすら膠着は起きないことが明らかになっている。砕氷船の実際の運航経験からはスクリュ-が膠着した場合は認められていない。



第124図

原子力船 Lenin 号の電気推進式主機静特性

- I - 繼留状態の特性
- II - 氷海航行時の特性
- III - 海水面航行時の特性
- IV -  $M = f(n)$
- V -  $M_C = f(n)$

以上で提案した計算方法を用いるならば、氷海内の推進機の動作に対して提起される基本的な諸要件を考慮した電動推進機 G E U の最適静特性を選定することができる。計算結果が示すところによれば、スクリューアー軸の回転トルクが一定値に維持されるとき制動時間（逆転開始から開水面での停止までの時間）は 4.6%，また船が通過する通路の長さは約 4.7%，スクリューアー軸出力一定時における同様なパラメータに較べて、それぞれ増大する。その場合、全制動時間（逆転開始から全速後進に達する時点までの時間）はほぼ 7.1% 増大する。

## 第8章 碎氷システム

### 第27節 ヒーリング・システムとトリミング・システム

ヒーリング・システムの主要目的は膠着対策である。耐氷航行性の改善と開水面での減搖のためにこの方式を採用することが妥当であるとする若干の専門家の見解は、試験結果および実際の運航経験から立証されていない。例えば、密接氷域におけるMoskva号型碎氷船の実船試験に依れば、ヒーリング・システムの働きは砂氷船の船首搖れを増大させるだけで、碎氷船の進行運動の平均速度は実際上変わらないことが明らかになっている。若干のカナダの専門家の見解によれば、ヒーリング・システムは碎氷船を膠着から解放するという主目的を正当化するものではなく、碎氷船へのその設置は推奨できないとされている。

碎氷船のトリミング・システムもまた碎氷船を膠着から解放するために、また更には碎氷船に所要の喫水を賦与するために適用される。既に第9節で示した通り、碎氷船が楔状膠着状態から離脱するためにはプロペラの後推進力が碎氷船を引留める摩擦力よりも大きくなる必要がある。この摩擦力の低減化は静摩擦を動摩擦に移すこと、または損失浮力を少なくすることによって可能となる。これに基づく横傾斜およびトリミング・システムの2つの作動方式はタンクからタンクへ液体を移送する方式とパラストをタンクから排出する方式である。

碎氷船のヒーリング・システムは減搖タンク、配管系、ポンプおよび補助装置類から構成され、減搖タンクは船体中心線面に対称状に船体中央部の二重船殻区域に設けられる。左舷のタンクと右舷のタンクは管路で結ばれ、ヒーリング用ポンプによってヒーリング・パラストがその管路を通って移送される。この管路は大口径のパイプである。ヒーリング用ポンプの台数はタンク群の数に対応している。各タンク群には1つの管路で結ばれる左右両舷のタンクが含まれる。各移水管には電動型遮隔制御弁が取付けられている。これらの弁によってタンクの注水と放水を調整し、またタンクの切離しも行なう。ポンプおよび弁の制御は手動または自動によって船橋、中央制御室または局所制御室から行なわれる。各区画のベンチレーションおよびタンク内空気の吸出しあは空気パイプによって行なわれる。

このシステムの作動状態を監視するため制御盤にタンク内水位の指示器が設けられている。若干の碎氷船ではヒーリング・タンクを補助的な燃料タンクとして用いている。この場合には燃料を取出すためにしかるべき配管系と弁類が設置されている。

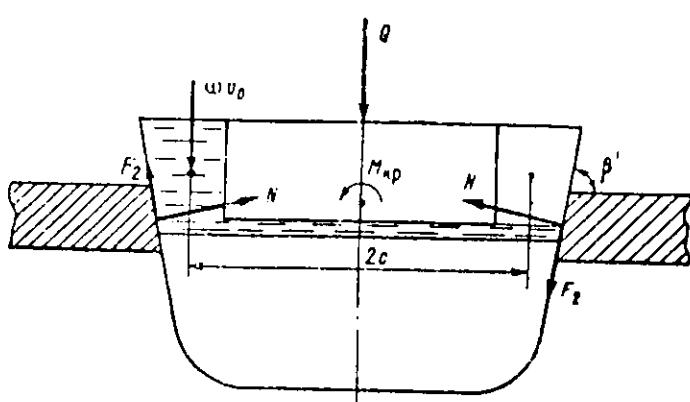
ここで、静摩擦を動摩擦に変え、碎氷船が推進機の後進運転によって膠着状態から離脱するためにヒーリング・システムが作り出すべき最小横傾斜モーメントを求めてみる。

まず、最も苛酷なケースとして碎氷船が船体中央部分で膠着した場合( $\alpha' = 0$ の場合)について検討してみる。スクリューが後進回転するとき各舷側の水線面では推力の半分に等しい下記の摩擦力が働く。

$$F_1 = \frac{\bar{T}_2 \cdot kh}{2} \quad (133)$$

この場合、明らかに、 $F_1 < F_{\max} = N f_{CT}$   
となる(ただしNは正規圧力)。

パラストを移送する方法でヒーリング・システムを働かせる場合、横断平面では横傾斜モーメント $M_{KP}$ が作用し、船体と氷との接觸領域には付加的な摩擦力 $F_2$ (フレームに対する接線方向に両舷から作用する)が現われる(第125図)。横断平面において船体の回転が可能となる条件は力 $F_1$ と $F_2$ の自乗和が最大摩擦力に等しい値に達すること、



第125図 ヒーリング・システムによって  
碎氷船を離脱させる際の力の作用図

即ち下記の式が成立することである。

$$\sqrt{F_1^2 + F_2^2} = F_{\max} = f_{cr} N \quad (134)$$

その場合、下記の条件が成立しなければならない。

$$M_{KP} \geq F_2 B \sin \beta' \quad (135)$$

$$\text{または } F_2 \leq \frac{M_{KP}}{B \sin \beta'} \quad (136)$$

式(133)および式(135)に従って求められる  $F_1$  および  $F_2$  の値を式(134)に代入し、且つ正規応力の値が  $N = \frac{Q}{2 \cos \beta'}$  であることを考慮すれば、次式が得られる。

$$M_{KP} \geq \frac{B \sin \beta'}{2} \sqrt{\frac{f_{CT} Q^2}{\cos^2 \beta'}} - \bar{T}_{z,kh}^2 \quad (137)$$

砕氷船のヒーリング・システムが作り出すべき最大横傾斜モーメントは次のものである。

$$M_{\max} = \omega c v_0 \quad (138)$$

ただし、 $\omega = 1 \text{ t/m}^3$  - 水の比重、 $v_0$  - 片舷のヒーリング・タンク群内の水の全体積、 $2c$  - ヒーリング容積の左右両舷の重心間の距離

現存の砕氷船の大多数に対して  $2c/B$  比は 0.8 と探ることができる。その場合、関係式(137)および(138)を考慮すれば、砕氷船を膠着状態から離脱させるのに必要な片舷のヒーリング・タンクの容積を表わす下記の式が得られる。

$$v_0 \geq 1.25 \sin \beta' \sqrt{Q^2 \frac{f_{CT}^2}{\cos^2 \beta'}} - \bar{T}_{z,kh}^2 \quad (139)$$

$f_{CT} = 0.3$ 、 $\beta' = 70^\circ$ の場合について式(139)によって行なった計算から、若し砕氷船の膠着時における船体浮上量が  $\Delta T_{CP} = 0.2 \text{ m}$  を超えるならば片舷のタンク群内のヒーリング・バラストの重量は損失浮力には等しくならなければならない。即ち次式が成立しなければならないことが判る。

$$\omega v_0 \approx Q \quad (140)$$

現存の大出力砕氷船において片舷のヒーリング・バラストの重量がほぼ 500 t、また中級型砕氷船では 400 t であると看做せば、式(140)から、大出力砕氷船が膠着状態からヒーリング・システムを使って離脱できる条件は  $\Delta T_{CP} \leq 0.25 \text{ m}$  のときであり、また同じく中級型砕氷船では  $\Delta T_{CP} = 0.2 \text{ m}$  のときであることになる。

ヒーリング・バラストの両舷間移送操作によって船体と氷の接触領域において、氷の曲げ破壊が起きる場合、即ち砕氷船が膠着状態から離脱できる可能性、について検討してみる。

摩擦を考慮しない場合、氷盤の縁に作用する力は損失浮力の半分の大きさ ( $Q/2$ ) に当る垂直力と、付加的な力  $\omega v_0/2$  である。半無限平板の氷を破壊する垂直力  $P_p$  を表わす理論式は下記の形で示される。

$$P_p = k \sigma_p h^2$$

ただし、 $k$  - 比例係数、 $\sigma_p$  - 氷の曲げ強さ、 $h$  - 氷厚

比例係数  $k$  の値は諸文献のデータに依れば 0.5 ~ 1.33 の範囲にある。ここで  $k = 0.7$  と探れば、ヒーリング・システムを動かせるときに氷を破壊する垂直力、を表わす下記の式が得られる。

$$P_p = \frac{1}{2} (Q + v_0) = 0.7 \sigma_p h^2 \quad (141)$$

$\sigma_p = 80 \text{ t/m}^3$  の場合に対する破壊された氷の厚さと船体浮上量との関係を第 126 図(a)に示す。同図から理解できるように、比較的僅かな船体浮上量 ( $\Delta T_{CP} \approx 0.2 \text{ m}$ ) を伴なって膠着した場合に大出力砕氷船は厚さ 1.9 m の氷を曲げによつ

て破碎することができ、また中級型砕氷船が破碎できる氷厚は 1.6 m である。 $\Delta T_{CP} = 1.0$  m の場合には破壊できる氷の厚さは大出力砕氷船で 4.2 m、中級型砕氷船で 3.65 m である。ヒーリング・システムを使って砕氷船が曲げにより破壊できる氷厚は  $\Delta T_{CP} = 0.2$  m のとき平均して 50 %、また  $\Delta T_{CP} = 1.0$  m のとき 10 % それぞれ増大する。

氷中に曲げによるクラックが生じている場合にすらも砕氷船が膠着状態に留まっている場合がしばしばみられる。このような場合には砕氷船は氷を破壊した後に生成した氷塊群内で失速し、氷塊の押し沈めができない状態にある。このように、氷を破碎したときに必ずしも船体の降下が起きず、また膠着状態から離脱するのに充分な浮上量の減少も得られない。既に第 15 節で示したように、現存の諸砕氷船の船体中央部の船体線図、形状は氷の下縁の破壊が起きなければ自由に氷塊を押し沈めるための条件を保証するものではない。

この下縁の破壊はその応力が限界圧縮強度に達したときに起る。

第 85 図との関連でみれば、氷縁 A における応力は下記のように表わすことができる。

$$\sigma_A = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad \dots \quad (142)$$

ただし、 $\sigma_1 = \frac{6P_z b_0}{\ell_0 h^2}$  — モーメント  $P_z y$  による圧縮応力

$$\sigma_2 = \frac{P_y}{\ell_0 h} \quad \text{— 応力 } P_y \text{ による圧縮応力}$$

$$\sigma_3 = -\frac{6P_y a_0}{\ell_0 h^2} \quad \text{— モーメント } P_y a \text{ による引張応力}$$

$a_0$  と  $h$  との関係は  $a_0 = \frac{h}{2} \cos \beta'$  であると看做す。その場合、砕氷船が膠着したときには  $P_z = \frac{Q}{2}$  および  $P_y = \frac{Q}{2} \tan \beta'$  であることを考慮すれば、押し沈められるべき氷縁 A における総応力を表わす次式が得られる。

ヒーリング・システムが無い場合には

$$\sigma_A = 6 \cdot \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_0}{\ell_0 h} \left( \frac{b_0}{h} + \tan \beta' - 3 \sin \beta' \right) \quad \dots \quad (143)$$

ヒーリング・システムを働かせる場合には

$$\sigma_A = 6 \left( \frac{Q}{2} + \frac{v_0}{2} \right) \frac{b_0}{\ell_0 h} \left( \frac{b_0}{h} + \tan \beta' - 3 \sin \beta' \right) \quad \dots \quad (144)$$

上記の諸式で  $\ell_0$  は氷盤と氷塊との接触領域の長さを示す。

ここで  $\beta' = 70^\circ$  と採れば、上記の前者と後者の各場合に対してそれぞれ次式が得られる。

$$\sigma_A = 6 \cdot \frac{Q}{2} \cdot \frac{b_0}{\ell_0 h^2} \quad \dots \quad (145)$$

$$\sigma_A = 6 \left( \frac{Q}{2} + \frac{v_0}{2} \right) \frac{b_0}{\ell_0 h^2} \quad \dots \quad (146)$$

$b_0 / \ell_0$  比は或る条件的なパラメータであると看做す。Moskva 号型砕氷船について得られた試験データの処理結果によると、厚さ 1.6 m で限界圧碎強度  $\sigma_c = 250 \text{ t/m}^2$  の氷に対しては、この  $b_0 / \ell_0$  比の値を 0.5 と採ることができる。

第 126 図(b)は、砕氷船膠着時の船体浮上量と氷厚との間には氷塊の押し沈めによる膠着からの離脱条件を制限する関係が存在することを示している。例えば、船体浮上量が  $\Delta T_{CP} = 0.4 \text{ m}$  のとき大出力砕氷船が楔状膠着を起こすときの氷厚は 2.2 m 以上であり、また中級型砕氷船の場合には氷厚が 1.9 m 以上のときに膠着する。

砕氷船が膠着する氷の厚さは船体浮上量が増大するにつれて増大する。例えば、 $\Delta T_{CP} = 0.8 \text{ m}$  のとき大出力砕氷船は厚さ 3.1 m 以上の氷中に膠着し、中級型砕氷船は 2.7 m 以上の氷厚のもとで膠着する。また第 126 図(b)からヒーリング・システムは砕氷船が膠着状態から離脱するのを助成することがわかる。この場合にはヒーリング・システムの働きによって砕氷船はもっと厚い氷をも押し沈めることができる。第 125 図(a)と第 126 図(b)を比較すれば、膠着時には氷を押し沈めることよりも破壊することの方が容易であることが明らかになる。

従って、膠着時に、氷中に曲げによる破壊が出現することは離脱のための必要条件であるが、十分条件ではない。即ち後者は氷塊を押し沈めた後に到来する。

タンク内のバラストを排出する手段によってヒーリング・システムを動かせるとき、砕氷船を引留めている摩擦力は排出されるヒーリング・バラストの重量に比例して減少する。ヒーリング・バラストの重量を大出力砕氷船で 500 t (吃水 1 cm 当り 2 t)，中級型砕氷船では 400 t (吃水 1 cm 当り 15 t) と探れば、上記の方法でヒーリング・システムが作動するとき砕氷船が楔状膠着状態から離脱できるのは、船体浮上量が 0.3 ~ 0.35 m の場合であることが明らかになる。

砕氷船のトリミング・システムの主要な構成要素はヒーリング・システムのそれと同じである。この場合のタンクは船首部および船尾部の先端区画に設置されている。ト

リミング・システムとしてはその基本構造上 2 種類の型式、即ち独立タンクシステムと閉回路システムが採用されている(第 127 図)。

閉回路システムではタンクとタンクを結ぶ大口径のパイプが船首部から船尾部に向って全船長に亘って通っているので砕氷船の活動力を低下させる。主要な横隔壁を貫通しないようにとパイプは二重底下に配置されているが、これには技術上の困難が伴なう。閉回路システムの利点は、これを砕氷船自体の浸水対策として利用できる点にある。砕氷船の船

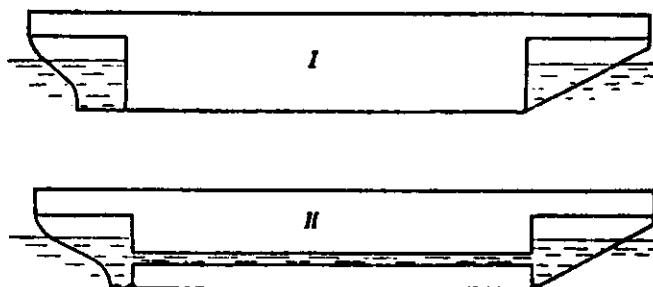
底全体に伸びているパイプには 2 ~ 3 の分岐管を有しており、これらは各舷から甲板に引出され、浸水の迅速な排出に有利な条件をつくり出す。この場合の排水には、全てのトリミング用ポンプを同時に使用できる。

閉回路トリミング・システムはその系のポンプを使ってヒーリング・タンクに注水することができるので、ヒーリング・システムに独自の取入口を設ける必要がない。砕氷船のトリミング・システムのキングストン弁の構造は氷箱に似ている。

トリミング・システムを用いて砕氷船を膠着状態から離脱させるためにはタンク間のバラスト移送によってトリムを変える(これは静摩擦の動摩擦への移行を促進する)方法か、または氷に対する船体の垂直圧力、また従って、摩擦力を低減するためにトリミング用タンク群を同時または逐次排水する方法がとられる。

経験に依れば、船体の回転軸が船体と氷との接触領域を通過することになるバラスト移送方法によるトリミング・システムの働きは膠着からの離脱に対する効果が小さい。また船体の回転を試みても砕氷船が相変わらず膠着状態にとどまり続けた場合も認められている。砕氷船が離脱できるためには船体回転過程において、船体と氷との接触領域にある氷を更に圧碎する必要があり、これによって船体の降下、即ち船体浮上量の減少がもたらされる。

砕氷船に比較的大きなトリミング・タンクが設けられているときに最大の効果を発揮するのは第 2 の離脱方法である。



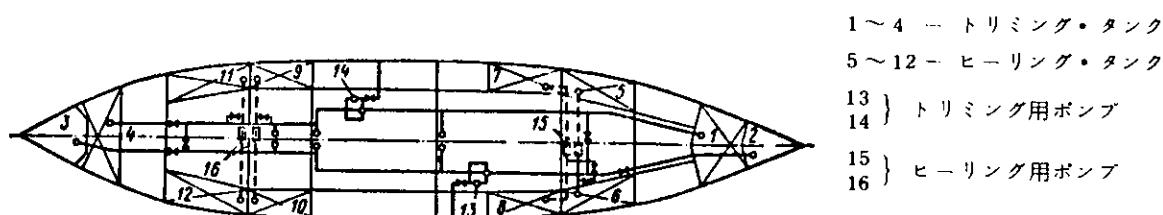
I - 独立タンクシステム, II - 閉回路システム

第 127 図 トリミング・システムの型式

この場合、トリミング・タンクから排出されるバラストの重量が膠着時の損失浮力Qの値に等しいか、或いはそれに近い値であれば、接触領域における正規圧力、また従って摩擦力は、減少し零になる。既に指摘した通り、楔状膠着時における船体の最大浮上量は $\Delta T_{CP} = 1\text{ m}$ を超えない。そうすれば、上述の条件を満すためにはトリミング・タンク群の総容積は大出力砕氷船では、ほぼ $2000\text{ m}^3$ 、中級型砕氷船では $1,500\text{ m}^3$ とならなければならない。

トリミング・システムの効果はタンクにおけるバラスト氷の排出 - 注入時間にも左右される。またこの時間は他の諸条件が同一のもとでトリミング用ポンプの容量に依存する。

第128図は大出力砕氷船 Moskva号のヒーリングおよびトリミング・システムの回路構成を示す。ヒーリング・システムは8基のタンク(各舷に4つ)を有し、閉回路トリミング・システムは4基のタンク(船首部と船尾部にそれぞれ2つ)



第128図 砕氷船 Moskva号のヒーリング・システムとトリミング・システム配置図

を有する。相対置されたヒーリング・タンクおよびトリミング・タンクの間はそれぞれパイプで結ばれ、そこに循環ポンプが設置されている。ヒーリング・システムのパイプはトリミング・システムのパイプと連絡されている。またヒーリング・タンクを燃料タンクに使用できるように配慮されている。

第24表 ソ連の砕氷船のヒーリングおよびトリミング・システムの諸元

砕氷船	システム	タンク総容量 $v$ ( $\text{m}^3$ )	$v/\Delta$ (%)	ポンプ容量 ( $\text{m}^3/\text{hr}$ )	移送時間 (分)
Moskva	ヒーリング	942	7.1	$2 \times 3,800$	4
	トリミング	906	6.8	$2 \times 500$	30
Sibiri	ヒーリング	780	7.4	$1 \times 4,000$	10
	トリミング	720	6.8	$1 \times 1,500$	15
Krasin	ヒーリング	290	2.9	$1 \times 2,500$	0.25
	トリミング	333	3.3	—	15
Kapitan	ヒーリング	316	5.9	—	3
Velousov	トリミング	314	5.9	$1 \times 1,000$	10
Vasilii	ヒーリング	196	7.1	$1 \times 1,000$	4
Pronchishchev	トリミング	251	9.2	$2 \times 800$	12

表25表 諸外国の砕氷船のヒーリング・システムの諸元

砕氷船	タンク総容量 $v_0$ ( $\text{m}^3$ )	$v/\Delta$ (%)	ポンプ容量 ( $\text{m}^3/\text{hr}$ )	移送時間 (分)
ラブラドル	250	4.6	$3 \times 3,600$	3
ウインド	450	8.5	$3 \times 3,600$	3
グレーシア	640	7.5	—	3
タルモ	340	7.0	—	2
カルフ	200	6.2	—	3
ボイマ	320	7.3	—	3
オーデン	400	8.0	—	3
トール	480	9.2	—	1.5
ゼネラル・サン・マルチン	300	7.0	—	2~6
ふじ	290	3.7	$2 \times 4,500$	—

第 24 表および第 25 表はソ連および諸外国の砕氷船で採用されているヒーリング・システムおよびトリミング・システムの諸元を示す。これらの表から明らかのように、ヒーリングおよびトリミング・システムの容量は各種船級の大多数の砕氷船において排水量の 6 ~ 8 %に相当している。砕氷船の排水量の増大(即ちその船級の昇格)に伴ないヒーリングおよびトリミング・タンク群の容量も増大しているが、その排水量に対する比率は一定に保たれている。

ヒーリングタンクの容量の決定に際し、バラスト放出方式によりシステムを働かせて膠着状態から離脱するためには放出されるヒーリング・バラストの重量は損失浮力に等しくなければならぬと近似的に看做すことができる。両舷間のバラスト移送方式を採用する場合には片舷のタンク群のバラストの重量が損失浮力に等しくなければならない。従って、前者の方ではヒーリング・タンクの総容量は後者の方に較べて半分で済む。

大出力砕氷船の船体浮上量  $\Delta T_{CP} = 1 \text{ m}$  に対応する損失浮力はほぼ 2,000 t である。大出力砕氷船に 2,000 m<sup>3</sup> 容量のヒーリング・システムを配置することは実際問題として可能とは思われない。従って、ヒーリング・システムおよびトリミング・システムの計画に際してはこれらのバラストの総重量が膠着時の最大損失浮力に等しくなるように考慮するのが妥当であり、その際にトリミング・タンクとヒーリング・タンクの容量比は 3 : 1 に近くなければならない。この場合、大出力砕氷船のトリミング・システムの容量は約 1,500 m<sup>3</sup>、ヒーリング・システムの容量は約 500 m<sup>3</sup>となろう。ただし、ヒーリング・タンクの容量は片方の船側にバラストを移送したとき、甲板が浸水するほどに大きくなつてはならないことを考慮する必要がある。このような事態を無くすためには、氷縁の瞬間的な破壊に際し(そのとき砕氷船には動的横傾斜モーメント  $M_a$  が加えられ、これによって生じた横傾斜角が静的横傾斜角を超える)、計算に安全率を導入する必要がある。その値は第一次近似において 1.5 と採ることができる。一般に砕氷船については、甲板が水面に入るようになる横傾斜角は 20° に近く、そのとき静的許容横傾斜角は  $\theta \approx 13^\circ$  である。以上のことを考慮するとき、甲板が浸水しない限りでの片舷のヒーリング・タンク容量を求める式は下記のように表わされる。

$$v_0 = \frac{M_{KP}}{\omega_c} = \frac{M_a \theta}{\omega_c} \quad \dots \dots \dots \quad (147)$$

ただし、  $M_a$  — 船体を 1 度だけ横傾斜させるモーメント ( t·m / grad )

$\theta = 13^\circ$  — 動的荷重が加わるときの許容横傾斜角

ヒーリングおよびトリミング・システムに使用するポンプ群の容量はタンクからタンクにバラストを移送するのに必要な時間、またはタンクからバラストを排水するのに必要な時間によって決められる。最適移送時間の選定については、楔状膠着時の船体揺れ(ゆさぶり)問題を検討した D. E. Kheisin および E. Yu. Petrov の研究結果<sup>18)</sup>は興味有るものである。彼等の研究によれば、揺れ周期との関係で氷中に屈折 - 重力的性質の波が発生する。氷盤がその振動を抑制し、その結果、氷中における船体の動搖の振幅 - 周期特性は開水面における動搖特性とは根本的に異なつたものになる。

氷厚  $h < 1.5 \text{ m}$  の場合、動搖装置の周期と大出力砕氷船の固有動搖周期とが一致するときに共振に酷似した現象が観察される。この場合、外的荷重の静的作用によって生じる変位に較べて僅かながら大きい船体の角変位が生じる。砕氷船が膠着する氷の厚さが増大するにつれて共振現象は實際上消え去る。砕氷船が揺れるときの最大動的モーメントは比較的長い揺れ周期に対する静的モーメントに等しい。揺れ周期が減少するとき、即ちこの周期が砕氷船の固有動搖周期に近づくにつれて、動的モーメントは減少する。

最も苛酷な膠着状態の場合は氷厚 1.5 m 以上のもので観察されているから、船の固有揺れ周期に等しい周期をもつヒーリングおよびトリミング・システムの採用は砕氷船を膠着状態から離脱させるためには不適であると認められる。

第 24 表および第 25 表から明らかのように、現存の砕氷船のヒーリング・システムにおけるバラスト移送時間はかなり広い範囲(2~10 分)でばらついている。片方の船側から他方の船側へヒーリング・バラストを移送する時間を、トリミング・タンクからバラストを排出するのに必要な時間の  $1/1.5 \sim 1/2$  に短縮することが妥当である。ヒーリングとトリミングの両システムを作動させるときには、トリミング・システムのみを働かせる場合に較べて、より迅速に膠着状態から脱出できる可能性が与えられる。砕氷船のトリミング・タンクの最適排水時間を 8~10 分と採るならば、ヒーリング・

バラストの移送時間は5~6分を超えてはならない。この時間の増大は経済的には有利であるが、その場合軽微な膠着（船体浮上量が0.1m以下）からの離脱にも極めて長時間を要することになるので不適当である。

## 第28節 流体力学的システム

砕氷船が全密接砕氷内また高密接砕氷内で運動するとき、船体の水中部分は氷塊片でびっしりと取囲まれている。このことは付加抵抗源となり、推進器—舵システムへの氷塊の侵入を招き、また小砕氷による可成りの水路閉塞をもたらす。

観察から明らかのように、水路内の砕氷の密接度は9~10級に達することがある。このような状況では重水中の船舶誘導効果が低下し、水路開設後に船舶の曳航が必要となる。最近、砕氷船の後にできる水路内の砕氷の密接度を低下させ、且つ推進器を保護する問題を一挙に解決するための精力的な各種試みが進められている。この目的のために船首部および船体中央部に突起板を設置して用いる方法があるが、これは望ましい結果をもたらさなかった。模型試験によれば、この種の突起板は氷の一部を水路線の下に排除することができるが、密接氷内の抵抗を著しく増大させることが判明している。

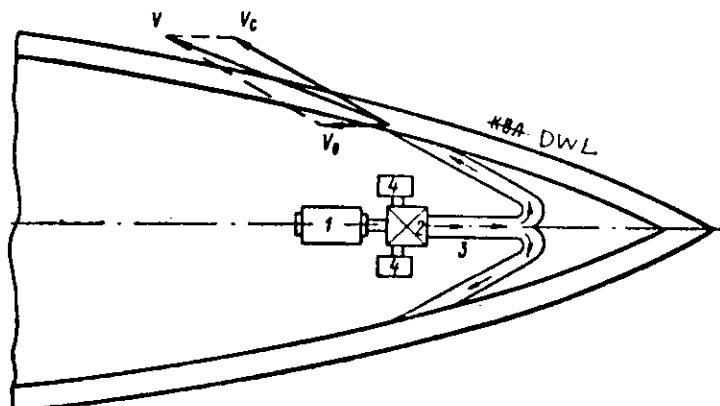
近年に至り、砕氷船の水面下の船体部分から一定方向の放水を行なう流体力学的方式に関する研究が進められている。この種の方式の作動原理は噴射水エネルギーを利用して氷と外板との間に“潤滑”状態を作り出し、また船体から氷を排除することにある。

流体力学的システムの主要要素は管内で作動するスクリューか或いはポンプの回転翼である。取水は船底部で行ない、放水は水線下の両舷に設けられた放水口（案内ノズル）を通して行なう。ソ連では流体力学的システムについて2通りの基本的な型式が研究されている。その1つは主に耐氷航行性能の向上を目的とする高圧放水機構（GOY）<sup>\*1</sup>であり、他の1つは水路からの砕氷の排除を目的とする流体力学的システム（GDS）<sup>\*2</sup>である。

GOYの放水ノズルは水線下でできるだけ船首に近い場所に配置され、ノズル軸の方向は外板に対し比較的僅かな角度をもって船尾部に向かられる（第129図参照）。このシステムは氷塊に対して補足的に放水してやることによって船体に接する氷の抵抗を低減させることを目的としている。同様な作用は船首スクリューも行なう。船首スクリューと比較した場合のGOYの長所は氷による損傷を受けないことがあるが、GOYの設備は砕氷船に要求される船首部船体線図を作り出す上で支障となる。

砕氷船が運動しているときにGOYを動かせた場合、放水ノズル出口の噴射流域内の流速は船の運動速度に等しい基本流速の速度 $V_0$ および噴射流内で生じた速度 $V_c$ から構成される（第129図参照）。この2つの流束が相互に作用し合った結果、噴射流は船体側に押しつけられる。外板領域にある噴射流の速度は増大し、これによって船体から氷塊および雪を排除する。GOYの主要目的が氷の抵抗を低減することにあるにせよ、砕氷船が低速運動するときGOYはスラスターとして利用できるので、その採用は砕氷船の操縦性能改善を促進する。

GOYと異なりGDS（流体力学的システム）においては水の噴射は船の運動方向に逆行し、即ち船首側に向けて、行なわれる。このシステムの放水ノズルは水線下に船体中央より後部の船尾部に配置される（第130図参照）。このよう



1 - 電動機, 2 - ポンプ, 3 - バイブ, 4 - 取水口

第129図 高圧放水機構図

<sup>\*1</sup> - 特許No.172642 , <sup>\*2</sup> - 特許No.237604

ノズル配置が決められる理由は、この部分では船体を取囲んでいる氷塊が船体から離れる傾向をもっていることによる。その結果、氷塊と氷塊との間、また氷塊と外板との間の結合が弱まり、水路縁の下に氷塊を排除することに費やされる仕事量は、氷塊が相互に、また舷側に密接している船首部よりも船尾部における方が少ない。

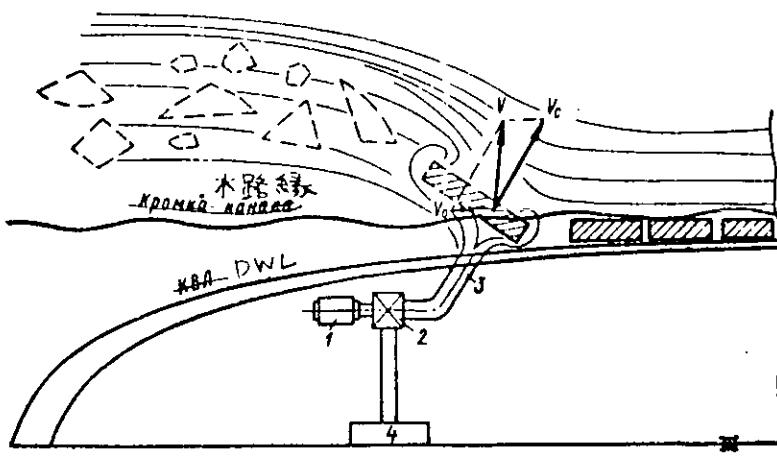
研究結果によれば、水路内の氷塊排除に最も大きな効果を収めるGDSノズル配置は船長の等分割線番号で№11～14の部分に置く場合である。ノズル軸が船首側を向くかまたは船体中心線に対して法線方向に向いているとき碎氷を船体から排除する条件がつくりだされる（第130図参照）

第131図は流力学的システム（GDS）を備えない補助型碎氷船が氷厚約40cmの密接氷域内を運動する場合に、水面下の船体が氷片に取囲まれた状態を示す。氷縁と船体との間には部分的に沈下された大形氷塊が存在する（D帯）、船体に沿って深さ方向に第2区域（C帯）と第1区域（B帯）が接しており、その後にもっと小形の碎片が存在する（A帯）。これは船首による氷の破碎によって生じしたものである。中心線領域の船底部には氷の無い区域が存在する。水面下の船体面における氷塊の分布状態は深さが増すにつれて氷塊の稀薄化、従ってまた船体からの排除の可能性が増すようになっている。従って、GDSの放水ノズルは噴射流の作用が下側の氷塊に及ぶ程度に深い位置に設けなければならない（第131図、B帯）。

GDSの諸特性の計算は模型実験の結果に基づいて行なうことができる。その際、GOYおよびGDSの作動のシミュレーションに当って動的相似が達成されるのは模型と実物のフルード数が相等しいことが成立する条件の場合においてである。模型試験からは碎氷船の舷側における最適ノズル位置および噴射方向を決定することができる。

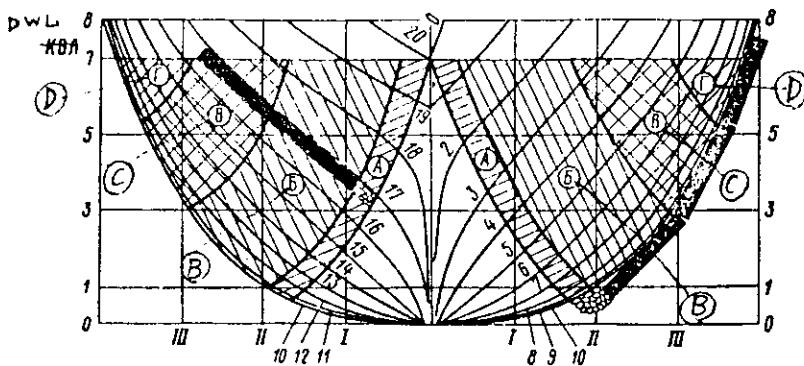
船首部に噴射式スラスターを備えているのはカナダの碎氷船ルイ・S・サン・ローラン号である。そこでは管内に氷が入り込む確率を少なくするため、取水は船底から行なわれる。現在のところ、氷海条件下でのこのシステムの働きに関するデータは得られていない。

流力学的諸システムと同じ目的に供されるものに空気圧式システムがある。フィンランドの会社“Wärtsilä”の空気圧システムでは作動媒体として圧縮空気を使用する。この圧縮空気は船首部から船体中央までのビルジ域に設けられた噴射孔から放出される。大出力碎氷船の場合、空気噴射孔の直径120mm、噴射孔間の距離は5.000mmとなっている。出口の空気圧は静水圧よりも若干高い。気泡は舷側に沿って上昇するが、そのとき水を随伴する。これによつて船体面の補足的な清掃ならびに船体面に接している氷塊の排除ができる（第132図）。



1 - 電動機、2 - ポンプ、3 - バイブ、4 - 取水口

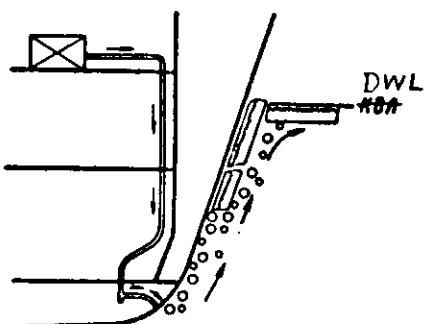
第130図 水力学的システム図



第131図 水面下の船体面における氷塊の分布

空気圧式システムを最初に設置した船舶はフェリー貨物船 Finnkarrier 号であり、その氷中試験が 1970 年にバルト海で実施された。フィンランドの専門家の見解によれば、このシステムは碎氷船が密接氷域（特に起伏状の）内を運動する際の耐氷航行性能を高め、またチャージング碎氷作業における膠着の確率を下げるとしている。またこのシステムもスラスターとして用いられる。

耐氷航行性能を高める目的の碎氷手段としては振動装置も挙げられる。河川用碎氷船にこの種の装置を計画する問題は、専門の文献で解明されている。大出力型および中級型の海洋型碎氷船での振動式システムの採用はその寸法規模の問題、居住性の悪化問題、その他の理由から明らかに不適当である。



第 132 図 空気圧式システム

## 第 29 節 機関冷却水の取水システム、氷箱

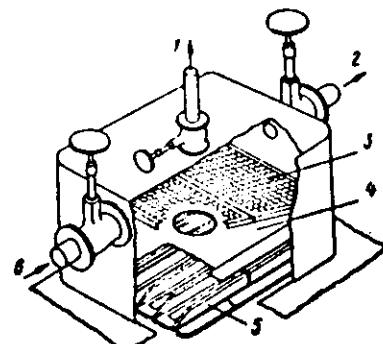
氷の存在は船外水を著しく過冷却し、機関冷却系への供給を困難にし、冷却水系内に氷が生成されることにより冷却系の正常な作動が阻害される。また、推進機の頻繁な逆転運転および低温の故に冷却水中に多量に混入されて、冷却系に入ってくる空気も冷却系の働きを妨げる。

機関冷却系用の取水システムの連続正常運転が保証されない碎氷船は比較的複雑でない氷海条件のもとですら、頼りない状態にされている。従って、碎氷船の設計に際しては、この冷却水の取入れ問題に常に特に注意を払う必要がある。

既に、碎氷船 Ermakov 号では S.O. Makarov の提案に従って氷箱と呼ばれる特殊な構造の取水装置が採用されている。古い碎氷船ではこれは比較的大形で、船体に組込まれたウェル、または囲壁の形をしたものである。現在採用されている氷箱の構造には若干の様式がみられる。

米国の碎氷船で普及している氷箱は Wind 号型碎氷船で実用化されている構造のものである（第 133 図）。これらの氷箱は船底部のディーゼル機関室区域に配置されている。氷箱の取水装置は下側を取水用格子(5)でカバーされている。これは大形氷片を阻止するためのものである。この取水用格子は幾本かの狭い溝状の孔があいた外板の部分をなす。氷箱内には防護板(4)が水平配置されている。これは碎氷船が航行するとき氷箱の内容物の流出を防止するためのものである。防護板の上方には箱を横断して傾斜格子(3)が配置されている。冷却系への給水は氷箱の上部からポンプ(2)によって行なう。この場所、即ち取水用格子部分には系(6)からの使用済み高温水が送り込まれる。このような冷却水循環方式は再循環方式と呼ばれる。この方式によって氷箱に入り込んだ氷片の融解ができ、新らかな着氷を防ぐことができる。氷箱の上部には空気排出および圧力上昇防止のための管(1)が設置されている。

カナダのターボ電気推進式碎氷船ルイ・S・サン・ローラン号で採用されているシステム（第 134 図）では主復水器(1)の冷却用に船外水を取り入れるための氷箱(5)が船底部に配置されているが、この作動も前記の場合と同じ原理によっている。この氷箱の取水用格子は直径 19 mm の孔を幾つかあけた外板の一部分であり、これらの孔の面積と吸入管の横断面の面積の比は 5.5 : 1 である。各氷箱の上部には 3 つの取水室が配置されている。これらはポンプ(2)の吸入接合管(3)に接続されている。各取水室はポンプ(2)の吸入接合管(3)、下のフロアに配置された四角い孔を介して氷箱と連絡している。首部取水室と尾部取水室は互に主水管によって結ばれている。この主水管には中央復水器および左右両舷復水器からの水も送り込まれている。このような主水管の両端には取水室との接続部分に調整弁が配置されている。これらの弁は吸込管に組込まれた温度検出器によって制御される。これは取水室を通して流入する高温水の



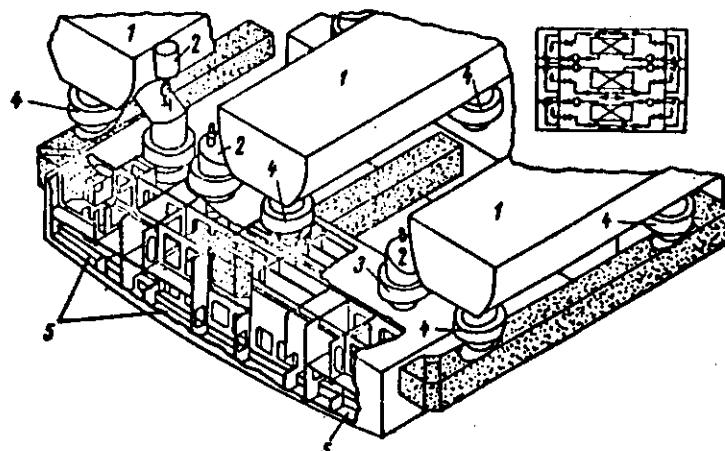
1 - 空気排出管、4 - 防護板  
2 - ポンプ 5 - 取水用格子  
3 - 傾斜格子 6 - 使用済高温水

第 133 図 碎氷船 Wind 号の氷箱  
- 161 -

相対流量を変えることにより温度を調整することができ、また再循環水の流量を調整することができる。

使用済みの高温水は復水器から放出弁(4)を介して合流させられる。氷による閉塞が起きた場合の復水器内の流れの方向転換は、積分圧力検出器を用いて自動的に行なわれ、これにより予備ポンプの閉路と作動中のポンプの開路が行なわれる。

氷箱が頻繁にまた完全に詰まる場合には冷却系を完全に再循環方式に移行させることができる。(9)



1 - 主復水器, 2 - ポンプ, 3 - 接合管, 4 - 放出弁, 5 - 氷箱

第 134 図 砕氷船ルイ・S・サン・ローラン号の冷却系

ソ連およびフィンランドで建造中的大出力ディーゼル電気推進式砕氷船では各ディーゼル - 発電機系にサービスする氷箱は両舷に配置されており、これによりプラントの運転信頼性の向上が可能となる。(米国の砕氷船および Vasiliy Pronchishchev 号型の補助型砕氷船では各ディーゼル機関に 1 つの氷箱が使われるシステムになっている)。電動推進機冷却用の船外水はディーゼル - 発電機冷却用の主水系から送り込まれるか、または個々の氷箱を通して送り込まれる。後者の場合、3 つの独立の取水系の配置が考慮されているが、この方式では水密横隔壁を貫通する長い水管を配置せずに済み、各々の機関に所要の冷却状態をつくりだすことができる。

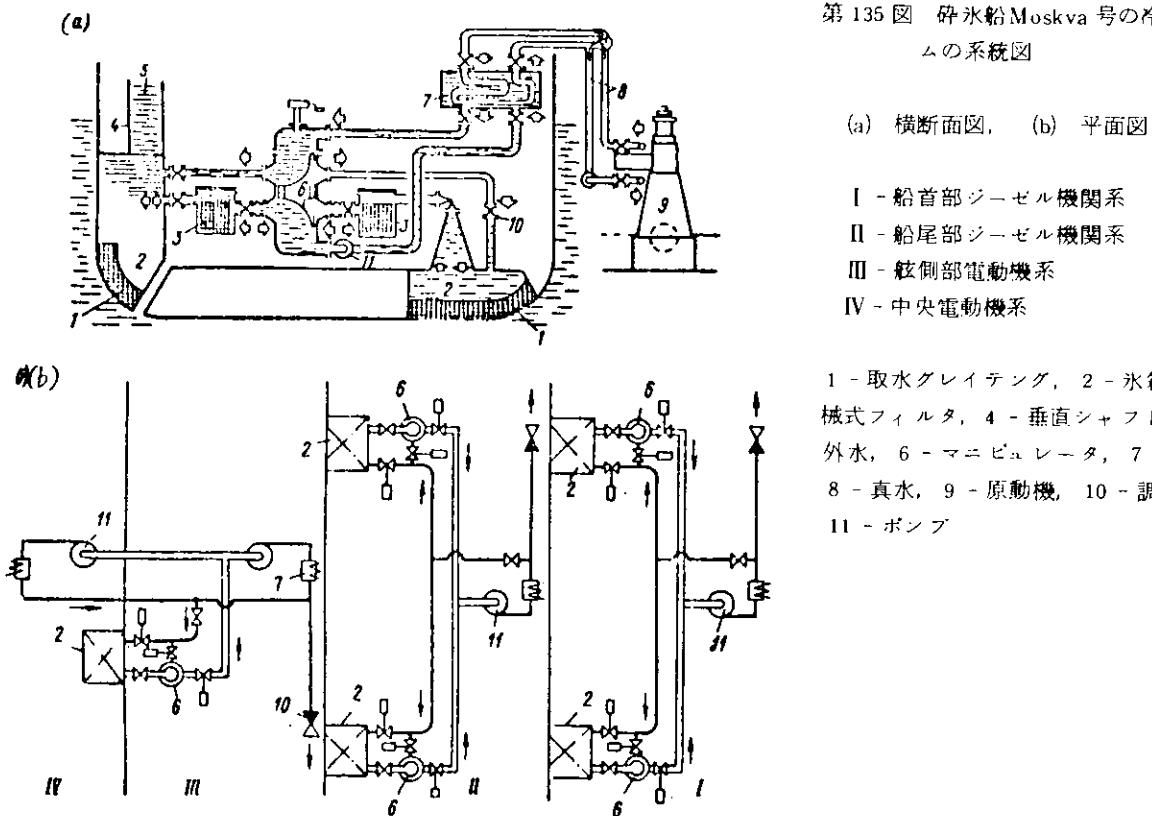
Moskva 号型の砕氷船に設置されている氷箱の構造は、上記のものとは若干相違している(第 135 図参照)。氷箱(2)は垂直シャフト(4)をもっている。これは砕氷船の二重舷側区画内に配置されている(第 135 図(a)では右舷のシャフトが示されていない)。取水用格子(1)を介して取り入れられた船外水は、その上方に配置されたシャフトを上昇し、分離壁を回って、隣接シャフトを下降し機械的渦過器(3)を通り、切替装置(マニピュレータ(6))を介して、冷却用ポンプ(10)の接合管に送り込まれる。原動機(9)の冷却に直接送り込まれる真水(8)と潤滑油から、余分な熱を船外水が受取る熱交換器(7)を通過した使用済みの船外水は特殊な調整弁(10)を介して、他の舷側の氷箱を通して船外に放出される。一部の水は取水用氷箱のウェルに供給される。

再循環を調整することによって冷却水の所要温度を維持することができる。船外水の取り入れ状態が急激に悪化した場合(例えば、氷箱に氷が張ったときなど)、マニピュレータを動かさせて全系統を逆方向に運転するように切替える。その場合、取水氷箱は放水箱となり、放水箱は取水箱となる。砕氷船の氷箱およびフィルターには空気管が設けられており、その端部に弁が配備される。

設計時における冷却水取水システムの諸パラメータの選択は動力機関の容量と型式に左右される。冷却水への熱伝達量が最も少いのはディーゼル機関である。普通の化石燃料を焚く蒸気タービン機関での熱放出量はディーゼルの場合の 2.3 ~ 2.9 倍、また核燃料使用の原子力機関では 2.8 ~ 3.6 倍になっている。船外水の消費率の差異は更に著しい。即ちディーゼル機関の熱交換器では、より高い温度にまで水を加熱することが許される。原子力機関を備えた砕氷船では、いかなる条件のもとでも発電プラントの連続運転を保証するため予備タンクを配慮する必要がある。この予備タンクの容量は機関の容量に依存するが、B. S. Yudovin のグラフ<sup>34)</sup>を用いて算定することができる。

氷箱の配置場所の選択に際しては、さまざまな氷海条件(全密接氷域、砕氷域、海綿氷(シューガ)域、等々)のもとで砕氷船が作業する際の船体に沿った氷塊の運動軌跡および船体を取り囲む氷塊の密度を考慮する必要がある。この目的に使用できるのは、氷海再現水槽による模型試験の結果である。船首部および両舷への(設計水線の近傍での)氷箱設置は氷によるその閉塞の確率を増大させる。他方では、船底部への氷箱配置は浅海域での作業時には望ましくない。しかし多くの場合、このことは考慮されていない。若干の砕氷船では、浅海域での作業の可能性を考慮して舷側に予備氷箱を設置

第135図 砕氷船Moskva号の冷却システムの系統図



するか、或いは予備の冷却水タンクを設置することが考えられている。船尾部への氷箱の設置は推奨できない。即ちこの場合砕氷船の後進作業時及びスクリューの逆転時に氷箱に多量の空気が混入し、また浅海域では底土も入り込むからである。

船外水の取り入れシステムの諸要素の計算は極めて近似的な性質のものである。即ちこの場合にはシステム内の圧力損失が考慮されていない。これと関係して注目すべきものはカナダの専門家達の経験であり、彼等は砕氷船ルイ・S・サン・ローラン号の設計に際して水力学的模型の試験に基づいて冷却水取水システムの実験研究を実施している。その試験から取水システムの作動状態に及ぼす砕氷船の速度や、取水用格子の着氷の影響、また放水時および再循環時の取水室内の水の流れの特徴などに関するデータを得ることができた。

## 第9章 船用設備、制御システム、通信システム

### 第30節 曳航システム

船舶の曳航は砕氷船が氷海内誘導活動を行なうときに遂行する諸作業のうちでも重要な位置を占める。特に複雑な氷況（厚い起伏状の密接氷域、圧縮状態にある密接流氷）においては船舶は砕氷船に後続して自航できずに曳航される。砕氷船による曳航は、通常、密着して行なわれる。場合によっては（密着曳航時の操縦性能が不満足であるか、或いは他の原因による場合には）、短い曳航索で曳航することがあるが、その長さは、通常、100m以下である。氷海内の曳航には長い曳航索は使用されない。

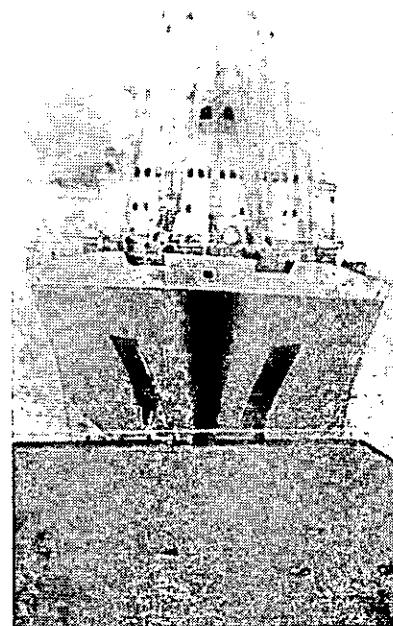
密着曳航の場合、曳航される船の船首は砕氷船の曳航用船尾切欠きに引込まれる（第136図）。砕氷船と被曳航船は次のように連結される。被曳航船の錨は甲板上に引揚げられるか或いは吊下げられ、端部に撓り継ぎ（いわゆる“耳”）の付いた鋼索スリングが錨鎖管に通される。被曳航船の甲板では撓り継ぎは植物性繊維の繩索によって互に結合される（曳航索を急いで切り離す必要のある場合に斧で容易に切断できる）。スリング（“耳”）の中央部分は砕氷船の曳航用索孔に通され、Nikolaev ブロックのローラに巻付けられる。またそこに砕氷船の曳航索も接続される。曳航索は曳航ウィンチのドラムに巻付けられて張られている。曳航スリング（“耳”）を作るためのワイヤは曳航索よりも直徑の小さいものが採用され、急激な引張りに際し後者を破断から守るようにされる。例えば、砕氷船Moskva号では曳航索の直徑は60mmで、曳航スリングとして直徑4.8～5.2mmの鋼索を使用している。

曳航過程においては被曳航船の動力機関は前進運転され、このことが砕氷船が氷の抵抗を克服するのを助け、また曳航索の引張りを減少させる。曳航索はウィンチのドラムの制動によって引張り状態に保持される。氷の不均質性や旋回時の急激な針路変更によって惹き起される突発的引張りにより曳航索は時々緩む。その緩みはウィンチのドラムを“巻揚げ”状態に駆動することによって元の引張り状態に復原される。急角度の旋回を行なうときには大きな引張り力 第136図 氷海内における船舶の曳航のかかった曳航索が破断する危険性が生じるが、これはドラムを“弛緩”状態に駆動することによって避けられる。

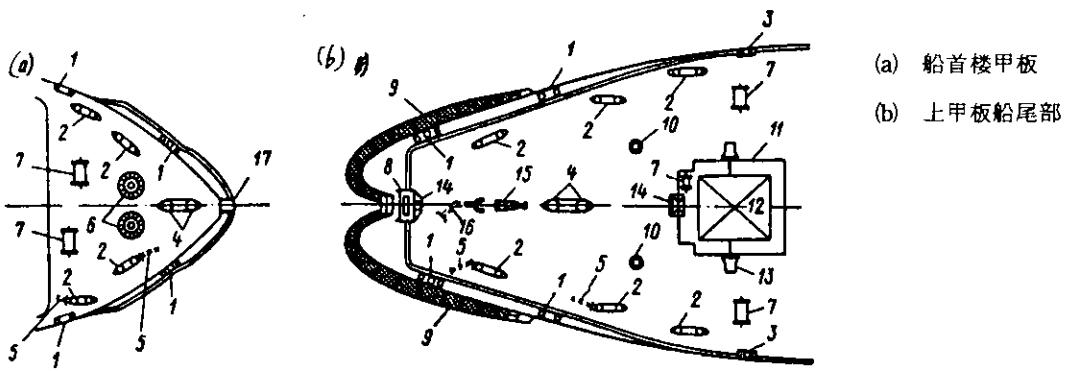
近代的砕氷船の曳航システム（第137図および第138図）は曳航用ウィンチ、その制御盤、曳航索ビット、ホースパイプ、ラグ、ボラード、曳航索、導体およびその他の補助綱具装置、Nikolaev ブロック、連結用シャックル、ワイヤ、クランプ、ストッパー、シングル・アイ、綱具装置などから構成される。他の船舶を曳航するための装備は砕氷船の上甲板の船尾部に配置され、砕氷船自体を曳航する装備は上甲板、船首部または船首樓甲板に配置されている。

ソ連の全ての近代的な砕氷船には自動曳航ウィンチが採用されている。第26表は砕氷船の曳航ウィンチの基本特性を示し、第139図および第140図に砕氷船Vasilii Pronchishchev号およびVladivostok号の曳航用ウィンチを示す。

砕氷船Vasilii Pronchishchev号のLE-47型自動電動-油圧式曳航ウィンチは駆動装置(8)、減速装置(7)、主ドラム(1)、補助ドラム(4)、主ドラムの帯ブレーキ(9)、補助ドラムの帯ブレーキ(3)、主ドラムおよび補助ドラムの曳索巻取用リール(2)および(5)、クラッチ(6)、自動制御装置および基礎フレームから構成される。各ドラムは駆動装置から切離すことができ、帯ブレーキによって停止する。ブレーキの引張りモーメントはばねによって制限される。主ドラムは曳索の引張り力が70tを超えたときに初めて回転を開始し、補助ドラムは30t以上になったときに回転を開始する。回転は曳索が引揚げられるまで続けられる。軸に装備されたクラッチによって曳索用ドラムの1つまたは繫留索用ドラムを軸に連結することができ

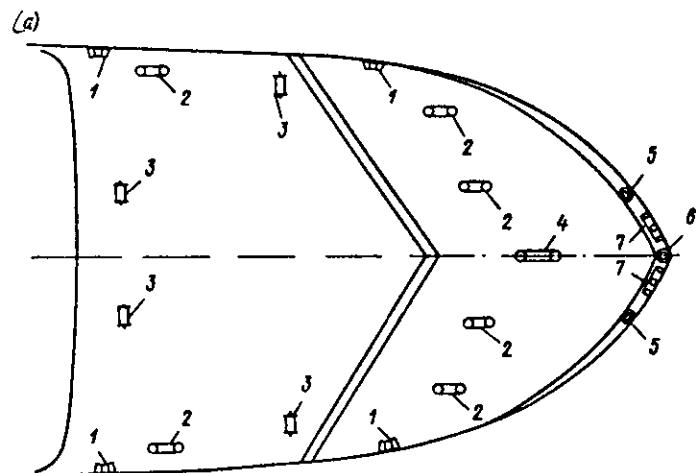


第136図 氷海内における船舶の曳航

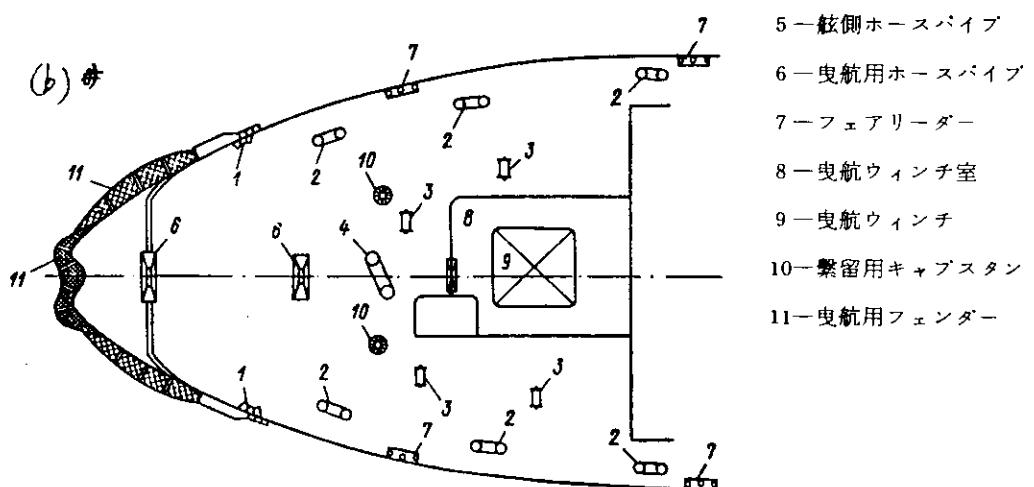


第137図 砕氷船 Vasili Pronchishchev 号の曳航用および繫留用諸設備の配置図

1—フェアリーダー, 2—直立切欠きボラード, 3—舷側ホースパイプ, 4—直立ピット, 5—繫留索移送用ストッパー, 6—キャブスタン, 7—巻取りリール, 8—水平ローラー, 9—曳航フェンダ, 10—送り出しローラー, 11—曳航ウィンチ室, 12—曳航ウィンチ, 13—曳航ウィンチの巻索胴, 14—滑車, 15—曳航索移送用ストッパー, 16—曳航索ストッパー, 17—曳航用ホースパイプ



第138図 砕氷船Moskva 号の  
曳航用および繫留用設  
備の配置図



る。荷重を受けた索の送り出しままたは弛緩に対するドラムのモーメントは油圧式調速機によって作り出される（過減減速装置を介して電動機によって回転される押込みポンプによって供給される油の圧力による）。流体圧ポンプの回転速度、逆転および停止の制御はそこに接続されている電動機によって行なわれる。ウィンチの駆動装置はドラム型ブレーキを備えている。これは流体圧ポンプのモータに電流が流れなくなると自動的に投入され、また索に加わる力が定格値の場合に任意の1つのドラムを保持する。索を自由に弛緩させるため各ドラムを駆動装置から切離せるようになっている。自動運転状態においてはけん引力 10 t, 15 t, 20 t および 25 t の場合に主ドラムのみが作動する。曳航時の所定のけん引力および曳

曳索の長さはウィンチによって自動的に保持できるようになっている。

砕氷船Vladivostok号の曳航用ウィンチ(第140図)はフィンランドのRauma-Repol社製のもので、その特性と構造は上述のウィンチと異なっている。このウィンチは2つの巻索胴(7), (8), 圧迫および弾性機構の付いた遊星歯車および遊星伝動装置(5), (11), ドラムのブレーキ(4), (10), ギヤボックス(9), 曳索収容リール(12), 駆動用電動機(6), 制御用および監視用計器(1), (2), (3)および基礎フレームから構成される。LE-47型ウィンチと同様に、このウィンチは曳航時の距離と曳航索の引張り力を自動的に維持する。ドラムはブレーキによって停止でき、そのときウィンチは曳航索の破断荷重に等しい力を保持する。ドラムのブレーキは船尾部船橋またはウィンチに接して配置された制御盤から制御される。

自動曳航ウィンチは複雑で高価な機械であり、その操作に高度の専門的配慮が必要とされる。このようなウィンチのもつ多様な機能の大部分は開水面における船舶の曳航にかかるものであるが、これらは砕氷船の運航過程では使われない。特に、曳航索の長さと引張りを自動制御するシステムは使用されず、また補助巻索胴も稀れにしか使用されない。

ウィンチに自動装置を装備し過ぎると氷海内

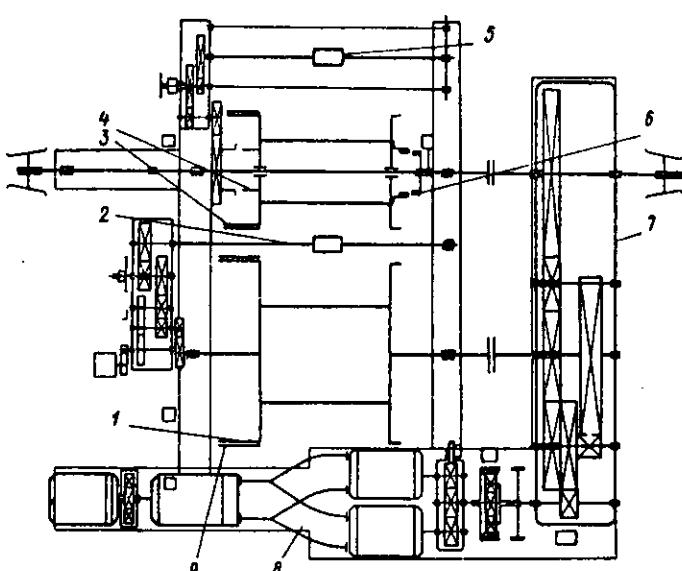
曳航時に第一義的に重要な意味をもつ一連の機能の遂行に支障をきたす。この考えに依れば砕氷船には自動曳航ウィンチの採用は不要であるとの判断が下される。このことは特に大型および中型砕氷船について言える。自動曳航ウィンチの代りに砕氷船には単純な構造のウィンチー電動リールウィンチの型一の装備が適当である。

砕氷船の曳航用ウィンチの基本特性は停止状態のドラムのけん引力 $T_T$ 、荷重下における曳航索の巻揚げ時のけん引力 $T_b$ 、載荷曳航索の巻揚速度 $V_b$ 、曳航索の直径と長さである。これらは次の考え方に基づいて決定される。

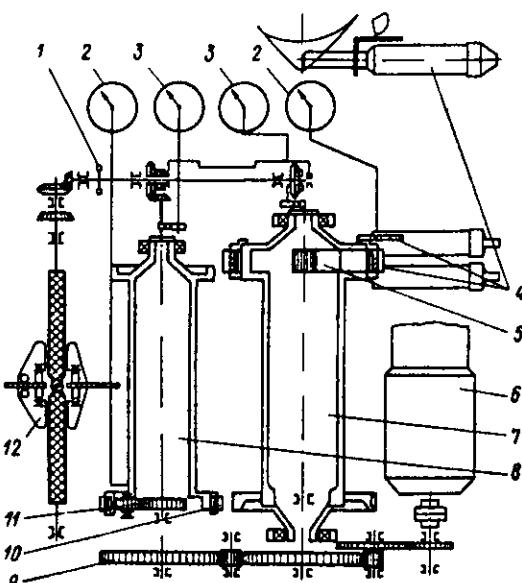
ウィンチのブレーキにかかるけん引力は砕氷船のスクリューの総推力を超えてはならない。いずれの船級の砕氷船に対しても $T_T = (0.8 \sim 1.0) T$ (ただし $T$ は砕氷船のスクリューの総推力)と採られる。

曳航索巻揚げ時のけん引力も砕氷船のスクリューの推力に応じた或る一定の関係の大きさになければならぬ、この比率は砕氷船の船級によって異なる。補助砕氷船では曳航索巻揚げ時のドラムにおけるけん引力とスクリューの推力との比は中型砕氷船および特に大型砕氷船におけるそれよりも大きい。その理由は排水量および主要寸法の小さい砕氷船が相対的な排水量および寸法の大きい船を曳航することになるからである。

ウィンチドラムにおけるけん引力は下記の関係から決定することができる。



第139図 砕氷船Vasili Pronchishchev号の曳航用ウィンチ



第140図 砕氷船Vladivostok号の曳航用ウィンチ

第26表 ソ連の砕氷船の曳航用ウィンチの特性

砕氷船名	スクリュー 推力(t)	曳航用ウイ ンチ型式	ドラム		けん引力(t)			主曳航索			ウインチ 出力 (kW)	曳航索 送出速度 (m/min)	
			数	巻付け容 量(m)	主ドラム	補助 ドラム	制動時	直径 (mm)	長さ (m)	破断力 (t)			
Sibir	90	自動蒸気式	2	220	—	25	—	—	65	440	160	75	12
Krasin	90	非自動 蒸気式	2	—	—	30	10	—	58	650	160	120	10
Kapitan Velousov	100	自動電動式	2	500	—	60	30	—	60	200	150	175	12.5
Vasilii Pronchishchev	54	自動電動 一油圧式	2	500	6	25	10	75	52	500	110	70	10
Moskva	226	自動電動式	2	500	6	60	30	—	60	500	180	265	—
Vladivostok	234	自動電動式	2	500	4	60	30	200	60	500	180	120	9
新Ermak	320	自動電動式	1	500	—	70	—	—	60	500	180	—	—

大型砕氷船に対しては  $T_b = (0.2 \sim 0.3) \bar{T}$

中型砕氷船に対しては  $T_b = (0.3 \sim 0.4) \bar{T}$

補助砕氷船に対しては  $T_b = (0.4 \sim 0.5) \bar{T}$

載荷曳航索の巻揚速度  $V_b$  は、運航経験から明らかのように、全ての砕氷船に対して  $8 \sim 12 \text{ m/min}$  の範囲に採ることができる。

曳航索の直径は作動ドラムのブレーキのけん引力に曳航索の破断が等しくなる条件から求められる。曳索の選定に際し、所与の破断力のもとで最小の直径の曳索が得られるよう努める。ワイヤの強度限界が大きい値一少なくとも  $160 \sim 180 \text{ kg/mm}^2$  の鋼索を使用することが望ましい。砕氷船での使用に適した曳航索の選定は限られているため、しばしば、曳航用ウィンチの特性は曳索の所与の破断力から決められるという状況がもたらされる。

"耳"による密着曳航のためのスリングの直径はスリングのロープの破断力が曳航索の破断力に対して  $0.5 T_{\text{razz}}$  より大きくならないように選定される。

開水面において長時間連続して曳航する場合には長さ  $700 \sim 1100 \text{ m}$  の曳航索が必要となる。砕氷船に基本的な曳航索としてこのような長さのものを装備することはウィンチの規模を許容できない程に大きくすることになるので妥当でない。通常、砕氷船には基本曳航索として長さ  $200 \sim 500 \text{ m}$  のもの(第26表参照)が装備されている(その根拠はウィンチドラムの巻索層において上層の曳索が下層に食い込み、曳索の急速な損耗を招く为了避免ために巻索層数が4~5層以上にならぬようとするためである)。このような曳航索の長さは開水面での曳航には当然不充分であるが、氷海内の曳航では  $120 \sim 150 \text{ m}$  の長さを探り得るので長すぎることになる。その場合にはウィンチドラムに1層分保留しておくことができる。

ウィンチの電動機の出力は次式によって評価される。

$$P_b = \frac{T_b V_b}{75 \cdot 60 \cdot 1.36 \eta_e} \quad (148)$$

ただし  $\eta_e$  — ウィンチ機構の総合効率(曳航索用のリールウィンチでは  $\eta_e = 0.75 \sim 0.78$ , 自動曳航用ウィンチでは

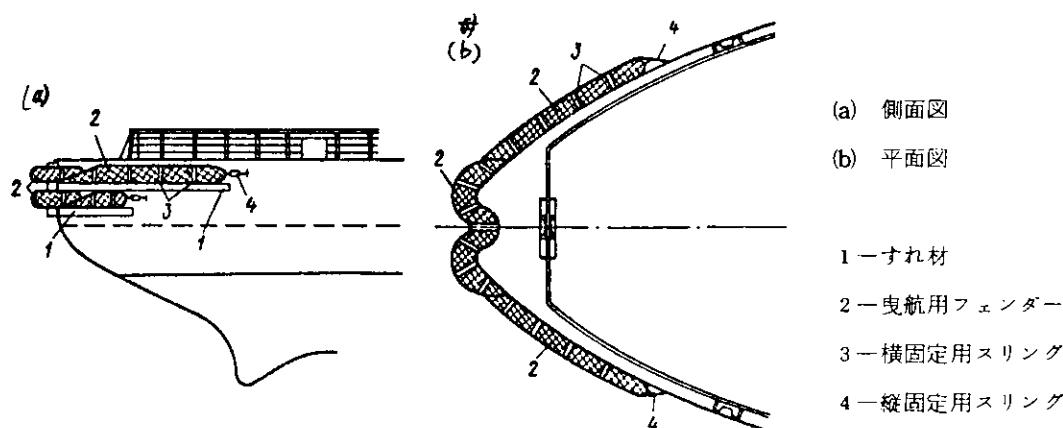
$$\eta_e = 0.70 \sim 0.75$$

ウィンチのドラムおよび軸の強度は曳索の破断力に対応して算定される。曳航用ウィンチの全ての部品について強度の余

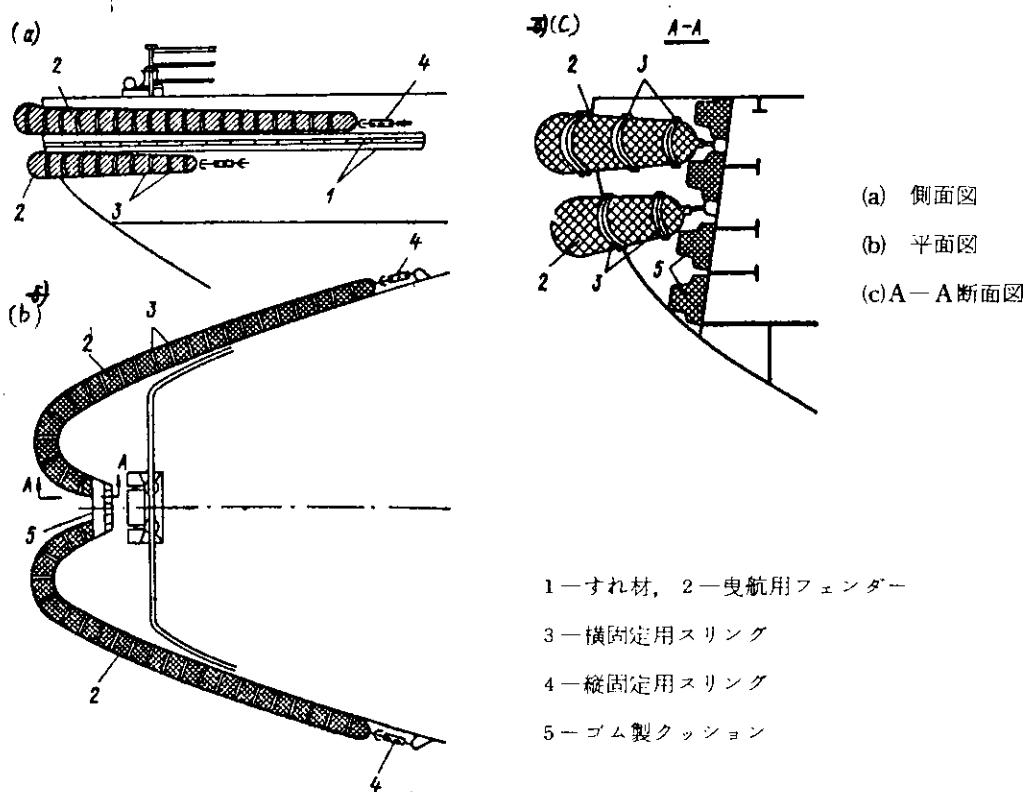
裕度は5倍値を下廻ってはならない。それらの強度のチェックに際し応力は材料の降伏限界の85%を超えていてはならぬ。

船尾部の切欠きと緩衝器は砕氷船の曳航設備の重要な要素である。近代的な砕氷船における船尾切欠きの役割は氷海内において貨物船を密着曳航するための最良の条件を作り出すことにある。比較的最近に至るまで船尾切欠きは2隻の砕氷船の共同作業、即ち一方の砕氷船が他方の砕氷船の船尾切欠きにのしかかって"タンデム"方式により推力を増強して氷の抵抗を克服するためにも使用されていた。近代的な大出力砕氷船の動力機関の出力は大きいので現存の構造の船尾切欠きを用いて"タンデム"方式で2隻の砕氷船が砕氷活動を行なうことが不可能になった。1962年に実施した実験に依ると砕氷船の先端部に配置された緩衝部材における接触圧力は材料の限界破壊強度に達することが明らかにされている。現在"タンデム"方式による砕氷活動はその実際上の意義を著しく失なってきている。

船尾の曳航用切欠きとバンパーの構造は被曳航船の船首を密着させ信頼できる状態で支持するものでなければならず、急激な船体運動や旋回に際して切欠きから船首が離脱することがあってはならず、また船舶を曳航体制に入らせたり、曳航索を送り出したりする諸作業を迅速に遂行するための有利な条件を作り出さなければならない。



第141図 砕氷船Moskva号の船尾切欠き



第142図 砕氷船Vasili Pronchishchev号の船尾切欠き

船尾切欠きを備えている砕氷船は全てのソ連船および大部分の外国船であり、カナダの砕氷船およびふじと General San-Martin 号は例外である。ソ連の砕氷船では船尾切欠きは深さ 1 ~ 1.5 m、垂線に対し 10 ~ 15° の傾斜角をもっている。船尾切欠きおよびそれに接する船尾端部には緩衝装置—すれ材および定着型フェンダーが取付けられている（第 141 図および第 142 図）。すれ材は両舷に沿って曳航用フェンダーの下か或いはフェンダー間に取付けられている。すれ材は木製（通常、檻材製）である。曳航用フェンダーは上下 2 列に配置され、内部に柔い詰物を入れた鋼索製の編組ライニングを有する。

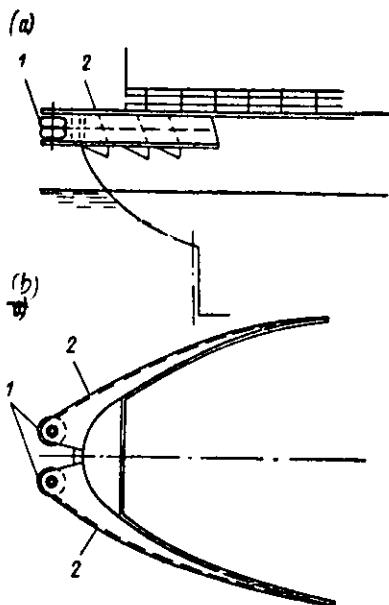
舷側厚板の上縁からフェンダ端までの間隔は 200 ~ 300 mm であり、上部フェンダーと下部フェンダーとの間隔は 300 ~ 500 mm である。フェンダーの直径は 600 mm である。時には、船尾切欠きの緩衝部分を特殊なゴム製のクッションで保護することがある。これは高さに応じて数列に配置され、船体にボルト締めされている。このようにして、各フェンダー列（上列と下列）にはそれぞれ 3 つの個別フェンダー或いは 2 つのフェンダーとゴム製クッションが含まれる。上列のフェンダーは被曳航船の船首による損傷を最も受けるので船尾切欠き部分の場所には強度のある軟ライナーの被覆が施されている。

バルト海沿岸諸国の近代的砕氷船は、最近、改良型構造の緩衝器を付けた船尾切欠きを採用している。この緩衝器は燕尾形の水平張出板であり、船尾端部の外板に固定されており、緩衝機能はショックアブソーバーに取付けられたゴム張りの緩衝輪が果すようになっている（第 143 図）。砕氷船の船尾切欠きに被曳航船の船首が引込まれたとき、またその船首が砕氷船の船尾に対する相対的な水平位置を変えたときにこの緩衝輪が回転する。

このような構造の船尾切欠きによって、水面上の技術的に複雑な船尾部船体絵図の形状が単純化され、また頻繁に曳航索の送り出しありおよび被曳航船を曳航体制に入れる短時間曳航の場合（即ち、曳舵の“腕”が短い場合）に一定の長所が發揮される。しかし、期待された運用コストの引下げはフェンダーに較べて緩衝輪の損耗が大きいために得られなくなり、この緩衝輪は採用されなくなった。曳航用フェンダーを付けた普通の船尾切欠きを採用すれば、被曳航船の船首端部と緩衝装置の表面との接触圧力を下げることができる。それはこの接触圧力が比較的大きい面積に分布することによる。複雑な水況のもとで大型の海洋型船舶を長時間連続して曳航する場合にはこの構造の船尾切欠きが有利であると判断される。全体として、上述の両者の曳航用切欠き構造は共に一連の重要な運航上の要求条件を満足させるものではなく、更に改善を加える必要がある。

若干の砕氷船では繫船作業に曳航用ウィンチの主ドラムを使用している。この場合、繫索端は主曳航索に接続される。作業経験によると曳航用ウィンチの繫索ドラムは取外し、繫留用キャブスタンに代えた方が適当であることが明らかになっている。

曳航システムおよび繫留システムの甲板機械類には外部加熱を施す必要があり、着水時に氷を除去するために熱水の供給を考慮する必要がある。



(a) 側面図 (b) 平面図

1—緩衝輪 2—水平張出板

第 143 図 砕氷船 Danbjorn 号の  
船尾切欠き

### 第 31 節 舵システム

砕氷船の舵システムは水中および開水面を航行する際に最良の操縦性能を保証するものでなければならない。他方、氷海内で活動する際に舵板、ラグーストックおよびその他のバーツは著しい氷荷重を受ける。このことと関連してこれら部材の強度の確保に大きな注意が払われている。全ての海洋型砕氷船はその中心線面上に 1 つの舵を備えている。舵板およびラーピースと一体に鋳造された鋼製の水平スチナを付けた単純な单板舵が通常採用されている（第 144 図）。なお、米国

および若干のカナダの砕氷船では流線型の舵が取付けられている。

舵板はヒンジとピントルによって船尾材のラダーストックに取付けられている。ソ連船舶管理局規程に依れば船尾材にある支持物（ステップ軸受を含む）の数が3以下である舵の採用が許可される。ラダーストックは、通常、個別に鋼鉄を鋳造して作られるが、稀れには鋳造されることもある。ラダーストックは水平フランジ結合によって舵板に固定される。そのフランジボルトはステンレス鋼製である。舵が氷によって持上らないようにするためフランジ結合の上方の船尾材に鋳造はめ込みがボルト締めされている。このはめ込み材を取り除けば、ラダーストックを取外さずに、舵を取り外すことができる。ラダーストックは数ヶのパーツ（例えば砕氷船Moskva号では3ヶ）から構成され、これらは互に継手で結合されている。

ラダーストックの中央の取替可能な部分は他の部分に較べてその強度が小さく作られており、ラダーストックが損傷した場合に修理を容易にする弱い構成要素となっている。ラダーストックには舵の回転に対する制限装置が付いている。舵頭支持材内のラダーストック下部およびバッキン押えは凍結防止のため加熱措置が施される。

ラダーストックの頭部の直径は次式から決定される。

$$d \geq 100 \sqrt[3]{\frac{kS_p r}{\sigma_T}} \quad (cm) \quad (149)$$

ただし、 $S_p$  — 舵板の総面積 ( $m^2$ )。単軸および3軸の砕氷船では  $S_p$  は LT の 1.2 ~ 1.6 % であり、2軸の砕氷船に対しては 2.0 ~ 2.3 % である。

$r$  — 舵板面の重心から回転までの距離 ( $m$ )

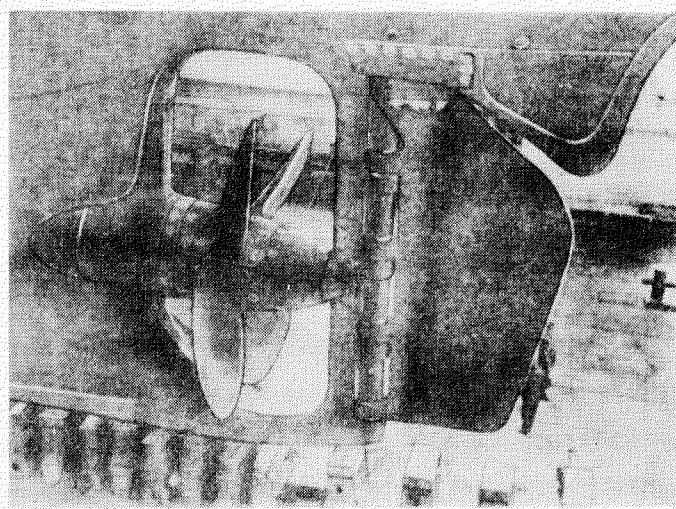
$\sigma_T$  — ラダーストック材の降伏強度 ( $Kg/cm^2$ )

$k$  — 数値係数。I 級砕氷船では 2.5, II 級砕氷船では 2.0, III 級砕氷船では 1.5。

ラダーストックの低強度部分の直径は式 (149) で算定される値よりも 1.0 ~ 1.5 % 小さく採られている。舵、ヒンジ、ピントルおよびその他のパーツの横断面の大きさは採用されたラダーストック直径に応じて選択される（第27表）。

第27表 舵システムの諸要素

砕氷船名	開水面速度 $V_{ch \cdot w}$ (kt)	舵板面積 $S_p$ ( $m^2$ )	舵板相対面積 $100 S_p / L_a$ (%)	ラダーストック 直径 (mm)
Moskva	18.6	137	1.62	540
Vasilii Pronchishchev	14.5	7.4	2.22	360
Labrador	1.6	12.74	2.17	406
D'Iberville	1.5	16.04	2.06	533
J.A. Mac Donald	15.5	18.98	2.32	533



第144図 砕氷船Moskva号の船尾材と舵

砕氷船の舵は電動一油圧式舵取機によって操作される。通常、舵取機は最大喫水に対応する水線より上に存在する場所に配置される。それと逆の場合には事故時に対する予備舵取機を設けなければならなくなる。舵取機はラダーストックを直接操作し、一般に、2基のポンプユニットを備えている。そのうち1基は予備用である。各ポンプユニットはそれぞれ独立の給電系統に接続されている。ソ連船舶管理局規程に依れば、砕氷船が最大速度で前進するもとで舵取機は連続して舵角変更ができるものでなければならない。その際、一方の舷の $35^{\circ}$ から他方の舷の $30^{\circ}$ に舵を切替える時間は28秒を超えてはならない。

舵取機の制御は操舵室、中央制御室、上甲板船橋、船尾船橋および舵取機室制御盤から行なわれる。

### 第32節 ヘリコプタシステム

砕氷船におけるヘリコプタの使用は約20年前より始められた。現在ソ連の砕氷船ではヘリコプタは貨物船誘導時の戦術的氷況偵察に用いられている。若干の外国の砕氷船（例えば、カナダや米国の砕氷船また日本の砕氷船ふじ）では学術調査および産業活動の実施に伴なう貨物および要員の輸送にもヘリコプタを使用している。全ての近代的な強力型および中級砕氷船、また若干の補助型砕氷船および砕氷輸送船はヘリコプタシステムを備えている。

ヘリコプタシステムを構成する主要な設備は次の通りである。即ち、船用ヘリコプタ、発着甲板、格納庫、燃料タンク、潤滑油タンク、燃料補給システム、潤滑油補給システム、給電システム、加熱システム、飛行管制室（通信、信号システムを含む）、修理室（必要な機具、予備部品を備えた）などである。

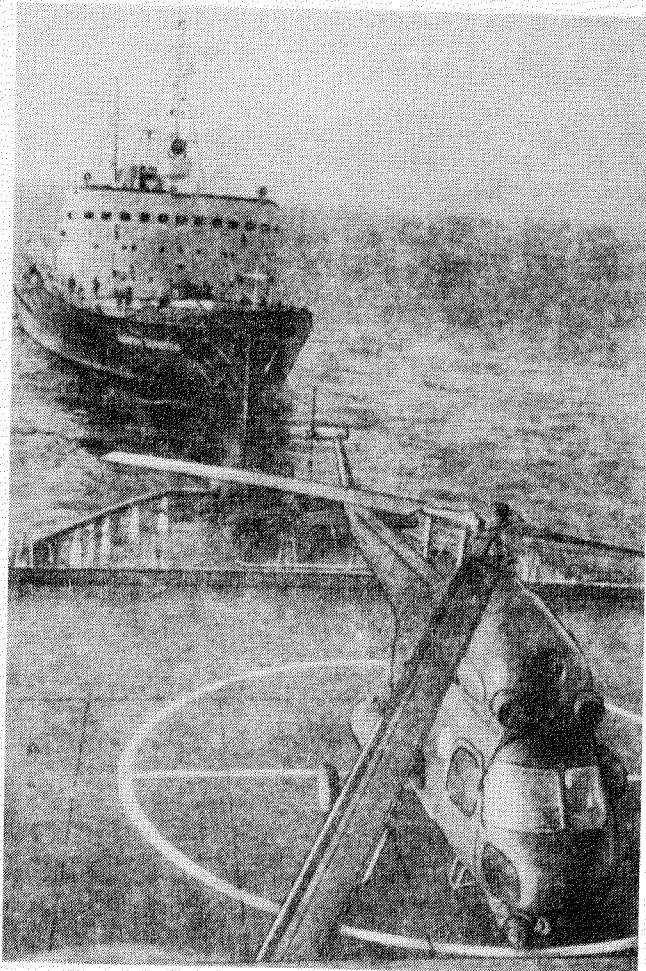
船用ヘリコプタとして砕氷船で使用されるもの

は通常の量産型ヘリコプタである（第145図）。

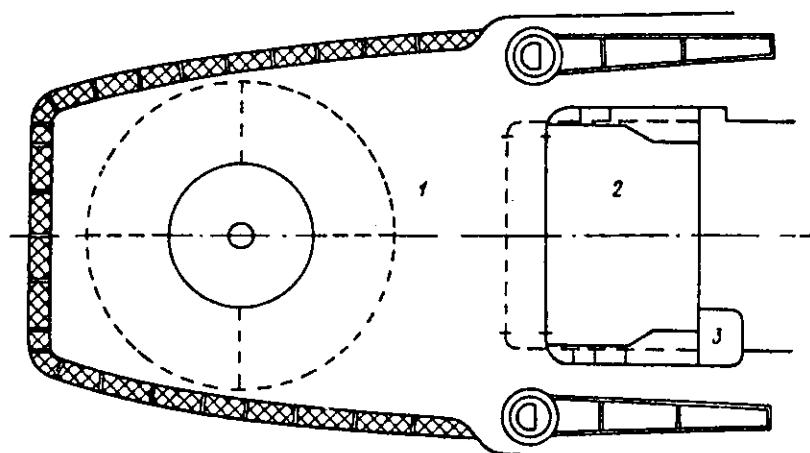
砕氷船の設計上要求されるヘリコプタの数と型式はヘリコプタシステムの諸要素に課せられる基本的な必要条件を規定する。ソ連の砕氷船は通常1機ずつヘリコプタを備えているが、若干の外国の砕氷船には2機または3機備えているものがある。

ヘリコプタ発着甲板は砕氷船の船尾部に、上部構造物の後に設けられている（第146図）。所与の型式のヘリコプタに対する発着甲板の配置と大きさはヘリコプタの正常な運航のための諸条件が作り出されるように選定される。これはまず第1にヘリコプタの安全な発着を保証することに関する。発着甲板に対するアプローチには障害物が無いことおよびヘリコプタの発着が $40^{\circ}$ 以上の扇形で行ない得ることが肝要である。この場合半径 $1.0 \sim 1.6 m$ （ヘリコプタの型式に依り）以内に高さ $1.2 m$ 以上の障害物が存在してはならない（これはオープンデッキや上部構造物に配置されている障害物—マスト、クレーン、ブーム、アンテナ、その他一ばかりでなく、密着曳航される船の高い位置に配置されている構造物もその対象とされている）。

現存する諸砕氷船の飛行甲板の大きさは広い範



第145図 砕氷船Moskva号の飛行甲板上のヘリコプタ



第146図 大型砕氷船のヘリコプターシステムの配置図

- 1—発着甲板 ( VPP )
- 2—格納庫
- Moskva 号
- Vladivostok 号
- 3—ヘリコプタ修理室

囲に亘ってさまざまである(第28表)。これはヘリコプタの型と数、また砕氷船の主要寸法によって決められる。若干の砕氷船ではその改造時に初めて飛行甲板が取付けられている(例えば、Krasin号、Sibiri号、Wind型砕氷船など)。砕氷船における飛行甲板の設置は一定の困難を伴なう。即ち飛行甲板の幅は砕氷船の船尾部の線図形状によって制限される。船舶の誘導を目的とする砕氷船においては、高い舷側をもつ船に対し繫留するとき損傷を受けないようにするために、発着甲板は上部甲板の高さの処で舷側から少なくとも1.5~2.0m離れて設置されなければならない。発着甲板の長さは船尾部においては密着曳航時の曳航機器および曳航索の位置によって制限され、また船首部方向に対しては上部構造物によって制限される。探検を目的とする砕氷船では前2者の制限因子が脱落し、そのため発着甲板の規模を著しく大きくすることが可能になる(例えば砕氷船ふじの場合)。

第28表 砕氷船のヘリコプターシステムの要目

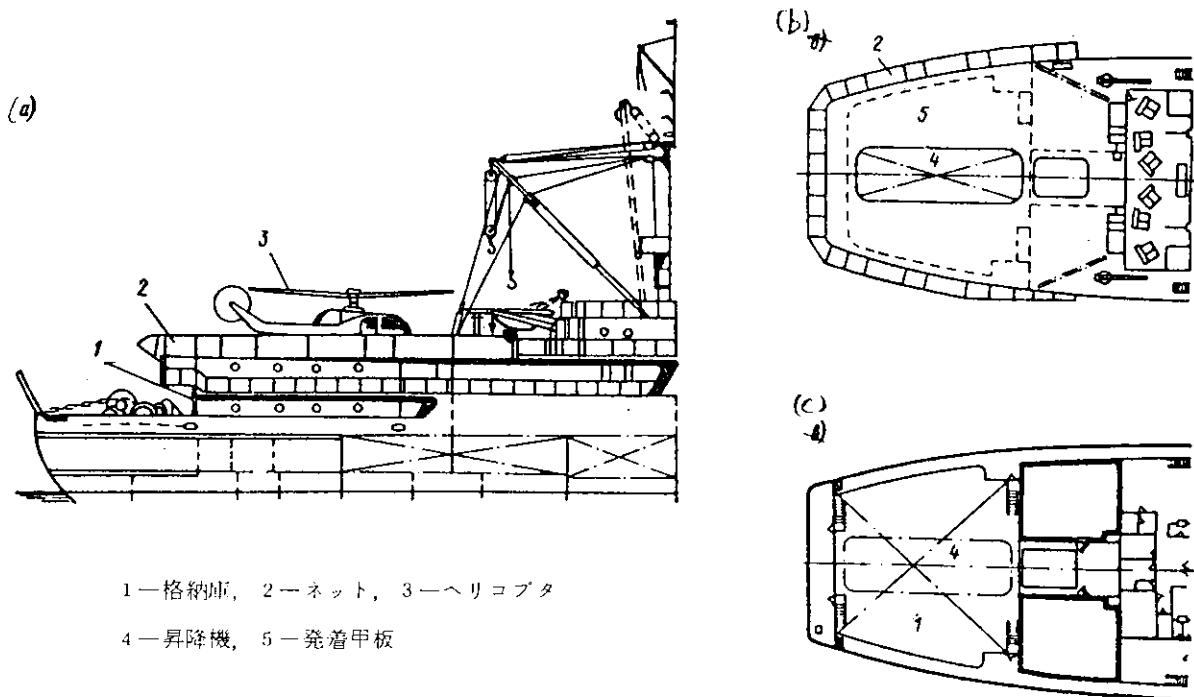
砕氷船名	ヘリコ プタ数	発着甲板の規 模			格納庫 面積m <sup>2</sup>	格納庫 構造
		長さm	幅 m	面積m <sup>2</sup>		
Louis S. St. Laurent	1-2	25.0	20.0	500	280	定置式
Labrador	1	21.9	12.8	281	41.6	解体可能
D'Iberville	2	23.1	11.0	250	62.6	定置式
Montcalm	1	15.7	7.6	120	なし	-
J.A. Mac Donald	2-3	19.5	11.9	217	137	定置式
Sir Humphrey Gilbert	1	17.1	9.4	156	-	-
Moskva	1	23.6	16.5	389	93.6	定置式
Murmansk, Vladivostok	1	26.0	16.5	432	87.7	"
Krasin	1	13.0	11.0	140	-	-
Sibiri	1	13.0	10.5	130	-	-
Fuji	3	35.0	22.0	700	300	定置式
General San Martin	1	26.0	12.0	310	-	-

発着甲板の構造は基本的には普通の甲板と相違しない。この甲板に対する設計荷重としてはヘリコプタの着船時に生じる1車輪面に分布している動的な力が適用される。発着甲板の表面はヘリコプタのタイヤの破損を避けるために平坦でなければならず、突起部分が存在してはならない。従ってヘリコプタを固定する部分、着船用信号燈、その他の器具は甲板表面と同じレベルに設置される。発着甲板の周囲は高さ250mmのコーミングとその外側のネット（発着甲板の表面に対し10~20°傾斜している）によって取囲まれている。ネットのプラケットは発着甲板を取囲むために垂直位置をとり得るように回転型に作られている。発着甲板の板の張り方は砕氷船の横傾斜角が8°までのとき、またトリム角が3°以上のときに固定されていないヘリコプタが滑り出さないようにになっている。

砕氷船のヘリコプタ発着甲板は下記の装備を持たなければならない。即ち燃料、潤滑油および圧縮空気をヘリコプタに補給するシステム、ヘリコプタのエンジンおよび減速装置を暖めるための加熱器、ヘリコプタの洗浄および発着甲板から氷塊と油を除去するための温水（真水）供給システム、操舵室および飛行管制室と結ばれる直接電話連絡システム、ヘリコプタから静電気の電荷を取除くための接地端子、航行時のヘリコプタ固定装置、エンジン始動用および船上設備点検用のコード差込み口、照明装置（着船用照明、境界照明、回転照明、甲板照明）、風具用錐筒および消火設備である。発着甲板の表面にはヘリコプタの操縦士の着船操作を助ける標識が付いている。

格納庫はヘリコプタの収容、修理および技術的サービスのために設計されている。現在、格納庫を持たない船舶でのヘリコプタ使用は臨時の使用に限って許可される。このような船舶としては砕氷型貨物船、また若干の補助型砕氷船が該当する。多くの砕氷船では格納庫は上部構造物の後部に発着甲板と同じレベルに設置されている。その大きさはヘリコプタの型式に依存するが、ヘリコプタのプロペラを取外した状態で収容できるものでなければならない。その場合、ヘリコプタの保守の便利をはかるためヘリコプタと格納壁との間に幅0.75m以上の通路が設けられる。ヘリコプタの頂点から格納庫の天井までの間隙は少なくとも0.25mあることが必要である。

近代的な砕氷船のヘリコプタ格納庫はその構造面で定置式と組立・分解式に分けられる。若干の新しい砕氷船では発着甲板の下の区域を格納庫として利用している（例えはLouis S. St. Laurent号の場合—第147図参照）。



第147図 砕氷船Louis S. St. Laurent号のヘリコプタシステム

**Moskva** 型砕氷船の定置式格納庫は構造面では普通の上部構造物と相違しない。このような格納庫の後部壁には壁の全幅を占める両開き型のドアが取付けられている。定置式格納庫の長所は常に準備ができていること、使用が簡単で便利などにある。しかしこのような格納庫は重量が大きく、コストが高く、大きなスペースを占める。例えば、砕氷船**Moskva**号の格納庫は高さ 4.5 m で約 9.3 m<sup>2</sup> の面積をもつが、これは乗組員の船室 16 室分のスペースに相当する。

組立一分解式格納庫は米国およびカナダの砕氷船に広く採用されている。互に折重ねできる個々のセクションから構成される伸縮型格納庫（第 148 図）やまた軽量の分解可能なフレームに軟かいカバーを張付けた格納庫が普及している。この種の格納庫は飛行甲板の船首寄り部分に集められた形で保管され、必要な場合に船尾寄りに張出され飛行甲板の一部とそこに有るヘリコプタを覆う。砕氷船において組立一分解式格納庫が占める面積は定置式格納庫の数分の 1 であり、また定置式よりも軽量で且つ安価であり、その規模は飛行甲板の面積によって制限されるだけである。この種の格納庫の主な短所はヘリコプタの保守に必要な設備の配置が複雑になること、風や湿気に対する気密性が劣ること、頻繁な組立一分解作業に多大の労力を払うことである。この組立一分解式格納庫はコンパクトである故に中型砕氷船に最も適用され得る。

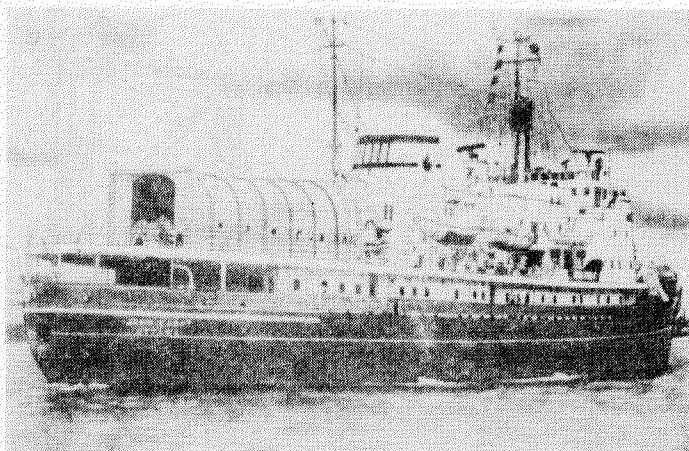
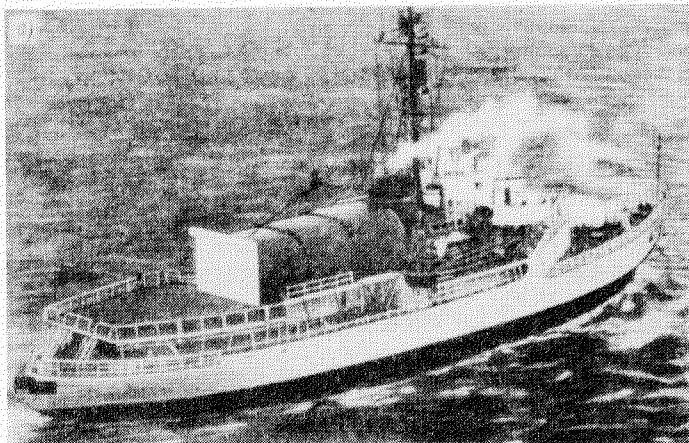
大型砕氷船（特に原子力推進機関を備えた砕氷船）については上部構造物を完全に乗組員の住居区域に利用するためにはヘリコプタの収容場所を強固な船体の船尾部で飛行甲板の直下に設けることが望ましい。この場合格納庫から飛行甲板にヘリコプタを引出すには昇降機を用いる。

このような方式を最初に採用した砕氷船はカナダの **Louis S. St. Laurent** 号である。

ヘリコプタ用の格納庫には次の諸設備が含まれる。即ち、ヘリコプタ発進前の整備、定期検査および小規模修理のための機器類、飛行甲板から格納庫へ、またその逆方向に、ヘリコプタを曳引するためのウィンチ、航行時および暴風時のヘリコプタ固定装置、ロータおよびその予備部品の保管棚、消防装置および信号装置である。ヘリコプタ修理室は格納庫に隣接して設置される。

航空用燃料タンクは砕氷船の船尾端部に配置される。その容量は砕氷船に搭載するヘリコプタの数と型式に依り変わるが、30～100 t の燃料を貯蔵できる。航空燃料タンクは安全な貯蔵を保証するものでなければならず、燃料の品質に応じて個別のタンクに貯蔵し、所要の安全基準を守る措置（例えば、水クッション、不活性ガス、その他）が施される。

ヘリコプタの飛行を指揮するために飛行管制室が必要であるが、これは発着甲板とそれへのアプローチを充分に見渡すことのできる位置におかれなければならない。大部分の砕氷船では特別な飛行管制室を設けずに航海船橋に併設している。新しい大型砕氷船では単独の飛行管制室を設けることが望ましい。飛行甲板の上部構造物の船尾寄り部分に飛行管制室を置けば最適な配置となる。砕氷船では飛行管制室と船尾部制



(a) Wind 型砕氷船 (b) 砕氷船 **John Cabot** 号

第 148 図 ヘリコプタ用の伸縮型格納庫

御室を一緒にして1つの甲板室に収容することができる。飛行管制室に配置すべきものは船とヘリコプタとの通信設備用の制御盤、碎氷船の外部照明、標識燈、飛行甲板周囲燈用の制御盤、誘導用無線装置である。

### 第33節 碎氷船の制御・信号・通信システム

碎氷船に装備された多数の機器およびシステムの運転に対しきちんとした協調管理を実現するため、発達した制御・信号・通信システムが設けられている。

碎氷船の制御は2つの基本的な指令センタ、即ち操舵室と動力機関中央制御室(TsPY)に集中している。操舵室からは碎氷船の運航に対する全般的な管理を行ない、動力機関中央制御室からは動力機関、機器およびシステムの制御ならびにこれらの作動状態に対する監視を行なう。また個々のシステムや機器、即ち曳航用ウィンチ、アンカー設備、荷役システムなど、を制御するための一連の局部制御ユニットも存在する。その他になお、代行的または予備的な性質の若干の制御ユニット、即ち上部船橋、フォアマストおよび船尾甲板室に航海制御ユニット、舵取機室に非常用舵取機制御ユニット、等々が設置されている。

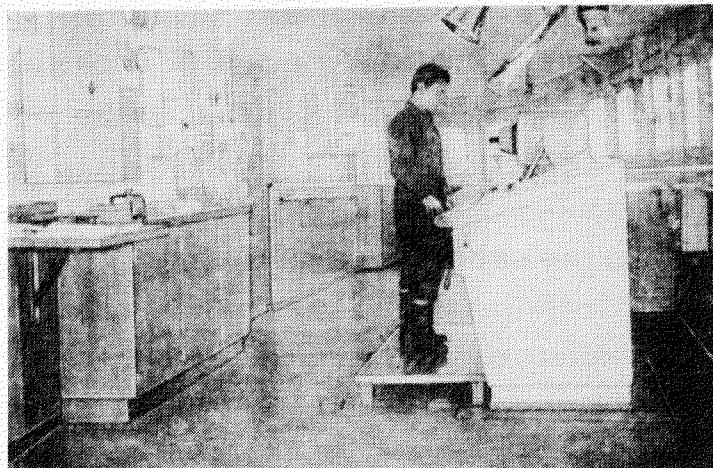
電気推進式の船ではスクリューの回転数は発電機電圧を変えることによって変化し、スクリューの回転方向は電機子の電流の方向を変えることによって変化する。碎氷船の電気機械式テレグラフ指令ユニットは、電動推進機を直接制御することができる。その際、テレグラフのレバーの固定位置数、従ってそれに対応する指令数、は前進運転に対し少なくとも15-25、また後進運転に対しても同数である。これによって柔軟性に富む制御が確保される。操舵室には機械式テレグラフ指令ユニットが3つ(操舵室の中心に1つ、その両翼に1つずつ)設置され、また上部船橋に同様な指令ユニットが2~3ヶ、船尾部甲板室に1ヶ設置されている。各テレグラフ指令ユニットには制御盤(第149図)

が備えられ、そこに必要な制御用計器類、またスクリューの回転数や回転方向の標示器が配置されている。制御ユニットから界磁逆転調整器(電位差計)に対する指令の伝達は電気的方法によって行なわれる。テレグラフの全てのレバーは、それらが同時に操作されることのないようにインターロックされている。

近代的碎氷船の電動推進系の制御システムは碎氷船の活動を特徴づける主要な動的プロセスに対し自動制御を行なう。例えば、負荷の急激な変化(発電機の1つの投入または停止に伴う変化)は過負荷を伴なわず速度変化に応じて均等化される。碎氷船を操縦しているときに逆流、また従って回復エネルギーが生じても、それは自動的に抑制されるので原動機に加速が加わることがない。また、碎氷船が開水面から水中に突入するとき、或いはスクリューに氷塊が突当るときにスクリューの回転数が減少するが、この場合電動機のトルクが増大するようになっているので、出力は減少することなく保持される。

舵取機の制御は操舵室の中心に設置された操舵輪付き舷取台から電気的に行なわれる。この種の舷取台は上部船橋、船尾部制御室および舵取機室にも設置されている。

動力機関中央制御室(第150図)には操作盤および配電盤が設置され、そこに動力装置の保守と運転状態の監視に必要



第149図 碎氷船Moskva号の操舵室

に設置された制御盤

な諸計器が配置されている。各原動機に對し回転速度計、油圧および冷却水温度に関する警告信号指示器、起動、停止指示を与えるための押しボタンなどが装備されている。また、発電機投入信号指示器、発電機の主遮断器遠隔制御装置、電位差計調整器用電気式操作装置、スクリューリー回転速度計、電流計、電力計、最大電流計、接地計などが設置されている。動力機関の運転状態に関する完全な情報を掌握して中央制御室の当直オペレータはあらゆる場合について必要な措置をとることができる。

碎氷船における遠隔監視・計測・信号伝達システムの内容は極めて広大であり、火災警報信号システム、各地区画内の液体レベルの測定システム、廻水測定システム、水密ハッチの監視・制御システム、測深警報システムなども含まれる。

全ての近代的碎氷船に装備されている航海計器類には全ての制御ユニットにレピータをもつジャイロコンパス、海図室および中央制御室にレピータをもつ測程機、音響測深器、自動針路記録器、方位測定機、近距離用および遠距離用のレーダーシステムなどが含まれる。

無線通信システムは距離と時間に実際に制限なしに信頼度の高い相互通信を碎氷船に保証しなければならない。全ての無線装置は無線室に配置され、そこから主要な無線連絡が実施される。碎氷船の無線室はソ連船舶管理局の規程に従って設置されなければならない。無線室には短波および長波の送受信機、UHFラジオ、運航用中波送信機、非常用ラジオ、自動警報および遭難信号発信器が配置される。碎氷船の各制御ユニットには無線室に入り込むことなしに無線電話連絡を碎氷船指揮陣が行ない得るように分岐通信ユニットが置かれている。碎氷船のアンテナ列は、通常、水平「字型多重指向性および単指向性アンテナ、垂直アンテナおよびむち形アンテナより構成される。

碎氷船の船内通信システムには対になった指令連絡用伝声管システム、船用自動電話局、指令伝達用スピーカなどが含まれる。新型碎氷船では最も重要な機器の作動に対する遠隔監視また舷側の氷況観察のためのテレビ装置が設置されている。

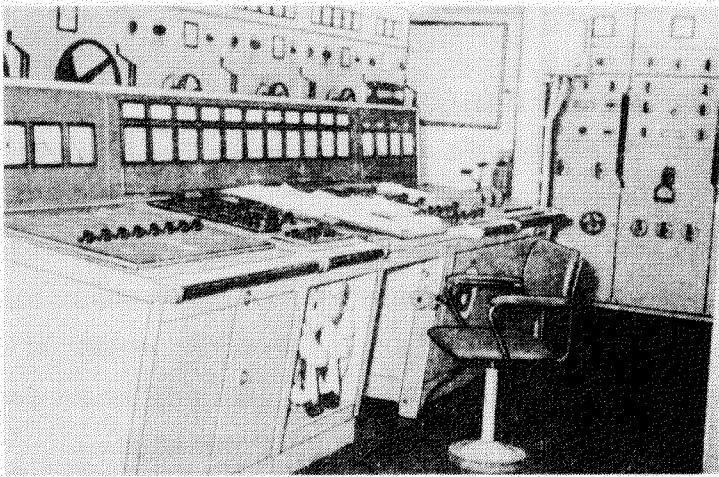
碎氷船にとって氷中航行は海洋航行のうちで最も複雑な状態であるから、制御システムの改善は第一義的に重要な意味をもっている。氷中航行時の船の位置測定は困難であるが、それは、船が氷と一緒に殆んど常に漂流しており、それを計算で処理することは困難であること、針路の変更を頻繁に行なうこと、また船速が一定でないことに依る。頻繁に変化する氷況および被誘導船舶の行動を断えず観察する必要性は指揮者の課題を一層複雑なものにする。そのため、碎氷船には、他の種類の船舶とは異なり、同時に2人の指揮者（操舵手以外）が航海当直に立たなければならない。

碎氷船の制御システムの改善の余地はまだ決して無くなっていない。これに大いに関連する事項は碎氷船の活動の経済的効果の向上であり、制御システムの改善は、一方では、燃料消費量の低減、乗組員数の削減などによる碎氷船の運航費の低減を可能にし、他方では、船舶誘導の速度と安全性の向上を可能にする。

制御システムの改善策として想定される事項は外界と碎氷船自体に関する全ての必要なパラメータを正確に計測するための新型計測器類の設置、ならびに、計測器の指示値を処理し、周囲状況を表わす情報を主制御盤に与え、制御上の指示を与える自動監視制御システムの確立である。このような計測器としてまず第一に挙げられるものはアイス・ログであり、現存の諸々の船用ログはいずれも速度および氷中航走距離の測定信頼度が不充分である。\*)

(\*)現在、碎氷船に装備されているログはいずれも普通のログであり、その多くは氷海内での働きが良くない。

これらのうちで氷海内航行時用に最も推奨できるものは電動・油圧式ログMGL-25である。



第150図 碎氷船Moskva号の中央制御室に設置された制御盤

現在、砕氷船の全ての基本的な制御システムを1つに統合する総合自動制御システムの開発問題が提起されている。このような総合システムは動力機関の制御、ならびに砕氷船の運航制御を総括するものでなければならない。多分、船舶動力機関の制御の自動化は個々の局部的なプロセスの自動化から、さまざまな電気式自動装置を機能的に結び付ける総合遠隔自動制御システムの形成へと発展すると思われる。動力機関の制御に運転員が関与することは徐々に少なくなり、多数の運転操作は動力機関の状態についての情報信号とシステムの動作との関係を設定する論理法則にゆだねられることになる。換言すれば、システム内に局部的な電気式自動装置を含んだ論理プログラミング式制御システムの適用の問題になる。船用動力機関に対する更に高度の自動化の時がくると、システム内に予測制御および適応制御要素の導入、計算機の採用、砕氷船の全技術システムICに対する総合集中制御システムへの発電設備自動化システムの集中化が実現される。

砕氷船の制御過程の自動化に関する重要な問題は1人の運転員（操舵手以外）だけで操作できる改良型制御盤の開発である。このような制御盤の開発に当っては周囲状況ならびに計算機によって得られた決定を可視表示するシステムを大幅に採用する必要がある。また、その制御盤には砕氷船のあらゆる場所からの情報がテレビ装置を介して送り込まれ、また砕氷船の進路上の氷の状態に関する情報も送り込まれなければならない。

制御盤は操舵室の中心に設置され、また簡易制御ユニットが操舵室の両側および船尾部甲板室にも設置される。

砕氷船の上部船橋に定置型の制御ユニットを配置することは適当でない。それは、実際経験から明らかのように、これは殆んど使用されず、そこに設置された高価な諸装置が大気中の湿分およびしぶきによる有害な影響を受けるからである。これの代りに分岐制御盤を設置した方が便利である。これは、必要な場合に、上部船橋から制御用に使用することができる。

砕氷船の総合自動制御システムの発達は船と動力機関を船橋から集中制御する方式に導かれなければならない。当直機関士と航海士との直接の接触は航海と動力機関運転にかかる特殊な情況を調和裡に結合させることができる。統合された単一の制御センターの存在は計器類および諸制御システムの集中化に関連してまたそれらによって得られる情報量の膨大化に関連して制御性能のならびにオペレータの労働生産性の向上を可能にする。

#### 引　用　文　献

1. Arshenevskiy, Yu. A., "On Masterful Conduct of Arctic Navigation of the Jubilee Year," Morskoy Flot (Merchant Marine), No. 4, 1967.
2. Arshenevskiy, Yu. A., Ledokoly (Icebreakers), Moscow, Znaniye, 1970.
3. Atomnyy Ledokol Lenin (Atomic Icebreaker Lenin), Sudostroyeniye, No. 1, 1959.
4. Vasilevskiy, A. N., "New Port Icebreaker," Sudostroyeniye (Shipbuilding), No. 1, 1960.
5. Vinogradov, I. V., Suda Ledovogo Plavaniya (Icebreaking Ships), Moscow, Oborongiz, 1946.
6. Vozhakov, A. A. and B. N. Rasskazov, "On the Interaction of Screw with Ice," Trudy TsNIIMF (Proceedings of Central Scientific Research Institute of the Maritime Fleet), No. 87, Leningrad, Transport, 1967.
7. Grechin, M. A., "Calculation of Acceleration and Deceleration Characteristics of Ship," Trudy TsNIIMF, No. 15, Leningrad, Morskoy transport, 1958.
8. Dorokhov, A. P., "Icebreaker Moskva," Sudostroyeniye, No. 10, 1960.
9. Zagyu, A. M., "Icebreaker Kapitan Belousov," Morskoy Flot, No. 7, 1955.
10. Nalishenskiy, V. Ye., "Operating Features of Electric Propulsion Systems of Icebreakers during Ramming of Ice," Sudostroyeniye, No. 5, 1961.

11. Mitsevich, A. K. and L. N. Muchnik, "Problems of Evaluating Effectiveness of Line Icebreakers," Trudy Instituta Kompleksnykh Transportnykh Problem pri Gosplane SSSR (Proceedings of Institute of Complex Transport Problems, Gosplan USSR), No. 11, Moscow, 1969.
12. Morskiye Ledokoly i Buksirnyye Suda. Spravochnik (Seagoing Icebreakers and Tugboats. Manual), Leningrad, Transport, 1969.
13. Neganov, V. I. and B. Ya. Gnesin, "Atomic Icebreaker Lenin in the Arctic," Sudostroyeniye, No. 8, 1961.
14. Nogid, L. M. and O. V. Dubrovin, "On Viscous Resistance of Icebreakers," Sudostroyeniye, No. 6, 1962.
15. Katsman, F. M., V. I. Kashtelyan and A. Ya. Ryvlin, "Determination of Resistance of Icebreakers in Open Water and in Ice," Sudostroyeniye, No. 11, 1968.
16. Kashtelyan, V. I., I. I. Poznyak and A. Ya. Ryvlin, Soprotivleniye L'da Dvizheniyu Sudna (Resistance of Ice to Movement of Ship), Leningrad, Sudostroyeniye, 1968.
17. Kuchiiev, Yu. S., "Five Voyages of Atomic Icebreaker Lenin," Morskoy Flot, No. 2, 1965.
18. Petrov, Ye. Yu. and D. Ye. Kheysin, "Calculation of Inertial Characteristics of Ships Sailing in Ice," Doklady XIV Nauchno-Tekhnicheskoy Konferentsii Korablestroitel'nogo Fakul'teta GPI im. Zhdanova (Reports of 14th Scientific-technical Conference of Shipbuilding Department of Gor'kiy Polytechnic Institute im. Zhdanova), Gor'kiy, 1967.
19. Polonskiy, V. I. and A. B. Khaykin, Elektrokhody i Perspektivy ikh Razvitiya (Electric Ships and Prospects of Development), Leningrad, Sudpromgiz, 1960.
20. Popov, Yu. N., O. V. Faddeev, D. Ye. Kheysin and A. A. Yakovlev, Prochnost' Sudov, Plavayushchikh vo L'dakh (Strength of Ships Sailing in Ice), Leningrad, Sudostroyeniye, 1967.
21. Rukavishnikov, S. B., Avtomatizirovannyye Grebnyye elektricheskiye Ustanovki (Automated Electric Propulsion Systems), Leningrad, Sudostroyeniye, 1968.
22. Ryvlin, A. Ya. and Ye. Yu. Petrov, "On the Problem of Experimental Determination of Friction Coefficients of Ice under Full-scale Conditions," Problemy Arktiki i Antarktiki (Problems of the Arctic and Antarctic), No. 21, Leningrad, Gidrometeoizdat, 1965.
23. Sidorov, M. N. and V. Ya. Yagodkin, "Requirements Imposed on Modern Electric Propulsion Systems of Icebreakers and of Active Icebreaking Ships," Trudy NTO Sudproma (Proceedings of Scientific and Technical Society Sudprom [Shipbuilding Industry]), Vol. 8, No. 5, Leningrad, 1959.
24. Stefanovich, A. N., Ledokoly (Icebreakers), Leningrad, Morskoy Transport, 1958.
25. Stefanovich, A. N., "First Arctic Voyage of Icebreaker Lenin," Sudostroyeniye, No. 8, 1961.
26. Tolstikov, Ye. I., "The North Sea Lane Will Become a Mass Shipping Route," Morskoy Flot, No. 10, 1961.
27. Tronin, V. A., "On Calculation of the Elements of Ship Maneuverability in Level Ice," Trudy GIIVT (Proceedings of Gor'kiy Institute of Water Transport Engineers), No. 102, Gor'kiy, 1969.

28. Khaykin, A. B., Sovremennyye i Perspektivnyye Elektrokhody (Contemporary and Future Electric Ships), Leningrad, Sudostroyeniye, 1969.
29. Khaykin, A. B., Avtomatizirovannyye Grebnyye Elektricheskiye Ustanovki (Automatic Electric Propulsion Systems), Leningrad, Transport, 1968.
30. Khaykin, A. B. and V. Ya. Yagodkin, "Calculation of Static Characteristics of Electric Propulsion Systems of Icebreaking Ships," Sudostroyeniye, No. 1, 1966.
31. Khaykin, A. B. and V. Ya. Yagodkin, "Operation of Electric Propulsion System of Icebreaker during Breaking of Ice with Screw Blades," Morskoy Flot, No. 8, 1966.
32. Kheysin, D. Ye., "Bending of Infinite Plate with Straight Edges under Influence of Local Load," Sudostroyeniye, No. 4, 1962.
33. Kheysin, D. Ye., "Determination of Contact Forces as Ship Rams Ice with Stem," Problemy Arktiki i Antarktiki, No. 8, Leningrad, Morskoy Transport, 1961.
34. Yudovin, B. S., Energeticheskiye Ustanovki Ledokolov (Power Generating Systems of Icebreakers), Leningrad, Sudostroyeniye, 1967.
35. Yagodkin, V. Ya., "Analytical Determination of Moment of Resistance to Screw Rotation during Interaction with Ice," Problemy Arktiki i Antarktiki, No. 13, Leningrad, Morskoy transport, 1963.
36. "A New Philosophy Towards Ice-breaking," Shipbuilding and Shipping Record, 1967, 109, No. 23, p. 805.
37. Bolin, P. G., "Die Bewertung von Eisfahigkeiten des Schiffs mittels des Eiswiderstandsdiagramms," Schiff und Hafen, No. 4, 1969.
38. "Coast Guard Announces Plans for New Icebreaker," The Northern Engineer, Vol. 2, No. 2, p. 18, 1970.
39. Collins, C. F. and J. G. German, "The Steam Turboelectric Icebreaker CCGS Louis S. St. Laurents," Canadian Division Supplement, No. 29, pp. 51-67, 1969.
40. Grighton, L. I., "Icebreakers. Their Design and Construction," Lloyds Register of Shipping, No. 45, pp. 1-21, 1965.
41. Jansson, J. E., "Icebreakers and Their Design," European Shipbuilding, No. 5, pp. 112-128, No. 6, pp. 143-150, 1956.
42. Landtman, C., "Finnish Icebreakers," U.S. Naval Institute Proceedings Reprint, No. 795, Vol. 95, No. 2, February 1969.
43. Valanty, V., "Om galvanisk korrosion i svetsfjäv vid svetsade fartyg," Scandinavian Shiptechnical Meeting, 1960.
44. White, R. M., "Prediction of Icebreaker Capability," Quarterly Transactions of the Royal Institute of Naval Architects, No. 2, Vol. 112, pp. 225-240, 1970.

## 第3編 船舶の運動に対する密接氷の抵抗

本編はソビエト連邦文献V. I. カシテリアン他著、V. I. ネガノフ監修「船舶の運動に対する抵抗」(Sudostroenie (造船) 出版所 1968年刊行)に基づき調査したものである。

### 第2章 船舶の運動に対する密接氷の抵抗

#### 第4節 密接氷域における船舶の運動の特質および船体と氷の相互作用

周知のように、氷域における砕氷船の運動は連続進行またはチャージングをもって行なわれる。

整定速度による船舶の連続進行運動はスクリューの出す総推力が氷の抵抗を克服するのに充分な大きさをもっている場合に可能である。このような氷中進航方法は最も効果的で且つ安全である。

氷の抵抗力がスクリューの推力を上回っている場合にはチャージング動作に頼る。その場合の平均運動速度は氷の抵抗は船の特性に依存する（この限りでは氷中の連続進行の場合と同様）ばかりでなく、主機の運転融通性、指揮者が採る操船方法、その他にも依存する。

チャージング動作に採られる一連の補助操船（逆転運転、後進運転、增速運転）にはかなりの時間を要する。例えば、Dobrina Nikitich 級の砕氷船が氷厚 1.3m の密接氷域においてチャージングにより水路開通作業を実施した場合に各操船段階の平均所要時間は後進に 120 秒、前進に切替えるための逆転に 6 秒、全力前進に 45 秒、氷中の直接進行に 15 秒、後進のための逆転に 25 秒（1 サイクルの動作の総時間は 211 秒）であった。

このように、チャージングによる砕氷船の動作に関する問題が複雑であることは明瞭であり、これは氷の抵抗力の計算問題にのみ帰すことはできず、現在この複雑な問題を解く実際的な方法はまだ確立していない。従って本書では連続運動の場合にのみ限定して検討する。

船舶が連続運動する場合の密接氷の抵抗に関する研究は密接氷域が多様性に富むこと、また船舶の耐航性に影響を及ぼす諸因子が比較的多いことによって複雑になる。これら諸因子のうちの一部（起伏度、破壊度など）は現在なお厳密な定量化の取扱いがなされていない。平坦な密接氷中ににおける砕氷船の運動を検討する場合には氷の抵抗の法則性の解析とシミュレーションが簡単化される。この場合に考慮すべき氷盤の特性は氷の厚さと強度だけである。

以下では平坦密接氷盤内の船舶の連続運動の物理的様相の特徴について示す。これはシミュレーションおよび理論計算の基礎を成すものである。

実際の氷中運動が示しているように、密接氷盤内の船の進行速度は氷盤の厚さと強度に依存し、通常 0.5 kt から 10~12 kt までの値である。氷の抵抗力の克服はスクリューの推力および船体の質量の運動エネルギーによって行なわれる。

砕氷船が氷盤と遭遇したとき船首が氷と衝突し、船首部が氷盤に乗り上げる。氷盤は曲げによる破壊を起きずに船首によって「截断」される。船が前進運動を続けるにつれて（その間に船尾トリムが増大するが）両舷が氷と接触状態に入り、氷を曲げによって破壊し、個々の扇形氷塊に分ける。これらは各舷側に沿って 1 列、2 列またはそれ以上の列を成して配列される形をとる。舷側の区域によって氷の破碎が同時性をもたないこと、また船首の前方では氷の破壊が起きていないことの故に船の運動過程において船首部が当初の位置に下降することはない。以上のようにして、砕氷船は平坦密接氷盤を突破するに際し最初に氷盤に乗り上げたときの船尾トリムを実際上一定に保ったままで進行する。この船尾トリムの大きさは、観測から明らかなように、氷の厚さと強度および船体線図形状と船速に依存する。舷側の個々の区域による氷盤の破壊によってもたらされる吃水の変化は比較的僅かであり、また左舷と右舷で氷の破壊が同時に起らないことに関連する横傾斜の変化および針路ずれも僅かである。

以上のように、圧倒的大多数の場合において密接氷中の船舶の運動は、その性質からみて、若干の研究者が示している

ような明確なサイクル性をもつて周期的運動<sup>54,13)</sup>ではない。

船首による氷の破壊が「截断」の形をとる（曲げ破断でない）様相については次のように説明される。即ち、船首の傾斜界面において接触力が水平成分と垂直成分に分解される。これは氷の圧縮、截断および曲げによる歪みを惹き起す。氷の最終的な破壊の様相はこれらの歪み（応力）のうちのいずれが最も早くその限界値に達するかによって決まる。

まず最初に船首域において舷側の側から局所的圧壊と破碎が起きる。それから、若し接触面積が垂直荷重を受けるに充分な広さであるならば、一般に、曲げによる破壊が起きる。しかし他の諸条件が等しいとき氷の截断に対する抵抗は曲げに対する抵抗よりも小さいので、上記の現象は生じない。碎氷船の船首の傾斜角が小さいことおよび氷の圧縮に対する限界強度は截断または曲げに対する限界強度よりも大きいことの故に、船首の水平力の作用のもとで圧縮により氷盤を全体的に破壊する（細片に破碎する）場合も極めて希れである。

碎氷船が密接氷中を運動する場合に船首により氷を破壊する典型的な状況を第6図に示す。同図から判るように、船の運動過程で船首は氷中に切開路を形成する。積雪および一部氷の上層部はこの切開路から氷盤上に押し出されて細長い雪の堆積物を形成する。船首の前方には曲げによるクラックは存在しない。観測に依れば、船首によって切り開かれる氷帶の規模は氷の物理的・機械的性質、碎氷船の運動速度および船首端の形状に依存する。

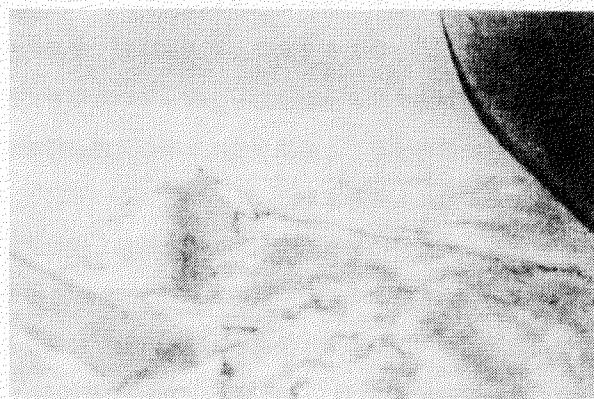
碎氷船の舷側による氷の破壊は上記と異なる様相を呈する。まず最初に舷側と氷との接触領域において氷の上縁の局部的圧壊が生じ（第7図）、これは氷が曲げ破壊をする瞬間まで続く。この氷縁圧壊帯の規模は氷の厚さと強度および船体線図の形状と船の運動速度に依存する。

氷の曲げ破壊の時点は氷の上層部の引張の結果生成される1つ、2つまたそれ以上の同心クラックの出現によって特徴付けられる（第8図）。

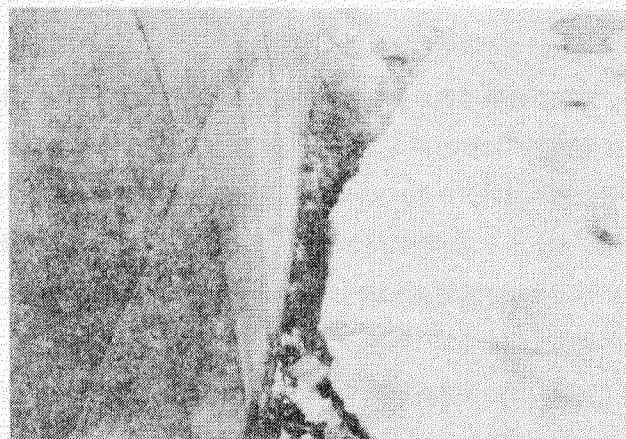
一般に氷の最終的な破壊は舷側に最も近いクラックに沿って起き、クラックIIとIIIは閉じる。船体に接している氷塊は押し沈められる。この場所における破壊氷帶の幅が船体の通過に充分でない場合にはクラックIIとIIIの間に存在する氷塊の押し沈めが起きる。

観測から明らかなるように、船首域から破壊されない氷盤縁に到るまで各舷側によって破り取られる扇形氷列の数またこれら扇形氷塊の絶対寸法は主として氷厚、船速および船幅に依存する。各扇形氷塊の長さと幅との比は全ての場合に充分に安定しており、その値は3～5である。運動速度が比較的低く、また限界氷厚も比較的小さいときには「1列」破碎また希れには「2列」破碎が観察される。1列破碎の場合、船首による氷の切開の後に各舷側から1つずつ大きな扇形氷が破り取られる（第9図のI）。その幅は碎氷船の幅の1/2よりも大きい。そのため船体の中央部分はこの扇形氷塊を押し沈めた以後には氷盤縁と直接接触することがない。

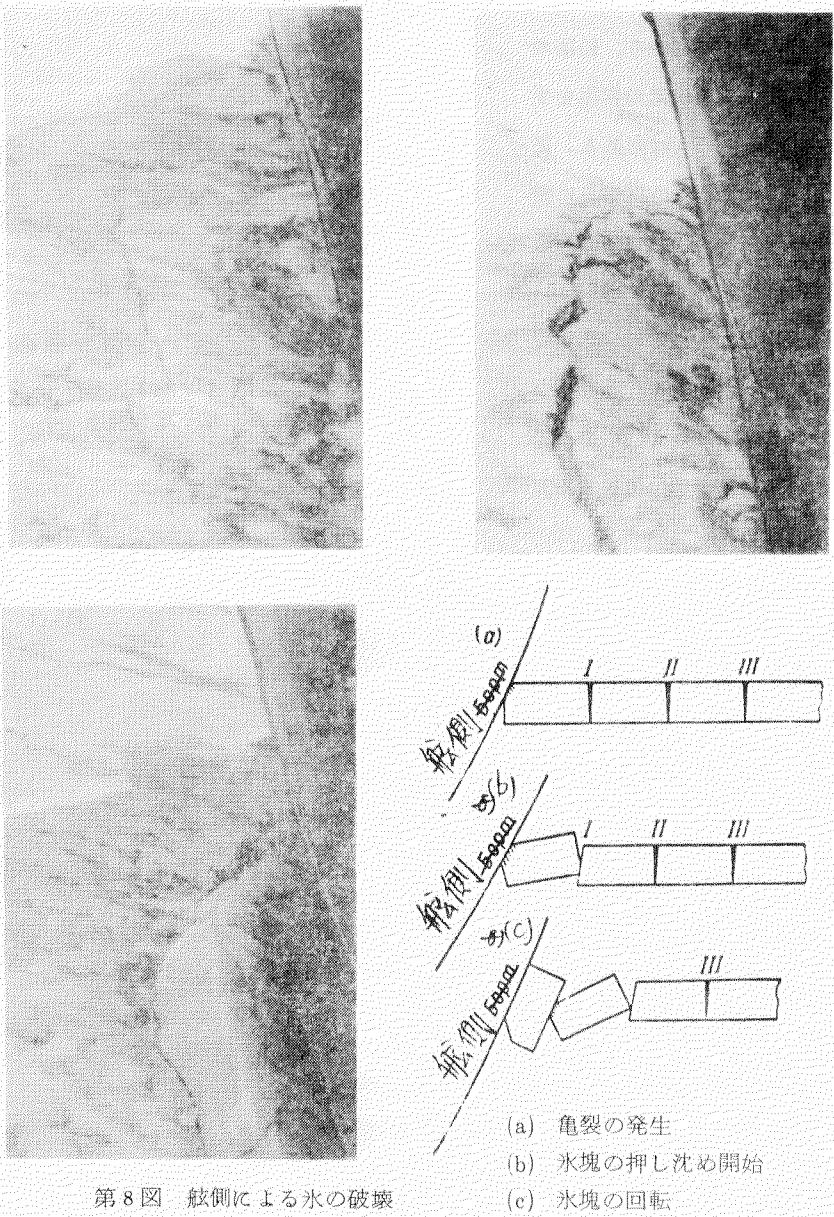
碎氷船の舷側によって1列破碎によって破り取られる扇形氷の長さは、幅20mのとき、50～80mに達することがある。



第6図 碎氷船の船首による氷の破壊



第7図 舷側による上部氷縁の圧壊

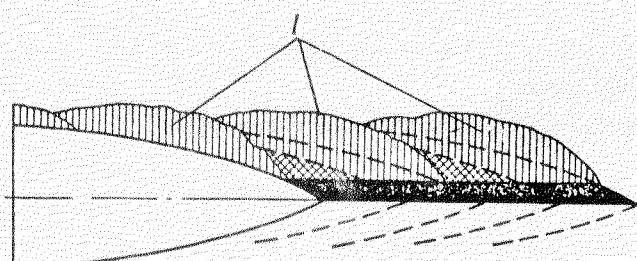


第8図 舷側による氷の破壊

2列砕氷の場合には各舷側から順々に2個ずつ扇形氷が破り取られる(第10図)。船首による切開帶の直接外に位置する扇形氷塊Iの規模はあまり大きくないが、水路縁を形成する扇形氷塊IIはその数倍大きい。砕氷船の運動速度が増大し且つ水厚が減少するとき各舷側からの扇形氷塊列の数は増加して3列またそれ以上になるが、扇形氷の大きさは減少する。時として、砕氷船の舷側の数カ所に氷が同時に接触することがある。その場合には規模の大きい1つの扇形氷が破り取られる。

各扇形氷は舷側による押し沈めと回転の過程で舷側と氷との接触力所から発生しているクラック(いわゆる放射状亀裂)に沿って2~3の部分に破碎される。一部の氷塊は破壊されない氷盤に押し上げられ、他の(大部分の)氷塊は船体と氷縁との間のスペースを埋める(第11図)。

破壊された氷の大部分は砕氷の舷側によって完全に押し沈められ、その結果、水面下の船体は船底に至るまで氷板(含砕氷)に取巻かれる。氷縁と船体との間に存在し部分的に押し沈められた大形の氷塊は船体中央部の最も幅広い部分



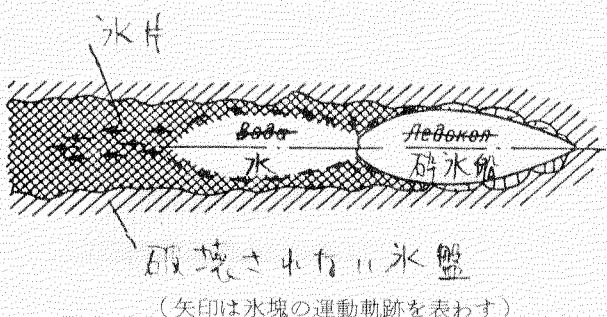
第9図 氷の1列破碎の図解( I - 第1列の扇形氷 )

が通過した後に再び水平位置に戻る。その場合まずこれらの氷塊が氷縁から若干遠ざかり、船尾でスクリューによって作り出される水流の作用を受けて破壊されない氷盤に再び押し付けられる。更に、船尾から遠ざかるにつれて氷は水路中央に密集する（第12図）。船尾の直後の水の流れが最も強い領域には水帶が形成される（第13図）。

以上のようにして、水路内の破碎氷の分布状況は次のようなになる。即ち、水路中央に「碎け氷」が位置を占め、水路縁寄りに小形および中形の碎氷が存在し、さらにその外側には専ら大形の氷塊が並ぶ（第14図）。

碎氷船によって形成される水路は貨物船の誘導上重要な役割を果す。水路の質はその幅、水路内の小氷板の密接度、氷塊の大きさと相対配置、船尾後方の開水面の長さなどによって決まる。これらの特性は碎氷船の船体による氷の破壊状況に依存し、従ってまたスクリューの数、スクリューの出力の大きさと推進軸間の出力分布に依存する。

密接水域に碎氷船が開通した水路内の氷の密接度は9～10級であり、水路面積の10～30%は大形氷塊で占められ、30%は中形氷塊で、また30～50%は小形氷塊で占められる。平坦水域においては水路は一般に直線状であり、その幅は碎氷船の幅より20～30%広く、水路縁は比較的平坦で、突起は少ない。

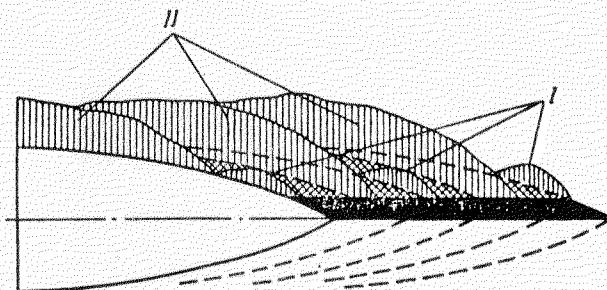


第12図 密接氷盤内の水路開通

## 第5節 氷の抵抗力の諸成分

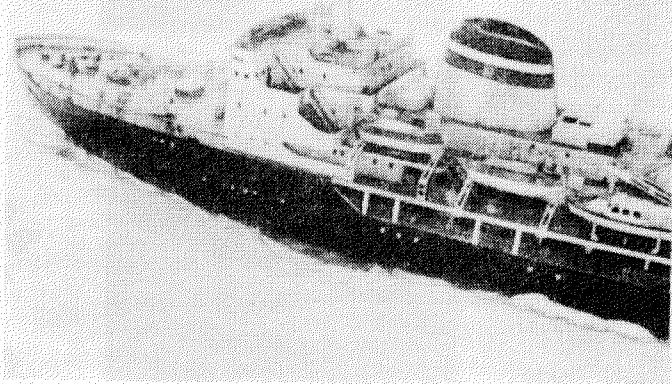
碎氷船の船体と氷盤との相互作用の解析に基づけば船の運動に対する氷の全抵抗は下記の諸成分に分解することができる。

- (1) 船首および舷側による氷の破壊によって生じ

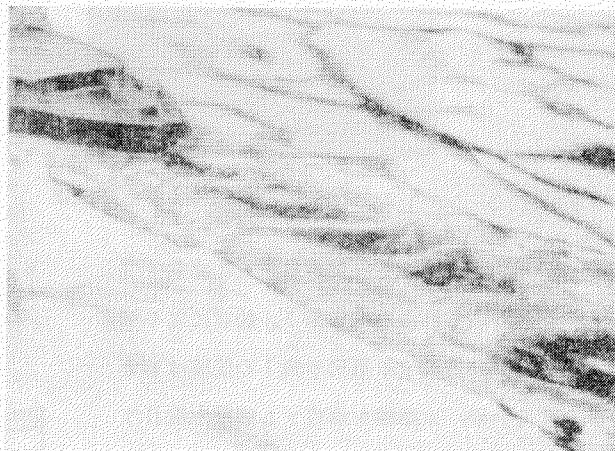


第10図 氷の2列破碎の図解

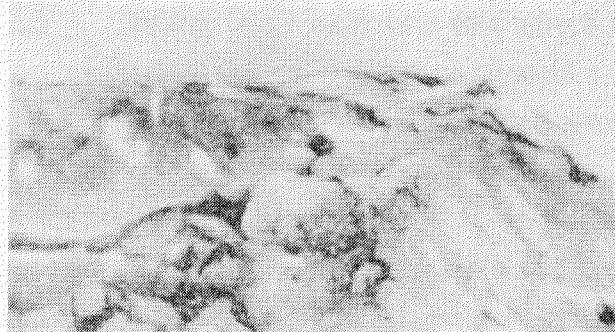
(I—第1列扇形氷)  
(II—第2列扇形氷)



第11図 船体を囲む氷塊の配置状況



第13図 船尾後方の水帶



第14図 碎氷船が後退した際の氷片の配置状況

## る破碎抵抗

- (2) 破壊された氷の押し沈めに伴なう抵抗
- (3) 氷塊の回転に伴なう抵抗
- (4) 砕氷船の吃水が変化するときのエネルギー損失に関係する抵抗
- (5) 船体と氷との相互打撃に際してのエネルギー損失によって条件付けられる抵抗
- (6) 破碎し取られた氷塊の押し分けに伴なう抵抗
- (7) 船体と氷との、また氷と氷との間の摩擦抵抗
- (8) 砕氷船の運動に対する水の抵抗

一般には氷の全抵抗  $R_i$  を直接（または静的）成分と速度成分に分ける方法が採用されている。

直接抵抗  $R_{pr}$  は船の運動速度に依存しない全ての種類の抵抗成分、即ち氷の破碎に伴なう抵抗、部分的には氷の押し沈めと回転に伴なう抵抗、吃水変化に関連する抵抗、氷の摩擦抵抗など、を含む。

速度に関連する抵抗  $R_{ck}$  は船の運動速度に依存する抵抗成分、即ち破壊氷の押し分けに伴なう抵抗、船および氷塊の運動に対する水の抵抗などを含む。

密接氷域における船舶の運動に対する氷の抵抗として典型的な曳引抵抗曲線  $R_i = f(v)$  を第15図に示す。この曲線の縦座標は  $v = 0$  のとき直接抵抗  $R_{pr}$  を表わし、速度にかかる抵抗  $R_{ck}$  は  $v$  が零でない値のとき  $R_i - R_{pr}$  に等しい。このように全氷抵抗  $R_i$  は直接抵抗と速度抵抗の和に等しい。即ち

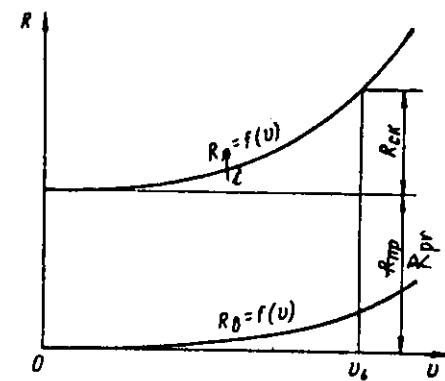
$$R_i = R_{pr} + R_{ck} \quad (1)$$

ここで一連の諸問題を解くための便宜上、<純>氷抵抗  $R_{ip}$  を用いる。これは全氷抵抗と船の運動に対する水の抵抗との差、即ち下記で表わされる。

$$R_{ip} = R_i - R_B \quad (2)$$

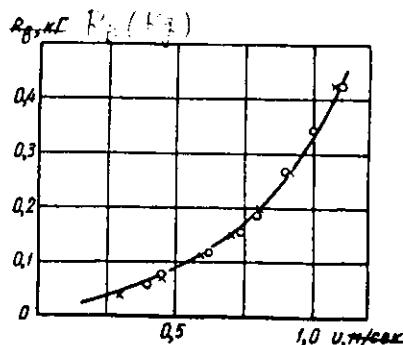
厳密には、流れの拘束を惹き起す氷海条件下で船が運動するときの水の抵抗  $R_B$  は開水面で運動するときの抵抗と異なる。しかしここで検討する場合については比較的小さい運動速度のときには開水面について行なわれていると同様に  $R_B$  を決定（計算または実験<sup>15, 16</sup>により）しても特に誤差を招くことはない。この命題を検証するためAANII（南極・北極研究所）の試験水槽を用いて開水面での砕氷船模型試験を実施した。この模型試験は航路の幅を水槽の幅と等しく 1.8 mにして行ない、また密接氷盤中に挽き開けた水路内でも行なった。この水路の幅は 54 cm であり、模型船の幅は 43.5 cm である。試験結果は第16図に示す通りである。

この図から判かるように、模型船の曳引抵抗曲線は水路内と無制限航路内とで实际上同じである。このことは抵抗成分  $R_B$  を一般に採用されている方法で求め得る根拠となる。（これは船舶の水中運動に特徴的なフルード数範囲即ち  $F_r = 0.05 \sim 0.2$  において成立する）。ソ連の主要な型式の砕氷船と氷海航行型船舶について開水面での曳引抵抗曲線を第17図および第18図に示す。これらは氷中耐航性に関する実



第15図 船舶の曳引抵抗曲線

$R_i$  — 密接氷盤での  
 $R_B$  — 開水面での

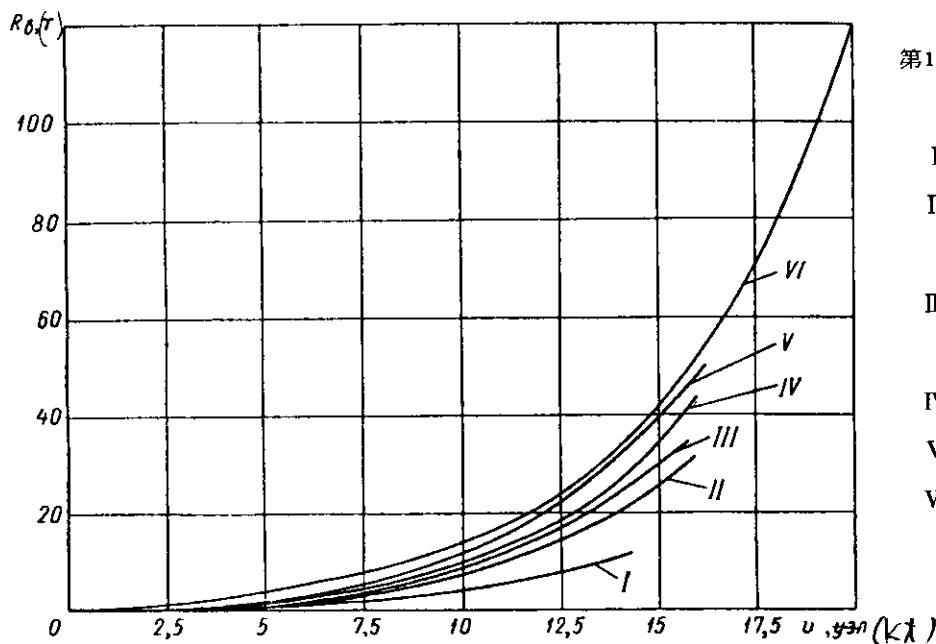


第16図 開水面における砕氷船 Ermak号の  
模型船の曳引抵抗曲線

○—無制限航路での ×—水路での

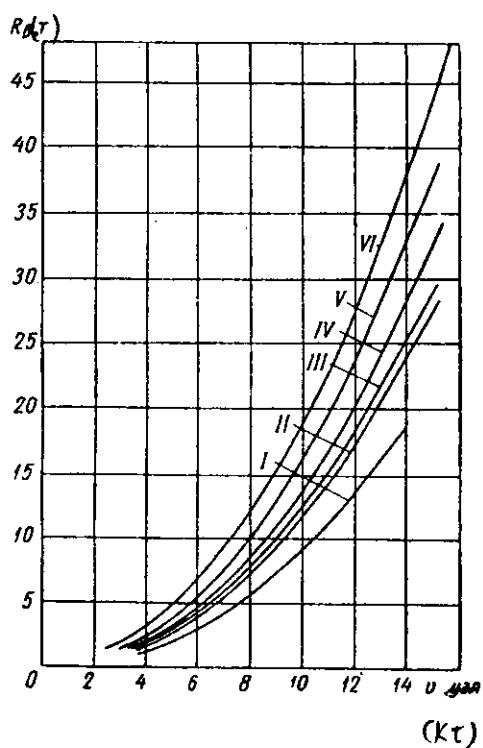
(\*) 運動速度が零のときの抵抗を実際に求めることは可能とは思われない。従って、氷の抵抗曲線（第15図）の性質を考慮すれば、1 ~ 2 kt 程度の低速運動時の抵抗として実用上充分な精度をもって  $R_{pr}$  を探すことができる。

用計算に用いることができる。



第17図 開水面における砕氷船の曳引抵抗曲線

- I - Terek 号
- II - Dobrina 号
- Nikitich 号
- III - Kapitan 号
- Belousov 号
- IV - Ermak 号
- V - Sibiri 号
- VI - Moskva 号



第18図 開水面における氷海航行型貨物船の曳引抵抗曲線

- I - Andizhan 号
- II - Dneproges 号
- III - Volgolés 号
- IV - Lena 号
- V - Krasnograd 号
- VI - Leninsky Komsomol 号

## 第6節 密接氷域における船舶の運動のシミュレーション

密接氷域における船舶の抵抗を解析的に求めることが困難なため実船または模型実験に頼る方法がとられてきた。

密接氷中の船舶の運動過程の研究でシミュレーション手法を最初に提案した研究者は L. M. Nogid である。シミュレーションを実際に実現することは実験室条件において実氷を模擬できる材料の選定に困難を伴うため煩雑である。バラフィン製平板による模擬氷を用いた模型船試験が 1939 ~ 1941 年に L. M. Nogid によって最初に行なわれたが、その結果、氷盤模型としてのバラフィンの使用はこの材料の塑性が大きいため不適当であることが明らかになった。

A. L. Kostyukov もこれと同様な結論に達したが、その場合、彼はオデッサ水運技術者協会の試験水槽で砕氷船 Ermak および Razvedchik の模型を用いてバラフィン板の浮んだ状態における破壊について実験した。その後に L. M. Nogid はステアリンと牛脂肪の混合物から作った平板による氷盤条件の再現を試みた。

1940～1941年にV. I. Neganovは野外水槽で自然に凍結した氷により碎氷船の模型試験を実施した。このような氷は厚さ7～8mmでも非常に強固であり、模型船は氷を破壊できずに氷盤に乗り上げた。

戦後に至り、密接水域における船舶運動のシミュレーションに関する研究も更新された。1946年、L. M. Nogidは次元の理論から出発して初めて基本的な相似条件を定式化した。これは密接水中の船の運動の研究に模型実験の基礎付けを成すものであった。

1948年、V. V. Lavrovは実験室条件のもとで模擬氷と呼ばれる実氷組成で低強度の均質氷を作り出す方法を提案した。このような氷を用いた最初の模型船試験はBedeneev名称全ソ水力技術研究所のスボンジ氷水槽でI. I. PoznyakおよびV. V. Lavrovによって実施され、その結果からこの模型試験方法の有望性が確認され、またこの目的に適した特別な実験設備、即ち氷海再現試験水槽の開発の必要性が立証された。

1951年、Yu. A. ShimanskyとL. M. Nogidは水中における船舶の運動に関するシミュレーション手法に対する理論的基礎付けを与えた。これは実験による検証と更に一層の理論的精密化を必要とする実用的な仮説として提案された。

1955年、模擬氷による試験を行なう目的で世界最初の氷海再現水槽が北極研究所で完成した。この氷海再現水槽を用いて行なわれた試験研究に基づき模擬氷作成方法の改善、模型試験の方法と技法の確立、また氷海再現水槽における相似条件成立の有無の実験的検証が可能となった。

シミュレーションにおいて物理的諸量を満足せしめる相似条件を導き出すに際し、一般に、当該現象に関する諸物理量の次元の解析か或いは当該現象を表わす関係方程式に立脚したやり方が採られる。現在のところ、密接水域における船舶の運動を充分に厳密に表現している方程式はまだ確立されていないので、シミュレーション条件を導き出すに当っては次元の解析と結び付いた方法を主として用いることが適当である。

既に明らかのように、1つの現象を特徴付ける量が別の現象を特徴付ける量に一定の乗数を乗じる方法によって得られるならば、両者の現象は互に相似していると見做すことができる。この相似には幾何学的相似、運動論的相似および動力学的相似がある。  
(geometrical similarity) (kinetic similarity)  
(dynamic similarity)

幾何学的相似においては実物と模型とで相似する線形寸法が比例関係にある。即ち

$$\frac{L_H}{L_M} = \lambda \quad (3)$$

運動論的相似においては実物と模型とで相似点における速度が比例関係にある。即ち

$$\frac{V_H}{V_M} = kv \quad (4)$$

動力学相似においては実物と模型とで相似する要素に作用する力が比例関係にあると理解される。即ち

$$\frac{Q_H}{Q_M} = k_F \quad (5)$$

ただし、 $L_H$ 、 $V_H$ 、 $Q_H$ —それぞれ実物の線形寸法、

速度および力

$L_M$ 、 $V_M$ 、 $Q_M$ —それぞれ模型の線形寸法、

速度および力

$\lambda$ 、 $kv$ 、 $k_F$ —それぞれ幾何学的、運動論的および動力学的相似係数(相似率)

各対の作用力に対してその相似条件を示すことができる。これは部分相似の条件と呼ばれる。全ての部分相似が成立する場合には完全な動(力学)的相似が成り立つ。密接水域での船舶の運動に随伴する諸プロセスにおいてはさまざまな性質の力、即ち重力(重量による力)、慣性力、弾性力および摩擦力が働く。

完全な動力学的相似の条件を確立するため、まず個々の偶力のシミュレーション条件について検討し、それからこれらと一緒にしたシミュレーション問題を検討してみる。

まず、重量的性質の力および慣性力の相似条件に関する問題を解析する。任意に選定された体積に依存しないこれらの力の定量的特性は比重  $\gamma$  または密度  $\rho = \frac{\gamma}{g}$  である（ただし  $g$  は重力の加速度）。

密接水域における船舶の運動に際して生じる諸抵抗成分のうちで重量的性質の力に相当するものは破碎氷の押し沈めと回転また吃水の変化に関連する抵抗力である。

重力が存在するもとの相似条件は、周知のように、下記の等式を満足させることに帰せられる。

$$\frac{V_H}{\sqrt{gL_H}} = \frac{V_M}{\sqrt{gL_M}} \quad (6)$$

条件式(6)はフルードの条件と呼ばれ、無次元表示  $\frac{V}{\sqrt{gL}}$  はフルード数である。この条件式の物理的意味は実物と模型とで互に対応する点における慣性力と重力との比が一定であることにある。

実物と模型とでそれぞれ対応する点における比重が同じであるとすれば、実物の重力  $P_H$  と模型の重力  $P_M$  の比は  $\lambda^3$  になる。即ち、

$$\frac{P_H}{P_M} = \frac{\gamma_H}{\gamma_M} \cdot \frac{V_H}{V_M} = \frac{\gamma_H}{\gamma_M} \lambda^3 = \lambda^3 ; \quad \gamma_H = \gamma_M,$$

ただし、 $V_H$  と  $V_M$  — 実物と模型の体積

$\gamma_H = \gamma_M$  のとき実物の慣性力  $F_H$  と模型のそれ  $F_M$  との比が  $\lambda^3$  となるためには、実物の加速度  $a_H$  と模型のそれ  $a_M$  を相等しくする必要がある。即ち

$$\frac{F_H}{F_M} = \frac{m_H a_H}{m_M a_M} = \lambda^3 \frac{a_H}{a_M} = \lambda^3 ; \quad a_H = a_M,$$

上記の加速度の等式から下記の時間スケールが得られる。

$$\frac{T_H}{T_M} = \sqrt{\frac{L_H}{L_M}} = \sqrt{\lambda},$$

ただし、 $T_H$  と  $T_M$  — 実物と模型の時間

また前進運動の速度の比は下記のようを得られる。

$$\frac{V_H}{V_M} = \frac{L_H T_H}{L_M T_M} = \lambda \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \sqrt{\lambda} \quad (8)$$

従って、実物と模型でそれぞれ対応する点における速度の比が  $\sqrt{\lambda}$  として関係付けられるならば、慣性力の比は  $\lambda^3$  となる。期待した通りに、この場合に、重力の加速度  $g$  が実物と模型で同じであるので、フルード数が相等しくなる条件は自動的に満足させられる。

以上のようにして、実物と模型で密度が相等しいことが確保され、また運動論的相似条件が成立するならば、慣性力および重力的性質の力の比は  $\lambda^3$  になる。

密接水域を碎氷船が運動する場合にスクリューの推力の仕事量の一部は氷盤の破壊に費やされる。弾性一塑性材としての氷の変形の一般的な場合において内部抵抗力（回復力）の役割を果すものは弾性力と粘性力（内部摩擦の力）である。氷の弾性特性に関して第2節で下された指摘を考慮に入れれば、氷が絶対的な弾性体である場合に限定して検討することにする。

必要とする相似条件を導き出すため、まず、物体の動力学的平衡方程式を用いる。その式においては  $Ox$  軸上への力の投影に関する方程式は下記のよう示される。

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} - \rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} = X, \quad (9)$$

ただし、 $\sigma_x$ 、 $\tau_{xy}$ 、 $\tau_{xz}$  — それぞれ  $Ox$  軸上への応力の投影（量）

$u_x$  —  $Ox$  軸上への変位量の投影量

$X = O_x$  軸上への体積力の投影量

$\rho$  = 材料の密度

式(9)の各項はそれぞれ下記のように表わされる。

$$\frac{\sigma}{L} ; \rho \frac{L}{T^2} \text{ および } \frac{Q}{L^3} \quad (10)$$

ここで  $\frac{Q}{L^3}$  を初めの 2 つの複合体で割れば下記の相似条件を得ることができる。

$$\frac{Q}{\rho L^2} \text{ および } \frac{QT^2}{\rho L^4} = \frac{Q}{\rho v^2 L^2}, \quad (11)$$

上式で最後の条件は動力学的性質の力を表わす一般式である<sup>55)</sup>。

弾性力が回復力であるならば、他の 2 つの相似条件はフックの法則に基づいて下記のように得られる。

$$\sigma_x = \frac{E}{2(1+\mu)} \left[ u_{xx} + \frac{\mu}{1-2\mu} \theta \right], \quad (12)$$

ただし  $\theta = u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}$  = 体質相対変形

$u_{xx}, u_{yy}, u_{zz}$  = それぞれ該当する軸の方向での線形(相対)変形

$\mu$  = ボアソン比

相似条件としてこの場合には 2 つの無次元量を取り出すことができる。即ち

$$\mu \text{ および } \frac{Q}{E L^2} \quad (13)$$

式(11)と式(13)から下記の関係が得られる。

$$Ch = \rho \frac{V^2}{E} \quad (14)$$

これはコーチーの数(条件)と呼ばれるものである。このコーチーの条件は等方弾性体における動力学的現象を特徴付けるものであり、また物理的視点からは実物と模型とでそれぞれ対応する点における動力学的性質の力と弾性回復力との比が一定であることを表わしている。

以上のようにして、弾性力の作用がみられる動力学的現象のシミュレーションには下記の 3 つの無次元比<sup>55)</sup>を相似の基準として採用することが終局的に必要である。

$$\mu : \rho \frac{V^2}{E} : \frac{Q}{EL^2}. \quad (15)$$

上述のように比重  $\tau = \rho g$  に比例する体積力が動力学的性質の力の代りに作用するならば、相似条件は下記のようになる<sup>55)</sup>。

$$\mu : \tau \frac{L}{E} : \frac{Q}{EL^2}. \quad (16)$$

パラメータ  $\tau \frac{L}{E}$  は実物と模型とでそれぞれ対応する点において重量的性質の力と弾性力との比が一定であることを指している。

式(12)から次のことが判る。即ち若し実氷とこれを実験室条件内で模擬する材料とでボアソン比が相等しく ( $\mu_H = \mu_M$ ) また弾性模型の比が  $\lambda$  ( $E_H / E_M = \lambda$ ) あるとすれば、実物と模型とのそれぞれ対応する点における弾性力は、幾何学的相似が成立するもとで、 $\lambda^3$  として関係付けられる。この場合、実物の応力と模型の応力との比も、式(12)から判かるように、 $\lambda$  となる。密接水域を碎氷船が運動するとき氷盤の破壊が起きるが、このプロセスを模擬するに当っては実氷とその模型との限界強度の比を知る必要がある。これは明らかに応力の比に対する場合と同様に下記のようになる。

$$\frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda \quad (17)$$

コーチーの相似条件から砕氷船による氷の破碎を模擬する際に成立しなければならない更に 2 つの場合が導き出される。

即ち

$$\rho_H = \rho_M \text{ および } \frac{V_H}{V_M} = \sqrt{\lambda}$$

以上のように、実物と模型とで材料および運動速度に関してフルードおよびコーチーの相似条件から導き出される必要条件は互に一致する。このことから重力的性質の力、慣性力および弾性力を一緒にシミュレーションすることが可能であるとの結論を下すことができる。

以上で検討した諸力のほかに、密接水域を砕氷船が運動する際にいわゆる〈乾燥〉摩擦や水力学的摩擦といった摩擦力が生じる。乾燥摩擦力の大きさは速度に依存せず、対応する接触圧力に比例する。乾燥摩擦は船体と氷とのまた氷の相互間の相互作用（滑り）に際して起きる。水の粘性によってもたらされる水力学的摩擦力は運動速度に依存する。これは船体および氷塊の面に沿って水が流れるとき、また氷塊の押し分け、押し沈めおよび回転に際して現われる。

氷の乾燥摩擦は外部摩擦力のカテゴリーに相当し、これについてはクーロン・アモントンの法則（第 2 節参照）が成り立つ。フルードの相似条件に従うプロセスのシミュレーションに際して乾燥摩擦力は、実物と模型との摩擦係数が下記のように相等しいとの条件が守られるとき、オートモデル的な摩擦力である。  
(automodel)

$$(f_T)_H = (f_T)_M \quad (18)$$

水力学的（または液体）摩擦は内部摩擦力のカテゴリーに相当する。この場合、液体（水）の内部でその層間に滑りが起きる。この摩擦力は液体の粘性および運動速度に依存する。これは慣性力と摩擦力との比に比例する値として表わされるレイノルズの条件  $R_e$  に従って模擬される。即ち

$$R_e = \frac{vL}{\nu}$$

ただし、 $\nu$  — 動粘性係数

フルードの相似条件とレイノルズの相似条件に従う諸力を一緒に模擬するには多くの困難を伴なう。従って、実際のシミュレーションを得るために、氷中の船舶の運動過程において乾燥摩擦および水力学的摩擦の力はいかなる役割を果すものか、またこれらのうちのいずれか一方の無視はシミュレーションに際し重大な誤差を生じるかどうかを評価すべきである。

L. M. Nogid はかつて次の推論を発表した。即ち船舶の水中運動に特徴的な充分に大きな比圧力のもとでは第 2 のカテゴリーの摩擦力（氷と船体との間の水力学的摩擦）もまた速度に依存すると見做すことができる<sup>54)</sup>。この推定は実験によって立証された。実際条件のもとで設定された試験から次のことが立証された。即ち、氷と船体鋼板との、また氷と氷との摩擦は互に摩擦し合う表面の間に液相潤滑物（水）が無い場合においても、また水中においても、境界摩擦（薄い潤滑中間層が存在するもとの摩擦）の法則に従い、これにはクーロン・アモントンの法則が適用される。以上のことは船舶の水中運動に際して遭遇する全範囲の比圧力と滑り速度に實際上あてはめられる。

以上のようにして、船体と氷、または氷と氷の相互作用に際して生じる接触摩擦力の大部分はフルードの相似条件に従って模擬される力のカテゴリーに含まれることができる。

フルードの条件に従うシミュレーションと共存しない摩擦力には船体の粘性抵抗力および氷塊と水との摩擦力が含まれる。（この場合、造波に伴なう水の抵抗成分はフルードの相似条件に従うことを見做す）。純水抵抗  $R_{ip}$  が問題とされる場合には、船体の粘性抵抗を無視することができる。氷塊の粘性抵抗は摩擦抵抗と形態の抵抗（渦抵抗）から成る。前者の成分はレイノルズの相似条件のみに従って模擬することができる。後者の成分は液体の粘性の影響を受けて起る圧力の再配分の結果として生じる水力学的压力成分の一部である。長い延長線をもつ流線体を対象とする場合、この成分は

フルードの相似条件に従って、いわゆる剩余抵抗をもつ実物に換算される。しかし、氷塊片は流線性の悪い物体に相当する。その転位速度は比較的大きくないので抵抗係数はレイノルズ数  $Re$  に依存する。従って、氷塊の形による抵抗を特徴付ける力はフルードの条件に従っては模擬されない。

密接氷域における船舶の運動に際して生じるその他の力に相当するものは氷塊の押し分けと関連する力および液体の法線圧力に伴なう力である。

個々の氷塊の運動を液体の流れ内における浮遊粒子の運動と見做すならば、その運動方程式は下記のように示される。

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = P + P_1 + P_2 + P_3, \quad (19)$$

ただし、 $P$  — アルキメデスの力を差引いた重量の力

$P_1$  — 氷塊と流れとの速度差に比例する抵抗力

$P_2$  — 循環運動の発生（氷塊面を流れるとき）により氷塊に作用する側面力（揚力）

$P_3$  — 流れ内において圧力場の側から氷塊に作用する力

解析の結果に依れば、上記の諸力のうち  $P$ 、 $P_2$  および  $P_3$  はフルードの相似条件に従って模擬することができ、また  $P_1$  はレイノルズの条件に従って模擬される。このように氷塊の押し分けと関連し、また法線圧力によって条件付けられる力はフルードの条件に応じて模擬することができる。ただし一次のベキで速度に比例する 1 つの成分は除く。

以上で行なわれた解析に基づけば密接氷域における船舶の運動のシミュレーションについて以下の一般的な結論を下すことができる。

下記の各等式が成立するとき幾何学的および運動論的相似条件が守られており、また実物と模型とで重量的性質の力と慣性力との比は  $\lambda^3$  となる。

$$\frac{L_H}{L_M} = \lambda, \quad \frac{V_H}{V_M} = \sqrt{\lambda} \quad \text{および} \quad r_H = r_M \quad (20)$$

その場合には自動的にフルードの相似条件が満される。等式 (20) のほかに、もし実氷と模擬氷とに対し補足的な条件

$$\frac{h_H}{h_M} = \frac{E_H}{E_M} = \frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda \quad \text{および} \quad \mu_H = \mu_M, \quad (21)$$

が満されるならば、実碎氷船およびその模型船により氷を破壊するときの弾性力もまたフルードの条件に従って模擬される。その場合にはコーチーの条件が満される。

条件 (20) および (21) の成立は平面上における氷片の幾何学的相似（氷塊の形状、クラックの状態、その他）の成立に関係する。氷と鋼（船体）または氷と水との乾燥摩擦の力は条件 (18) 即ち  $(f_r)_H = (f_r)_M$  の成立するときフルード条件に従って模擬される。

以上のようにして、運動速度に依存しない抵抗成分（直接抵抗）をフルードの条件に基づき厳密に模擬することができる。ただし、液体の粘性に関し、速度にかかる抵抗成分に含まれる力は模擬されない。純氷抵抗を検討する場合にこれらの諸抵抗力のうちで残るものは氷と水との摩擦に関係する力のみである。

## 第 7 節 シミュレーション条件の解析

密接氷域における碎氷船の運動のシミュレーションに際して模型船および氷盤が満足させるべき相似条件は式 (20)、(21) および (18) から導き出される。模型船に関してこれらの諸条件を正確に成立させることは実船と模型船とで幾何学的に相似する類似部分の質量の比が線形スケールの 3 乗に等しくなることに関係する。しかしこの場合に必要なことは水面下の船体形状をしかるべきスケールで再現することばかりでなく、船の構造の完全なシミュレーションを得ることもある。後者は実際には実現できないから、模型の動的等価性に関する補足的な条件<sup>55)</sup>を成立させるべきである。この条件は実船と模型船の重量排水量は  $\lambda^3$  として関係付けられ、両者の質量の慣性モーメントは  $\lambda^5$  として関係付けられることに

帰せられる。後者は試験における模型船の動的補正によって達成される。

氷盤模型に対してシミュレーション理論から提起される諸要件について更に詳しく検討する必要がある。条件(20), (21)および(18)に従えば、模型実験を行なう際に実水と模擬水の厚さの比に関して幾何学的似条件を成立させることのほかに、これらの物理的・力学的特性の相似を成り立たせる必要がある。条件

$$\frac{E_H}{E_M} = \frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda$$

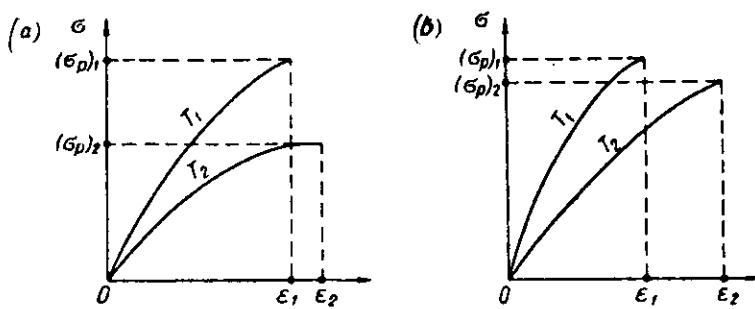
は実氷とその模型が均質等方材であり、その変形は破壊時いたるまでフックの法則に従うことを提示している。しかし、既に明らかのように、大多数の材料は弾性-塑性体であり、或る一定の限界荷重にいたるまではフックの法則に従う。載荷が歪み量のみによって決められ載荷時間に实际上依存しないことが弾性材料にとって特徴的であるのに対し、弾性-塑性材料にとっては変形速度に依存する応力および歪みの大きさに時間の因子が影響を与える。

荷重下における材料の挙動には下記の2つの極限的なケースが認められる。

- (1) 荷重を加える時間Tに $\sigma_p$ は強く、歪み $\epsilon$ は弱く依存する場合(第19図a)
- (2) 荷重を加える時間Tに $\sigma_p$ は弱く、 $\epsilon$ は強く依存する場合(第19図b)

若し、実氷およびその模型の材料が相当大きな塑性を有する、即ち $\sigma_p$ と $\epsilon$ が時間に依存する、ならば、密接氷中の碎氷船の運動のシミュレーションは事実上成立しなくなる。その場合、重力相似の条件から導き出される(gravitatonalsimilarity)時間のスケールは氷の強度特性に関する必要条件が満足されているときに得られる時間のスケールと一致しなくなる。

碎氷船による氷の破壊のシミュレーションにおいて実物と模型との弾性-塑性材の歪みの



(a) -  $T_1 < T_2$ ,  $(\sigma_p)_1 > (\sigma_p)_2$ ,  $\epsilon_1 \approx \epsilon_2$  の場合  
(b) -  $T_1 < T_2$ ,  $(\sigma_p)_1 \approx (\sigma_p)_2$ ,  $\epsilon_1 < \epsilon_2$  の場合

第19図 材料破壊のダイヤグラム

の仕事量の比が $\lambda^4$ に等しいこと、または、同じことであるが、歪みの仕事率の比が $\lambda^4$ に等しいこと(\*)から出発すれば、条件

$$\frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda \quad \text{および} \quad (\epsilon_0)_H = (\epsilon_0)_M$$

を満足させることのほかに、応力ダイヤグラムの完全度係数を相等しくさせることが必要である<sup>54)</sup>（ただし $\epsilon$ は破壊モーメントに対応する相対歪み）。この係数は応力のダイヤグラムの面積と辺 $\sigma_p$ と $\epsilon_0$ をもつ四角形の面積との比として求められる。

更に、材料としての氷のもう1つの特性である不均質性について検討してみる。

若し氷が均質且つ等方であればシミュレーション条件が成り立つ。第2節で指摘したように、実氷は凍結面に平行な平面においてのみ等方であると見做すことができ、他方、厚さ方向では氷の物理的・力学的特性はかなり広い範囲にわたる変化がみられる。そこで、この種の異方性はシミュレーションの結果に重大な影響を及ぼさないことを明らかにすることができる。問題は次の点にある。即ち、氷厚についてEおよびμの可変性を考慮した換算値を計算値Eおよびμの代りに用いるならば、上記の異方性をもつ氷盤に對して薄い等方板の曲げ理論のしくみを適用することができる<sup>83)</sup>。

諸力および諸モーメントの算定に当って、物理的・力学的特性の計算値を換算値に置き替えれば等方弾性平板の曲げに関する普通の理論式を利用することが可能となる。しかしこの理論式は応力を求めるためには適用できない。即ち、平板の材料が厚さ(h)について等方であるとの前提のもとに算出された  $\sigma_0 = 6 M/h^2$  (ただし $\sigma_0$ は応力(限界強度))の式

(\*) 周知のように、応力ダイヤグラム( $\sigma$ ,  $\epsilon$ )の面積と数値的に等しい歪みの仕事率は単位体積の歪みの仕事量である。

を用いれば著しい誤差を招く。厚さについて等方な材料としての氷に対する応力の真の値 $\sigma_{tr}$ は $\sigma_0$ を介して下記のように表わすことができる。

$$\sigma_{tr} = \sigma_0 \varphi$$

ただし、 $\varphi$ —厚さ方向での弾性率Eの変化法則に依存する或る関数

この関係 $\varphi$ は弾性等方材料に対する式から算出された応力のいかなる部分が厚さ方向に弾性率Eの落差をもつ材料の真の応力を構成しているかを示すものである。

上述のことと対応して、若し、弾性等方氷について成立するシミュレーション条件(21)において弾性率E、ポアソン比 $\mu$ および限界強度 $\sigma_p$ の値をそれぞれ $E_{pr}$ 、 $\mu_{pr}$ および $(\sigma_p)_{tr}$ に置き替えるならば、船体による氷の破壊のシミュレーションに際して、氷の強度特性の氷厚方向における変化に帰せられる氷盤の異方性を考慮することができる。

各特定のケースにおいて換算弾性率を求めるためには厚さ方向におけるEの変化法則を知る必要性はない。この換算弾性率の値は氷の曲げに関する機械力試験のデータから直接求めることができる。他方、厚さ方向での弾性率Eの変化法則を知ることなしに氷の限界強度の真の値を求めることは可能とは思われない。しかし、シミュレーションに際しては実氷および実験氷の限界強度の真の値を必ずしも知る必要がない。この目的のためには弾性材料について成立する普通の式による計算および実験から得られた氷の限界強度値 $\sigma_0$ を用いることができる。ただしその場合に $\sigma_0$ は氷に作用する荷重を比較評価する目的をもった或る仮定のパラメータとして見做すことだけは必要である。

密接氷域における船舶の運動に対するシミュレーション条件から明らかなように、実氷とその模型は厳密に云えば同一のポアソン比( $\mu_H = \mu_M$ )をもたなければならない。碎氷船による氷盤の破壊を船体による平氷板の曲げの結果として見做すならば、シミュレーションに際して等式 $\mu_H = \mu_M$ が成立しないときには曲げの諸要素の相似が崩れることになる。周知のように、平板の曲げの要素は円筒剛性 $D_0$ と関連しており、またポアソン比は下記の式に含まれている。

(cylindrical rigidity)

$$D_0 = \frac{E h^3}{12(1-\mu^2)}$$

大多数の材料にとって $\mu < 0.5$ である。即ち単位値よりも著しく小さい。従って、 $\mu$ 値の変化は $D_0$ 値に比較的僅かに現われるだけであり、また等式 $\mu_H = \mu_M$ の条件からの著しい偏りさえも、曲げの要素の相似には著しく反映することはない。以上の如く、シミュレーションに際してポアソン比の等式を厳密に成立させることは必須条件ではない。

実物と模型とでその乾燥摩擦の等式に関する条件を正確に成立させることは現時点では多大の困難を伴う。その理由は船と氷のそれぞれ模型において実際の条件に対応した表面の粗度を再現することが複雑である点にある。そこで、必要とする粗度をもたせて特別な塗装材で模型表面を塗装する方法によって条件 $(f_T) = (f_T)_M$ の近似的満足を達成することができる。

実氷から作られた氷盤模型については模型と実物との比重の等式に関する必要条件は実用的なシミュレーションにとって充分な精度をもって自動的に成立する。

### 第3章 氷中の船舶の模型実験

#### 第9節 氷盤模型

シミュレーション理論（第6節参照）に従えば船舶模型の試験を実施する実験用氷は関係式(18)および(21)を満足させるものでなければならない。

氷海再現水槽条件における実験用氷の準備の方法論としては上記の要件を成立させることのほかに、所定の厚さと物理的・機械的特性を具備した氷を多数回に亘り再現させることができるようにする必要がある。

氷海再現水槽においては天然の多結晶弛緩氷が採用される。氷の結晶格子への不純物の混入および著しい結晶間層の生成によって氷の強度は低下する。実際にこれは水中における食塩の溶解によって起きる。氷の均質性と多結晶構造は水の上部過冷却層に多数の細かい氷の粒子（これが結晶化の中核となる）を散布することによって達成される。従って、氷の成長は氷盤の全ての点において同時に開始される。

模擬氷の限界強度は水中の塩分に左右される（第29図）。所与の強度をもつ模擬氷を得るには水の塩分を所要の濃度に到達させてから水を結晶温度に近い温度まで冷却する。水の結晶温度と塩分含有量との関係を第30図に示す。

模擬氷を作成する前に試験水槽内の空気を-10°Cまで下げ、水面から残留破氷や＜塩＞を入念に除去してから、水槽内の水温を測定する。温度差が存在するときには水を攪拌する。それから鏡のように静かな水面に0.15～0.20ℓの水を散布する。水の粒子は空气中で過冷却され、氷の結晶体となって水面に落下して＜氷盤の装填＞を行なう。即ち結晶生成の始点を与える。

この水の散布にはエアコンプレッサから噴霧器に送り込まれる圧縮空気を用いる。

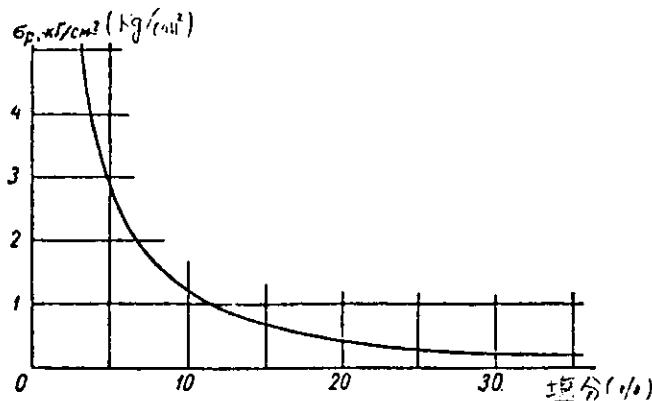
噴霧器の構造は水粒子の大きさ、即ち結晶核の寸法を変えられるようになっている。

水の散布は1～2分間に亘り実施する。この時間の間に水槽の全水面は氷の結晶体によって覆われる。その結晶構造解析に依れば1dm<sup>2</sup>の氷にさまざまな光学軸の方位をもつ結晶体が8·10<sup>-4</sup>個含まれている。結晶核を投与し薄い密着氷盤が形成された後の氷の成長は垂直方向に向ってのみ可能である。

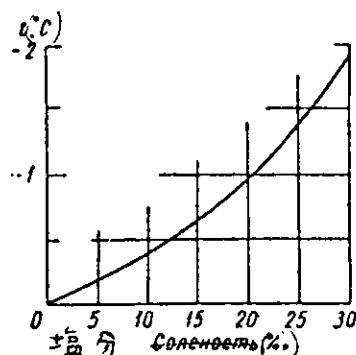
試験水槽内の空気温度は氷の＜装填＞後に-12°Cまで下るが、氷の厚さは結氷時間によって決まる。

模擬氷の質は、試験から明らかなように、その構造の均質度に依存する。またこの均質度は水面における結晶核の分布の均等性、水温の一定性、また結氷過程を通じて水槽上の空気の温度分布の均等性と温度の一定性に左右される。模擬氷の成長に際し水槽区域内の空気温度は一定に保持するか、或いは平滑に上昇または降下させることができる。

温度上昇を伴なう結氷状態に際してはこの温度が＜装填＞瞬時において或る一定の値に到達した後に冷却系内の冷媒の循環を停止する。氷の成長過程において水槽内の空気温度は上昇する。



第29図 模擬氷の限界曲げ強度と水の塩分との関係



第30図 水の結晶温度と塩分との関係

氷厚が増大するにつれて氷の成長速度は連続的に低下する。それは水と氷との温度差が減少して行くためである。氷の上部層から下部層に流下する塩溶液の量も連続的に減少する。このことによって、上部層の強度が下部層のそれよりも大きくなつて行く。例えば塩分 7.4 % の水から 18 mm の厚さに結氷（空気温度 -11 ～ -6 °C, 時間 15 時間にによる）した氷の上層の塩分は 3.7 % であるが、下層の塩分は 4.8 % である。

温度上昇を伴なう結氷進行状態では氷の上層と下層とで氷の結晶構造に大きな相違が観察される。上層に存在する結晶は比較的小さく、下層の結晶体の方が大きいが、層自体では上層の方が下層よりも一板岩的である。そのため、上層と下層との間の境界面がはっきりと現われた 2 層氷がしばしば形成される。試験から明らかのように、このような 2 層氷は模型試験を行なうには不適当である。

試験水槽内の空気温度を一定に保持した結氷方式は全結氷期間を通して冷凍装置を連続稼動させる必要があるのであまり経済的でない。しかしこの方式は結氷速度が大きいので、空気温度の上昇を伴なう方式に較べて結晶構造の質が高い模擬氷を得ることができる。この場合、氷の厚さ方向の結晶構造の方がより均質である。それは結晶間に存在する塩分溶液の氷厚方向の分布がより均等であるためであり、上部層から下部層へ塩分が完全に浸透し切っていない。更に、この方式は氷の成長速度が大きいので結氷時間を短かくすることができ、またそのことによって氷海再現水槽の稼動率を高めることができる。

結氷は水槽内空気温度の低下を伴なう方式でも行われる。この場合には所定の厚さの氷に到るまで氷の成長速度を一定に保つことによって均質な構造の氷を得ることができ、またこのことにより氷の質を高めることができる。しかし実際にこのプロセスを氷海再現水槽で実現することは水槽への寒気の供給過程を自動化した場合にのみ可能である。

現在、最も頻繁に採用されている結氷方法は空気温度を -12 °C で一定に保持する方式である。氷海再現水槽という条件のもとではこの方法によって所定の強度特性をもった模擬氷を多数回に亘り作成することが可能であり、またこのことによって模型試験用の媒体について充分に良好な再現性が達成される。

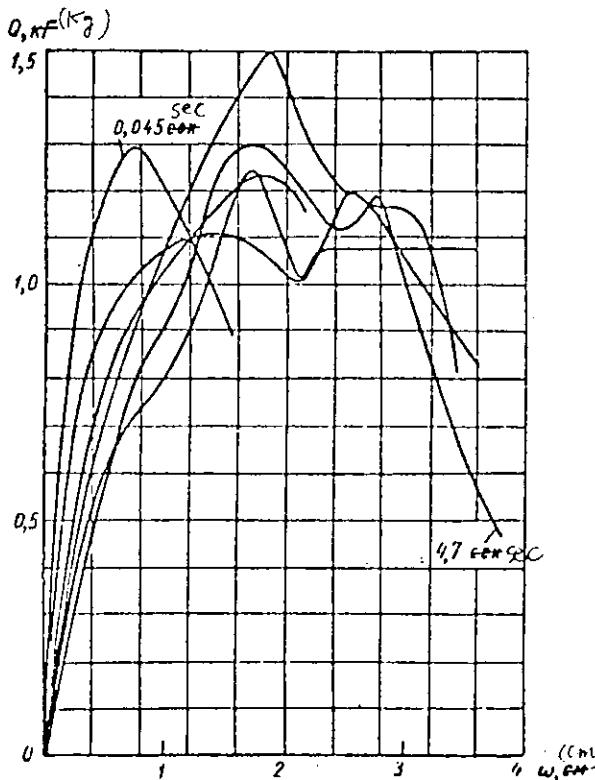
氷海再現水槽で結氷される模擬氷についてその限界強度と弾性率との関係は一般に次式で表すことができる。

$$E = k \sigma_p \quad (22)$$

ただし  $k = 900 \sim 1,200$

氷海再現水槽で採用された模擬氷作製方法は氷の最小限界曲げ強度が  $\sigma_p = 0.16 \text{ kg/cm}^2$  の密接氷盤を得ることができる。このように、淡水による氷の  $\sigma_p$  値 ( $= 12.5 \text{ kg/cm}^2$ ) は氷海再現水槽においては  $1/80$  に減少し、海水による氷の  $\sigma_p$  値 ( $= 8 \text{ kg/cm}^2$ ) は  $1/50$  に減じる。模擬氷の強度を更に引下げるとは実際上可能であるが、そうすればその代り氷の塑性特性が著しく増大する。シミュレーションに際して氷の塑性はいかなる結果をもたらすだろうか。

氷海再現水槽において模擬氷の弾性-塑性特性は供試体および平板の機械的曲げ試験によって研究される。それは荷重し、次に除荷する方法で試験される。このような試験方法は各特定の場合について変形の弾性成分と塑性成分を別個に求めることができ、従ってまた、氷の塑性度を評価することができる。さまざまな載荷状態のもとで模擬氷の弾性-塑性特性に関するもっと完全なデータを得るために浮いた氷板を用いて試験し、オシログラフに歪みと応力を記録する。第 31 図



第 31 図 さまざまの載荷時間 (0.045 ～ 5.0 sec) における模擬氷板の破壊ダイヤグラム

に模擬氷の平板の破壊曲線を示す。同図から氷盤に生じる応力は歪みと時間の関係であることが判る<sup>31)</sup>。

氷板の応力と歪みの関係は次式で表わすことができる。

$$\sigma = E(T)\omega$$

ただし  $\sigma$  = 応力

$\omega$  = 歪み

$E(T)$  = 比例係数(歪み係数)

この場合  $E(T)$  は物理的定数である点で上式はフックの法則と相違するが、時間  $T$  に依存する比例係数である。所与の値の時間に対して係数  $E(T)$  は一定であると見做すことができる。以上のように模擬氷は仮りにフックの法則に従うものであると見做すことができる。そうすれば、密接水域における船舶の運動のシミュレーション理論から導き出される相似条件をこの模擬氷に適用することができる。

模擬氷の塑性に関する研究から、氷海再現水槽での模型による氷の破壊過程にみられる比較的短時間の荷重のもとで、氷の限界曲げ強度は荷重の作用時間に実際上依存しない(第32図)ことが明らかにされている。荷重状態は歪の大きさに影響を与えているだけである。このことはシミュレーションに際して実物と模型との弾性率の比、即ち  $\frac{E_H}{E_M} = \lambda$  における相似条件を成立させることを困難にする。この条件が不成立であれば、他の全てのシミュレーション要件が守られても、実物と模型との氷の破壊における幾何学的相似が崩壊することになる。後者は、その他の諸条件が等しいとき、係数  $E$ <sup>54)</sup> に依存する下記のパラメータによって決められる。

$$\ell = \sqrt{\frac{E h^3}{(1-\mu^2) 12 k}} \quad (23)$$

パラメータ  $\ell$  は長さの次元を有し、平面上で平板の曲げを検討する場合に直尺(均等目盛)の役割を果す。このような事情は、結局、模型換算の結果にも影響を及ぼす。

次に、密接水域における船舶の運動のシミュレーションに当たり係数  $E(T)$  と時間との関係がいかなる具体的な結果に連なるかを解析してみる。ここで、氷盤の歪み(たわみ)  $f$  が荷重の作用時間  $T$  に対し直線的に依存する、即ち  $f \sim T$  と見做す。(このことは天然の淡水氷について得られたデータ<sup>35)</sup> および模擬氷について得られたデータから実証されている)。

力の作用を受けた氷板のたわみの深度を表わす式は下記の形で示すことができる。

$$f = \frac{Q}{a \sqrt{k D_0}} \quad (24)$$

ただし、 $f$  = たわみの深度

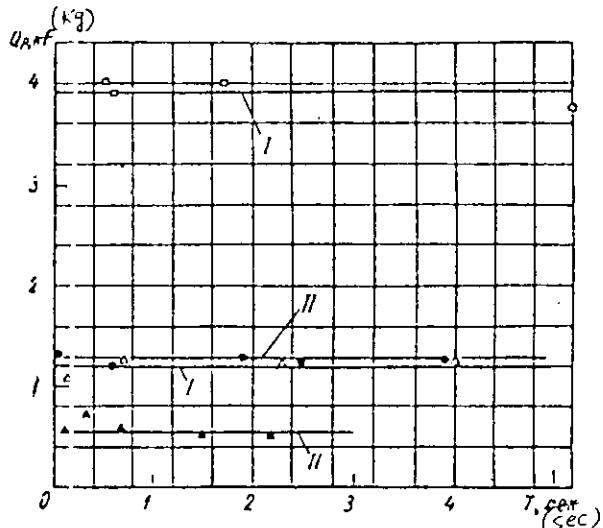
$Q$  = 荷重 "

$a$  = 数値係数

$k$  = 氷の弾性基礎の剛性係数( $1 \text{ t/m}^3$ )

$$D_0 = \frac{E(T) h^3}{12(1-\mu^2)} \quad \text{— 平板の円筒剛性 (cylindrical rigidity)}$$

式(24)を  $E(T)$  について解けば次式が得られる。



I - 半無限平板, II - 中央平板, □ -  $\sigma_p = 2.2 \text{ kg/cm}^2$ ,  $h = 23 \text{ mm}$  △ -  $\sigma_p = 1.2 \text{ kg/cm}^2$ ,  $h = 11.5 \text{ mm}$   
 $\square - \sigma_p = 1.0 \text{ kg/cm}^2$ ,  $h = 8 \text{ mm}$

第32図 載荷時間と氷板破壊力との関係

$$E(T) \sim \frac{Q^2}{f^2 h^3} \quad (25)$$

また所与の厚さと強度をもつ氷に対しては次式を得る。

$$E(T) \sim \frac{1}{f^2} \quad (26)$$

$f \sim T$  であることを考慮すれば次式を得る。

$$E(T) \sim \frac{1}{T^2} \quad (27)$$

荷重作用時間  $T$  を載荷速度  $V_0$  に置き替えれば次式のようになる。

$$E(T) \sim V_0^2 \quad (28)$$

式(23)から、弾性-塑性材としての氷の破碎に対する幾何学的相似条件を満足せしめるためには、即ち  $\frac{\ell_H}{\ell_M} = \lambda$  とするためには次式が成り立つ必要があることが言える。

$$\frac{h_H}{h_M} = \lambda \text{ および } \frac{[E(T)]_H}{[E(T)]_M} = \lambda$$

$E(T)$  を式(28)からの値に置き替えれば上記で得られた条件式は下記の如く表わされる。

$$\frac{(V_0)_H}{(V_0)_M} = \sqrt{\lambda} \quad (29)$$

以上のように、氷の破壊状態に対する幾何学的相似を成り立たせるためには実物氷と模擬氷とで氷厚が  $\lambda$  として関係付けられ、載荷速度が  $\sqrt{\lambda}$  として関係付けられる必要がある。

砕氷船またはその模型による氷に対する載荷速度  $V_0$  は実船または模型船の運動速度  $V$  に比例するとすれば、弾性-塑性氷の破碎に関する幾何学的相似を成り立たせるためには氷厚比は条件  $\frac{h_H}{h_M}$  を満足せしめ、また速度比は条件  $\sqrt{\lambda}$  を満足せしめる必要がある。

以上の如く、氷の塑性は実船とその模型による氷の破碎の幾何学的様相が運動速度に依存すること、また従って、実船と模型船による氷の破壊の幾何学的様相の相似は両船の速度比が  $\sqrt{\lambda}$  であるときに成り立つことをもたらす。

## 第10節 模型試験の方法論

氷海再現水槽での試験に用いる模型の縮尺は相似条件(18), (20)および(21)を考慮して選定される。その際、模型の寸法は水槽の主要寸法と構造上の特質、模擬氷の作成方法およびその他の要因によってもたらされる諸制約条件を考慮しうえで許容最大限にするように努めるべきである。

密接氷での試験に際しては模型の平均速度を充分な信頼性をもって選定するためには氷中の模型の整定運動路の長さは模型の長さの2~2.5倍あれば充分であることが確認されている。水槽の長さ、発進(增速)-制動(減速)行程を考慮すれば、氷海再現水槽で試験に用いる模型船の最大長を2.5mに採ることができる。

模型試験では氷縁の境界条件による影響を排除する必要がある。密接氷中の模型船が開通した水路の縁と水槽壁との間隔が氷厚の20倍あれば模型船の水抵抗に及ぼす氷縁の境界条件の影響は実際上排除されることが試験から確認されている。この条件は模型船の幅に制約を課すことになる。

前節で指摘したように、氷海再現水槽で採用される模擬氷作成方法の強度を  $1/50 \sim 1/80$  まで減小させることができる。

水槽の曳船装置はけん引力3.5kgに設計されている。従って、模型の最大許容抵抗はこの値を超えてはならない。

模型船に課せられる要求条件はシミュレーション条件から導き出されたものである。それに従えば模型船は実船と動的に等価でなくてはならない。この条件を実際に実現させるために模型船の製作に当って水面下の船体線図の形状に関して幾何学的相似条件が成立するようとする。それから下記の関係によって決められる所定の重量排水量  $D_M$  に模型船を関係

付ける。

$$\frac{D_H}{D_M} = \lambda^3$$

ただし、 $D_H$  — 実船の排水量

それから模型船の動的較正を行なう。これは模型船の重心の座標  $X_g$ ,  $Z_g$  およびその質量の慣性モーメント  $I_x$ ,  $I_y$  をそれぞれ下記の関係に従って所与の値に導くことに帰せられる。

$$X_{g(M)} = X_{g(H)} \cdot \frac{1}{\lambda} ;$$

$$Z_{g(M)} = Z_{g(H)} \cdot \frac{1}{\lambda} ;$$

$$I_{x(M)} = I_{x(H)} \cdot \frac{1}{\lambda^5} ;$$

$$I_{y(M)} = I_{y(H)} \cdot \frac{1}{\lambda^5}$$

模型船は充分な強度を有し、長時間に亘りその形状を保持できるものでなくてはならない。模型船は木材からフレーム組立方式で作られる。模型船の外面にはガラス繊維を貼付け、船首と氷帶にはエボキシ樹脂をコーティングする。船体の外面は一定の表面粗度をもって塗料を塗布し内部表面には防湿被覆を施す。舷側および船底の厚さは模型船の重量が重量排水量の 25 ~ 40 % 以上にならないよう値に選定する。

模型船には案内支柱、支持軸受および荷重付きバーが動的較正用に据付けられる。また自走試験を行なうためにスクリュー、推進軸、必要な計測器などが組込まれる。

氷海再現水槽内の模型船曳航システムは重力の原理に基づくもので、けん引力は所与の値をもち、全運動行程に亘って一定に保持され、運動速度が測定される。

水中を運動する模型船に加えられる抵抗の平均値は次式から求めることができる。

$$R_M = (P_e)_M - \Delta P \quad (30)$$

ただし、 $R_M$  — 模型船の平均抵抗

$$(P_e)_M = \frac{P_0}{i_1} - \text{曳航力}$$

$P_0$  — 作動荷重の重量

$i_1$  — システムの歯車比

$\Delta P$  — 曳航システムの可動部分における摩擦（第 22 図参照）

一連の場合において、模型船の非定常運動の諸要素（氷板縁に対する打撃、氷板への乗上げ、氷の破碎および次の打撃のための增速）を解析するためには抵抗の瞬時値を求める必要がある。任意の時点における運動模型の抵抗を実験的に求め得る関係式を下記に示す。曳航システム（第 21 図）から次の諸記号を導入しておく。

$P_0$  — 作動荷重の重量

$q_1$  — ブロック 5 の重量

$I'$ ,  $I''$ ,  $I'''$  — 車輪 4, 5, 6 の慣性モーメント

$r_1, r_2, r_3$  — 車輪 4, 5, 6 の半径

$I_1$  — 作動荷重胴をもつ車輪の慣性モーメント

$I_B$  — 車輪 B の慣性モーメント

$r_0$  — 作動荷重胴の半径

$r_4$  - 車輪 1 および 13 の半径  
 $q_2$  - エンドレス曳索と模型船連繫器の重量  
 $D_M$  - 模型船の重畠  
 $R_M$  - 模型船の抵抗  
 $(P_e)_M$  - エンドレス曳索の誘導支索のけん引力  
 $S_1$  - 荷重  $P_0$  の変位  
 $v_1$  - 荷重  $P_0$  の降下速度  
 $a_1$  - 荷重  $P_0$  の加速度  
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  - 車輪 4, 5, 6 の角速度  
 $\omega_0$  - 車輪 1 および 13 の角速度  
 $S_M$  - 模型船の変位  
 $v_M$  - 模型船の運動速度 :  $a_M$  - 模型船の加速度

曳航システムの運動力学的様式から下記の関係が導き出される。

$$\begin{aligned}
 S_1 &= S \frac{r_0}{2r_4} ; \quad \omega_1 = \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_M r_0}{2r_1 r_4} ; \\
 v_1 &= v_M \frac{r_0}{2r_4} ; \quad \omega_2 = \frac{2v_1}{r_2} = \frac{v_M r_0}{r_4 r_2} ; \\
 a_1 &= a_M \frac{r_0}{2r_4} ; \quad \omega_3 = \frac{2v_1}{r_3} = \frac{v_M r_0}{r_4 r_3} ; \\
 \omega_0 &= \frac{2v_1}{r_0} = \frac{v_M}{r_4}
 \end{aligned}$$

この場合に系の運動エネルギーの変化に関する法則を適用すれば、下記の形で表すことができる。

$$dT_0 = dA \quad (31)$$

ただし、 $dT_0$  - 系の運動エネルギーの変化量

$dA$  - 系に加えられる全ての外力の仕事量の微分値

系の運動エネルギーは次式で示される。

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{(P_0 + q_1)v_1^2}{2g} + \frac{I' \omega_1^2}{2} + \frac{I' \omega_2^2}{2} + \frac{I'' \omega_3^2}{2} + \\
 &+ \frac{I_1 + I_{13}}{2} \omega_0^2 + \frac{q_2 v^2}{2g} + \frac{D_M v^2}{2g}
 \end{aligned}$$

これを模型船の速度を介して表現すれば下記のようになる。

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{v^2}{2} \left( \frac{P_0 + q_1}{g} \cdot \frac{r_0^2}{4r_4^2} + \frac{I' r_0^2}{4r_1^2 r_4^2} + \frac{I'' r_0^2}{r_2^2 r_4^2} + \frac{I'' r_0^2}{r_3^2 r_4^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{I_1 + I_{13}}{r_4^2} + \frac{q_2}{g} + \frac{D_M}{g} \right) . \quad (32)
 \end{aligned}$$

ここで、系に加えられる外力の仕事量を算出してみる。

模型船に変位  $S_M$  を与え、付加力即ち重量  $P_0$ ,  $q_1$ ,  $R_M$  および系の摩擦  $\Delta P$  の総和を求める。模型船が変位  $S_M$  を受けたとき荷重  $P_0$  および  $q_1$  は  $S_M \frac{r_0}{2r_4}$  値だけ変位し、従ってまた航路上の作用力の仕事量の総和は下記のようになる。

$$A = -R_M \cdot S_M + (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} S_M - \Delta P \cdot S_M \quad (33)$$

式(32)と式(33)を微分すれば下記が得られる。

$$dA = \left[ -R_M \frac{dS_M}{dt} + (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} \cdot \frac{dS_M}{dt} - \Delta P \frac{dS_M}{dt} \right] dt;$$

$$dT = \left( \frac{P_0 + q_1}{g} \cdot \frac{r_0^2}{4r_4^2} + \frac{I' r_0^2}{4r_1^2 r_4^2} + \frac{I'' r_0^2}{r_2^2 r_4^2} + \frac{I''' r_0^2}{r_3^2 r_4^2} + \frac{I_1 + I_{18}}{r_4^2} + \frac{q_2}{g} + \frac{D_M}{g} \right) v_M \frac{dv_M}{dt} dt.$$

ここで得られた  $dT$  やび  $dA$  を式(31)に代入し、且つ

$$\frac{dS}{dT} = v_M \quad \text{やび} \quad \frac{dv_M}{dT} = a_M$$

であることを考慮すれば次式が求まる。

$$a_M \left( \frac{P_0 + q_1}{g} \cdot \frac{r_0^2}{4r_4^2} + \frac{I' r_0^2}{4r_1^2 r_4^2} + \frac{I'' r_0^2}{r_2^2 r_4^2} + \frac{I''' r_0^2}{r_3^2 r_4^2} + \frac{I_1 + I_{18}}{r_4^2} + \frac{q_2}{g} + \frac{D_M}{g} \right) = -R_M + (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - \Delta P. \quad (34)$$

次ぎに下記の表現を導入する。

$$m_0 = \frac{I' r_0^2}{4r_1^2 r_4^2} + \frac{I'' r_0^2}{r_2^2 r_4^2} + \frac{I''' r_0^2}{r_3^2 r_4^2} + \frac{I_1 + I_{18}}{r_4^2} + \frac{q_2}{g}$$

$$m = m_0 + \frac{P_0 + q_1}{g} \cdot \frac{r_0^2}{4r_4^2}.$$

量  $m_0$  は系の運動部分の慣性を特徴付けるものであり、系の曳航装置の換算質量と呼ぶことができる。量  $m$  は系の曳航装置と降下荷重の換算質量と呼ぶこととする。そうすれば、等式(34)を下記の形で示すことができる。

$$a_M (m + \frac{D_M}{g}) = (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - R_M - \Delta P,$$

ここから次式が導き出される。

$$R_M = (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - a_M (\frac{D_M}{g} + m) - \Delta P. \quad (35)$$

理論的に算出されまた実験的に降下荷重法によって求められる換算質量  $m_0 = 3.08 g \cdot sec^2/cm$  となる。

式(35)に依ると、模型船の抵抗を時間の関数として求めるには模型船の加速度  $a_M$  の水平成分を知る必要がある。加速度  $a_M$  は無限曳索の誘導支索のけん引力を介して求めることができる。

模型船の運動方程式を下記のように表わす。

$$\frac{D_M}{g} a_M = (P_e) - R_M - \Delta P,$$

$$R_M = (P_e)_M - \frac{D_M}{g} a_M - \Delta P, \quad (36)$$

ただし、 $(P_e)_M$  — エンドレス索の誘導支索のけん引力

式(35)を式(36)と対比させると次式が得られる。

$$(P_e)_M = (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - a_M m$$

ここから下記が導き出される。

$$a_M = \frac{(P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - (P_e)_M}{m}$$

上記で求めた加速度の値を式(35)に代入すれば次式が得られる。

$$R_M = (P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - \left( \frac{D_M}{g} + m \right) \frac{(P_0 + q_1) \frac{r_0}{2r_4} - (P_e)_M}{m} - \Delta P. \quad (37)$$

模型船に加えられるけん引力( $P_e)_M$ の大きさは歪測定付きの軸受を用いて測定することができ、その指示値はオッショグラフのテープに記録される。

平均運動速度は模型船が定常運動する区間において選定される。発進(增速)区間を短かくし模型船を最も迅速に定常運動状態に入らせる目的で模型船が開水区間を走行している時に降下荷重を動かすことによって模型船に付加的インパルスを伝える。增速インパルスが正しく設定された場合に模型船は定常運動状態に入り、船長の0.8~1.2倍の距離を水中走行する。定常運動区間の長さは6~6.5mであり、これは模型船の平均速度を確実に選定するのに全く充分な長さである。模型船の運動速度を決めるために必要な航路の記録方法の1つは接点法であり、その場合クロノグラフのテープに所定の航路区間を模型船が通過した時間の長さが記録される。その場合のタイマーとしては1秒周期の電気接点式クロノメータが使用され、また航路センサーには接点式またはフォト・インパルス式リレーを備えた測定ローラが用いられる。

ここでドラムの半径を $r_b$ で表わし、またこのドラム上の接触器の数をnで表わせば、模型船の走行路またそれに対応する自動記録テープ上の2点間の距離は次式で示される。

$$L = \frac{2\pi r_b}{n}$$

1秒間に走行に対するクロノメータテープの長さをτとし、また走行路上の標点間の距離をテープ上で $\ell_1$ とすれば、走行区間Lにおける模型船の速度は下記で示される。

$$v = \frac{2\pi r_b \tau}{n \ell_1}$$

全走行路に対する模型船の平均速度を求めるため、2標点間の走行区間ににおける模型船の速度変化をグラフにする。このグラフに従って增速区間および定常運動区間の長さ、また制動(減速)開始時点を求めることができる。密接氷中ににおける模型船の速度記録図を第33図に示す。

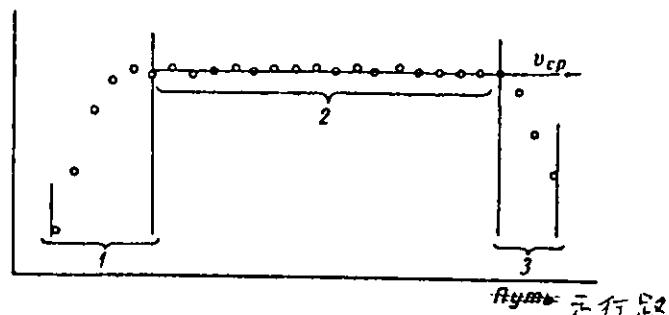
模型船の定常運動状態を解析するにはその運動速度をオッショグラフのテープに連続記録する必要があるが、これはタコメータ用発電機を変換器に用いる特殊装置によって実施される。

模擬氷の所与の特性(限界強度および厚さ)の検査は模型船の走行後に行なう。

氷の限界強度 $\sigma_p$ は氷盤から作られた供試体の曲げ試験のデータに基づいて決められる。供試体の試験条件を模型船による氷盤の破壊条件に最大限に近似させて、供試体の作成技法および温度状態の保持に大きな注意が払われる。

供試体は模型船の走行後に破壊されずに残留した氷盤から電熱ナイフで切り取られる。それから供試体は試験水槽からの水を満した小型水槽に入れられる。このようにして各供試体の温度は氷盤温度と等しく保たれる。

供試体は2点支持ビームとして試験され、ビームの長さの中央部に集中力が載荷される。その破壊力の大きさは第8節で述べたテコ装置のバーに荷重をかける方法によって求められる。模擬氷の供試体の寸法の絶対値は条件 $\ell > 10h$ および



1—発進(增速), 2—定常運動, 3—制動(減速)

第33図 模型船の速度記録

$b > 2.5 h$  から選定される。ただし  $\ell$ ,  $b$ ,  $h$  はそれぞれ供試体の長さ、幅、厚さである。

氷の限界強度の値は次式に従って計算される。

$$\sigma_p = \frac{2}{3} \frac{P\ell}{b h^2} + \frac{3}{4} \gamma \frac{\ell^2}{h}$$

この式の第2項は供試体の重量を考慮している。

現在、氷海再現水槽という条件のもとでの氷の強度の監視は2点支持ビーム法に従って行なわれている。将来、この種の試験は浮んだコンソール型ビームを水から引上げることなしに曲げ試験にかける方法に移行するよう提案されている。この方法では模型船による氷の破壊の外的条件を保つことができる。その場合の破壊力はオシログラフのテープに記録されることになる（第8節参照）。

氷海再現水槽で作られた氷盤の厚さは、そこで採用された水と空気の温度状態のもとで、結氷時間に依存する。従って、所与の厚さの氷中における試験開始時点は〈装填〉時点からの経過時間に対応して決められる。所要の結氷期間の経過の直後に氷の監視測定を行なう。氷厚の計測は模型船の走行後に水槽の全長に亘って行ない、その際に得られるデータは平均化される。氷厚の計測には測定要素としてイオニウス定規とインジケータヘッドを用いる手法が適用される。

氷海再現水槽内の密接氷においては下記の各種模型試験を行なうことができる。

(1) 所与の厚さと強度をもつ密接氷でのさまざまなけん引力による試験。これらの試験結果はグラフでは模型船の抵抗と運動速度との関係。即ち  $h = \text{const}$  のときの  $R_h - f(v)$  の曲線として示される（第34図）。模擬氷の厚さと強度は相似条件(21)から決められる。通常、この種の試験は所与の厚さと強度をもつ氷を突破するに必要なスクリューの推力を求めるために実施される。第12節で示すように、模型船の全抵抗のうち運動速度に依存しない成分（直接抵抗）はフルードの相似条件に対応して実船に換算され、残りの抵抗成分（速度成分）は経験式(71)に従って換算される。その場合、式(71)に含まれている係数の数値は模型船に対して得られた  $R_h = f(v)$  の曲線に基づいて求められる。

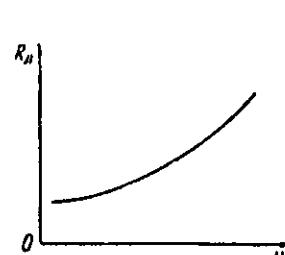
(2) けん引力一定（所定値）のもとでのさまざまな厚さの密接氷中の試験。これらの試験結果は  $P_e = \text{const}$  のときの曲線  $v = f(h)$  として作図される（第35図）。この種の試験は所与のスクリュー推力（主機出力）のもとで連続前進によって突破される氷の限界厚さを求める目的で実施される。模擬氷の強度は相似条件  $\frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \lambda$  に応じて計算される。

その際に実際の氷の強度が既知でなければならない。模型船により突破される氷の限界厚さは曲線  $v = f(h)$  と  $x$  軸との交点から求められ、実船により突破される氷の限界厚さは式  $h_H = h_M \lambda$  に基づく換算によって求められる。

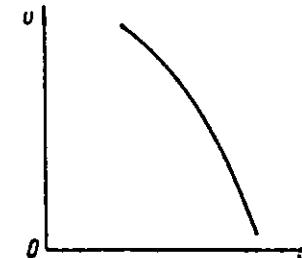
この種の試験は実船の船体線図の形状を作り出すためにも用いられる。その場合、主要寸法が同一で船体線図形状が異なる若干数の模型船について所与のけん引力のもとで試験を行なう。各模型船について  $v = f(h)$  の曲線

を作図する。船体線図形状の評価はこれらの曲線の比較対照に立脚して行なう。

(3) 模型船の自航試験。この自航試験は密接氷でも、また氷板でも行なうことができる。この種の試験の主な目的は氷の作用に対する推進-操舵系の防護性の程度を求めることにある。試験は剛連繋による自走法によって行なう。スクリューハブユニットの付近の水の流れはフルードの相似条件に基づいて模擬される。スクリュー翼と氷との衝突、氷によるスクリューの膠着、スクリューおよび舵に対する氷の作用、またスクリュー・舵ユニットの防護物に対する氷の作用がオシログラフのテープに記録される。供試船にセンサー類を設置できない場合には識別点法が適用される。模型船の船体の供試突起部分に直径  $0.1 \sim 0.2$  mm、長さ  $1 \sim 1.5$  cm の銅線を取付ける。氷と相互作用があるときこの銅線が曲がり、



第34図  $h = \text{const}$  における模型船の抵抗と速度との関係



第35図  $P_e = \text{const}$  における模型船の運動速度と氷の厚さとの関係

これによって氷塊の運動の軌跡、また従って、氷と試験体との相互作用の様相を判断する。

船体およびその突起部分と氷との相互作用状態の可視観察には水中テレビ装置を用いる。この目的のため水槽内の水は化学薬品を用いて清澄化処理される。テレビ装置は所定の時点において観察対象をフィルムに記録する写真装置を付属している。

## 第11節 氷海再現水槽におけるシミュレーション条件の実験的検証

密接氷域における船舶の運動を氷海再現水槽内で再現する場合にあれこれの相似条件を正確に成立させることはかなり煩雑である。従って、そのシミュレーション方法のチェックが特に重要な意味をもってくる。このようなチェックは氷海再現水槽による一連の模型試験および氷海での実船試験から得られる諸データに基づいて行なわれる。シミュレーション条件の達成度の評価には2通りの方法がある。第1の方法(直接法)はシミュレーション結果を定量的に評価するもので、第2の方法(間接法)は氷と模型船および実船との相互作用の全様相、特に船体による氷の破碎の幾何学的様相を相互に比較対照する方法である。

シミュレーション結果の検証は氷海再現水槽による試験方法の構成部分を成し、実際にも試験過程のルーチンワークとして規則的に実施されている。この目的のため全ての模型および実船氷中実験データ、即ち実船およびその模型の試験データ、氷盤の機械力・摩擦力試験データなど、が活用される。

砕氷船Ermak号の各種縮尺模型シリーズについて密接氷による試験結果を抵抗計算の定量的検証に用いた一例を以下に示す。

Ermak号の縮尺模型(3種類)は縮尺率 $1/50$ ,  $1/65$  および  $1/80$  であり、第3表に示す特性をもつ模擬氷で試験を行なった。これら縮尺模型の曳航抵抗曲線を第36図に、また、相対抵抗 $(R_{pr})_M/D_M$ の曲線をフルード数の関数として第37図に示す。(ただし $(R_{pr})_M$ —純粋な氷抵抗、 $D_M$ —模型船の排水量)。

シミュレーション条件(18), (20)および(21)を満足させるとき模型の全氷抵抗のうち運動速度に依存しない成分(直接抵抗)は下記の関係式に基づいて実船のそれに換算できる。

第3表 砕氷船Ermakの縮尺模型シリーズの試験における模擬氷のパラメータ

模型の縮尺	h (cm)		$\sigma_p$ (kg/cm <sup>2</sup> )		E (kg/cm <sup>2</sup> )	
	A	B	A	B	A	B
1 : 80	0.75	0.75	0.85	0.87	200	375
1 : 65	0.90	0.92	1.00	1.08	360	400
1 : 50	1.20	1.20	1.40	1.40	600	600

A — 試験値、B — 相似条件による値

$$(R_{pr})_H = (R_{pr})_M \lambda^3 \quad (38)$$

ただし、 $(R_{pr})_H$  — 実船の直接抵抗

$(R_{pr})_M$  — 模型船の直接抵抗

式(38)は次式と等価である。

$$(R_{pr})_H = (R_{pr})_M \frac{D_H}{D_M} \quad (39)$$

第37図から運動速度が零に近いとき相対抵抗曲線は3つの模型船全てについて事実上一致することが判かる。このことは直接抵抗の換算が可能であるとのシミュレーション理論の結論が正しいことを立証している。第37図の3つの曲線に僅かな開きが生じているのは $h$ ,  $\sigma_p$  および  $E$  のそれぞれ相似条件による所要値(第3表)からの偏差、即ち実験誤差、によるものと説明される。他方、模型船の相対抵抗曲線は運動速度の増大に伴ない相互の開きが大きくなっている。このこと

は抵抗の速度成分の直接換算が不可能であるとのシミュレーション理論の結論を裏付けている。

既に第6節で示した通り、シミュレーション条件(18)、(20)および(21)が成立するとき、平面上における氷の破壊様相は実船と模型船で幾何学的に相似するはずである。この命題の成立性は河川型碎氷船 Terek号とその模型に対する試験例に基づいて解説できる。

この碎氷船の実地試験は1958年にクイブイシェフ貯水湖の密接平坦氷域において実施された。模型試験は $1/25$ 縮尺の模型船を用いて氷海再現水槽で実施された。Terek号の長さは満載吃水線上で44.7m、幅は11.4m、深さは2.4mで船体線図の形状は碎氷船型であり、主機出力は1,800HPである。

実船の試験はもっぱら恵まれた氷況と気象状況のもとで実施した。その試験過程では船体と氷との相互作用の様相に対する綿密な観測、氷および舷側に対する写真および映画撮影、氷塊や水路縁の形状の測量とスケッチ、その他作業を実施した。試験水槽での模型試験においても同様な観察を行なった。

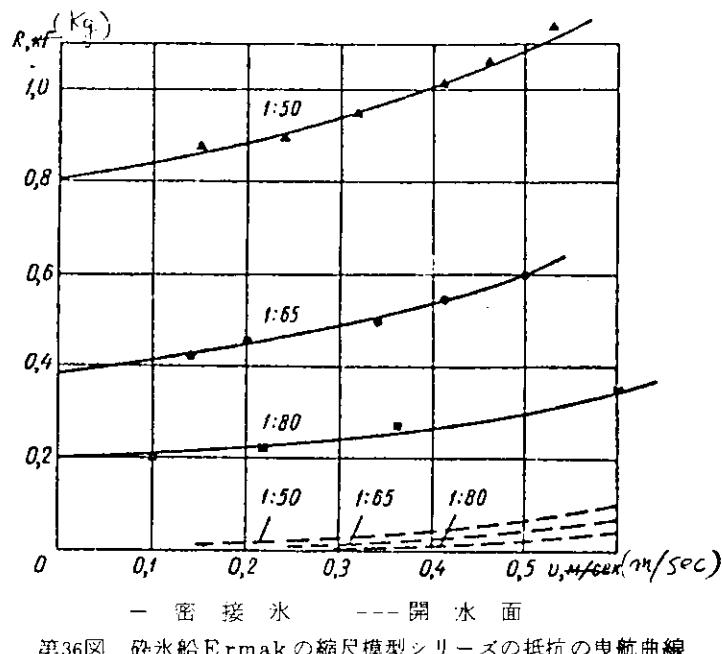
模擬氷のパラメータ（氷厚と強度）は相似条件に従って選定した。実地条件においては氷厚20cmのとき氷盤の $\sigma_p$ は7～14kg/cm<sup>2</sup>であった。模型試験は氷厚0.8cm、強度 $\sigma_p = 0.3$ および0.4kg/cm<sup>2</sup>で行なった。弾性率との関係におけるシミュレーション条件を特に成立させることはしなかった。

観測結果の分析から、実際の氷海においても、また試験水槽においても、平面上における氷の破壊様相に影響を与える主要な因子は運動速度、氷厚および氷盤強度であることが判明した。

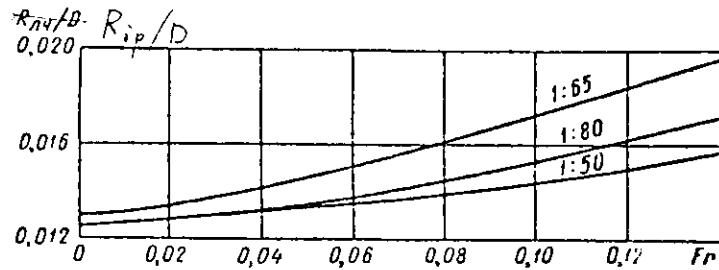
他の諸条件が等しいもとで氷破壊の幾何学的様相に最も大きな影響を及ぼすものは運動速度であり、この速度が低下するにつれて破碎される扇形氷の絶対的寸法は大きくなり、また従って、各舷側からの扇形氷列の数は少なくなる。氷の厚さと強度が変われば破碎の幾何学的様相も同様に変化するが、あまり根本的な変化でない。

実船と模型船とで氷盤の破壊様相を比較した結果、実氷海と実験室条件とで氷の破碎状況は全般に質的一致をみていることが判明した。しかし船首および舷側による氷の局部的破壊の様相については若干の相違が認められた。即ち、実氷海中での船首による氷盤の＜切開＞は圧壊と破碎の形をとる現われるが、模型船での＜切開＞は氷盤の削取り（チップ）が特徴的に現われる。実氷海では舷側による氷の破碎に先行して氷の上端縁の圧壊が起きるが、模型試験では多くの場合に舷側による局部的破壊は起きていない。

第38図にさまざまな運動速度での碎氷船 Terek号とその模型船による氷の破壊様相の図解を示す。この図は船の計画水線(DWL)に対するクラックおよび破碎氷塊の位置および形状を縮尺で再現し、扇形氷の大きさを示したものである。これらの破壊図の解析から、全体として氷の破碎様相は実船と模型船とで同一であり、両者は扇形氷列の数、水線の長さ方



第36図 碎氷船 Ermak の縮尺模型シリーズの抵抗の曳航曲線

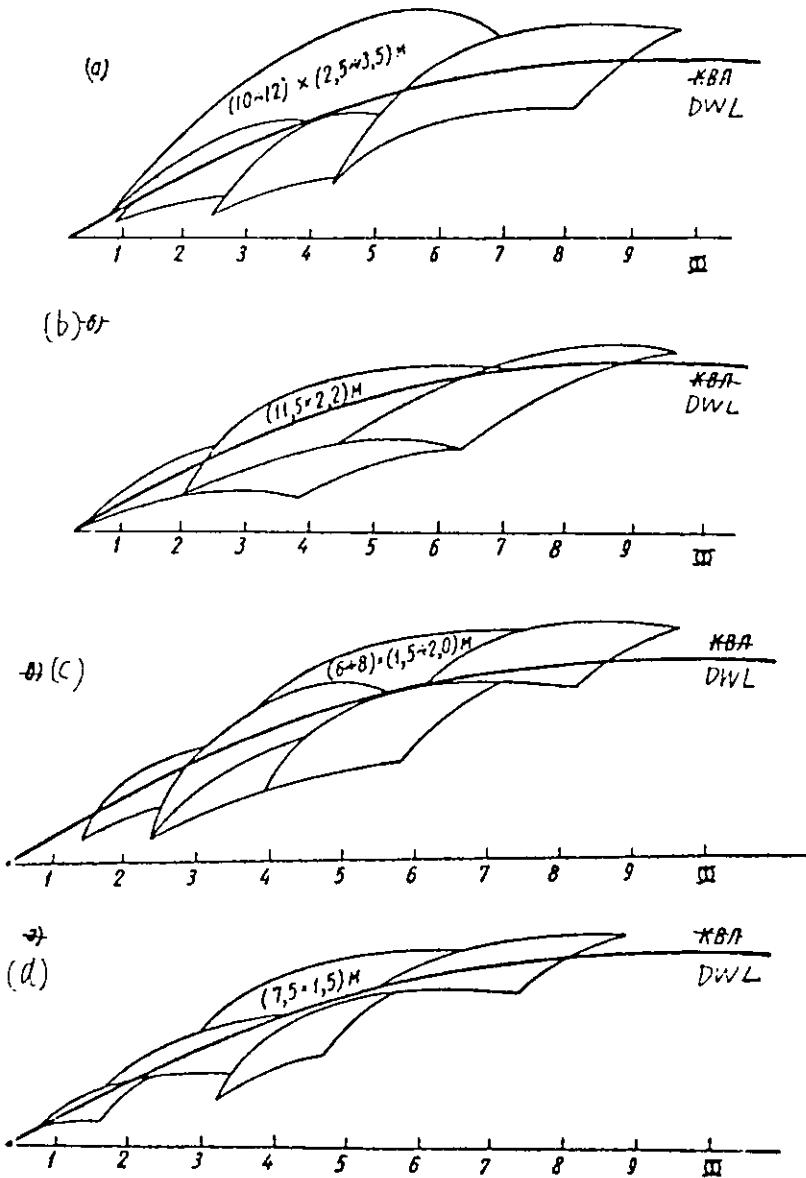


第37図 フルード数の関数としての模型の相対抵抗曲線

向に沿った船体と氷との接触領域の配置、扇形氷の形状、クラックの発生状況などの点で類似していると結論を下すことができる。舷側によって破碎される氷塊の大きさは実船と模型船との運動速度の比が $\lambda$ であるとき幾何学的に相似している。このことは塑性特性の出現に特徴がみられる氷の破碎の幾何学的相似に関して第9節で下した結論と一致する。

同様な結果はその他の一連の実船および模型船試験からも得られる。その場合、模型船の縮尺を小さくするにつれて氷盤の物理的・機械的特性に関する相似の成立が困難になることが認められる。しかし全體としては氷海再現水槽における模型試験の実施条件は密接水域における実船の運動を模擬するための必要条件を満していると結論することができる。若干の副次的な相似条件（例えば氷の弾性率およびボアン比に関する相似条件）の不成立は密接水内模型試験法の実用にとって決定的な支障をもたらすものではない。

今迄に得られた成果は船舶の氷中運動に関するシミュレーション問題の完全な解決を意味するものではない。今後媒体（氷盤）の特質を更に詳細に究明し、全ての必要なシミュレーション条件を厳密に満足させ、試験方法および試験実施技法を改善することによってシミュレーション手法の完成が期待できる。特に、現用の氷海再現水槽では一連の相似条件の成立は模型の縮率が大きいために困難を伴うので、今後、もっと大きな規模の氷海再現水槽を開発する必要がある。



(a), (b) — それぞれ速度  $0.5 \text{ m/sec}$ ,  $2 \text{ m/sec}$  の実船による破壊  
 (c), (d) — " "  $0.1 \text{ m/sec}$ ,  $0.4 \text{ m/sec}$  の模型船による破壊

第38図 破氷船 Terek やびその模型船による氷の破壊様相

## 第4章 密接水域を船舶が運動する場合の抵抗の算定方法

### 第12節 模型から実船への抵抗の換算

氷海再現水槽内での密接氷盤中の船舶の運動に関する相似基準の確立と実際のシミュレーションの実現は模型から実物への換算によって船舶の氷抵抗を求めるための基礎となる。

船舶の運動に対する氷の抵抗を換算法によって求める際の信頼性は、まず第一に、氷海再現水槽でのシミュレーション条件の成立の度合に左右される。模型実験の実施条件を厳密に満足させることはフルード、コーチーおよびレイノルズの各相似条件を同時に成立させる必要があるため、困難を伴なう。しかし、これは一般的に言えば、模型船と実船との運動速度に関する条件の非共存性の故に実現不可能である。この場合、氷の破碎、押し沈め、転覆、また運動速度に依存しない乾燥摩擦によって条件付けられる抵抗力を含む直接抵抗が圧倒的に重要な意味をもつ。コーチーの相似条件を満足させる必要がある氷の破碎に関与する力を除いて、その他の全ての成分はフルードの相似条件に従ってシミュレーションされる。実船と模型船との運動速度の比および氷の物理的・機械的特性はコーチーの相似条件から導き出されるが、これらはフルードの相似条件と矛盾しない。従って、密接水域における船舶の低速前進運動のシミュレーションはフルードの相似条件によって行なわれる。そのため、線形スケール $\lambda$ が選定されているとき、実氷と模擬氷とで厚さ、限界強度および弾性率について下記の関係(比)を得ることができる。

$$\frac{h_H}{h_M} = \frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \frac{E_H}{E_M} = \lambda \quad (40)$$

上記の条件が成立するとき実物と模型の直接抵抗は下記のように関係付けられる。

$$\frac{(R_{pr})_H}{(R_{pr})_M} = \lambda^3 \quad (41)$$

式(41)はこれと相対的な直接抵抗についてのこれと等価に置き替えることができる。即ち

$$\frac{(R_{pr})_H}{D_H} = \frac{(R_{pr})_M}{D_M} \text{ または } (R_{pr})_H = (R_{pr})_M \frac{D_H}{D_M} \quad (42)$$

式(41)と式(42)に従って模型から実物へ換算した結果は水槽での試験条件に対応する<標準>的な氷海条件における船の耐氷性能を特徴付けるものである。このような標準的な条件とは破壊度、起伏度および載雪度がそれぞれ零の平坦な密接氷盤を指す。

現実の氷況のもとでは実際の海水条件が標準条件に近いほど碎氷船の水中耐航性は計算に近くなる。

船舶が氷中を低速で運動する場合(その場合には全抵抗に占める速度成分が小さい)に対して換算方法は最も良好な結果を与える。このような結果が得られるのは碎氷船が突破する氷の限界厚さを決定する場合および速度1~3 ktでの所定の厚さの氷中の運動に対する抵抗(スクリューの推力)を決定する場合においてである。

前述のように、フルードの相似条件とレイノルズの相似条件を同時に満足させることができないため、船舶の運動速度が大きい場合には直接換算法を採用できない。しかし、氷抵抗の諸成分の独立性に関する仮説を採用するならば、この場合、船の運動に対する氷の抵抗の算定に際して採られる方法と同様な半経験的な方法を適用することができる。周知のように、開水面における模型試験はフルードの相似条件を成立させて行なわれるが、レイノルズの相似条件に支配される抵抗成分(摩擦抵抗)は計算によって求められる。

フルードの相似条件に従って実物への換算を行なうべき模型の抵抗成分(直接抵抗)は運動速度に依存しないから、密接水域における船舶の運動におけるそれぞれの抵抗成分を独立して算定する方法の採用は簡単化される。全抵抗のうちの速度成分は第13節に示す半経験式(17)によって計算で求めることができる。

式(1)に従い全氷抵抗の値は直接抵抗と速度抵抗の和として得られる。

所与の特性をもつ密接氷域を運動する船舶の抵抗を上述の方法で算定する場合の順序は下記の通りである。

- (1) シミュレーション条件(40)に従って厚さと強度を指定された密接氷による模型試験の結果に基づいて密接氷内の模型船の曳引抵抗( $R_i$ )<sub>M</sub> =  $f(v)$ の曲線を作図する。
- (2) ( $R_i$ )<sub>M</sub> =  $f(v)$ のグラフから模型船の直接抵抗を除去する。
- (3) 式(41)により模型船から実船へ換算することによって実船の直接抵抗を算定する。
- (4) 第5節に挙げる諸手法のうちの1つを用いて実船の運動に対する水の抵抗値を算定する。
- (5) 式(71)に従い抵抗 $R_s$ と速度抵抗を和 $R_s + R_d$ として算出する。
- (6) 運動速度の関数としての船の氷抵抗(スクリューの推力)曲線を直接抵抗と速度抵抗の和として作図する。

### < 計 算 例 >

縮率 $1/50$ の模型による試験結果に基づいて厚さ $h = 40\text{ cm}$ ,  $\sigma_p = 10\text{ kg/cm}^2$ の平坦密接氷盤内の速度 $1 \sim 10\text{ kt}$ で運動する場合の砕氷船Ermakの抵抗を算定する。

模型試験用の模擬氷の厚さと強度を下記のように決める。

$$h_M = \frac{h_H}{\lambda} = 0.8\text{ cm}$$

$$(\sigma_p)_M = \frac{(\sigma_p)_H}{\lambda} = 0.2\text{ kg/cm}^2$$

模型試験の結果を曳引曲線( $R_i$ )<sub>M</sub> =  $f(v)$ の形で表わす(第39図)。

第39図のグラフに従って模型の直接抵抗を下記のように求める。

$$(R_{pd})_M = 0.19\text{ kg}$$

砕氷船Ermakの直接抵抗を下記のように決める。

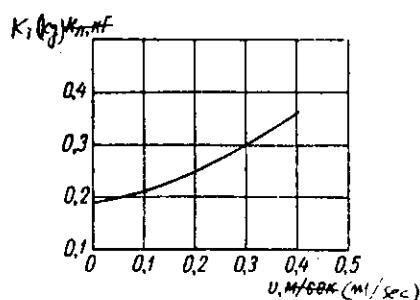
$$(R_{pd})_H = (R_{pd})_M \lambda^3 = 0.019 \cdot 125,000 = 24\text{ t}$$

第17図のグラフから所定の速度(1, 2, 3, 4, 5 kt)のときの砕氷船Ermakの運動に対する水の抵抗値を除去する。

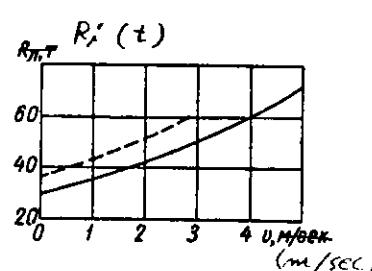
式(71)に従って抵抗 $R_s$ と速度抵抗を和 $R_s + R_d$ として算出する(第4表)。

砕氷船Ermakの全氷抵抗を直接抵抗と速度抵抗の和として算出する(第5表)。

砕氷船Ermakの抵抗の計算結果を第40図に示す。また同図には1941年の実船試験で得られた厚さ42 cmの密接氷中の砕氷船の抵抗曲線を破線で示しておく。計算結果と実船試験結果は満足すべき近似をみている。



第39図 密接氷盤での砕氷船Ermak  
の模型の曳航曲線



第40図 砕氷船Ermakの実地試験  
結果と計算との比較

第4表 砕氷船Ermakの抵抗の速度成分の決定

V (m/sec)	R <sub>3</sub> (t)	R <sub>B</sub> (t)	R <sub>ck</sub> = R <sub>3</sub> + R <sub>B</sub> (t)
1	4.7	0.9	5.6
2	9.4	2.3	11.7
3	14.1	5.5	19.6
4	18.8	10.5	29.3
5	23.5	16.6	40.1

第5表 砕氷船Ermakの全氷抵抗の決定

V (m/sec)	R <sub>pr</sub> (t)	R <sub>ck</sub> (t)	R <sub>i</sub> = R <sub>pr</sub> + R <sub>ck</sub> (t)
1	2.4	5.6	29.6
2	2.4	11.7	35.7
3	2.4	19.6	43.6
4	2.4	29.3	53.3
5	2.4	40.1	64.1

密接氷域を運動するとき砕氷船によって突破される氷の限界厚の算定は下記のように要約される。

- (1) 所与の一定の推力のもので所与の厚さの氷盤で行なった模型試験の結果に基づいて模型船の運動速度と氷厚との関係  $v_M = f(h_M)$  を表わす曲線を作図する(第35図)。
- (2)  $v_M = f(h_M)$  のグラフから模擬氷の限界厚の値を除去する。
- (3) 式(40)に従って、砕氷船により突破される限界氷厚を決定する。

#### < 計 算 例 >

砕氷船Ermakにより突破される限界氷厚を求める(ただしスクリューの最大推力を80 t, 氷の強度を10kg/cm<sup>2</sup>として縮率1/50の模型で試験)。

模型試験用の模擬氷の強度および推力を下記のように求める。

$$(σ_p)_M = \frac{(σ_p)_H}{λ} = \frac{10}{50} = 0.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$(P_e)_M = \frac{(P_e)_H}{λ^3} = \frac{80,000}{125,000} = 0.64 \text{ kg}$$

水槽試験のデータに従えば、砕氷船Ermakによって突破される限界氷厚は1.52cmとなる。

式(40)を用いて砕氷船Ermakに対する(h<sub>pr</sub>)<sub>H</sub>を下記のように求める。

$$(h_{pr})_H = (h_{pr})_M · λ = 1.52 \text{ cm} × 50 = 76 \text{ cm}$$

実船試験のデータは砕氷船Ermakにより突破される密接氷の限界厚が約80cmであることを示しており、これは計算の精度が満足すべきものであることを裏付けている。

#### 第13節 半経験的な抵抗計算方法

氷の全抵抗のうち運動速度に依存しない成分のみが相似条件に従って実船への換算が可能であることが密接氷中の船舶

の運動のシミュレーション理論から立証され、また実験的検証から確認されている。その結果、模型から実船へ換算することによって碎氷船の抵抗を算定する方法は速度抵抗の成分が直接抵抗に較べて小さくなっている比較的低い運動速度の場合に対してのみ適用を推奨できる。特に、この方法は密接氷域における船舶の限界耐航性を求める際に良好な結果を与える。

しかし、船舶の耐氷性能を評価するために換算方法を適用することは各特定の場合について氷海再現水槽で多大の労を要する模型試験を実施する必要があることと結び付いている。更に、実氷の物理的・機械的特性の究明が不充分であること、および、それに帰因して模擬氷の必要な特性を決定するのに困難を伴なうことにより、この方法の適用性が制限されている。

模型から実物へ氷抵抗を換算する方法に上述のような短所があるため、氷海再現水槽での模型試験に頼ることなく、密接氷域での実船の氷中耐航性を各特定の場合毎に近似的に評価できる計算方法を探し出すことが必要になる。このような計算方法は船の諸特性および氷盤の諸パラメータと氷の抵抗とを関係付ける式を用いるもので、船の設計の初期段階ならびに氷海内での実際の運航過程において生じる一連の諸課題の解決に有効に適用することができる。

1890年、R. I. Runeberg<sup>73)</sup>はバルト海の氷海条件のもとでの碎氷船の作業データに基づいて、氷厚h、垂直力P、船幅Bの三者を関係付ける下記の経験式を提案した。

$$h = c P^{0.5} B^{-0.25}, \quad (43)$$

ただし、c—氷の物理的・機械的性状に依存する係数(バルト海の秋氷の場合 c = 0.15 )

またR. I. Runebergは氷盤上への碎氷船の静的乗上げについて解析して、氷に作用する最大垂直圧力とスクリューのスラスト圧力との関係を次のように導き出した。

$$P = R \frac{\cos \alpha \cos \beta - f \sin \alpha}{\sin \alpha \cos \beta + f \sin \beta \cos \alpha}, \quad (44)$$

ただし、R—スクリューのスラスト

$\alpha$ —<落下角>、即ち満載吃水線に対するバトックの平均傾斜角

$\beta$ —バトックに垂直な断面の平均傾斜と満載吃水線とで成す角

f—氷の摩擦係数

1895～1897年に機械技師V. I. Afanasevは推進機関の出力消費の視点から船の運動に対する氷の抵抗を研究<sup>14)</sup>、次の結論を得た。即ち、氷の抵抗の克服に費やされる出力は氷厚t、船速v、船体線図形状および氷の強度と下記の関係にある。

$$N = cvt^2 \operatorname{tg} \alpha, \quad (45)$$

ただし、N—指示出力(HP)

v—運動速度(kt)

t—氷厚(im)

$\alpha$ —満載吃水線に対する船首材の傾斜角

c—氷の物理的・機械的性状に依存する係数(淡水氷では c = 5、海水氷では c = 3 )

上記のR. I. RunebergおよびV. I. Afanasevによってそれぞれ提案された経験式によって船舶の碎氷性能の比較評価が初めて行なえるようになった。しかし上記の式は比較的小出力(1000 HPまで)の船の作業経験の一般化に立脚して導き出されたものであるため、その適用には制限がある。即ち、近代的な船舶の氷海耐航性の評価に式(43)や式(45)を適用すれば著しい誤差を生じることになる。またこれらの式では氷の物理的・力学的特性が充分に考慮されていないことも指摘できる。

また、氷海耐航性に関する学問の発展におけるD. I. Mendereev<sup>49)</sup>および提督 S.O. Makarov<sup>47)</sup>の役割を指摘しないわけにいかない。S.O. Makarovは研究論文の発表者ではなかったが、新型碎氷船の開発に関する彼の活躍により

砕氷船建造分野における科学の進歩が促進された。特に、彼は氷盤の物理的・機械的特性および氷の抵抗に関する砕氷船 Ermak による一連の諸研究を指導した。

これらの諸研究資料はその後科学アカデミー正員 A. N. Krirov による氷海内運動時の砕氷船に加わる諸力の解明に関する研究に利用された<sup>40)</sup>。

D. I. Mendereev は新しい北極海域用砕氷船の開発に関する研究活動に積極的に参加し、また個人的にも若干の船体線図案を開発した。

氷海耐航性の問題に関する顕著な学問的成果が Yu. A. Shimansky の業績<sup>87)</sup>に認められる。彼は船の砕氷性能に関する新しい比較方法を確立している。その際、船の運動に対する氷の抵抗とそれを律する諸因子との間に何んらかの絶対的な量的関係を設定することを止めている点に彼の論文の独創性がみられる。

Yu. A. Shimansky は船体線図形状、出力、船体強度などをいわゆる「仮定測定標準」(conditional measure)によって評価することを提案した。例えば、船体線図に対する仮定測定標準は船首部の長さ方向に総和された氷圧の力の成分比であり、出力に対する仮定測定標準は荷重下における氷盤の挙動に関する理論的解明に基づいて作図されたダイヤグラムに従って求められる仮定の最大氷厚で表わされる。

このような仮定測定標準により船舶の耐氷性能を評価する方法は一連の長所と短所を併せ持っている。この方法では設計すべき船の耐氷性能を原型船のそれと比較対照することができ、またその耐氷性能に及ぼす主要構造要素の影響を明らかにすることができます。しかし、実験による検証から明らかなように、この方法による耐氷性能の評価の信頼性はあまり高くない。

I. V. Vinogradov<sup>13)</sup> は氷盤への船首部乗上げにおけるエネルギーバランスに関する方程式を解くことによって、氷に作用する垂直圧力と船体要素との関係に関する解析式を得ている。彼の見解に依れば、この関係式は垂直圧力の絶対値を決定するためには使用できない。この式は垂直圧力に及ぼす砕氷船の排水量、スクリューのスラスト圧力および船体寸法の影響を解明できるだけである。この式に基づいて I. V. Vinogradov は下記のような砕氷性能測定基準を提案した。

$$\frac{h_1}{h_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \frac{N_1}{N_2} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (46)$$

ただし、  
 $h$  - 氷 厚  
 $D$  - 排 水 量  
 $N$  - 主 機 出 力

しかしこの式は砕氷船の船体線図形状を考慮しておらず、幾何学的に相似した船舶に対して適用できるだけである。

船舶の運動に対する密接氷の抵抗に関する上述の諸理論研究と並んで、諸砕氷船の実地試験のデータを一般化した一連の経験的な関係式も戦前に得られていた。例えば、V. S. Nazarov<sup>51)</sup> および V. L. Tsurikov<sup>85)</sup> の式は主機出力を運動速度および氷厚と関係付けている。この種の経験式は限られた数の実地試験資料に基づいて樹立されているため広く適用されるには至らなかった。

戦後に入って、密接氷域での運動における船の抵抗を求める計算式の開発が L. M. Nogid, V. I. Neganev, M. K. Tarshis および M. S. Yakovrev によって進められた。ここで、後二者による研究について若干言及してみる。

M. K. Tarshis<sup>79)</sup> は船体の運動に対する密接氷の抵抗  $R$  を 2 つの成分即ち氷の抵抗  $R_i$  と水の抵抗  $R_B$  の和の形で検討している。即ち

$$R = R_i + R_B = \sum N_i \left( \frac{a_i}{a_3} + f_T \frac{\cos \alpha}{a_3} \right)_i + cv^2, \quad (47)$$

ただし、  
 $N_i \left( \frac{a_i}{a_3} + f_T \frac{\cos \alpha}{a_3} \right)$  船体の氷との各接触点における抵抗

$N$  - 船体の圧力のうちで氷を破壊する垂直成分 (船首については  $N = 1.640 \sigma_p h^2$ , 両舷については  $N =$

$0.82\sigma_p h^2$ . ただし  $\sigma_p$  は氷の限界曲げ強度.  $h$  は氷厚)

$a_1$  および  $a_3$  一法線と軸との間の方向余弦

$\alpha$  一舷側と氷との接触点における水線に対する接線と船体中心線面とで成す角

$f_T$  一氷の摩擦係数

$c$  一抵抗係数

$v$  一船の運動速度

式(47)から判かるように、氷の抵抗は氷と同時に相互作用する船体上の接触点の数に依存する。他方、このような点の数量は船幅および氷の幾何学的な破碎様相、即ち氷の厚さと弾性率に依存する。M. K. Tarshis は船体が氷と接触するとき若干の接触点ではその各点において氷の破壊が起きるとの見解に立って、船の運動に対する密接氷の抵抗を氷盤の破壊に費やされる力に帰している。このような提案は実際の船体による氷の破碎状況に対応していない。

M. S. Yakovrev は河川用船舶の水中耐航性を評価する方法を検討している<sup>91)</sup>。彼は全抵抗を 2 つの成分  $R'_x$  と  $R''_x$  の和の形で表わしている。この  $R'_x$  は運動速度に依存せず計算によって求めることのできる成分であり、 $R''_x$  は氷板域での模型試験に基づいて決められる速度に依存する成分である。

$R'_x$  を表わす式は下記のように与えられる。

$$R'_x = r_1 + r_2 = \frac{2}{\sin \psi_0} \int_0^{L_H} P_H \operatorname{tg} \psi \cos \zeta dx + \frac{2}{\sin \psi_0} f \int_0^{L_H} P_H \sin \psi dx, \quad (48)$$

ただし、 $r_1$  一氷の破壊に対する抵抗

$r_2$  一氷に対する船体の摩擦抵抗

$P_H = f(\zeta, t)$  一氷を破壊する法線圧力

$\zeta$  一舷側に対する法線と垂線とで成す角

$t$  一氷 厚

$\psi_0$  一満載吃水線での水切角

$\psi$  一バトックの面と満載吃水線に対する接線とで成す角

$f$  一摩擦係数

$L_H$  一船首尖鋭部の長さ

M. S. Yakovrev は弾性体基礎上の半無限ビームの変形に関する A. I. Maslov の理論解<sup>48)</sup>に基づいて氷を破壊する法線圧力の大きさを決めている。

M. S. Yakovrev が導き出した関係式は新規に設計される船舶の砕氷性能の比較評価を主な目的とするものである。砕氷船によって破壊される氷の限界厚としてそこで得られる値は、一般的に言えば、仮定値であるが、これは河川用砕氷船 (conditional value) の運航データと良く一致している。しかし、河川船舶の水中耐航性についてのこの計算方法の若干の命題は物理的意味と矛盾していることが指摘される。即ち、砕氷船の運動速度に依存する密接氷中の抵抗成分を得るために氷板域による模型試験のデータを換算できることは疑問である。

密接氷域での船の運動に対する氷の抵抗に関する外国の研究としては J. E. Jansson の研究報告<sup>98)</sup>および V. R. Milano の論文<sup>105)</sup>を挙げることができる。

Jansson は砕氷船が連続運動する場合の氷の全抵抗  $R$  を下記の形で表わしている。

$$R = (c_1 e^{v/4} + c_2 e v^2) B, \quad (49)$$

ただし、 $c_1$  と  $c_2$  一それぞれ実験的係数

$e$  一突破される氷の厚さ

$v$  一運動速度

$B$  一砕氷船の幅

彼により指摘されているように、砕氷船Mackinawの試験で得られたデータは式(49)の氷厚について指標の値を裏付けていない。Kapitan Belousov級砕氷船の抵抗を求めるJanssonの別の式も実地試験のデータによって裏付けられていない。

Milanoは氷盤に乘上げたとき船首によって作り出される垂直力についてI. V. Vinogradovの式<sup>13)</sup>、また弾性体基礎上のセクターの支持力についてのデータを用いて、連続進行する砕氷船によって突破される氷の厚さを求めるところまでのグラフを導き出している。そのグラフでは氷厚は砕氷船のスクリューのスラスト圧力および氷の表面温度の関数として与えられている。Milanoの研究資料はその実用的価値を評価できない<sup>105)</sup>。

船舶の運動に対する密接氷の抵抗を求める方法として実用向きてここで提案し得る半経験的な計算法が科学アカデミー正会員Yu. A. Shimanskyの指導のもとに開発された。船の抵抗と船体の諸要素および氷の諸パラメータとを関係付けるこの解析式を導き出すため理論および実験(実船と模型の両者についての)研究の結果を利用している。その場合、初期条件として下記の命題を採用している。

既に挙げた力の分類(第5節参照)に従って全氷抵抗は直接抵抗と速度抵抗の和として表わされ、両者はそれぞれ性質の異なる力の成分を含む。またこれらの力の作用は相互に独立しているものと見做す。密接氷中の船の運動は定常運動であると見做す。エネルギー保存の法則に基づいて、船の単位進路当たりのスクリューの推力の仕事量を全ての抵抗力の仕事量に等しいと見做す。その場合、単位進路当たりの抵抗力の各成分の仕事量は力の単位で測定される。以上のような取扱いをすればスクリューの推力を下記の等式で表わすことができる。

$$P_e = R_1 + R_2 + R_3 + R_B$$

ただし、 $R_1$ —氷盤の破壊によって特徴付けられる抵抗

$R_2$ —重量的性質の力によって特徴付けられる抵抗(氷の押し沈め、回転、船の吃水の変化、また乾燥摩擦の抵抗)

$R_3$ —破壊された氷の押し分けによって特徴付けられる抵抗

$R_B$ —船の運動に対する水の抵抗

$R_1, R_2, R_3$ および $R_B$ の力の大きさは船の単位進路に対するそれぞれの抵抗力成分の仕事量の比として求められるが、これらの $R_1 \sim R_B$ の力は或る平均速度 $v$ をもって氷中を連続運動するときに船体に作用する諸抵抗力のそれぞれ平均値として見做すことができる。

物理的な考え方に基づいてこれら抵抗力成分のおのおのに対し解析的な関係式を導き出す。その式には解を求めるに際して許容された条件を考慮する若干の係数が含まれる。これらの係数は模型および実船試験のデータに基づいて経験的に決めることができる。

まず、船の直接抵抗について検討する。これは氷盤の破壊に関する抵抗( $R_1$ )と重力的性質の力によって律せられる抵抗( $R_2$ )から構成される。また氷の破壊に関する抵抗は舷側による氷の曲げ破壊に対する抵抗と船首およびその近傍舷側区域による氷の截断に対する抵抗を含む。氷の破壊に対する抵抗は氷の破壊に船が費やす単位進路当たりの仕事量の値を介して表現することができる。この仕事量は船の単位進路当たりの氷の破壊のポテンシャルエネルギーに等しくなるはずである。

舷側による氷の曲げ破壊を弾性体基礎上のビームの自由縁に加えられる垂直力および水平力の作用を受けた変形の形で表わす。その場合、Yu. A. Shimanskyの論文<sup>87)</sup>で採用されていると同様に、氷の破壊に必要な垂直力(氷縁の単位幅当たりの)を下記のように表わすことができる。

$$N_0 = 0.52 \alpha_0 h^2 \sigma_p, \quad (50)$$

また氷の破壊のポテンシャルエネルギー $V_0$ は下記で示される。

$$V_0 = \frac{N_0^2}{4 E J \alpha_0^3},$$

$$\text{ただし, } \alpha_0 = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}} \quad 1/\text{長さの次元をもつ独立変数}$$

$$k \quad \text{氷の弾性体基礎の剛性係数}$$

$$J = \frac{1 \cdot h^3}{12} \quad \text{単位値と等しい幅の氷盤の断面の慣性モーメント}$$

淡水については  $h = 1 \text{ t/m}^3$  であるから下記のように表わすことができる。

$$\alpha_0 = \sqrt[4]{\frac{3}{Eh^3}} \quad (51)$$

式(50)を上記の  $V_0$  の式に代入すれば次式が得られる。

$$V_0 = 0.27 \sigma_p^2 h^4 \alpha_0^3$$

垂直力により氷を破碎するとき氷縁から  $x_1$  の距離において破壊が起きる。この距離は次式で決められる。

$$x_1 = \frac{\pi}{4\alpha_0} = \frac{\pi}{4\sqrt[4]{3}} E^{0.25} h^{0.75} \quad (52)$$

砕氷船の舷側によって破壊される氷の全質量のポテンシャルエネルギーは砕氷船の幅  $B$  に比例すると見做せば、砕氷船の単位進路当たりの氷破壊のポテンシャルエネルギーを表わす式が下記のように得られる。

$$V_1 = \frac{B V_0}{x_1} \quad (53)$$

式(53)に  $V_0$ ,  $x_1$  および  $\alpha_0$  の各値を代入し、それぞれしかるべき約分すれば、下記が得られる。

$$V_1 = k_0 \frac{B \sigma_p^2 h}{E} \quad (54)$$

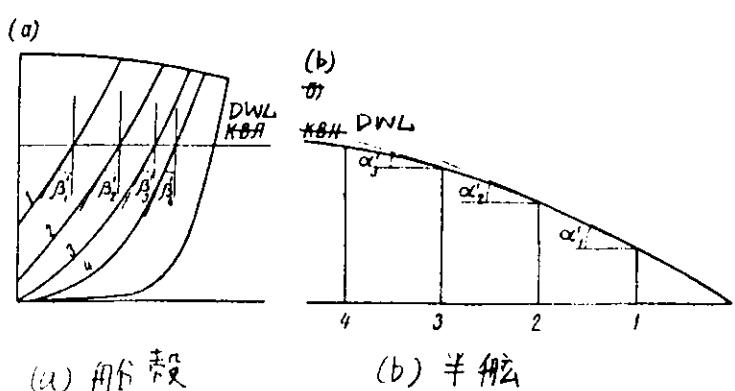
舷側による氷の破壊に費やされる仕事量（船の単位進路当たりの）を表わす一般式を得るために、船体の圧力の垂直成分による氷の破壊に際しての砕氷船のスクリューの推力の仕事量の利用度に及ぼす船体線図形状の影響を考慮した係数を式(54)に乗じてやる必要がある。この係数を導入する必要性は次の事情によてもたらされる。即ち砕氷船が氷中を運動するときその線体線図の特異性からして氷盤に作用する力として垂直力と共に水平力も生じることによる。しかし、氷の曲げのポテンシャルエネルギーは水平力の作用下における圧縮のポテンシャルエネルギーよりも著しく小さいので、垂直力によって惹き起される曲げの結果として氷の破壊が生じる。従って、水平力による氷盤の圧縮に費やされる船の仕事量は破壊の視点からは無効なものであることが判かる。

船体による氷の破壊に際しての垂直力の利用度について Yu. A. Shimansky は次式によって数値を決められる（利用係数）を用いて考慮することを提案している。

$$\mu_0 = 1 + \frac{\Sigma_{III}}{\Sigma_{II}} \quad , \quad (55)$$

ただし、  
 $\Sigma_{III}$  - 総合縦方向水平力  
 $\Sigma_{II}$  - 船首部において氷盤に作用する総合垂直力 (87)

$\Sigma_{III}$  および  $\Sigma_{II}$  の値は第 6 表から求めることができる。この目的のために、砕氷船の理論線図から垂線に対する舷側の傾斜角  $\beta'$  とバトック面に対する水線の傾斜角  $\alpha'$  を読み取る（第 41 図）。



第 41 図 理論線図における角  $\beta'$  および  $\alpha'$

第6表 利用係数 $\mu_0$ および截氷性係数 $\eta_2$ の計算

No.		0	1	2	.	.	.	.	10		
垂線に対する 肋骨の傾斜角 $\beta'$ (度)	I										
船体中心線面 に対する水線 の傾斜角 $\alpha'$ (度)	II										
$\tan \alpha'$	III										
$\tan \beta'$	IV										
$(III)^2$	V										
$(IV)^2$	VI										
$I + V$	VII										
$VI + VII$	VIII										
$\sqrt{VII}$	IX									$\Sigma\Sigma$	$\frac{\text{補正}}{\eta_2(P_0+P_{10})}$
$P_y = III \frac{IX}{VIII}$	X										$\Sigma\Sigma$ 補正
$P_z = IV \cdot X$	XI										$\Sigma_I$
$P_x = III \cdot X$	XII										$\Sigma_{II}$
											$\Sigma_{III}$

$\Sigma_{II} = 0$  (これは垂直壁の舷側に対応する) のとき  $\mu_0 = \infty$  となり、また従って、氷の破壊のポテンシャルエネルギーの値が無限に大きくなるため氷の破壊は不可能となる。また  $\Sigma_{III} = 0$  のとき、即ち水平力が完全に存在しないとき  $\mu_0 = 1$  となる。この場合スクリューの推力の仕事量は完全に氷の破壊に費やされる。

以上のことから、舷側による氷の破碎に費やされる仕事量(船の単位進路当たりの)を表わす式は下記のように示すことができる。

$$A_1 = k_0 \frac{B \sigma_p^2 h}{E} \mu_0. \quad (56)$$

ここで、弾性率Eが氷の限界強度 $\sigma_p$ に比例する(第9節参照)とし、また船の単位進路当たりの仕事量が力の次元を有することを考えれば、舷側による氷の破壊によって特徴付けられる抵抗成分を表わす式として下記が与えられる。

$$R'_1 = k'_1 B \sigma_p h \mu_0. \quad (57)$$

上式で係数 $k'_1$ は氷海再現水槽での模型試験の結果から決定される。

舷側による氷の破壊の抵抗成分を表わす式を導き出すに際して、弾性体基礎の上に横たわる無限ビームとしての氷盤の破壊理論を適用した。このような破壊図式は実際の砕氷船による氷破壊の様相と異なっている。しかし、式(57)を作り出す際に採用した半経験的な方法のもとでは、許容された仮定が係数 $k'_1$ を考慮しているので、上記のような前提は適用可

能と見做される。

スクリューのスラスト圧力のうちで船首とその近傍の舷側区域による氷の切開に費やされる成分を表わす式を得るために、截断のポテンシャルエネルギーを表わす次式を用いる。

$$V_c = \frac{1}{2} \frac{N^2 b}{F G},$$

ただし、 $N = \tau F$  — 一方の舷側からの截断による氷の破壊に必要な垂直力

$\tau$  — 氷の限界截断強度

$F = \ell h$  — 截断面積

$\ell$  — 舷側に沿った切開帯の長さ

$b$  — 氷の単位截断区域の幅

$G$  — 氷の剪断弾性係数

上記で導入した諸記号を考慮すれば、船首先端部による氷の截断のポテンシャルエネルギーは下記のように示される。

$$V_c = \frac{\tau^2 \ell h b}{G}.$$

進路  $x_1$  における平面  $\ell b$  における氷の切開面積は  $x_1 \ell \sin \alpha'_0$  (ただし  $\alpha'_0$  — 計画水線での水切角) の形で表わすことができる。

以上のことから考慮し、且つ氷について  $G$  は  $E$  に、また従って  $\sigma_p$  に、比例し、 $\tau$  は  $\sigma_p$  に比例し、また  $\ell$  は  $h$  に比例する見做すことにより、船首による氷の截断のポテンシャルエネルギー (単位船長  $x_1$  当りの) を下記のように示すことができる。

$$\frac{V_c}{x_1} = k'_0 \sigma_p h^2 \sin \alpha'_0.$$

船首とその近傍舷側区域による氷の切開に際する垂直力の利用度を考慮するためには上式に  $\tan \beta'$  を乗ずる必要がある (ただし、 $\beta'$  — 垂線に対する舷側の傾斜角)。破碎氷の船首の最先端に対しては、

$$\tan \beta' = \frac{\tan \varphi}{\sin \alpha'_0},$$

ただし、 $\varphi$  — 水平線に対する船首の傾斜角

が成り立つことを考えれば、氷の切開に対する抵抗を表わす式が下記のように得られる。

$$R'_1 = k''_0 \sigma_p h^2 \tan \varphi. \quad (58)$$

式(57)と式(58)を比較対照すれば、スクリューのスラスト圧力のうちで船体による氷の破壊に費やされる成分はさまざまな構造を有しており、その結果として氷の破碎に対する抵抗を式において 1 つの項として表現することができないことが判かる。現在のところ、模型実験では成分  $R'_1$  と  $R''_1$  を区分することができず、従って、係数  $k'_0$  と  $k''_0$  を決定することもできない。これと関連して、今後は、舷側による氷の破壊によって条件付けられる抵抗を表わしている式(57)に従って、氷の破壊に対する抵抗を近似的に求めることになろう。その場合、船首による氷の切開に対する抵抗は運動速度に依存しない抵抗 (特に、これは重量的性質の力の抵抗  $R_s$  に含まれるべきである) の諸成分間に分布していることを考慮しておくべきである。

以上のようにして、氷の破碎に対する抵抗を最終的には下記のように表わす。

$$R_1 = k_1 B \sigma_p h \mu_0. \quad (59)$$

砕氷船の吃水変化と関係する抵抗の克服に費やされるスクリュー推力の仕事量は次のようにして求められる。

まず、船体が氷に乘上げるととき船体に作用する垂直力の大きさは船幅  $B$  に比例すると見做す。そうした場合、力が加えられる点の垂直変位  $d$  におけるこの推力の仕事量 (砕氷船の単位進路当りの) を下記のように示すことができる。

$$A_2 \sim \frac{BN_0 A}{x_1} \quad (60)$$

他方、碎氷船が氷に乘上げるときの垂直変位  $A$  は下記のように 2 つの項の和として示すことができる。

$$A = AT + \ell_N \theta. \quad (61)$$

ただし、 $AT$  — 碎氷船の浮上量

$\theta$  — 碎氷船が氷に乗上げたときのトリムの変化量

$\ell_N$  — 力  $BN_0$  の挺（力が加えられる点から氷水線面の重心までの距離）

式(61)からの  $A$  値を式(60)に代入すれば下記が得られる。

$$A_2 \sim \frac{BN_0}{x_1} (AT + \ell_N \theta).$$

ここで、 $AT = \frac{BN_0}{S_0}$  または  $\theta = \frac{BN_0 \ell_N}{DH}$  であることを考慮する。（ただし、 $S_0$  — 面積、 $D$  — 船の重量排水量、 $H$  — 縦メタセンタ高さ）

碎氷船の単位進路当たりの力  $N_0$  の仕事量を表わす式が下記のように導き出される。

$$\frac{BN_0}{2x_1} \left( \frac{BN_0}{S_0} + \frac{BN_0 \ell_N^2}{rVH} \right) = \frac{B^2 N_0^2}{2x_1} \left( \frac{1}{S_0} + \frac{\ell_N^2}{rVH} \right).$$

ここで、上式の括弧内の第 2 項と比較して  $1/S_0$  を無視し（このことは碎氷船の船体浮上が無いとの仮定と同等の効果をもつ）、また  $\ell_N$  値は碎氷船の長さ  $L$  に比例し、また縦メタセンタ高さ  $H$  は  $BL^3/V$  に比例すると見做す。このようにすれば、碎氷船の吃水変化に費やされるスクリュー推力の仕事量（碎氷船の単位進路当たりの）を表わす式が下記のように得られる。

$$A_2 \sim \frac{B^2 N_0^2}{x_1} \left( \frac{1}{rBL} \right). \quad (62)$$

式(50)からの  $N_0$  と式(52)からの  $x_1$  を式(62)に代入し、利用係数  $\mu_0$  を乗ずれば、碎氷船の吃水変化によって条件付けられる抵抗成分を表わす式が下記のように得られる。

$$R'_2 = k'_0 \frac{B h^{7/4} \sigma_p^2}{L E^{3/4}} \mu_0. \quad (63)$$

既述の場合と同様に  $E$  は  $\sigma_p$  に直線的に比例すると見做し、また  $B/L$  比を  $L_0$  を介して表わすことにはれば、最終的に式(62)は下記の形で示される。

$$R'_2 = k'_2 C_0 h^{17/5} \sigma_p^{12/5} \mu_0. \quad (64)$$

氷塊の回転に碎氷船が費やす仕事量を表わす解析式を導き出すに際し、碎氷された各氷塊は初めはリブが現われるまで回転され、それから押し沈められるということをベースにする。氷を回転させる仕事量は氷塊の重心と大きさの中心との間隔の変化量と氷塊の重量との積の形で表わすことができる。

氷厚  $h$  のとき上記の間隔（氷塊の回転にいたるまでの）は下記のようになる。

$$\frac{h}{2} - \frac{h \frac{r_i}{r_B}}{2} = \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right),$$

ただし、 $h \frac{r_i}{r_B}$  — 氷塊部分

$r_B$  — 水の比重

$r_i$  — 氷の比重

氷塊が  $90^\circ$  回転した後のこの距離は下記のようになる。

$$\frac{b_0}{2} - \frac{b_0 \frac{r_i}{r_B}}{2} = \frac{b_0}{2} \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right)$$

ただし、 $b_0$  = 氷塊の幅

その場合（もし氷塊の長さを $a_0$ で表わすならば）、氷塊の回転にかかる仕事量は下記のようになる。

$$A_3 = a_0 b_0 h r_i \left( \frac{b_0}{2} - \frac{h}{2} \right) \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right).$$

この仕事量を単位面積の氷塊に関連付け、またその際に、氷塊の全面積が砕氷船の幅 $B$ に比例すると仮定すれば、氷塊の回転に必要な仕事量（砕氷船の単位進路当たりの）は下記の量に比例することになる。

$$r_i B h (b_0 - h) = r_i B h^2 \left( \frac{b_0}{h} - 1 \right).$$

回転される氷塊の幅 $b_0$ は式(52)によって決められる量 $x_1$ に比例すると見做すことができる。ここで、 $x_1$ が氷厚よりも著しく大きいということを考慮すれば、氷の回転に関係する抵抗成分を表わす式を下記のように示すことができる。

$$R'_2 = k'_2 r'_i B h^{1.76} E^{0.25} \mu_0. \quad (65)$$

砕氷船にとって氷塊を押し沈めるためには氷の浮力 $A_4$ を克服する仕事量が必要である。この $A_4$ は過剰浮力 $Q$ と押沈の深さとの積に等しい。過剰浮力を表わす式を導き出すに当り、氷の押し沈めはそれがリブが現われるまで回転した後に起きること、即ちここで検討する場合については転覆された氷塊の厚さとなるものは氷塊の幅 $b_0$ であることを考慮する必要がある。その場合、下記のように示すことができる。

$$Q = r_i a_0 b_0 h \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right),$$

ただし、 $r_i b_0 (1 - \frac{r_i}{r_B})$  = 水面上の氷塊の高さ

氷塊の押し沈めの平均深さは浮遊氷塊の厚さ $h$ に比例すると見做すことができる。そうすれば、氷塊の押し沈めに費やされる仕事量は下記に比例することになる。

$$A_4 \sim \lambda_i a_0 b_0 h \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right) h.$$

ここで既述の場合と同様に、押し沈められる氷塊の全面積は砕氷船の幅 $B$ に比例すると仮定すれば、氷塊の押し沈めに費やされ、砕氷船の単位進路に対応する仕事量は下記の量に比例することが明らかになる。

$$A_4 \sim r_i B h^2 \left( 1 - \frac{r_i}{r_B} \right).$$

以上のことから、氷の押し沈めによって条件付けられる抵抗成分を表わす式を下記のように示すことができる。

$$R'_2 = k'_2 r'_i B h^2 \mu_0 \quad (66)$$

密接氷域における運動で砕氷船が費やされる仕事量は前述の直接抵抗の諸成分の克服に要するものばかりでなく、氷塊の回転および押し沈めに際して生じる船体と氷または氷と氷との摩擦力（これは船の運動速度に依存しない）の克服に要するものも含まれる。

乾燥摩擦の力の大きさはそれに対応する圧力の大きさに比例する。従って、砕氷船のスクリューの推力のうちで乾燥摩擦力の克服に費やされる仕事量の成分は船の吃水変化と氷の回転および押し沈めに費やされる仕事量に比例するはずである。このことを根拠にすれば、直接抵抗の諸成分を表わすために上記で得られた式は運動速度に依存しない摩擦力の影響を考慮していると考えることができる。

砕氷船の吃水変化に費やされるスクリュー推力の成分(64)、氷の回転に費やされる成分(65)および氷の押し沈めに費やされる成分(66)は重量的性質の力によって条件付けられる抵抗の克服に費やされるものである。式(64)、(65)および(66)から言えるように、これら成分のむのむのはフルードの相似条件に従うものである。またこれらの和もフルードの相似条件に従うものであり、実船への換算が可能である。従って、上記の諸成分を統合すること、即ち重量的な性質の抵抗

力の克服に費やされるスクリュー推力を表わす一般式を求めるこことは妥当であると思われる。このことによつて、この式に含まれる経験的な係数の数値を実際に決めることが容易になる。

成分  $R'_2$ ,  $R''_2$  および  $R'''_2$  の和を求めれば下記が得られる。

$$R''_2 + R'_2 + R'''_2 = k'_2 C_0 h^{1.75} \sigma_p^{1.25} \mu_0 + k''_2 r_i B h^{1.75} E^{0.25} \mu_0 + \\ + k'''_2 r_i B h^2 \mu_0. \quad (67)$$

式(67)を分析し、また吃水変化によって条件付けられる抵抗成分の比率は比較的小さいことを考えれば、重量的性質の抵抗力を表わす式を下記のように示すことができる。

$$R_2 = R'_2 + R''_2 + R'''_2 = k_2 r_i B h^2 \mu_0. \quad (68)$$

以上のようにすれば、密接水域で運動する砕氷船の直接抵抗は次式によって決められる。

$$R_{pr} = R_1 + R_2 = k_1 B \sigma_p h \mu_0 + k_2 r_i B h^2 \mu_0. \quad (69)$$

次ぎに、運動速度にかかる抵抗成分について検討してみる。

砕氷船が密接水域を運動するとき全抵抗のうちで運動速度に依存する部分 ( $R_{ck}$ ) は破壊された氷の押し分けによって条件付けられる抵抗  $R_3$  および船の運動に対する水の抵抗  $R_B$  を含む。船体による氷塊の押し分けに際しその氷塊に作用する力の性質を分析すれば、液体の粘性によって条件付けられる力と造波に關係する力とに區別される。破碎氷の押し分けは浸沈状態において行なわれる限りにおいて、波の抵抗は實際上存在せず、また従って、抵抗力の大部分は運動速度に依存し、粘性力のカテゴリーに相当する。このような力の克服に費やされるスクリュー推力は押し分けられる氷の質量（船の単位進路当たりの）に主として依存する。ここで、押し分けられる氷塊の体積（船の単位進路当たりの）が船幅  $B$  および氷厚  $h$  に比例すると見做せば、この氷塊の質量は量  $\frac{B_h}{g} r_i$  に比例することになる。

スクリューの推力のうちで破碎氷塊の押し分けに費やされる成分を表わす解析式を導き出すに當り、氷塊の変位は縦方向にも、横方向にも生じることも考慮に入れる必要がある。従って氷塊の押し分けに対する抵抗は、多分、1以上のべきで速度に依存することになる。

氷塊の押し分けが水平面上で起る限りにおいて、この抵抗成分に対する船体線図形状の影響は<截氷性係数>  $\eta_2 = \Sigma_I / \Sigma_{III}$  によって考慮することができる。この係数は横方向の和  $\Sigma_I$  と縦方向の水平力の和  $\Sigma_{III}$  の比で表わされる  $\Sigma_I$  および  $\Sigma_{III}$  の大きさは氷水線の領 (ice WL) 域における船首部の線図形状に依存するもので、砕氷船の船体の理論線図（第41図参照）を用いて第6表に従って決められる。

以上のようにして、破壊氷塊の押し分けに費やされるスクリュー推力を表わす式を下記のように示すことができる。

$$R_3 = k_3 B^x h v^y \frac{1}{\eta_2}.$$

係数  $k_3$  の値また  $B$  および  $v$  の指数 ( $x$ ,  $y$ ) は実船および模型試験のデータに基づいて決めなければならない。

船の運動に対する水の抵抗値は一般に採用されている方法により且つ全氷抵抗から差引くという期待のもとに算定することができる（第5節参照）。

密接水域を運動するときの船の全抵抗は次式で求められる。

$$R_1 = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = k_1 B \sigma_p h \mu_0 + k_2 r_i B h^2 \mu_0 + \\ + k_3 B^x h v^y \frac{1}{\eta_2} + R_B. \quad (70)$$

式(70)から明らかなように、氷の碎壊に対する抵抗と重量的性質の力によって条件付けられる抵抗を表わす初めの2項はフルードの相似条件を満しており、模型と実物の抵抗を計算することができる。係数  $k_1$  および  $k_2$  はそれぞれ無次元量である。式(70)の第3項はフルードの相似条件に従がわない。従って係数  $k_3$  は次元量である。

係数  $k_1$ ,  $k_2$  および  $k_3$  は式(70)のそれぞれ該当項の構成を設定するに際して下された全ての前提と仮定を考慮したものである。これら係数の数値は、式(70)の第3項の未定の指數  $x$  および  $y$  と同様に、模型試験の結果に基づいて決められた<sup>32)</sup>。この目的のために砕氷船 Ermak の  $1/50$  縮尺模型を用いて氷厚  $6 \sim 18 \text{ mm}$ , 氷の強度  $0.2 \sim 3.7 \text{ kg/cm}^2$  の範囲の条件で一連の模型試験を行なった。厚さ  $15 \text{ mm}$  のさまざまな強度の氷中でのこの模型船の曳引抵抗曲線を第42図に示す。

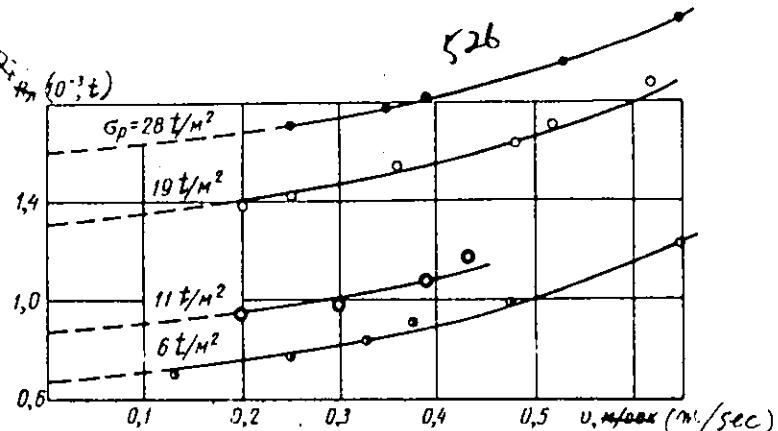
右記の実験データを処理した結果、係数値として

$k_1 = 0.004$  および  $k_2 = 3.6$  が得られた。

式(70)における指數  $y$  の数値は速度範囲が  $0 \sim 0.4 \text{ m/sec}$  のとき  $y = 1$  と採り得ることが判明した。

係数  $k_3$  と指數  $x$  を決めるため北極海域およびフィンランド湾の氷海で実施した砕氷船 Ermak の試験結果を用いた。その結果、 $k_3 = 0.25$  また  $x = 1.66$  であることが判明した。これにより抵抗  $R_3$  を次式で表わすことができた。

$$R_3 = 0.25 B^{1.66} h v \frac{1}{\eta_2} \quad (71)$$



第42図 厚さ  $h = 15 \text{ mm}$ , 強度がさまざまな氷での  
砕氷船 Ermak の模型の抵抗曲線

以上のようにして、係数  $k_1$ ,  $k_2$  および  $k_3$  の各数値を知ることにより、砕氷船 Ermak が密接氷域を運動するときの抵抗を計算する式は下記のように与えられる。

$$\begin{aligned} R_i &= R_1 + R_2 + R_3 + R_B = \\ &= 0.004 B \sigma_p h \mu_0 + 3.6 r_i B h^2 \mu_0 + 0.25 B^{1.66} h v \frac{1}{\eta_2} + R_B. \end{aligned} \quad (72)$$

ただし、 $R_i$  — 密接氷中の船の全氷抵抗 (t)

$R_B$  — 船の運動に対する水の抵抗 (t)

$h$  — 氷 厚 (m)

$\sigma_p$  — 氷の限界曲げ強度 ( $t/m^3$ )

$r_i$  — 氷の比重 ( $t/m^3$ )

$B$  — 船 幅 (m)

$v$  — 船の運動速度 ( $m/sec$ )

$\mu_0$  および  $\eta_2$  — それぞれ船体線図形状を特徴付ける係数 (第6表参照)

式(72)は砕氷船 Ermak と船体の大きさや形状の異なる他の砕氷船についてもその氷中耐航性の近似的評価に適用できる。係数  $\mu_0$  と  $\eta_2$  は船の運動に対する氷の抵抗に及ぼす船体の線図形状および主要寸法比の影響を一定程度考慮している。各種の海洋型砕氷船に対する係数  $\mu_0$  および  $\eta_2$  の計算値を第7表に示す。

式(72)は所与の厚さと強度の氷を所与の運動速度で突破する必要なスクリュー推力の大きさを求めるのに役立ち、また所与のスクリュー推力と速度で砕氷船が突破できる氷の厚さを求めるのに役立つ。

第7表 各砕氷船に対する係数  $\mu_0$  および  $\eta_2$  の値 (計画吃水線の場合)

係 数 砕 氷 船	Moskva	Sibir'	Krasin	Ermak	Kapitan Belousov	Dobrina Nikitich
$\mu_0$	1.34	1.53	1.84	1.59	1.32	1.50
$\eta_2$	3.2	2.94	3.54	3.35	2.46	2.48

密接氷域における砕氷船の耐航性に関する諸特性を求める一連の実際的な諸問題を解くための式(72)の利用について以

下で説明する。

### <例 1>

氷厚  $h$  がさまざまな密接氷域を速度  $V = 1 \text{ m/sec}$  で運動する砕氷船 Ermak の抵抗の算定。ただし  $\sigma_p = 50 \text{ t/m}^2$ ,  $r_i = 0.9 \text{ t/m}^3$ ,  $B = 21.5 \text{ m}$ ,  $\mu_0 = 1.59$ ,  $\eta_2 = 3.35$  の場合

$h = 0.4 \text{ m}$  のとき

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.004B\sigma_p h \mu_0 = 2.7 \text{ t} \\ R_2 &= 3.6r_i B h^2 \mu_0 = 18 \text{ t} \\ R_3 &= 0.25B^{1.65} h v \frac{1}{\eta_2} = 4.7 \text{ t} \\ R_B &= 0.9 \text{ t} \quad (\text{第 } 17 \text{ 図参照}) \end{aligned}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 2.7 + 18 + 4.7 + 0.9 = 26.3 \text{ t}$$

$h = 0.6 \text{ m}$  のとき

$$R_1 = 4.1 \text{ t}, \quad R_2 = 40 \text{ t}, \quad R_3 = 7.0 \text{ t}, \quad R_B = 0.9 \text{ t}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 52.0 \text{ t}$$

$h = 0.8 \text{ m}$  のとき

$$R_1 = 5.5 \text{ t}, \quad R_2 = 71.5 \text{ t}, \quad R_3 = 9.4 \text{ t}, \quad R_B = 0.9 \text{ t}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 87.3 \text{ t}$$

### <例 2>

厚さ  $h = 0.8 \text{ m}$  の密接氷域を速度  $V = 1.0 \text{ m/sec}$  で運動する砕氷船 Ermak の抵抗の算定。ただし  $\sigma_p$  値がさまざまな場合

$\sigma_p = 20 \text{ t/m}^2$  のとき

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.004 B\sigma_p h \mu_0 = 2.2 \text{ t} \\ R_2 &= 3.6r_i B h^2 \mu_0 = 71.5 \text{ t} \\ R_3 &= 0.25B^{1.65} h v \frac{1}{\eta_2} = 9.4 \text{ t} \\ R_B &= 0.9 \text{ t} \end{aligned}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 84.0 \text{ t}$$

$\sigma_p = 50 \text{ t/m}^2$  のとき

$$R_1 = 5.5 \text{ t}, \quad R_2 = 71.5 \text{ t}, \quad R_3 = 9.4 \text{ t}, \quad R_B = 0.9 \text{ t}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 87.3 \text{ t}$$

$\sigma_p = 100 \text{ t/m}^2$  のとき

$$R_1 = 11 \text{ t}, \quad R_2 = 71.5 \text{ t}, \quad R_3 = 9.4 \text{ t}, \quad R_B = 0.9 \text{ t}$$

$$\text{従って, } R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 92.8 \text{ t}$$

### <例 3>

氷の強度がさまざまなときスクリューの推力 80 t, 速度 1 m/sec で運動する砕氷船 Ermak によって破壊される氷の厚さの算定。

$\sigma_p = 20 \text{ t/m}^2$  のとき

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.004 B\sigma_p h \mu_0 = 2.74 h, \text{ t} \\ R_2 &= 3.6 r_i B h^2 \mu_0 = 111.5 h^2, \text{ t} \\ R_3 &= 0.25 B^{1.65} h v \frac{1}{\eta_2} = 11.7 h, \text{ t}, \quad R_B = 0.9 \text{ t} \end{aligned}$$

上記の  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ ,  $R_B$  の各値を式(72)に代入し, この式を  $h$  について解くことにより下記を得る。

$$h = 0.79 \text{ m}$$

$\sigma_p = 50 \text{ t/m}^2$  のとき

$$R_1 = 6.85 h, t : R_2 = 111.5 h^2, t : R_3 = 11.7 h, t$$

$$R_B = 0.9 t$$

従って,  $h = 0.77 \text{ m}$

$\sigma_p = 100 \text{ t/m}^2$  のとき

$$R_1 = 13.7 h, t : R_2 = 111.5 h^2, t : R_3 = 11.7 h, t$$

$$R_B = 0.9 t$$

従って,  $h = 0.74 \text{ m}$

<例 4>

$h = 0.6 \text{ m}$ ,  $\sigma_p = 50 \text{ t/m}^2$  の氷域をさまざまな速度で運動する砕氷船 Ermak の抵抗の算定。

$v = 1 \text{ m/sec}$  のとき

$$R_1 = 0.004 B \sigma_p h \mu_0 = 4.1 t$$

$$R_2 = 3.25 \gamma_i B h^2 \mu_0 = 40 t$$

$$R_3 = 0.25 B^{1.65} h v \frac{1}{\eta_2} = 7.0 t$$

$$R_B = 0.9 t$$

従って,  $R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 52.0 t$

$v = 2 \text{ m/sec}$  のとき

$$R_1 = 4.1 t, R_2 = 40 t, R_3 = 14 t, R_B = 0.9 t$$

従って,  $R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 60.4 t$

$v = 3 \text{ m/sec}$  のとき

$$R_1 = 4.1 t, R_2 = 40 t, R_3 = 21 t, R_B = 5.5 t$$

従って,  $R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_B = 70.6 t$

計算結果を第 8 表に示す。

第 8 表 密接氷域における砕氷船 Ermak の耐航性の計算結果

氷 抵 抗 (t)	氷 厚 (m)	氷 の 限 界 強 (t/m <sup>2</sup> )	速 度 (m/sec)	氷 抵 抗 (t)	氷 厚 (m)	氷 の 限 界 強 (t/m <sup>2</sup> )	速 度 (m/sec)
26.3	0.4	50	1	80	0.79	20	1
52	0.6	50	1	80	0.77	50	1
87.5	0.8	50	1	80	0.74	100	1
84	0.8	20	1	60.3	0.6	50	2
92.5	0.8	100	1	77.6	0.6	50	3

入手されている実船試験のデータによれば砕氷船 Ermak は最大推力  $P_e = 80 \text{ t}$ , 連続前進速度約  $v = 2 \text{ kt}$  のとき厚さ約  $8.0 \text{ m}$  の密接氷を突破している。これらの数値と第 8 表の計算を比較すれば実船試験のデータと計算結果とが充分に良好な近似をみていることが判かる。

第 8 表から判かるように、船の運動に対する密接氷の抵抗に最も大きな影響を及ぼすものは氷の厚さである。氷の限界曲げ強度の影響はあまり大きくない。(※)

(※) 実際の氷海では密接氷盤は起伏度、破壊度などの特性も有する。船舶の氷海耐航性の計算に当つてのこれら特性の考慮の仕方については第29節で述べる。

## 第5章 氷板域を船舶が運動する場合の抵抗力

### 第14節 氷板域における船舶の運動の特質

碎氷船また特に氷海航行型貨物船はその航海の大部分を氷板域の航行に当てているため、氷板域における船舶の運動に関する研究は大きな実際的な意味をもっている。

氷板域における船舶の運動過程は相当に複雑であるため、その厳密な解析は可能と思われない。この問題に関する諸研究の大部分は実験室および実氷海での実験データに基づいて進められている。

実験室条件での船舶模型の最初の試験研究は1939年にV. S. NazarovとA. L. Kostyukovによって行なわれた。<sup>39)</sup>しかし氷板域における船舶の運動に関する模型試験による研究が系統的に開始されたのは1949年であり、L. M. No-<sup>54)</sup>g i d のイニシャチブによる。その後、氷板模型による模型船試験にA. V. Bronnikov, O. V. Dubrovin, A. Ya.<sup>75)</sup>Riulinらが取組んだ。これと並行して実氷海での試験による実船の氷板域内運動に関する研究が進められた。この分野における先覚者はYa. Ya. Gakkel<sup>16,17)</sup>, G. E. Ratmanov, A. F. LaktionovおよびV. V. Dremlyug<sup>72), 22)</sup>である。

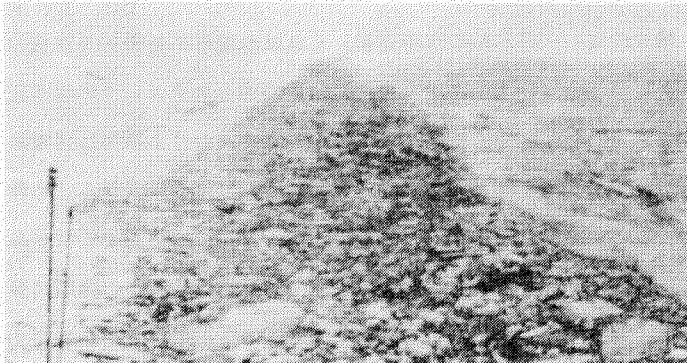
理論および実験研究の主な目的は船舶の速度、主要寸法、船体線図形状また氷板の諸パラメータと船舶の氷板域における運動に対する抵抗とを結び付ける関係計算式を確立することにある。このような計算式を得ることは理論的検討、模型実験および現場実験の諸データの総合的な利用に立脚してのみ可能であることが現在確認されている。

船体による氷の破壊に特徴がみられる密接氷域における船舶の運動とは異なり、さまざまな氷板域での船舶の運動は主として氷の押分けと押固めによって行なわれる。この場合の抵抗成分の大きさは氷塊域の広がりの規模に依存する。自然条件のもとではこの氷塊域の広さは著しくさまざまであるため、船体と氷との相互作用の状態また抵抗力の諸成分間の相互関係にも著しい相違がみられる。従って、実際に遭遇するあらゆる種類の氷板群に対して船舶の運動過程を記述することは部分的方法を用いる場合にのみ可能である。この場合、船舶の氷板域内運動には2つの場合、即ち小氷板群内の運動と大氷板群および中氷盤群内の運動に区別される。

現行の海氷分類に従えば、小氷板を構成する氷塊群の広がりは15～20m以下である。既述の第1節で言及したように、小氷板はより大型の海水の自然破壊（融解）によって生じたもの（いわゆる＜天然＞の小氷板（第3図および第4図参照））か、或いは碎氷船による氷の破碎に際して生じたもの（第43図）である。

観測に依れば、水路内で碎氷船の後に続いて船舶が小氷板域内を運動する場合の船体と氷との相互作用は＜天然＞小氷板群中の航行時に起る相互作用と根本的には相違しない。

この相互作用の最も特徴的な詳細は次の通りである。船首が氷と接触したとき相互打撃が起き、それから船首部が部分的に氷塊を押し沈め、下方へ傾斜させる。氷塊は衝動を受けて船首の右側または左側にはずれ、舷側に沿って部分的に押し沈められた状態になって従う。その際に氷塊は船体中心線面にほぼ垂直な方向に若干の速度を受ける。多数の氷塊が存在する場合には舷側によって氷塊が押し分けられた結果として



第43図 密接氷域内に碎氷船が開通した  
水路内の小氷板群

船舶の近くに小氷板の押し固め（密集化）が起き、更に、船体外板と直接接触しない隣接氷塊も運動に引込まれる。

上記の密集化帶の規模は氷の密接度に依存する。この密集化帶、従って、船舶によって運動状態に引込まれた氷塊群帶、は船舶の針路に垂直な方向に観察されるばかりでなく、特に船首による氷塊の押し沈めにより氷塊を舷側に沿って滑り外すことができず氷塊が船首に引かかってしまった場合には部分的にせよ船首の前方方向にも観察される。しかし、実地条

件および実験室条件のもとで観察した結果に依れば、このような場合に遭遇するのは比較的希れであり、従ってこのようないくつかのケースは考慮しなくてよいことになっている。以上の状況のほかに、船首の前方における密集氷塊帯の形成は水路幅が不充分であることによっても促進される。

小氷板域での船舶の運動に際して観察される状況はその密接度に根本的に左右される。例えば疎氷域（密接度6級以下）を船舶が運動する場合には舷側による氷塊の押し沈めは観察されず、舷側によって運動状態に引込まれる氷塊帯は比較的僅かであり、また船首の前には一般にそれは存在しない。碎氷船の船尾の後には広い無氷水帶（船幅をはるかに超える幅の水帶）が残留し、それは長時間に亘り氷塊で蔽われない。船が高速が運動するとき、開水面での造波状況とあまり違わない顕著な造波が認められるが、その強さは開水面ほどではない。

密接度6級以上の氷海中で運動するとき舷側による氷塊の盛んな押し沈めが観察される。また船体によって運動に引込まれる氷塊の量が増大し、船首の前にも密集氷塊帯が出現する。8～10級の密接氷域では船の運動速度がかなり大きい場合でも造波の現われ方は弱い。この場合、船が通過した後の水路は氷板群によって急速に蔽われる。

また、密接小氷板は、原則として、水面上に均等に分布しているが、疎氷域についてはこのようにはならず、実地条件においては水面上に不均等に分布している。小氷板から成る疎氷域における船舶の航行は原則的には開水面における航行と異なる。従って、疎氷域における船舶の運動については実際的な見地からは研究対象としての関心を引くものではない。

＊  
海水の分類に従えば、大氷板および中氷盤のカテゴリーに入る流氷は広さ20～200mの氷塊である。このカテゴリーの海水は最も多種多様であり、それを表わすには極めて多くの特性（広さ、厚さ、堅さ、密接度、圧縮度、破壊度、その他）が必要である。大氷板は北極海域の航路では全ての航海シーズンに出現しているが、その特性には極めて広い範囲に亘る変化がみられる。

大氷板域および中氷盤域における船舶の運動過程には非定常性が明瞭に表われており、下記の如く若干の特徴的な段階に仮りに区別することができる。

第1段階——碎氷船が氷塊と遭遇するまでの運動。碎氷船は開水面を運動するか、或いは個々の大形氷塊の間の空間を充塞している小氷板域を運動する。この段階における船の運動は一様な運動または一様に加速される運動となり得る。

第2段階——碎氷船による氷塊縁への打撃。碎氷船は氷と接触状態に入り、その結果、その前進速度は短時間内に低下する。船体は僅かな区域において氷縁を破壊し（密接氷域においてみられると同様に船首により圧壊と剪断を行ない）、氷塊に乗上げ、船尾トリムの状態に入る。船首と氷塊との間の相互作用の力は増大し、やがて、碎氷船の完全停止か或いは氷塊の全面的または部分的破壊のいずれかが起きる臨界値に到達する。

第3段階——碎氷船の氷中運動。これは前段階に特徴的な氷塊の部分的破壊とは異なり氷塊の全面的な破壊を特徴とする。

その場合、碎氷船は船首端部の重量の力とスクリューの推進圧力によって氷に働きかける。船首に連接する舷側区域が氷との相互作用の状態に入る。船首端部における舷側は垂線に対し大きな傾斜をもっているので、氷塊に対する船首の圧力は水平（縦および横）成分と垂直成分に分解される。これらの力の比、氷塊の大きさ、氷塊の剪断、引張り、曲げに対するそれぞれ限界強度などに応じて氷塊の破壊が船首から氷縁の1つに走るクラックの形をとて起きる（第44図）か、或いは（曲げ作用を受けて）舷側から若干の距離に亘る扇形氷域の破断の形で起きる。碎氷船の船首は沈降し、その速度は最低値となる。なお、上述の諸破壊形態がさまざまに組合さって起きる可能性がある（実際には最も頻繁に起きている）。

貫通クラックが存在する場合には碎氷船は楔として働き、前進運動を行ない、中氷盤を押し分ける。中氷盤は舷側の線形に沿って動き、舷へ離れる。碎氷船の速度は回復し始める。

氷塊が船の最大幅に等しい距離だけ舷に押し分けられた後に再び碎氷船はチャージング動作を開時する。これは上述

＊（訳注）—第1節の分類では中氷盤は100～500mの広がりとなっている。

の第1段運動以降に相当する。

以上に示した大氷板域中の船の運動は図式的なものであり、実際には、疑いもなく、これに若干の偏りが、特に氷盤にさまざまな不均一性（氷丘形成、クラック、底なしバドル等々の形で）が存在する場合に、生じる。

### 第15節 船体に作用する力。相似条件

氷板域における船の運動について前節で検討した状況に対応して氷の抵抗力の解析およびその分類を行なうことができる。後者については L.M.Nogid が詳細に検討しており、それに依れば、氷板域を運動するときに生じる力は密接氷域の強行突破に際して生じる力（第5節参照）と同じであるが、全抵抗中の個々の成分の量的な値は著しく変わっている。<sup>54)</sup> 即ち、氷の破壊に関連する抵抗成分を除外することができるが、その結果として、氷の物理的・力学的特性（限界強度、弾性率など）を考慮する必要性が脱落する。

船舶の運動に対する全抵抗  $R_i$  は下記の諸成分から構成されるものとする。

- (1) 衝撃抵抗  $R_1$ 。これは氷塊に打撃を与えたときの船の運動エネルギーの損失によって特徴付けられるものである。
- (2) 散逸抵抗  $R_2$ 。これは運動する船のエネルギーの分散に関連するもので、次の2つの項の和の形で表わすことができる。即ち①氷塊の押分けに対する水の抵抗の結果として生じる散逸成分 ( $R'_2$ ) および②氷塊の相互間の摩擦によってもたらされる散逸成分 ( $R''_2$ )
- (3) 抵抗  $R_3$ 。これは押分け時の氷の変形によってもたらされ、速度に依存しないもので、この成分は静的（直接）抵抗と呼ばれる。
- (4) 抵抗  $R_4$ 。これは氷塊の押し沈めならびにその際に造波およびそれに対応する吃水変化によって生じる氷塊のターニングによってもたらされるものである。
- (5) 船の運動に対する水の抵抗  $R_B$ 。従って、小氷板域を船舶が運動するときの全抵抗は下記の形で示すことができる。

$$R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_B \quad (73)$$

また純粋な氷の抵抗は次式で与えられる。

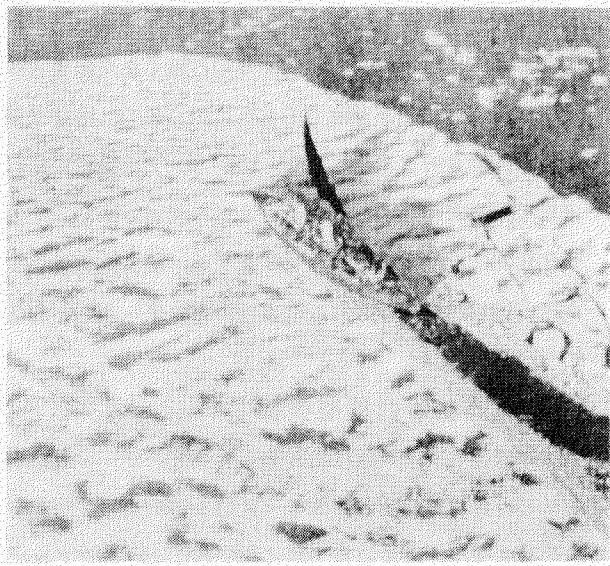
$$R_{ip} = R_i - R_B = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (74)$$

密接氷域を船舶が運動するときの水の抵抗  $R_B$  の値について第5節で下された結論は小氷板域で運動する場合にも完全に通用する。換言すれば、小氷板域で運動する場合の船舶の運動に対する水の抵抗成分の大きさは開水面での耐航性能の計算に際して採用される普通の方法によって算定することができる。

小氷板域での船舶の運動に際し根本的な役割を果すものは舷側と氷塊との間に生じる＜乾燥＞摩擦の力である。この摩擦力は対応する水圧に比例し、氷の抵抗力の成分を計算する式を作成するに当って考慮に入れておくべきである（第6節参照）。

小氷板域を運動する際に船体に作用する諸力に関する解析研究と実験研究から L.N.Nogid は次のことを確定することができた。即ち、小氷板域における純粋な氷抵抗力の諸成分を一緒に模擬するためには下記の条件を満せば充分である。

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{gl}} = \text{idem} \quad f_T = \text{idem}$$



第44図 碎氷船による氷盤辺縁部の割込み

ただし  $F_r$  — フルード数,  $f_T$  — 乾燥摩擦係数

その場合、船体が氷塊に打撃を与えるときの回復係数は  $\epsilon_1 = 0$  であることが考慮されている。この許容条件は特別な実験から裏付けられたもので、その実験に依れば、舷側と氷塊との接触の過程における舷側のたわみ性を無視することができ、また氷塊に対する船体の打撃（また氷塊と氷塊との相互打撃も）を非弾性打撃と見做すことができる。

大氷板域を船舶が運動するときに生じる力は密接氷域を碎氷船が進行する場合に生じる力と同じであるが、氷抵抗の諸成分間の量的関係は異なっている。大氷板域における船舶の運動は極めて多様である点で異なっており、またその運動は非定常運動過程に相当するものであるから、その模擬化は克服し難い困難に遭遇し、現在なお実現されていない。大氷板域における船舶の運動に関する一般的な理論解析も今のところまだ完成していない。従って、このような氷域における船舶の抵抗の計算には実地試験のデータを一般化して得られる近似的な経験式のみが利用できる（第25節参照）。

## 第16節 氷板群内模型実験

小氷板域での模型試験は L K I (レニングラード造船研究所) および A A N I I (北極・南極研究所) の試験水槽で実施されている。この種の試験の一般的な方法は降下荷重を用いて模型を運動させる重力型試験水槽での通常の船舶模型試験に際して採用されている方法と異なる。換言すれば、模型の運動に対する抵抗値が与えられており、実験過程において模型の運動速度の平均値が求められる。模型はトリム動作を自由にできるが偏走を防止することのできる連結器で曳航される。

模型の速度変化の特性は実験の質と精度を律する主要な指標の1つである。模型の走行過程における速度変化曲線の形状に基づいて実験結果の再現性、模型の運動の均等性および実験に課せられたその他の一連の必要条件を判断することができる。

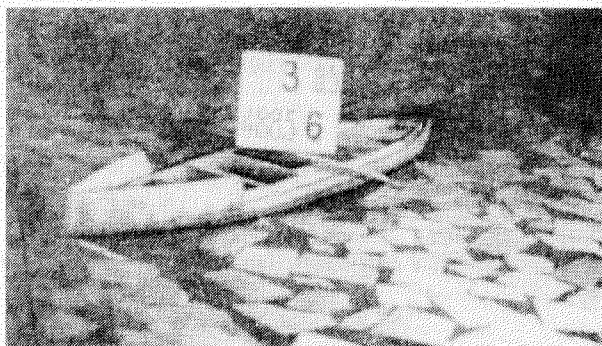
第15節で挙げた相似条件に対応して船舶模型および

氷板模型は幾何学的相似基準を満し、実際と同じ比重および氷と船体との乾燥摩擦係数を持たなければならない。このような諸要件を守るため船舶模型はパラフィンまたは木材で作られる。

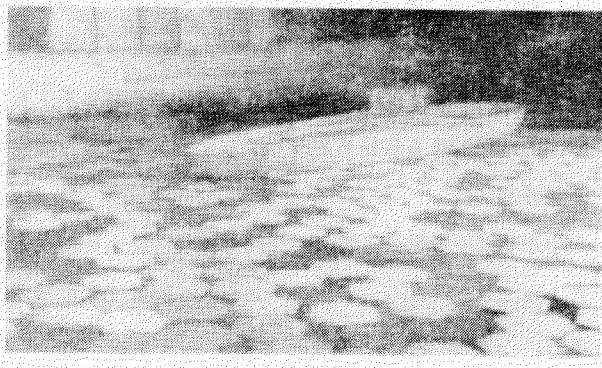
模型試験用の媒体（＜模擬＞小氷板）はパラフィン（L K I の試験水槽）または天然氷（A A N I I の試験水槽）から作られる。

人工パラフィン氷板の比重は  $0.90 \text{ g/cm}^3$  である。模型船の舷側と同じ表面粗度をもつ塗装木材、乾燥パラフィンおよび湿潤パラフィンに対するパラフィンの摩擦係数は動摩擦係数としては  $0.09 \sim 0.14$ 、静摩擦係数としては  $0.16 \sim 0.38$  である。

当初、人工小氷板域は任意の形状と大きさの氷塊から構成され、このような氷は＜不規則＞氷板と呼ばれていた（第45図）。1950年以降、模擬パラフィン氷板での試験はいわゆる＜規則＞氷板で実施されるようになった（第46図）。この場合、氷塊には＜標準＞6角形の形状が賦与される。以上のように、実験研究の実施に際して避けられない媒体の理想化（単純化）は氷塊の形状構成および大きさにも波及している。パラフィン製小



第45図 人工＜不規則＞小氷板域での模型試験



第46図 人工＜規則＞小氷板域での模型試験

氷板の所与の密接度は試験水槽内に一定量の人工氷塊を<装荷>することによって達成される。

小氷板域は試験水槽内で凍成された氷の板から作られる(第4.7図)。この氷域に所要の密接度を創り出すために相当する氷板部分が水槽から取除かれる。残りの部分はほぼ4角形を成す所与の大きさの氷片に挽き割られる。その際若干部分の氷片は挽かれて耗るので、このようにして準備された氷板は、厳密に言えば、不規則氷板のカテゴリーに相当するが、大部分の氷塊の形状や大きさは大同小異である。

バラフィンによる小氷板と実物氷による小氷板とで模型試験の技法は基本的には同じである。その際、試験水槽の全域に亘り氷板域を各走行試験毎に再現(レベリング)することに最も大きさ困難が伴なう。媒体の再現の質は実験結果の再現性、また従って、全体として実験精度を、直接左右する。

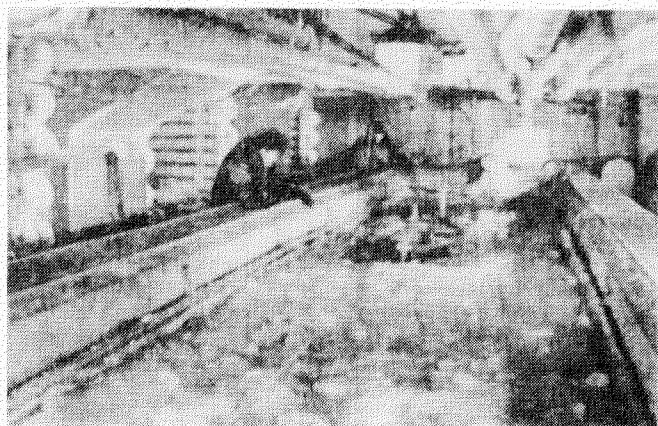
バラフィン製の不規則氷板域と規則氷板域とで試験結果を比較分析した結果によれば、不規則氷板域での試験精度は一連の原因(媒体の再現性の再生の困難、速度の平均値の選定の困難、その他)によって高くなく、そこに考えられる誤差は3.0%台にも達する。そのため、不規則氷板による試験データの利用の可能性が制限される。規則氷板による試験精度は著しく高く、考えられる誤差は1.0~1.5%を超えない。実氷による小氷板での試験精度はバラフィン製の規則氷板による精度とほぼ同レベルである。

実氷およびバラフィン製の規則氷板内における模型船の運動に際して観察される全般的な状況は両者でほぼ同じであり、小氷板域を実船が運動する際に問題となる諸条件を全体として満足裡に再現している。

小氷板による模型試験の結果は所与の課題に対し次の各点で活用することができる。

- (1) 模擬法則のチェックまたは理論的に導き出された法則性のチェック、ならびにそこに含まれる経験的な係数の決定。
- (2) 新規に設計される諸船舶の小氷板域における耐氷航行性能の比較評価。
- (3) 推進機関、水力洗滌装置などの性能と関連する特定な諸課題の解決(この場合には自走模型船による試験が実施される)。

小氷板による系統的な試験に供された若干の模型船の諸元を一例として第9表に挙げておく。



第4.7図 氷海再現水槽内の実物氷板群

第9表 小氷板域模型試験に供された模型船の要目

模型 No.	模型－原型船名	排水量D (kg)	縮尺率 $\lambda$	L/B比	B/T比	方形係数 ( $\delta$ )	計画水線での船首部の方形係数 ( $\alpha_H$ )	計画水線での船首部の水切角の 正接( $\tan \alpha_0$ )
1	Sibir' 級 碎冰船	72.0	1:50	4.4	2.68	0.5	0.660	0.404
2		72.0	1:50	5.5	2.68	0.5	0.695	0.376
3		72.0	1:50	3.5	2.68	0.5	0.654	0.464
4		72.0	1:50	4.4	2.00	0.5	0.693	0.470
5		72.0	1:50	4.4	3.50	0.5	0.633	0.350
6		140.8	1:40	4.4	2.68	0.5	0.660	0.404
7		41.7	1:60	4.4	2.68	0.5	0.660	0.404
8		140.8	1:40	4.4	2.68	0.45	0.650	0.380
9		140.8	1:40	4.4	2.68	0.55	0.670	0.410
10		370.0	1:29	4.4	2.68	0.50	0.660	0.404
11		9.0	1:100	4.4	2.68	0.50	0.660	0.404
12	Wind 級 碎冰船	82.8	1:40	4.0	2.41	0.468	0.720	0.580
13	Ily'a Muromets 級 碎冰船	87.5	1:28	3.7	2.30	0.412	0.670	0.396
14	Amguema 級 水海航行型貨物船	87.1	1:50	6.65	2.47	0.638	0.770	0.427
15	碎冰船 Ermak	15.9	1:80	4.3	2.83	0.532	0.715	0.424
16		29.7	1:65	4.3	2.83	0.532	0.715	0.424
17		65.2	1:50	4.3	2.83	0.532	0.715	0.424
18		65.2	1:50	3.8	2.83	0.537	0.700	0.466
19		65.2	1:50	5.1	2.83	0.542	0.740	0.364
20	ディーゼル電動推進 船 Lena	87.4	1:50	6.6	2.47	0.647	0.770	0.427

## 第6章 小氷板域を船舶が運動する場合の抵抗の解析式

### 第17節 問題の設定

小氷板域における船舶の運動に対する抵抗を決める諸過程は複雑且つ多様であるため、この現象を厳密に解析的に書き表わすことができない。従って、氷板域における船舶の抵抗と運動速度、氷の大きさおよび特性とを関係付ける計算式の確立は、原則として、実氷海および試験氷海水槽で得られる経験的なデータに基づいて行なわれてきた。

この種の関係式は全て2つのグループに分けられる。その1つは実地データの処理に基づいて導き出された経験式およびグラフであり、第2のグループは模型試験の結果に立脚した経験式である。

船舶の氷中耐航性に関する最初の研究は1933～1937年に行なわれた<sup>16,17)</sup>。Ya. Ya. Gakkel'が提唱した氷中耐航性評価方式においては開水面での船舶の進航速度との対比における氷中運動時の速度損失を耐航性の評価基準として採用している。彼はこの指標が船舶のタイプに依存することを指摘し、1000～2500 HPの主機出力および約11 kt以上の開水面航行速度をもつ貨物船についてデータの一般化を試みている。氷中における船舶の運動速度の低減率は氷の密接度に比例する。この量を決定するためにGakkel'は蒸気船の氷中運動速度の測定をMaligin号で約280回（さまざまな氷で）またMossovet号で約60回実施した。多量の実地測定データの処理結果に基づいて北極のさまざまな海域における平均的な氷中耐航性に関する知見が得られている。

Ya. Ya. Gakkel'に続いてG. E. Patmanov<sup>18)</sup>は砕氷船Krasin号により北極の氷海における耐航性の直接観察を1935年に実施した。その試験結果は所与の主機運転状態のもとにおける進行速度と氷の密接度（級単位）との関係を表わすグラフの形にまとめられている。彼はそれに基づいて砕氷船Krasin号の氷海耐航性について若干の結論を下すことができた。

1944年にA. F. LaktionovとV. V. Dremlyug<sup>22)</sup>は諸々の船舶雑誌、氷況観察誌、また航路報告書に掲載された記事に基づいて北洋路における氷の状態と種類また気象条件との関係においてさまざまなタイプの船舶の運動速度を求める試みを行なった。38隻の船舶についてデータを一般化してみて彼等はこのような場合に必然的に起きるデータの多様性と質的不備（誤差、氷の密接度決定に際しての主觀性、観測の不完全さ、その他）に遭遇した。彼等はデータ処理の結果として若干の船舶について氷の密接度との関係において運動速度を決めるための経験式を得ることができた。そこで、船舶の氷中耐航性は氷の密接度に依存するばかりでなく、氷の種類また船舶の運動の性質にも依存するものであることを指摘した。

V. L. Tsurikov<sup>85)</sup>は1947～1952年にさまざまな氷海条件（氷板も含む）における船舶の耐航性の実地観測を行なっている。

以上で挙げた全ての氷中耐航性計算方法は氷板の種類を考慮せずに、また従って、船舶の運動特性および船体と氷との相互作用を考慮せずに、作り出されたものである。更にまた、これらの基礎となった実地データは主として可視観察によって得られたものであった。

船舶の運動に対する氷板の抵抗を計算する問題に触れている外国の文献として筆者等に知られているのはMilanoの研究<sup>105)</sup>だけである。そこでは、小氷板の充満した水路で砕氷船を增速したときの運動速度を計算するための経験式が示され、またその式に含まれる諸係数を決めるためのグラフも示されている。この関係式に依ると水路内で砕氷船を增速させたときの運動速度は砕氷船のパラメータ（排水量と推進力）、增速の長さに依存し、氷の特性には依存しないとされている。このことは、小氷板域における船舶の運動速度の計算に対するこの式の適用性に疑問を抱かせる。

＜規則＞模擬氷による模型試験のデータに基づいて小氷板域における船舶の氷抵抗を計算するための試験式を最初に提案したのはL.M. Nogidである。この経験式は下記のように示される。

$$R_{ip} = A_{ip} k_{ip} D \left( \frac{L}{B} \right)^{1.25} \left( \frac{B}{T} \right)^{0.5} F_r^2 \quad (75)$$

ただし、 $A_{ip} = f(r, Fr)$ —氷の広さと船舶の相対速度に依存する係数

$k_{ip} = f(h, s, Fr)$ —氷の密接度と厚さおよび船舶の相対速度に依存する係数

係数  $A_{ip}$  および  $k_{ip}$  のそれらの数値はグラフを用いて決定する。

小氷板域における船舶の運動に対する氷抵抗を計算するもう1つの下記の式は更に拡大を模型試験データに基づいて得られたものである。

$$R_{ip} = r_B L^m B^n r^k h^p (d + c F_r^q) \quad (76)$$

ただし、 $r_B$ —水の比重

$m, n, k, p, q$ —それぞれ氷の密接度に依存する指數

$c$ —氷の密接度に依存する無次元係数

$d$ —氷板域の密接度と幅に依存する無次元係数

氷の密接度が例えれば8級( $\frac{8}{10}$ )で、水路(氷板域)の幅が無限大であるとき、式(76)は下記の形を探る。

$$R_{ip} = r_B L^{0.6} B^{0.26} r^{1.2} h^{1.3} (0.4 + 8.0 F_r^{1.35})$$

小氷板域を運動する氷海航行型船舶の抵抗を計算する式として A. V. Bronnikov<sup>8)</sup>は次式を提案している。

$$\begin{aligned} R_{ip} = & 977 F_r^{1.42} \left( \frac{D}{10.920} \right)^s \cdot \left( \frac{t}{0.8} \right)^m \cdot \left( \frac{b}{8} \right)^n \cdot \left( \frac{d}{7.3} \right)^p \cdot \left( \frac{6.6}{L:B} \right)^q \times \\ & \times \left( \frac{0.65}{\delta} \right)^r \left( \frac{15}{B_K:B} \right)^k, \end{aligned} \quad (78)$$

ただし、 $t$ —氷厚、 $b$ —氷の密接度； $d$ —氷の広さ

$B_K$ —水路の幅

$$s = 1 - \frac{m+p}{3};$$

$$m = 0.267 \cdot Fr^{-0.67};$$

$$n = 0.785 Fr^{-0.403};$$

$$p = 1.65 Fr^{0.42} + 0.25;$$

$$q = 1.93 Fr^{0.42} - 0.60;$$

$$r = 32.4 Fr^{2.27} + 1.25;$$

$$k = 0.034 Fr^{-1.31}$$

式(75)と(76)(砕氷船に対する式)および式(78)(氷海航行型船舶に対する式)は本質的には氷と船舶の諸パラメータの指数関数の組合せであり、また諸指数は若干の場合に抽象的または根拠の薄い考え方から指定されたものである。

これらの経験式の共通な欠点としては小氷板域を船舶が運動する場合に生じる諸現象の物理的意味を充分に反映していないこと、また従って、船舶と氷の諸パラメータが抵抗値に及ぼす影響を充分に考慮していないことが指摘できる。これらの式は試験を実施したときの具体的な型式の船舶と具体的な氷海条件には適用されるものであることを常に念頭におく必要がある。

筆者等は更にもっと一般化し得る関係式を導き出すため複合型<半経験>的方法を採用した。即ちこの方法によると検討すべき現象の全て基本的特徴を把握できる。まずこの目的のために運動体(船)の関係でもまた抵抗媒体(氷)の関係についても一連の簡略化した前提および仮定をはじめ設定した。それから、検討すべき現象をそれを律する主要な諸因子を考慮して解析的に書き表わすことができ、解を簡単な計算式に導くことができる仮りの表現方法を設定した。このような計算式には上記で下された仮定が条件的なものであることおよび採択された表現方法が正確なものでないことを反映する一定の無次元係数が幾つか含まれる。これら無次元係数の数値は模型試験および実船試験のデータに基づいて経験的に決められる。船と氷の諸パラメータが変化する場合これらの係数の安定性は得られた計算が検討すべき現象をどの程度反

映しているかを判断する基準として役立つ。同様な手法は多くの研究者に広く採用されている。特に、Yu.A. Shiman-skyは密接氷域における碎氷船の抵抗を計算する式を確立する過程で上記の方法を提案している。

小氷板から成る疎氷域における船舶の運動については実用上の観点から興味が無いので、氷抵抗を求める計算式を導き出すに当っては小氷板より成る密氷域における船舶の運動についてのみ検討されている。

いま、船体は中心線面に対して対称であり、舷側は全船長に亘り垂直であると仮定する。後者の仮定は舷側による氷塊の押し沈めと回転に費やされる仕事量によって律せられる抵抗成分を無視することと同等な効力をもつ。この抵抗成分の大きさは全体の抵抗からみて比重が小さいので後者の仮定を導入しても根本的な誤りを招くことはないと判断できる根拠がある（第22節参照）。このようにすれば検討すべき課題は平面的になり、全ての変位量は水の表面と共に存在する平面xOy上で生じる（第48図）。

次ぎに氷中における船舶の運動を一定の速度  $v = \text{const}$  をもつ定常運動であると見做す。運動方向が  $Ox$  軸の正の方向と一致するように座標軸  $xOy$  を船と結び付ける。氷塊に対する船体の打撃は非弾性衝撃であると見做す。小氷板は均質性、等方性および密着性をもつものとする。この最初の特質（均質性）に従えば小氷板の平均密度は擾乱の無い状態において一定となる。

等方性を有することは媒体の特質が平面  $xOy$  上において任意に選定された方向に依存しないことを意味する密着性であるこ

とは船首から船体中央までの水線の全長に亘り氷と船体との接触が起きると見做せる。船体中央から船尾にかけてはこの接触が起きないと見做す。これは船舶の小氷板域運動に際して実氷海および試験水槽で観測される実態と対応している。このような状況と若干異なる状態は密接度10級の氷域（全密接氷域）で運動する場合であり、特に境界条件（水路幅）の影響が現われる試験水槽においてそうなる。

ここで採用した仮定は個々の氷塊の大きさ（広がり）が船の寸法に較べて小さい場合にのみ成立する。自然の小氷板の実際の大きさ、また海洋型貨物船および碎氷船の実際の寸法に対してこの要件は实际上満たされている。またこの要件はパラフィン製規則氷および自然の組成の氷を用いた水槽内模型試験にも適用することができる。

既に第14節で示したように、小氷板より成る密氷域を運動する場合に媒体の擾乱は主として船体中心線面に垂直な方向に、また部分的には船の運動方向に生じる。多数の観測結果および特に実施された計算から、船の運動方向への氷塊の変位は横方向の変位に較べて僅かであることが立証されており、この点に関する検討が近似的な半経験的性質のものであることを考えれば、この種の変位を検討から除外することが許される。従って、舷側と接触状態に入った氷塊は船の運動方向に垂直な方向にのみ変位すると見做してよい。船首の前方で運動に引込まれる氷の質量については船首に加えられる集中力を導入する方法によって別個に考慮する。問題の解決に対するこのようなアプローチの方法は密接媒体の力学に関する応用問題を解くのに用いられる普通の方法、即ち流線の近似化に立脚した方法、と等価である。同様な手法は、例えば、脆弱媒体の定常運動に関する研究で採用されている。その場合、流線は実験的な多くの場合に抽象的な、性質の或る一定の考え方に基づいて描かれる若干の曲線によって与えられている。

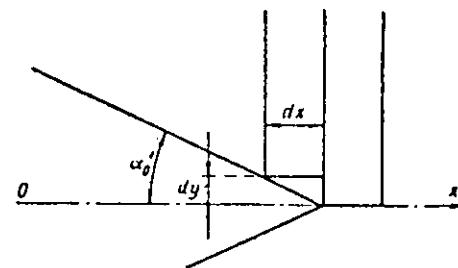
氷抵抗の諸成分に関する解析式を導き出すため幅  $dx$  の小氷板の要素を  $Oy$  軸に平行な2つの断面に対して分割し（第48図）、これと一定速度  $V$  をもって  $Ox$  軸方向に運動する船体との相互作用について検討している。このような要素の質量は次式で与えられる。

$$dm = \bar{a} \rho h dx \quad (79)$$

ただし、  $h$  一氷厚

$\rho$  一氷の質量密度

$\bar{a}$  一主として氷の密接度と広さに依存する或る係数（模型試験のデータから決められる）



第48図 船首域における氷の要素と船体との相互作用の図解

ここで採用した力の分類に従えば、氷要素の側から船体に作用する接触力の全体値は押分けられる氷要素の慣性力（衝撃抵抗）、氷要素の運動に対する水の抵抗力、氷要素間の相互摩擦力（抵抗の散逸成分）ならびに船の運動速度に依存しない氷の弾性圧縮力（静的成分）から構成される。

上記のそれぞれの抵抗成分について以下で検討してみる。

## 第18節 衝撃抵抗

船舶が運動するとき船首に直接連なる船体区域が氷の要素と接触状態に入る。これらの氷要素はそれまで静止状態にあったもので、水線の最終水切角が過ぎたとたんにOy軸方向に下記の速度を得る。

$$V_y = V \tan \alpha'_0$$

ただし、 $\alpha'_0$  — 水線の水切角

このようにして、船首域においては氷の要素に衝撃力が作用し、前進運動を伝達する。この衝撃力に対応する力は船首域において船体に加えられ集中力 $P_n$ であり、これは舷側に対し法線方向をとる（第49図）。

この力を求めるためにOy軸方向における運動量の変化法則を活用する。即ちこれは氷の単位要素に対して下記の形で与えられる。

$$P_y dt = dm V_y = \bar{a} p_i \tan \alpha'_0 h dx,$$

ただし、 $P_y$  — 単位要素に對しOy軸方向に作用する力  
これと大きさが等しいが向きが逆の力、即ち $P_{yn} = -P_y$ はOy軸上に対する法線力 $P_n$ の投影を表わす。

ここで、 $\frac{dx}{dy} = V$  および  $V_y = V \tan \alpha'_0$  であることを考慮すれば下記が得られる。

$$P_{yn} = \bar{a} \rho_i V^2 \tan \alpha'_0 h, \quad (80)$$

$$P_n = \frac{P_{yn}}{\cos \alpha'_0} = \bar{a} \rho_i V^2 \frac{\tan \alpha'_0}{\cos \alpha'_0} h. \quad (81)$$

船首域において水線上の氷要素に作用する接触力 $P$ の全量は法線力 $P_n$ とそれに比例する接線力 $P_\tau$ の幾何学的和である。  
即ち、

$$P = \sqrt{P_n^2 + P_\tau^2},$$

ただし、 $P_\tau = P_n f_T$  — 接線力

$f_T$  — 舷側と氷との乾燥摩擦係数

ここで乾燥摩擦力とは船の運動速度に依存しない摩擦力（水力学的摩擦力とは異なる）として理解する。液状潤滑材（水）が存在する場合と存在しない場合におけるバラフィンおよび氷の摩擦係数について実施された特別な研究の結果から明らかかなように、船舶の水中運動時に生じる比圧力が充分に大きな値であるとき摩擦力は水の存在に左右されず、これは乾燥摩擦力のカテゴリーに含められる。

Ox軸上に法線力および接線力を投影（第49図）することにより、次式が得られる。

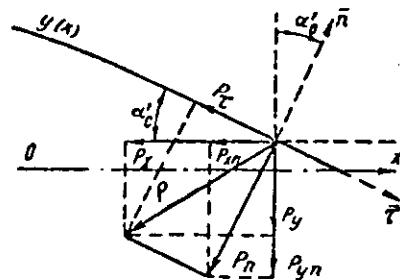
$$P_x = P_n \sin \alpha'_0 + P_\tau \cos \alpha'_0 = P_n (\tan \alpha'_0 + f_T) \cos \alpha'_0.$$

ここで式(81)に従い $P_n$ 値を代入すれば下記が得られる。

$$P_x = -\bar{a} \rho_i V^2 h \tan \alpha'_0 (\tan \alpha'_0 + f_T) \quad (82)$$

以上のように、船首域の両舷から生じる衝撃抵抗の成分は次のようになる。

$$R'_1 = 2 P_x = -2 \bar{a} \rho_i V^2 h \tan \alpha'_0 (\tan \alpha'_0 + f_T), \quad (83)$$



第49図 船舶が氷中を運動する場合に舷側に加えられる力の作用図  
n — 舷側に対する法線の向き  
τ — 舷側に対する接線の向き

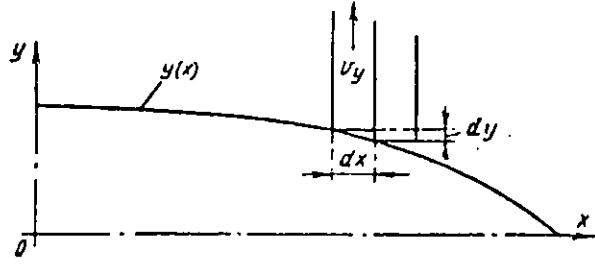
第49図 船舶が氷中を運動する場合に舷側に加えられる力の作用図

上式でマイナス記号は抵抗  $R'_1$  が船の運動と逆の方向をとることを指示している。

氷要素は舷側に沿って更に運動する過程で時間  $dt$ において  $Ox$  軸方向に速度  $v_x$  をもって距離  $dx$  を通過し、また  $Oy$  軸方向では速度  $v_y$  をもって距離  $dy$  を通過する（第 50 図）。

右記の場合次のようになる。

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{dx}{dt} = -v, \\ v_y &= \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dx} \frac{dx}{dt} = -v \frac{dy}{dx} = v y'(x). \end{aligned}$$



第 50 図 舷側と氷の要素との相互作用の図解

} (84)

氷要素の加速度は下記のように示される。

$$a_y = \frac{d^2 y}{dt^2} = -v \frac{d^2 y}{dx^2} \frac{dx}{dt} = v^2 y''(x). \quad (85)$$

水線の形がふくらんでいるとき、一次導関数  $y'(x)$  および二次導関数  $y''(x)$  は負になり、また従って、 $v_y$  は正となるが  $a_y$  は負となる。

船体に加えられる  $Oy$  軸に沿った力の素成分は氷要素の慣性力に等しい。即ち

$$dP_y = -a_y dm = -v^2 y''(x) dm = -\bar{a} \rho_i v^2 h y''(x) dx. \quad (86)$$

船首部での衝動抵抗の検討におけると同様に取扱うことによって、舷側部に関する基本的な衝撃抵抗を表わす（乾燥摩擦力を考慮した）式が下記のように得られる。

$$dR'_1 = -\rho_i \bar{a} v^2 h y''(x) [f_T - y'(x)] dx. \quad (87)$$

舷側に關係する衝動抵抗成分を求めるには船首から平行部開始点までの船長について式 (87) を積分し、その結果を 2 倍にする必要がある。即ち

$$R'_1 = 2 \int_0^{L_H} dR'_1 = -2 \int_0^{L_H} \rho_i \bar{a} v^2 h y''(x) [f_T - y'(x)] dx.$$

ただし、 $L_H$ —船首から平行部開始点までの計画水線上の船首尖銳部の長さ

次に、

$$\int_0^{L_H} y''(x) dx = -y'(x) \Big|_0^{L_H} = -\tan \alpha'_0,$$

$$\int_0^{L_H} y''(x) y'(x) dx = [y'(x)]^2 \Big|_0^{L_H} - \int_0^{L_H} y''(x) y'(x) dx,$$

または

$$\int_0^{L_H} y''(x) y'(x) dx = \frac{1}{2} [y'(x)]^2 \Big|_0^{L_H} = \frac{\tan^2 \alpha'_0}{2},$$

を知ることによって下記が得られる。

$$R'_1 = -2 \rho_i \bar{a} v^2 h \left[ -f_T \tan \alpha'_0 - \frac{\tan^2 \alpha'_0}{2} \right]. \quad (88)$$

式 (83) と式 (88) を加算すれば、衝動抵抗を表わす最終式が下記のようになれる。

$$R_1 = R'_1 + R''_1 = 2 \rho_i \bar{a} v^2 h \left( \tan^2 \alpha'_0 + \tan \alpha'_0 f_T - f_T \tan \alpha'_0 - \right)$$

$$-\frac{\operatorname{tg}^2 \alpha'_0}{2} \Big) = -\bar{a} \rho_i h v^2 \operatorname{tg}^2 \alpha'_0. \quad (89)$$

上式におけるマイナス記号は抵抗の方向が船の運動方向と逆向きであることを示している。慣性成分が摩擦力に依存しない事は船体による氷塊の押し分けの性質と軌跡について筆者等が採択した仮定条件の結果もたらされたものである。しかしながら、ここで検討対象となった場合について摩擦力の考慮は二次のオーダーの大きさをもつ付加的抵抗の出現につながることを明示できる。

式(89)に含まれる係数 $\bar{a}$ は氷塊の広さと氷の密接度に依存するもので、メートル単位で測定される。

衝撃力と個々の氷塊の広さとの関係を考慮し、また次元の諸条件から出発すれば、下記のように表すことができる。

$$\bar{a} = \bar{k}_3 r \quad (90)$$

ただし、 $\bar{k}_3$ —氷の密接度に依存する無次元係数

$r$ —氷塊の広がり

式(90)を式(89)に代入し、且つ船の運動速度を絶対値から相対値に移すことによって次式が得られる。

$$R_1 = -\bar{k}_3 r_i r h L \operatorname{tg}^2 \alpha_0 F_r^2, \quad (91)$$

ただし、 $L$ —船の長さ

$r_i$ —氷の比重

$\alpha_0$ —水線での水切角、 $F_r$ —船の相対速度

## 第19節 散逸抵抗

既に指摘したように、散逸抵抗は2つの成分、即ち氷塊要素の押し分けに対する水の抵抗と氷塊間の相互作用に際して生じる抵抗から構成される。

これらの抵抗成分について以下でそれぞれ個別に検討してみる。

まず、第1の散逸抵抗成分は氷塊の押し分け速度 $v_y$ の一次のべきに比例すると仮定する。その場合、 $v_y = v_y'(x)$ であることを考慮すれば、 $O_y$ 軸上に対する基本的な抵抗力の投影量を表わす式を下記のように得られる。

$$dP_y = \bar{b} v y'(x) dx.$$

乾燥摩擦の力を考慮して(第18節参照)上式の力を $O_x$ 軸上に投影すれば次式が得られる。

$$dP_x = \bar{b} v y'(x) [f_T - y'(x)] dx. \quad (92)$$

船首から平行部開始点までの船長について式(92)を積分し、その結果を2倍すれば次式が求まる。

$$R'_2 = 2 \int_0^{L_H} dR'_2 = 2 \bar{b} v \int_0^{L_H} y'(x) [f_T - y'(x)] dx. \quad (93)$$

第一の積分値については次式となる。

$$\int_0^{L_H} y'(x) f_T dx = f_T y(x) \Big|_0^{L_H} = -\frac{B}{2} f_T.$$

第二の積分値を算出するために部分積分法および平均積分値に関する定理を適用すれば、下記のようになる。

$$\int_0^{L_H} [y'(x)]^2 dx = y(x) y'(x) \Big|_0^{L_H} - \int_0^{L_H} y(x) y''(x) dx;$$

$$- \int_0^{L_H} y(x) y''(x) dx = -y(\xi) \int_0^{L_H} y''(x) dx =$$

$$= -y'(x) \Big|_0^{L_H} y(\xi) = \operatorname{tg} \alpha'_0 y(\xi).$$

$y(\xi)$ の値は等面積の条件

$$L_H y(\xi) = \alpha_H \frac{B}{2} L_H,$$

から下記のように求める。

$$y(\xi) = \alpha_H \frac{B}{2}.$$

上記の積分値を式(93)に代入すれば次式を得る。

$$R'_2 = -\bar{b}vB(f_T + \alpha_H \operatorname{tg}\alpha'_0), \quad (94)$$

ただし、 $\alpha_H$ —水線での船首部方形係数

係数 $\bar{b}$ の次元は次の通りである。

$$[\bar{b}] = \frac{t}{m^2} \text{ sec} = \frac{tm^2 \cdot \text{sec}}{m^4}$$

既に明らか（例えは文献(42)および(80)参照）なように、氷塊が水面を運動するときその抵抗は平面上における氷塊の面積に比例し、また抵抗係数は氷塊の平均直径と厚さの比に比例すると見做すことができる。

その場合、上記を考慮し且つ次元を守れば下記のように示すことができる。

$$b' = \bar{k}'_2 \frac{r_i rh}{\sqrt{gL}}$$

ただし、 $\bar{k}'_2$ —氷の密接度に依存する或る無次元係数

ここで下記のように置くこととする。

$$\frac{v}{\sqrt{gL}} = Fr.$$

上記のように表現すれば、第一の散逸抵抗成分を表わす式が下記のよう得られる。

$$R'_2 = -\bar{k}'_2 r_i rh B(f_T + \alpha_H \operatorname{tg}\alpha'_0) Fr. \quad (95)$$

氷塊の相互摩擦によって条件付けられ、氷要素の押し分けの相対速度に比例する第二の散逸抵抗成分を表わす式を導き出すに際して、水線での水切角 $\alpha'_0$ の最終値のために氷塊要素は直ちに $O_y$ 軸に沿って速度 $-v_y = v \operatorname{tg}\alpha'_0$ を受けることを考慮する必要がある。

船首域で一方の舷側から加えられる当該散逸力の $O_y$ 軸への投影量は下記のようになる。

$$P_y = -\bar{c}v \operatorname{tg}\alpha'_0, \quad (96)$$

ただし、 $\bar{c}$ —抵抗係数

更に運動を進め、氷要素は押し分けの相対速度に比例する力をもって舷側に作用する。この力の $O_y$ 軸上への投影量は下記のようになる。

$$dP_y = -\bar{c} \frac{dv_y}{dx} dx,$$

$$\text{または}, \quad dP_y = -\bar{c}v y''(x) dx. \quad (97)$$

上記の式(96)と式(97)を用いれば、摩擦力を考慮して第二の散逸抵抗成分を表わす式が下記のよう得られる。

$$R''_2 = -2\bar{c}v \operatorname{tg}\alpha'_0 (\operatorname{tg}\alpha'_0 + \rho_T) - 2\bar{c}v \int_0^{L_H} y''(x) \times$$

$$\times [f_T - y'(x)] dx = \bar{c}v \operatorname{tg}^2\alpha'_0, \quad (98)$$

ただし、 $\bar{c}$ —次元  $\frac{t \cdot \text{sec}}{m} = \frac{t \cdot \text{sec}}{m} \cdot \frac{m^3}{m^3}$  をもつ係数

氷塊間の相互作用の力は接触域の面積 $rh$ に比例し、また船舶の特徴的な規模（例えは船幅 $B$ ）にも比例する。

その場合、下記のように示すことができる。

$$\bar{c} = \bar{k}_2' r_i \frac{rhB}{\sqrt{gL}}$$

ただし、 $\bar{k}_2''$  - 氷の密接度に依存する或る無次元係数

第二の散逸抵抗成分については最終的に次式が得られる。

$$R_2'' = -\bar{k}_2' r_i rhB \operatorname{tg}^2 \alpha'_0 F_r. \quad (99)$$

全体の散逸力は式(99)と式(95)を加えることによって下記のように示される。

$$R_2 = R_2' + R_2'' = -r_i rhB [\bar{k}_2' (f_T + \alpha_H \operatorname{tg} \alpha'_0) + \\ + \bar{k}_2'' \operatorname{tg}^2 \alpha'_0] F_r. \quad (100)$$

上記の式(100)に含まれる係数 $\bar{k}_2'$ および $\bar{k}_2''$ を決めるには多大の困難を要する。しかし大多数の貨物船と碎氷船については充分な精度をもって下記のように採ることができる。

$$\frac{f_T + \alpha_H \operatorname{tg} \alpha'_0}{2} \approx \operatorname{tg}^2 \alpha'_0. \quad (101)$$

第10表に各種の碎氷船と氷海航行型船について式(101)の左辺と右辺の数値を示す。なお、摩擦係数は第2節のデータに従って $f_T = 0.1$ と採った。同表から判かるように、筆者等の採用した仮定は散逸力を表すのに重大な誤差をもたらすことはない。いま、これを下記のように示すことができる。

$$R_2 = -\bar{k}_2' r_i rhB (f_T + \alpha_H \operatorname{tg} \alpha'_0) F_r. \quad (102)$$

ただし、 $\bar{k}_2 = \frac{2 \bar{k}_2' + \bar{k}_2''}{2}$  - 氷の密接度に依存する一定の無次元係数

第10表 式(101)に含まれるパラメータの値

船名 パラメータ	Ermak	Cibir'	Kapitan Belousov	Ilyya Muroimets	Amguema	Lena
$\frac{f_T + \alpha_H \operatorname{tg} \alpha'_0}{2}$	0.20	0.18	0.26	0.18	0.20	0.20
$\operatorname{tg}^2 \alpha'_0$	0.18	0.163	0.33	0.16	0.19	0.185

## 第20節 静的抵抗

速度に依存しない静的抵抗成分を求めるため、幅 $dx$ 、剛度 $\bar{e}$ の弾性要素を検討してある。

この弾性要素の側から船体に作用する基本力のOy軸上への投影量は実効水線の座標 $y(x)$ に比例すると置くことができる。即ち

$$dP_y = -\bar{e} y(x) dx.$$

Ox軸に対する弾性要素の基本力の投影量は乾燥摩擦力を考慮して次式から求められる。

$$dR_3 = -\bar{e} y(x) [f_T - y'(x)] dx.$$

ここで採用された仮定に従って、船体に対する弾性要素の作用は船首から平行部開始点までに起きたと見做す。そうすれば氷抵抗の静的成分の全量は下記のように示される。

$$R_3 = -2 \int_0^{L_H} \bar{e} y(x) [f_T - y'(x)] dx.$$

上式に含まれる第一の積分は下記のようになる。

$$\int_0^{L_H} f_T y(x) dx = \frac{L_B}{4} \alpha_H f_T.$$

第二の積分は部分ごとに積分

$$\int_0^{L_H} y(x) y'(x) dx = y(x)^2 \Big|_0^{L_H} - \int_0^{L_H} y'(x) y(x) dx.$$

して下記のように求める。

$$\int_0^{L_H} y(x) y'(x) = -\frac{1}{2} \frac{B^2}{4} .$$

積分計算を行なえば、下記が得られる。

$$R_s = -\bar{e} \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left( 1 + 2 f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right), \quad (103)$$

ただし、 $\bar{e}$  — 下記の次元をもつ係数

$$[\bar{e}] = \frac{t}{m^2} = \frac{tm}{m^3}.$$

係数 $\bar{e}$ は氷塊の広さと氷厚に依存するから次のように示すことができる。

$$\bar{e} = \bar{k}_1 r_i r^{n_1} h^{n_2} .$$

ただし、 $k_1$  — 或る無次元係数

$$n_1, n_2 = \text{指數 ( 次元の条件から } n_1 + n_2 = 1 \text{ )}$$

ここで、第一近似において  $n_1 = n_2 = 0.5$  とおけば、下記が得られる。

$$\bar{e} = \bar{k}_1 r_i r^{0.5} h^{0.5} . \quad (104)$$

従ってまた、静的抵抗成分を表わす式は下記の形で示される。

$$R_s = -\bar{k}_1 r_i \sqrt{rh} \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left( 1 + 2 f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right). \quad (105)$$

実氷海で実施した観測に依れば、小氷板域における静的抵抗成分は準静的な力のカテゴリーに相当することが明らかになっている。それは結局のところ、船体によって氷塊が密集化するときの氷の<変形>は、主として、氷塊が互に作用し合って垂直変位をなしひげることに帰せられる故である。この垂直方向の変位は、既知の通り、速度に依存せず且つフルードの相似条件に支配される交換力によってもたらされる。

## 第 21 節 氷の圧縮と抵抗との関係

小氷板が圧縮状態にあるときには氷抵抗の大きさには諸成分の間に著しい再配分が起きる。即ち、速度に依存しない静的抵抗成分が著しく増大し、他方では速度による抵抗成分はそれに応じて減少する。

圧縮小氷板域を船舶が運動するときに氷による船体の包囲が実際に全水線長に亘って認められる場合に静的抵抗成分に対する付加分は下記で表わすことができる。

$$\Delta R_{com} = 2 \int_{-\frac{L}{2}}^{+\frac{L}{2}} \bar{q} y(x) [f_T - y'(x)] dx .$$

$$\text{または, } \Delta R_{com} = \bar{q} f_T \alpha B^2 \frac{L}{B} . \quad (106)$$

ただし、 $\bar{q}$  — 圧縮時の抵抗係数

$\alpha$  — 水線での方形係数

式(104)を同様にして下記のように表わすことができる。

$$\bar{q} = \bar{k}_4 r_i \sqrt{rh} .$$

ただし、 $\bar{k}_4$  — 無次元係数

以上から次式が得られる。

$$4R_{\text{com}} = 4\bar{k}_4 f_T r_i \sqrt{rh} \alpha \left( \frac{B}{2} \right)^2 \frac{L}{B} . \quad (107)$$

氷が圧縮したとき密接度は10級であるから係数 $\bar{k}_4$ は氷の圧縮力 $S_{\text{com}}$ (級単位)にのみ依存する。この関係を直線関係であると見做せば、圧縮氷中を船舶が運動する場合の氷抵抗の静的成分の総量を表わす式が下記のように得られる。

$$R_3 = r_i \sqrt{rh} \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left[ \bar{k}_1 \left( 1 + 2f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right) + \bar{k}_4 f_T \alpha \cdot \frac{L}{B} S_{\text{com}} \right] . \quad (*) \quad (108)$$

圧縮氷での模型実験はその複雑さの故に実施されていないので、実船による圧縮氷での試験の結果に基づいて係数 $\bar{k}_4$ の数値を求めることができる。

## 第22節 氷塊の沈下と回転による抵抗

既述で指摘したように、抵抗成分 $R_4$ は舷側による氷塊の押し沈めと回転、またその際に生じる造波および吃水変化によって条件付けられるものである。これらの力の仕事量は速度に依存しない。これは氷塊および船体の一次元の大きさの3乗に比例して変化する体積力である。

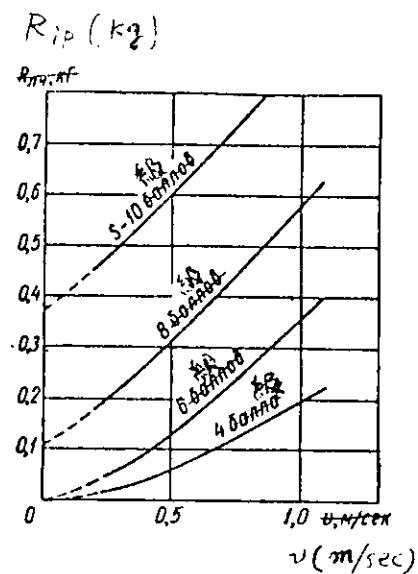
氷塊の押し沈めと回転による抵抗分の値は氷の密接度が増大するにつれて増大し、密接度10級において最大値に達する。このことは実船および模型船の水中運動の性質について既に挙げた一連の観測結果から確認されているが、それに依れば、密接度が増大するにつれて舷側によって押沈または回転させられる氷塊の数も増加する。このことの間接的な証明となるものはさまざまな密接度のもとでの速度の関数としての実船または模型船の抵抗曲線の性質である。第51図にこのような曲線の一例を碎氷船Ermak号の模型の場合について示す。同図から、氷塊の押し沈めと回転に関する成分を含む静的抵抗である船の抵抗部分(速度に依存しない)は氷板の密接度が増大するにつれて増大していることが判かる。密接度が6級以下の場合に静的抵抗は实际上存在しない。従って、ここで検討の対象とされている抵抗成分 $R_4$ は無視できるほどに小さい。

船舶が密氷域を運動する場合のこの成分を求めるために一連の計算が行なわれたが、その際下記の仮定条件が採用された。

- (1) 氷の密接度は10級とし、実船(または模型船)を全長に亘り氷塊が一面に取囲んでいるとした。
- (2) 舷側に接している1列の氷塊が押し沈めと回転を受けるものとした。これは実地試験および模型試験のデータから裏付けられている。
- (3) 舷側に接している全ての氷塊は完全に押し沈められ、 $90^\circ$ 回転、即ち垂直方向の位置まで回転されるとした。

観測結果から明らかなるように、上記のような仮定を設定すれば、氷塊の押し沈めと回転によって条件付けられる抵抗は高目の値となる。

上記の前提条件に従って行なった計算の結果によると、この場合においてすらも、氷塊の押し沈めと回転に費やされる抵抗値はあまり大きくなく、その値は静的抵抗の $1/10$ 以下である。このように、この抵抗成分の実際の割合



第51図 さまざまな密度の小氷板域における碎氷船Ermakの模型船の抵抗曲線

(\*) 式(108)では係数 $k_4$ のとき乗数4が考慮されている。

は残りの諸抵抗成分のうちで無視できるほどに僅かである。密接氷域で砕氷船が運動する場合に対して実施した同様な計算に基づいて既にこのような結論に達していた研究者は L.M.Nogid, V.I.Neganov およびその他諸氏である。

氷塊の押し沈めと回転に結び付いた抵抗成分の役割が僅かであるとの結論の間接的な裏付けとなるものは、小氷板域での運動において実船でも模型船でも何んらかの目立った吃水変化が起きないこと、また小氷板域における氷抵抗に及ぼす船首の傾斜角の影響が僅かであると実験的に確認された結論である。氷塊の押し沈めと回転に際して生じる造波によって条件付けられる力も極めて小さいことは明らかである。

以上の事から、式(74)において実用上充分な精度をもって  $R_4 = 0$  と見做すことができる。

筆者等は全氷抵抗力  $R_i$  を表す式において抵抗成分  $R_4$  を形式的にせよ無視したが、ここで採用した半経験的な計算方法においてはこの  $R_4$  は自動的に静的抵抗成分  $R_3$  と一緒に考慮されていることが指摘できる。それは  $R_4$  と  $R_3$  はその性質については体積抵抗のカテゴリーに属するからである。

## 第 23 節 氷抵抗を計算する一般式

$R_4 = 0$ ,  $R_i = R_{ip} + R_B$  である(第5節および第22節参照)とすれば、これらの値を式(74)に代入することによって次式が得られる。

$$R_{ip} = R_1 + R_2 + R_3$$

式(91), (102) および (108) から抵抗成分  $R_1$ ,  $R_2$  および  $R_3$  を上式に代入すれば、氷板域における純粋の氷抵抗を計算する下記の式が得られる。

$$\begin{aligned} R_{ip} = & r_i \sqrt{rh} \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left[ \bar{k}_1 \left( 1 + 2 f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right) + \bar{k}_4 f_T \alpha \frac{L}{B} S_{com} \right] + \\ & + \bar{k}_2 r_i rhB (f_T + \alpha_H \tan \alpha'_0) F_r + \bar{k}_3 r_i rhL \tan^2 \alpha'_0 F_r^2, \end{aligned} \quad (109)$$

ただし、 $R_{ip}$  — 小氷板域における船舶の純氷抵抗(kg)

$r$  — 小氷板の広がり (m)

$h$  — 小氷板の厚さ (m)

$r_i$  — 氷の比重 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$f_T$  — 舵側と氷との間の摩擦係数

$L$  — 船 長 (m)

$B$  — 船 幅 (m)

$\alpha$  — 計画(水)水線での方形係数

$\alpha_H$  — 計画水線での船首部の方形係数

$\alpha'_0$  — 計画水線での船首部の水切角(度)

$F_r = \frac{v}{\sqrt{gL}}$  — 相対速度

$v$  — 船 速 ( $m/\text{sec}$ )

$g = 9.81 m/\text{sec}^2$  — 重力の加速度

$\bar{k}_1$ ,  $\bar{k}_2$ ,  $\bar{k}_3$  — 無次元係数

上式には船と氷の基本的な諸パラメータのみが明瞭な形で含まれ、その他の実際とのずれを反映する諸特性は無次元係数  $\bar{k}_1$ ,  $\bar{k}_2$ ,  $\bar{k}_3$  および  $\bar{k}_4$  で考慮されているため、上式は半経験的な関係式であると見做すのが適当である。これらの無次元係数は統計的な平均値であり、安定した値をとるはずである。即ち小氷板の密接度とその水路幅  $B_k$  に依存するだけである。

係数  $\bar{k}_3$  および  $\bar{k}_4$  の値は一定であり、係数  $\bar{k}_3$  の値は氷の密接度にのみ依存し、また、氷抵抗の静的成分を表わす式に含

まれる係数  $\bar{k}_4$  は小氷板の水路幅と密接度に依存する。

式(109)はフルードの相似条件に矛盾せず、模型船と実船の両方に対して氷抵抗の計算に用い得ることが容易に確認される。

小氷板域における船舶の抵抗を計算する式を用いるためには、上述の無次元係数  $\bar{k}_1$ 、 $\bar{k}_2$ 、 $\bar{k}_3$  および  $\bar{k}_4$  のそれぞれ数值を知る必要がある。計算の結果では、これらの係数は密接度 4 ~ 10 級の範囲において充分に安定した値をもつ（第11表および第52図、第53図）ことが明らかである。

第11表 係数  $\bar{k}_1$ 、 $\bar{k}_2$ 、 $\bar{k}_3$  および  $\bar{k}_4$  の数値

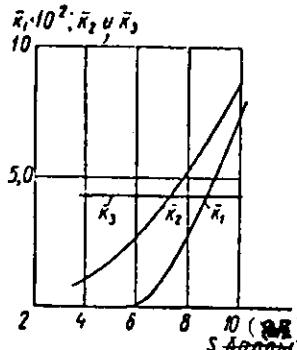
水の密接度 係 数	4 級	6 級	8 級	10 級
$\bar{k}_1^*$	0	0	$2.7 \cdot 10^{-2}$	$7.4 \cdot 10^{-2}$
$\bar{k}_2$	0.93	2.54	5.70	8.2
$\bar{k}_3$	4.3	4.3	4.3	4.3
$\bar{k}_4$	—	—	—	$3.0 \cdot 10^{-2}$

式(109)による氷抵抗の計算精度を評価するためにパラフィンおよび実氷による小氷板での若干の模型試験データと計算結果との比較を第54～56図に示す。これらのグラフから計算によって求めた曲線は碎氷船と氷海航行型船舶の全ての模型試験のデータと充分に一致していることが判かる。また計算値と実験値のずれも模型試験に内在する誤差範囲を超えていない。以上のことから式(109)は小氷板域での船舶の運動に関する基本的な法則性を満足裡に反映するものであると判断できる。

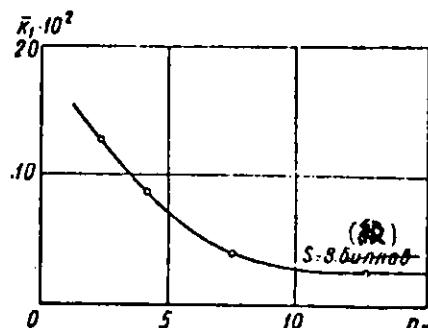
式(109)を式(75)、(76)および(78)と比較すれば、これら全ての式はそれぞれ異なる構造をもち、含まれる船のパラメータもさまざまであることが判かる。式(75)、(76)および(78)は純粹に経験的な式であり、且つ式(75)と(76)は碎氷船に対して成立し、式(78)は貨物船に適用される式である。式(109)は半経験的な式であると共に普遍的な式でもあり、碎氷船と氷海航行型船舶の両方に対して氷抵抗を計算するのに使用することができる。

式(75)、(76)および(78)に共通する欠点はこれらの式が小氷板域における船の運動プロセスの物理的意味を反映しておらず、またその結果として、船および氷の一連のパラメータが抵抗の大きさに及ぼす影響を完全には考慮していないことである。例えば、氷の密接度が変わる場合における船および氷のパラメータの影響については、この種の影響が現われることが確認されているものの、考慮はなされていない。同様にして、船体線図形状を特徴付けるパラメータも相当程度にランダムなものとなっている。

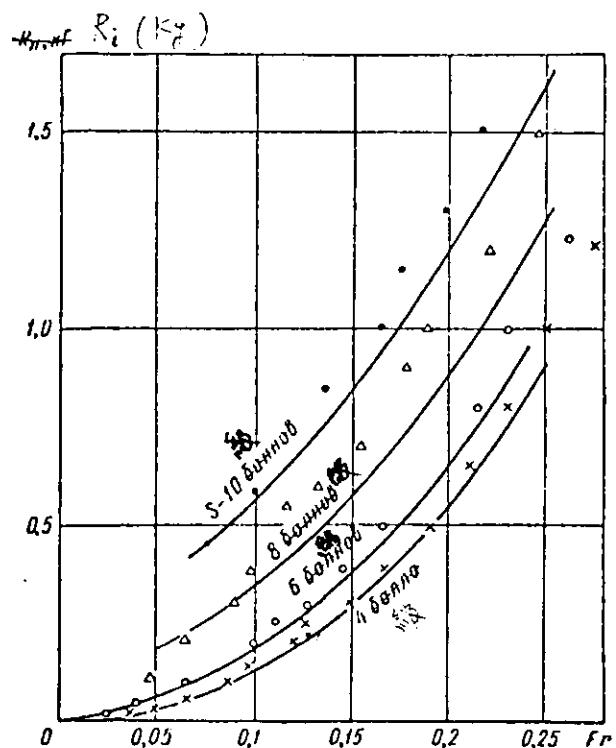
これらの欠点は経験式(75)、(76)および(78)による計算の信頼度を低下させる。従って、小氷板域における氷抵抗の計算に際しては、式(109)に条件付きながら優越性を認めるべきである。この式は船舶の氷海耐航性を実際に計算するための実用上の基礎式として用いることができる。式(109)に従って、小氷板域における実船の抵抗を求める際に実船の諸要素は既知の量であるが、小氷板のパラメータのうちで既知で且つ所与のものは密接度と圧縮度、また氷と船体との間の摩擦係数だけである（第2節で指摘したように、この摩擦係数の値は実際の計算に対しては一定と採ることができる）。



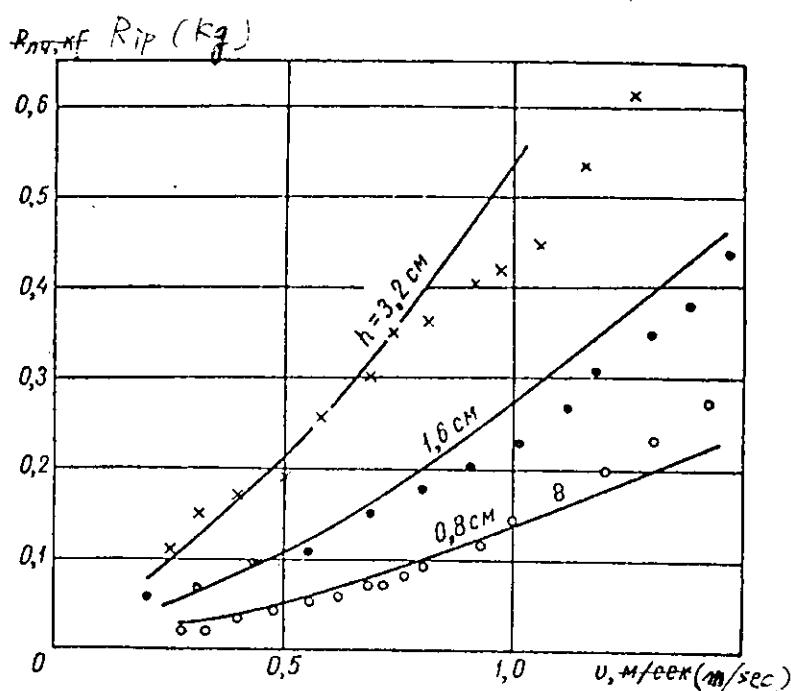
第52図 係数  $\bar{k}_1$ 、 $\bar{k}_2$  および  $\bar{k}_3$  と水の密接度  $s$  との関係



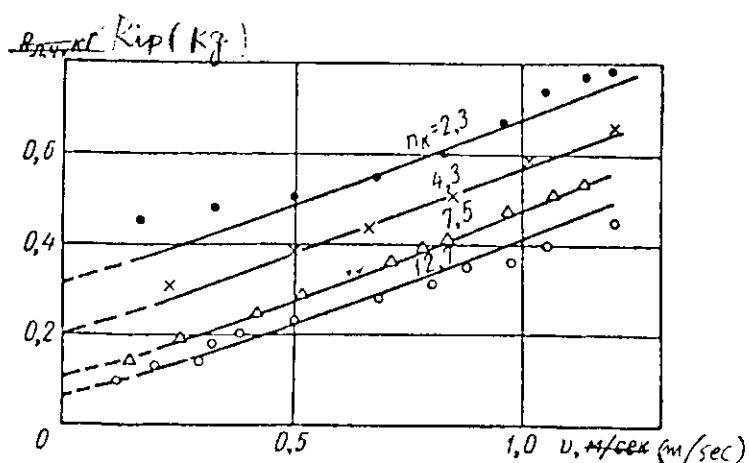
第53図 係数  $\bar{k}_1$  と水路の相対幅  $n_K$  との関係



第54図 さまざまな密接度の小氷板域でのディーゼル電動推進船 Lena 号の模型試験の結果と計算による曲線との比較



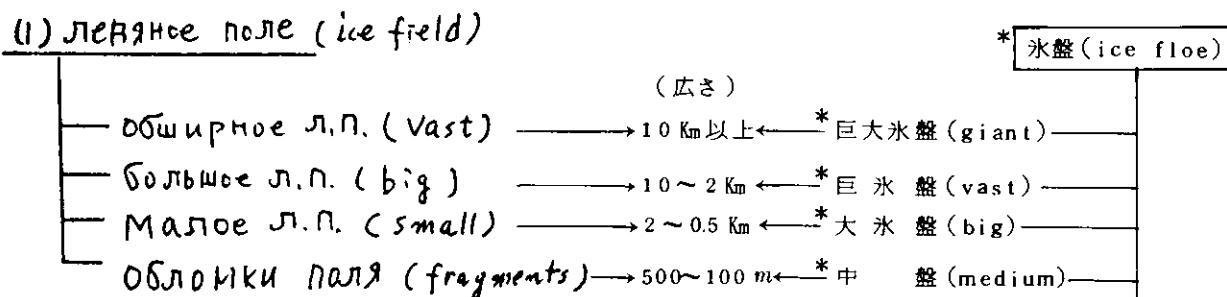
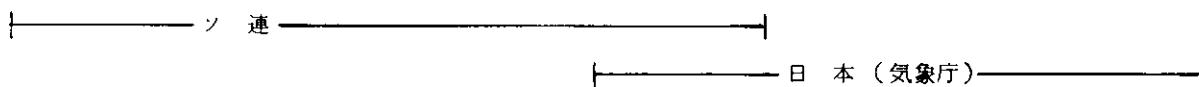
第55図 密接度  $s = 6$  級の場合のさまざまな氷厚の小氷板域での碎氷船 Sibir' 号の模型試験の結果と計算で求めた曲線との対比



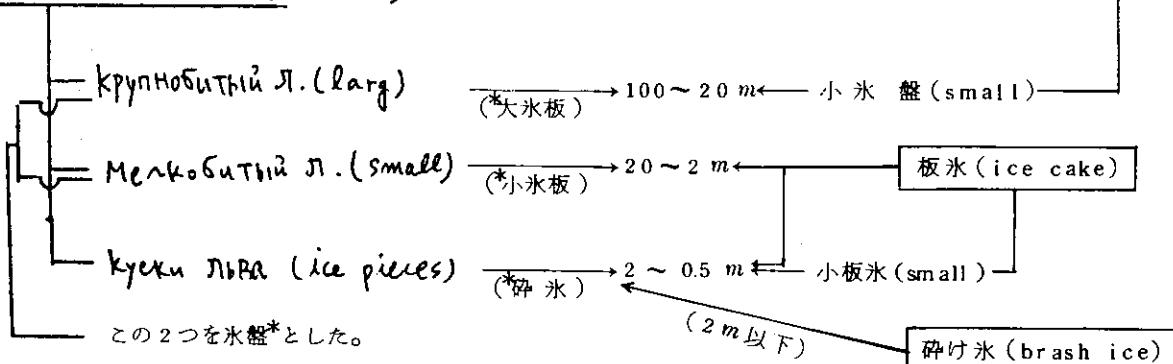
第56図 密接度が  $s = 8$  級で水路幅がさまざまの場合の小氷板域での碎氷船 Ermak の模型試験の結果と計算で求めた曲線との対比

小氷板域のその他のパラメータ即ち広さ、氷厚、また水路幅、は未知量と見做されるべきである。これらの量を決める実際的な手法によっては第7章で取扱う。

### 海 氷 用 語 (日ソの対比と使用訳語(\*印))



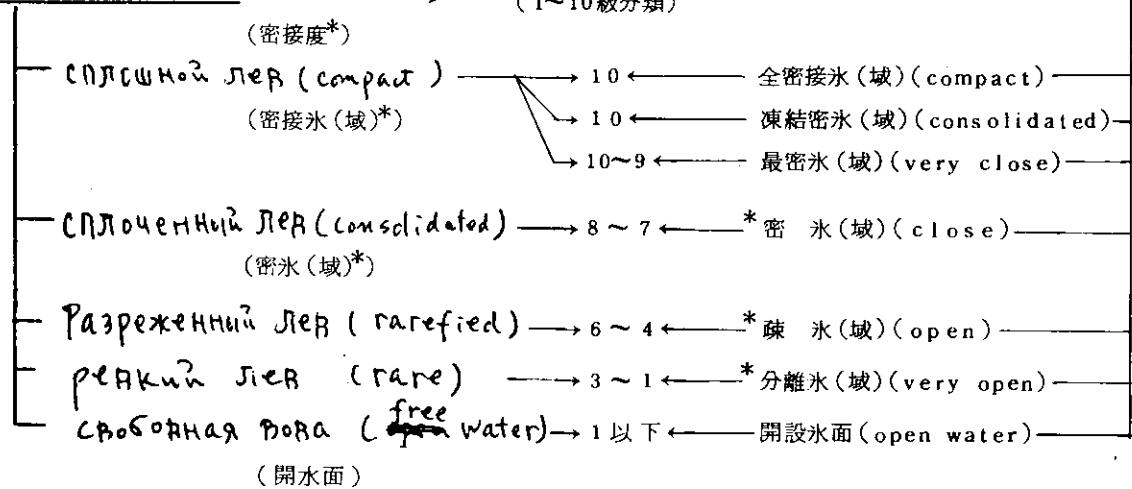
### (2) Глыбый лев (broken ice)



### (3) сплошечность (solidarity)

(1~10級分類)

密接度 (concentration)



(注) 実験水槽などで作る ice plate (氷板), ice sheet (氷盤) は上記とまぎらわしいのでそのままとした。

<引 用 文 献>

- 1) Arnol'd - Alyab'ev V. I. 氷の外部摩擦に関する試験, ZhTF Vol. V11, № 8 (1937)
- 2) Arnol'd - Alyab'ev V. I. 砕氷船 Maligin 号によるカラ・レナ区域の学術調査, Byulleten' ANII, № 5~6 (1935)
- 3) Arnol'd - Alyab'ev V. I. フィンランド湾の氷の強度の研究 IZV-GGO, № 2 (1929)
- 4) Afanas'ev V. I. <Kronstadtsky Vestnik>紙掲載論文, № 123, № 124 (1895); <Kotlin> № 49, № 52, № 103, № 120, № 124 (1897)
- 5) Ashik V. V. MV. ロマノソフと海事, <Sudastroenie> № 3 (1912)
- 6) Brenshtein S. A. 氷上鉄道交通 Sb. Inzh. Issledovanii NTK NKPS, № 18 (1929)
- 7) Bogorodsky V. V. 氷の弾性特性, Akustichesky Zhurnal Vol. IV, № 1 (1958)
- 8) Boronikov A. V. 氷板塊を航行する貨物船の抵抗に関する研究 Trudi LKI № XXVII (1959)
- 9) Budnevich S. S. Deryagin B. V. 氷の表面における固体の滑りについて, ZhTF Vol. XXII, № 12 (1952)
- 10) Butyagin I. P. 氷および氷盤の強度 <Nauka>, Novosibirsk, (1966)
- 11) Veinberg B. P. 氷, Gostekhteorizdat (1940)
- 12) Veinberg K. P. 滑り ZhPF № 1~4 (1924)
- 13) Vinogradov I. V. 氷海航行型船舶, Oborongiz (1946)
- 14) Voitkovsky K. F. 氷の力学的特性, AN SSSR. (1960)
- 15) Voitkovsky Ya. I. 船舶の運動に対する氷の抵抗 <Sudostroenie> (1964)
- 16) Gakkel' Ya. Ya. 1937年における蒸気船 Mossovet の航海, <Problemi Arktiki> № 1 (1938)
- 17) Gakkel' Ya. Ya. 1933~1935年の航海期間の北洋航路における氷海耐航性の評価試験, <Problemi Arktiki> № 1 (1937)
- 18) Girs I. V., Rusetsky A. A., Netsvetaev Yu. A., 船舶の耐航性試験, <Sudostroenie> (1965)
- 19) Gotsky M. V. 氷海航行試験 <Morskoi Transport> (1957)
- 20) Davidov V. V., 船体と氷塊との衝突に関する理論的研究, <Problemi Arktiki> № 5~6 (1938)
- 21) Deryagin B. V., 摩擦とは何か, AN SSSR (1963)
- 22) Dremlyug V. V., Laktonov AF, 北極海域における船舶の氷中運動速度の解析, <Problemi Arktiki> № 1 (1944)
- 23) Dubravin A. I., 優れた極地探險, <Sudostroenie> № 9 (1965)
- 24) Dubravin A. I., 造船および極地航海における M. V. ロマノソフの活躍 <Sudostroenie> № 9 (1966)
- 25) Dubrovin Q. V., 水路内氷板塊を運動する場合の抵抗に関する模型試験, Trudi LKI № II (1966)
- 26) Zabotkin N. A., 氷盤に対する砕氷船の打撃と氷塊への乗上げ, Trudi LKI № IX (1951)
- 27) Ignat'ev M. A., 氷海航行型船舶のスクリュー, <Sudostroenie> (1966)
- 28) Ignat'ev M. A., Poznyak I. I., 砕氷船の水力洗滌システム, Bulleten' Izobretений i Tovarnikh Znakov № 13 (1965)
- 29) 氷況の船上観測に関する指示書, <Morskoi Transport> (1956)
- 30) Kortashkin B. D. 氷の物理的、機械的特性に関する実験研究, Trudi TSAGI № 607 (1947)
- 31) Kashtelyan V. I. 氷盤破壊力の近似解, <Problemi Arktiki i Antarktiki> № 5 (1960)
- 32) Kashtelyan V. I., 船舶の運動に対する密接氷・抵抗に関する模型試験を伴なう研究, Avtoreferat, Dis-

sertatsii, AANII (1962)

- 33) Kashtelyan V. I., Pivlin A. Ya, 砕氷船の耐航性評価に当っての密接氷の自然の特性に関する考慮, <Problemi Arktiki i Antarktiki> № 22 (1966)
- 34) Katsman F.M., Kudrevati G. M., 海洋型船舶のスクリュー・舵システムの設計, Sudopromgiz (1963)
- 35) Kobeko P. P., et al, 氷の塑性変形と粘性, 氷の破壊と載荷耐力, ZhTF Vol XVI, № 3 (1946)
- 36) Komarovskiy A. N., 淡水氷盤の構造と物理的特性, Gosenergoizdat (1932)
- 37) Korzhavin K. N., 河川氷の力学的特性に関する研究, Trudi NIIZhT, Novosibirsk, Vol. IX (1940)
- 38) Korzhavin K. N., 土木施工物に対する氷の作用 SOAN SSSR, Novosibirsk, (1962)
- 39) Kostyukov A. L., Nazarov V. S., 砕氷船 Ermak および Razvedchek の模型曳航試験, Trudi Odesskogo Instituta Inzhenerov Vodnogo Transporta № 67 (1941)
- 40) Krilov A. N., 近似計算に関する講演, Sohr Sochnenii A. N., SSSR Vol. III, Part 1 (1949)
- 41) Krilov A. N., G. E. バブレンコ著<船舶の推進性能>に対する序文, M.-L., Gosstroizdat (1932)
- 42) Kuznetsov I. A., 港湾施設に対する氷の作用とその防護, L., IO KBF, (1939)
- 43) Lavrov V. V., 氷の物理的・力学的諸問題, Trudi AAVII Vol. 247 (1962)
- 44) Levit B. M., 砕氷船の<振動システム>の基本特性の選定と耐航性の評価, Trudi LIVT Vol XII (1964)
- 45) Levit B. M., <振動システム>を備えた河川型砕氷船の船殻形状の選定, Trudi LIVT Vol XIII (1969)
- 46) Levit B. M., Ter-Akopian A. M., <振動>システムを備えた試験砕氷船の試験, Ploizv-Tekh. Sb. MRF № 8 (3G) (1963)
- 47) Makarov S. O., 氷海内の Ermak 号, SPb. (1901)
- 48) Maslov A. I., 氷海中で船体に作用する外力の計算, Trudi VNITOSS Vol. II, № 3 (1937)
- 49) Mendeleev D. I., 高緯度北氷洋海域, Sibr. Sochnenii AN SSSR Vol. I (1960)
- 50) ソ連船舶管理局, 海洋型鋼船の分類および建造規程, Morskoy Transport (1950)
- 51) Nazarov V. S., 氷の特性と耐航性, Moskoi Sbornik № 11, № 12 (1941)
- 52) Nogid L. M., 船体形状の設計と理論設計図の作成, Sudopromgiz (1962)
- 53) Nogid L. M., 船体による氷の打撃について, Trudi LKI № XXVI (1959)
- 54) Nogid L. M., 密接氷域および氷板域における船の運動のシミュレーション, Trudi LKI № XXVII (1959)
- 55) Nogid L. M., 相似理論と次元, Sudopromgiz (1959)
- 56) Nogid L. M., 海洋型船舶の設計, Part 1. <Sudostroenie> (1964)
- 57) Nogid L. M., Dubrovin O. V., 砕氷船の粘性抵抗について, <Sudostroenie> № 6 (1962)
- 58) Ovcharenko E. S., 船舶の各種性能に及ぼす船体形状の若干の要素の影響について, Trudi OIIMF M. № XI (1955)
- 59) Pavlenko G. E., 船舶の推進力試験, Gosstroizdat (1932)
- 60) Pavlenko N., 雪表面の摩擦, <Meteorologiya i Gidrologiya> № 4 (1940)
- 61) Pantsezhansky E. S., 海事実務, 海軍学校用公式ハンドブック, VMS RKKA., <Molodaya Gvardiya> (1932)
- 62) Papkovich P. F., 弾性論, Oborongiz (1939)
- 63) Peschansky I. S., 氷学と氷技術 <Morskoi Transport> (1963)
- 64) Petrov L. E., 氷中航行, <Morskoi Transport> (1965)
- 65) Petrov E. Yu., 砕氷船膠着時の引留力の解明, <Problemi Arktiki i Antarktiki> № 20 (1965)
- 66) Petrov E. Yu., 砕氷船のチャージング動作時における船体浮上量の算定, <Problemi Arktiki i Antarkt-

- 67) Pinegin V.N., 河川氷の強度研究に関する予備的知見, *Vestnik Sib. Inzh.*, Vol IV (1924)
- 68) Polin L.E., 海洋型貨物船の氷中航行, <*Morskoi Transport*> (1966)
- 69) Popov Yu. N., 船体と氷の衝突問題について, *Trudi LKI* № XV (1955)
- 70) Popov Yu. N., Rivrin A.Ya., 破氷曳船の推進機関について, <*Sudostroenie*> № 1 (1966)
- 71) Popov Yu. N., Faddeev O.V., Kheisin D.E., Yakovlev A.A., 氷海航行船の強度, <*Sudostroenie*> (1967)
- 72) Ratmanov G.E., 氷中耐航性の直接観測, *Trudi AANII*, Vol. 137 (1940)
- 73) Runeberg R.I., 冬期航行用蒸気船および破氷船について, SPb (1890)
- 74) Rivlin A.Ya., Petrov E.Yu., 自然条件における氷の摩擦抵抗の実験的決定問題について, <*Problemi Arktiki i Antarktiki*> № 21 (1965)
- 75) Rivlin A.Ya., 氷域における船舶の氷中耐航性の決定方法, *Avtoreferat Dissertatsii AANII* (1963)
- 76) Sleskin N.A. 粘性液体の動力学, *Gostekhteorizdat* (1955)
- 77) Sokolovsky V.V., 脆弱媒体の静力学, AN SSSR (1942)
- 78) Stefanovich A.N., 破氷船, <*Morskoi Transport*> (1958)
- 79) Tarshis M.K., 船の氷抵抗, ムルマンスク航海学校紀要, <*Morskoi Transport*> Vol. I (1957)
- 80) 河川施設に対する氷荷重を求める技術的諸条件, AANII (1964)
- 81) 氷海航行型船舶の建造基準と船級分類, AANII (1964)
- 82) Kheisin D.E., 氷盤の弾性-塑性曲げの問題について, *Trudi AANII*, Vol. 267 (1964)
- 83) Kheisin D.E., 船首で氷に打撃を加えるときの接触力の決定, <*Problemi Arktiki*> № 8 (1961)
- 84) Kheisin D.E., 氷盤の動力学, *Gidrometizdat* (1967)
- 85) Tsurikov V.L., 氷中耐航性に関する船上観測, *Trudi TsGOIN, M.* Vol. 22 (1952)
- 86) Shvanstein Z.I., 氷の研究ならびに破氷船および耐氷型船舶の模型試験のための実験室, <*Problemi Arktiki*> (1957)
- 87) Shimansky Yu.A., 船舶の耐氷性能に関する模擬測定装置, *Trudi AANII* № 130 (1939)
- 88) Yuvenaliev I.N., プロペラ付きそり, *Oborongiz* (1939)
- 89) Yakovlev M.S., 河川型破氷船の船殻形状の実験研究問題について, *Trudi GPI*, Vol. XIV, № 10 (1960)
- 90) Yakovlev M.S., 河川型破氷船, *Avtorskoe Svidetel'stvo Klass 65a, Z № 134149, Bulleter' Izobretений* № 23 ((1960))
- 91) Yakovlev M.S., 破氷船の氷中耐航性の近似計算, 有限長の氷盤内の運動に対する抵抗に及ぼす破氷船の主要寸法と氷の強度との関係の影響, *GPI* (1967)

(92) A.B.S. Adopte Ice rules based in Finnish Ice-Class. Holland Shipping, 1966, 14, No 12 (68).

(93) Boudin and Hyges. The mechanism of sliding on Ice and Snow. Proceedings of the Roy. Soc., 1939, No 949.

(94) Changes in Lloyd's Register rules. Fairplay Shipp. J., 1966, 218, No 4299 (57).

(95) Ferris L.W. The Proportions and Forms of Icebreakers. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, vol. 67.

(96) German G. Design and Construction of Icebreakers. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, vol. 67, pp. 26-69.

(97) Henschke W. Schiffbautechnisches Handbuch. Band 2. VEB Verlag Technik, Berlin.

(98) Jansson J.E. Icebreakers and their Design. European Shipbuilding, 1956, No 5, pp. 42-128 and 143-150.

(99) Johnson H.F. Development of Icebreaking Vessels for U.S. Coast Guard. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1946, vol. 54, pp. 112-151.

(100) Kingery W.D. Ice and Snow Properties. Processes and Applications. Cambridge, Massachusetts, 1963.

(101) Landmann C. Technische Gesichtspunkte über moderne Eisbrecher. Hansa, Dezember, 1961, 98 Jahrgang, Nr. 25, S. 2704-2711.

- (102) Lank S. W., Oakley O. H. Application of Nuclear Power to Icebreakers. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, vol. 67, pp. 105—130.
- (103) Mantis. Review of Properties of Snow and Ice. University of Minnesota for U. S. Army. Snow, Ice and Permafrost Research Establishment, Report 1951, No 4.
- (104) McDonald. Our Ice-breakers are not good enough. United States Naval Institute Proceedings, 1966, II, vol. 92, No 2, pp. 60—69.
- (105) Milano V. R. Notes of Icebreaker Design. ASNE Journal, February, 1962, pp. 43—51.
- (106) Thiele E. H. Technical Aspects of Icebreaker Operation. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, vol. 67, pp. 162—179.
- (107) Transactions of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, II, vol. 71, p. 54.
- (108) University of Minnesota. Friction of Snow and Ice for U. S. Army. Snow, Ice and Permafrost Research Establishment, 1945.
- (109) Waas H. Eisbrecher mit Stampfanlagen. VDI — Zeitschrift 101 (1959), S. 1499—1502, II Abb.
- (110) Watson A. The Design and Building of Icebreakers. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, Feb. 1959, pp. 37—65.

<主な雑誌名、機関誌名等>

- 1) ZhTF = Journal of Technical Physics
- 2) Byulleten' = Bulletin
- 3) < Sudostroenie > = Ship-building (出版所名)
- 4) Akustichesky Zhurnal = Acoustic Journal
- 5) Trudi LKI = Transactions of Leningrad Shipbuilding Research Institute.
- 6) ZhPF = Journal of Applied Physics
- 7) AN SSSR = Academy of Sciences of USSR
- 8) Problemi Arktiki = Problems of the Arctic
- 9) Morskoi Transport = Sea Transportation
- 10) Problemi Arktiki i Antarktiki = Problems of the Arctic & Antarctic
- 11) Trudi AANII = Transactions of Arctic & Antarctic Research Institute
- 12) Trudi LIVT = Transactions of Leningrad Institute of Water Transportation

## 第4編 船舶の氷海耐航性

本編は、ソビエト連邦AANII(北極南極研究所)紀要№309(1973年)論文集「船舶の氷海耐航性」を抜粋したものである。

### (1) 密接氷域における輸送船の運動に対する抵抗

D. D. Maksutov

現在、ソ連の海洋船の1種類として積極的な氷海可航型の特殊な輸送船が出現しており、これと関連してこの型の輸送船が密接氷域を運動するときの氷中耐航性を近似的にせよ評価する方法の開発が必要になっている。船舶の氷中耐航性は対氷諸性能のうちの最も重要な要素の1つであり、これは多くの要因、特に船体の線図形状、船体の強度、主機の出力、推進ユニットの特性、航行すべき氷海の条件などに依存するものである。

氷中耐航性の計算は船舶の設計の初期段階ならびに実際の運航過程において生ずる若干の問題を解決するために必要である。本格的氷海可航型船はかなり頻繁に自航して(砕氷船の援助を受けず)密接氷域を進航したり、個々の氷盤を突破したり、中~小氷盤間の隙間を通過したりする。また相当厚い定着氷を突破することも希れでない。例えば、北極において輸送船が平均氷厚160~180cmの定着氷中に長さ數十マイルに亘る水路を切り開くこともある。このような氷盤の突破はチャージングによる打撃によってのみ可能である。輸送船のこのような運動は貨物を配達すべき極地観測所や拠点港が存在する若干の島や岸辺に接近する際に認められる。

密接氷域を自航する能力をもつ積極的氷海可航型輸送船は非北極凍結海域において砕氷船の援助なしに冬期航海を実施することができる。従って、この種の船舶の密接氷域における氷中耐航性を保障することは極めて重要な課題である。しかし最近に至るまで密接氷域における輸送船の運動に関する諸問題について充分な研究が行なわれて来なかつた。

本稿では密接氷域における輸送船の運動に対する氷の全抵抗を砕氷船に対して得られた下記の式に基づいて求めてみる。

$$F_d = 0.004 B \sigma_p h \mu + 3.6 \gamma B h^2 \mu + 0.25 B^{1.65} h v \frac{1}{\eta^2} + R_B. \quad (1)$$

式(1)による計算結果および実船試験データまたは模型試験データの解析から、式(1)による輸送船の運動に対する氷の抵抗の計算はかなり大きな誤差(時には30%以上)をもたらすことが判明した。さまざまな船体線図形状をもつ本格的氷海可航型輸送船の運動に対する氷の抵抗を算定する関係式を見出すことが必要であった。そのためD/E型(ディーゼル・電気推進型)船 Lena号およびD/E型船 Amgumea号の実船と模型船または北極用水路測量船の模形船について得られた多数の試験データを処理した。

船舶の全氷抵抗は下記の一連の成分に分けられる。

$$R_1 = R_1 + R_2 + R_3 + R_B$$

ただし、 $R_1$ —船の運動速度に依存しない抵抗成分であり、船首部による氷の破壊に対する抵抗を表わす成分。

$R_2$ —氷塊の押し沈め、転覆に対する抵抗であり、氷と船体との摩擦によって条件付けられる抵抗。(船の運動速度に依存しない。)

$R_3$ —船の速度に依存せず、氷塊の押し分けおよび氷と氷との摩擦(これは運動速度に依存する)によって条件付けられる抵抗。

$R_B$ —船の運動に対する氷の抵抗

(\*) この「氷中耐航性」とは所与の氷海条件において船舶が全出力のもとで船体の破損無しに出し得る最大の安全速度を意味する。

上記のそれぞれの抵抗成分に対する解析式を得るために、次元の論理<sup>2)</sup>に従い、これら抵抗成分をそれぞれベキ単項式の形で表わしてみる。

**抵抗成分 R<sub>1</sub>** 密接氷域を船が運動するときの氷の破壊は垂直力の作用(曲げ)によっても、また水平力の作用(圧縮)によっても起る。水の曲げ破壊に際してのボテンシャルエネルギーは圧縮破壊時のそれよりも著しく小さいことが判明しているので、船首端部の線図形上は氷の基本的破壊が曲げによって起こるよう設計されなければならない。

ここで、船体による氷の破壊を弾性基礎上に置かれた氷板の破壊として表現してみる。このような平板の破壊に必要な力はこの平板の材料の一時的抵抗 $\sigma_p$  および氷厚の2乗( $h^2$ )に比例することが判かっている。氷の破壊に対する抵抗は氷の物理的・機械的特性に依存するばかりでなく、船体の主要寸法と線図形状にも依存する。研究の結果によれば、氷抵抗に最も重大な影響を及ぼすものは船幅Bであることが明らかになっている。ここで、抵抗R<sub>1</sub>は船幅に一次のベキで比例すると見做すこととする。氷の破碎抵抗に及ぼす船体線図形状の影響についてはY.<sup>4)</sup> A. Shimansky が提案した仮定標準、特に仮定標準 $\eta_1$ を用いて考察することが適切である。この $\eta_1$ は総合垂直力 $P_z$ と船首部氷水線に作用する総合水平力 $P_x$ の比(measurer)<sup>(conditional iceWL)</sup>で表わされる。即ち

$$\eta_1 = \frac{\sum P_z}{\sum P_x}$$

$P_z = 0$ 、即ち垂直力が全く存在しないとき(これは垂直舷側の場合に相当する)、氷の破壊は起こらない。その場合氷の破壊に対する抵抗が無限大になる( $\eta_1 = 0$ )ためである。他方、 $P_x = 0$ 、即ち水平力が無いとき(そのようなことは実際にあり得ないが)、氷の曲げによる破壊に対する抵抗はあたかも零となる。船体の線図形上の影響を考慮するため、輸送船の船体による氷の破碎に対する抵抗を表わす式に因数 $\frac{1}{\eta_1}$ を導入すれば、下記のようになる。

$$R_1 = k'_1 B \sigma_p h^2 \frac{1}{\eta_1}, \quad (2)$$

ただし、 $k'_1$ —この式を導き出すに際して下された仮定および条件を考慮した経験的な係数

**抵抗成分 R<sub>2</sub>** これについてはY.<sup>4)</sup> A. Shimansky が提案した関係式を適用する。彼はこの抵抗は船幅(B)と氷厚の2乗( $h^2$ )に比例すると見做している。この抵抗成分に対する船体線図形状の影響については因数 $\frac{1}{\eta_1}$ を用いて考慮する。それは、氷塊の押し沈めおよび転覆が、氷の破壊と同様に、垂直力を受けて起こるからである。従って下記のように示される。

$$R_2 = k'_2 B h^2 \frac{1}{\eta_1}, \quad (3)$$

ただし、 $k'_2$ —経験的な係数

密接氷域で運動する輸送船の仕事量は、砕氷船の仕事量と同様に、氷の破壊、押し沈めおよび転覆に対する抵抗力の克服ばかりでなく、船体と氷または氷と氷との摩擦力の克服にも費やされる。ここで<乾燥>摩擦力と液体の粘性によって条件付けられる摩擦力とを区別する必要がある。<乾燥>摩擦力の大きさは氷の破壊、押し沈めおよび転覆に際して存在するそれぞれ対応する圧力の大きさに比例すると見做すことができる。従って、氷の破碎、氷塊の押し沈めおよび転覆に対する抵抗成分を表わすものとして得られた式は、これらの現象に同伴して起こり、圧力に比例し、船の運動速度に依存しない乾燥摩擦力を考慮している。他方、液体の粘性によって条件付けられる摩擦力は、その物理的本質に従えば、船体と水および氷と水との摩擦力を表わすものである。このような力は運動速度に依存する抵抗成分を表わす式を導き出すに際して考慮されなければならない。

**抵抗成分 R<sub>3</sub>** 破碎された氷の押し分けによって条件付けられるこの抵抗は主として破碎氷の質量、船の運動速度および船体の線図形状に左右される。ここで氷の質量が船幅に比例すると見做すこととする。またこの抵抗成分と運動速度および氷厚との関係は線形関係にあると探る。以上から次式が得られる。

$$R_3 = k'_3 B h u \frac{1}{\eta_1}, \quad (4)$$

ただし、 $k'_3$ —上記のように採用した仮定を考慮した経験的な係数。

**抵抗成分  $R_B$**  船の運動に対する水の抵抗は開水面での模型試験において実際に採用されている普通の方法によって求められる。

以上のことから、密接氷域における輸送船の運動に対する全抵抗を下記のように求めることができる。

$$R_i = k'_1 B \sigma_p h^2 \frac{1}{\eta_1} + k'_2 B h^2 \frac{1}{\eta_1} + k'_3 B h \frac{1}{\eta_1} v + R_B. \quad (5)$$

係数  $k'_1$  および  $k'_2$  の数値の決定は煩雑であるので抵抗成分  $R_i$  と  $R_B$  を統合し、それを 1 つのベキ単項式の形で表わすことが望ましい。即ち

$$R = k B \sigma_p h^2 = \frac{1}{\eta_1}. \quad (6)$$

係数  $k_1$  は式(6)を導き出すに際して採用された全ての仮定を考慮するものであり、また特に、船体による氷盤の破壊現象に半無現平板の曲げ理論を適用できるとの仮定を考慮している。従って、式(5)は最終的に下記のように表わされる。

$$R_i = k_1 B \sigma_p h^2 \frac{1}{\eta_1} + k_2 B h v \frac{1}{\eta_1} + R_B, \quad (7)$$

ただし、 $R_i$  — 全氷抵抗 (T)

$\sigma_p$  — 氷の曲げに対する一時的抵抗 (T/m<sup>2</sup>)

B — 船幅 (m)

h — 氷厚 (m)

v — 船速 (m/s)

$R_B$  — 船の運動に対する水の抵抗 (T)

(\*)  $\eta_1$  — 仮定標準

$k_1$  と  $k_2$  — それぞれ模型実験と実船試験から決められる係数。

上記で提案した関係式は、いずれの半経験式とも同様に、若干の誤差を有する。この式は D/E 型船 Lena 号および D/E 型船 Amg uema 号に近似した船体線図形状を有する船の氷抵抗を最も正確に算定することができる。

式(7)は所与の厚さと強度をもつ密接氷盤を一定の速度で突破するのに必要なスクリューの推力を決めるために用いることができ、また所与の推力と速度をもって突破できる氷の厚さを求めるためにも用いることができる。通常、新しい船の設計に際してその船がある一定の速度で連続進行して突破できる氷厚が与えられる。従って、式(7)を以前に提案した形で適用する、即ち所要のスクリュー推力を見出すことの方が便利である。

係数  $k_1$  は船体線図形状の影響を極めて満足裡に考慮しているので、式(7)を用いればさまざまな船体形状を有する氷海可航型の諸輸送船の氷抵抗を求めることができます。この係数は文献(1)に示された表から求められる。

既に指摘したように、式(7)に含まれる係数  $k_1$  および  $k_2$  は模型実験および実船試験のデータに基づいて決めることができる。即ちさまざまな厚さと強度の密接氷域における D/E 型船 Lena 号および D/E 型船 Amg uema 号の実船および模型試験データを処理した結果、これらの係数の数値として  $k_1 \approx 0.2$ ,  $k_2 \approx 1.68$  が得られた。以上のようにして式(7)は最終的な形として下記のように表わされる。

$$R_i = 0.2 \sigma_p B h^2 \frac{1}{\eta_1} + 1.68 B h \frac{v}{\eta_1} + R_B \quad (8)$$

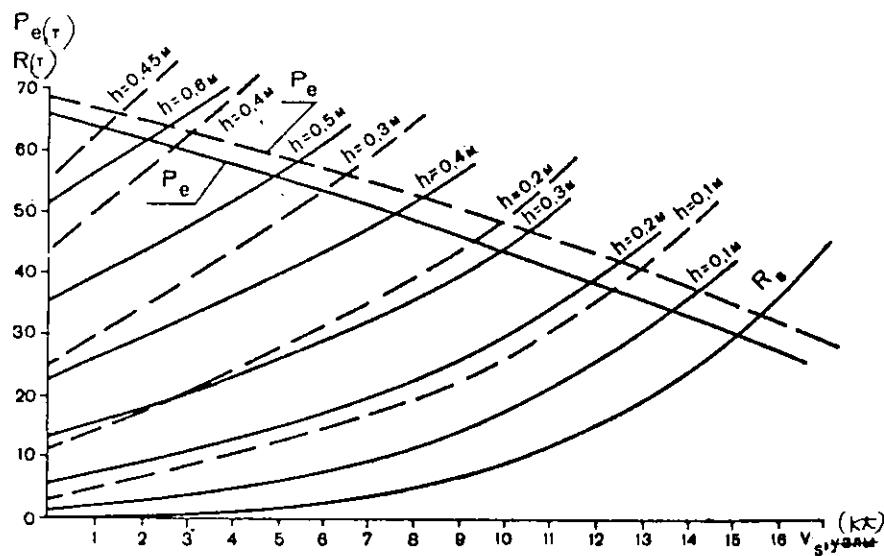
今後、D/E 型船 Lena 号および D/E 型船 Amg uema 号と異なる船体線図形状をもつ本格的氷海可航型輸送船の密接氷域における実船試験の結果の蓄積が進むにつれて係数  $k_1$  および  $k_2$  の値および速度  $v$  と氷厚  $h$  のベキ数を修正することができます。

船級 U L A に属し、船体線図形状の異なる（係数  $\eta_1$  が著しく相違する）2 つの型の船舶について  $\sigma_p = 80 \text{ T/m}^2$  のとき

(\*) この求め方については文献(4)に述べられている。

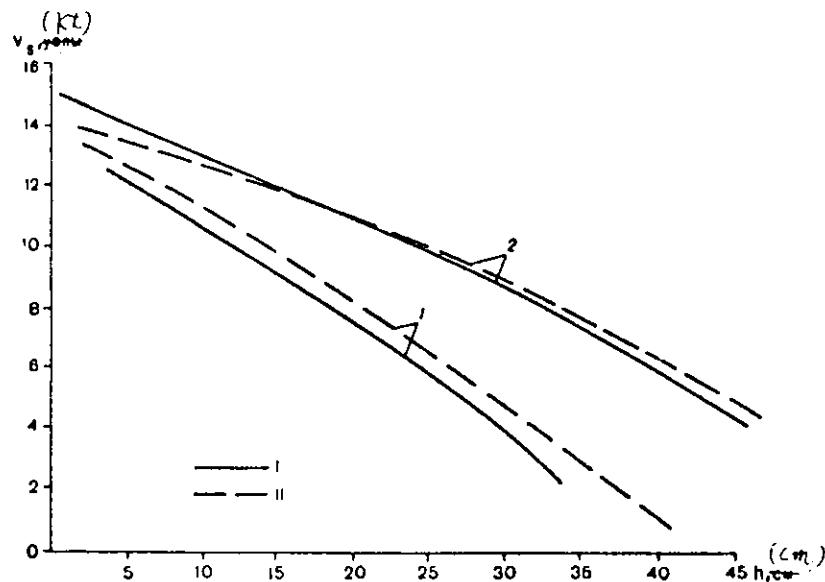
のさまざまな氷厚に対する全氷抵抗を計算した結果を第1図および第2図に示す。

船速と氷厚について得られた関係式による計算値を実船試験の結果と比較するために  $v = f(h)$  のグラフ(第2図)に示した。同図から明らかなように、上記で提案した式による計算は充分な精度をもっている。同様にして式(8)による氷抵抗



第1図

船級 U L A の 2 隻の船舶に対するさまざまな氷厚 ( $h$ ) での進行速度 ( $V_s$ ) と全氷抵抗 ( $R$ ) との関係(計算値)  
破線— $N_p = 7000$  HP  
実線— $N_p = 6300$  HP  
(改良型船体線図)



第2図

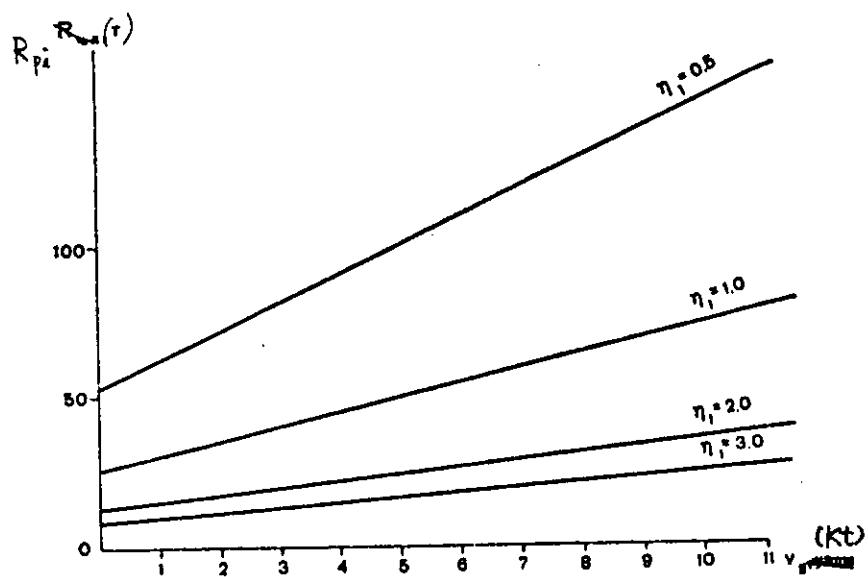
船級 U L A の船舶が平坦な板状軟水域を運動するときの密接氷の厚さ ( $h$ ) と船速( $V_s$ )との関係

- 1— $N_p = 7000$  HP
- 2— $N_p = 6300$  HP
- I—実船試験のデータ
- II—計算値

の計算結果を A A N I I ( 北極・南極研究所 ) の試験用氷海再現水槽で実施した密接氷盤での水路測量船の模型試験のデータと比較した。この船の船体の形状は D/E 型 Lena 号および D/E 型 Amguema 号の船体線図形状と異なっているが、水槽試験の結果と式による計算値は実質上一致している。従って、式(8)は本格的氷海可航型輸送船の設計過程においてその水中耐航性を評価するのに適用することができる。

第3図から判かるように、密接氷域における船の運動に対する抵抗は係数  $\eta_1$  が小さくなるにつれて著しく増大する ( $\eta_1$  は船首端部の形状を特徴付ける角  $\alpha^\circ$  および  $\beta^\circ$  の関係である)。係数が小さい値 ( $\eta_1 < 1.0$ ) に対応する船体形状は平行部が発達し、垂線に対する船首材の傾斜角が大きくなく、船首部のフレーム構造が U 字形をなしているものである。このような場合には船の運動速度が増大するにつれて抵抗が特に急激に増加する。この結論に基づいて設計技術者は理論船体線図を作成する際して氷の抵抗が最小値になるような最適肋骨傾斜角  $\beta^\circ$  および最適水線水切角  $\alpha^\circ$  を選定することができる。

第3図  
さまざまな速度 ( $V_s$ )  
における碎氷型輸送船  
の純粹氷抵抗 ( $R_{pi}$ )  
と碎氷係数 ( $\eta_1$ ) との  
関係



### <文 献 >

- 1) Kashtelyan V. I., Poznyak I. I., Rivlin A. Ya., 船舶の運動に対する氷の抵抗。  
L., < Sudostroenie >, 1968
- 2) Nogid L. M., 相似理論と次元論. L., Sudpronigiz. 1959
- 3) Popov Yu. N., Rivlin A. Ya., 碎氷型輸送船の船首端部の線図形状について。< Problemi Arktiki i Anarktiki > Vol. 26, Gidrometeoizdat, 1967
- 4) Shimansky Yu. A., 船舶の耐氷性能に対する仮定標準,  
Tr. ANII. Vol. 130., L., Izd-vo Glavsevmorputi, 1938

## (2) 氷海内の船舶の操縦性の評価における確率論的手法の適用

D. E. kheisin

氷海可航型船および砕氷船の操縦性はさまざまな氷海条件のもとにおいて前進運動および旋回運動する能力によって特徴付けられる。その場合、船の操縦特性は主として船体と氷の相互作用によって決められる。この過程の基本的な特徴はそれがランダムな性質のものであることにあり、これは実際の氷盤が不均質であることおよび舷側と氷との力の接触がランダムであることに関連している。

外力の作用に関するこのランダムな性質については、今日迄のところ、計算手法の選定、実験式の決定、経験的係数の算出などに際してあまり明瞭な形ではなく考慮されていたにすぎない。船舶の氷海耐航性および操縦性の計算は通常の力学的計算方法に従って行なわれ、外部荷重の確率的性質については考慮されていなかった。

実際面からみればこのようなアプローチの仕方では単に平均値、例えば平均船速、突破すべき平均氷厚などが決められるだけである。もっと精密な解析を行なうためには、理想化された決定論的計算手法に統計的な解析を取り入れ、確率論的相関関係によって補充しなければならない。これは氷海耐航性および操縦性の問題に対して特に意味をもつ。即ちこの種の問題の解決は単に上述の如き諸平均値に依存するばかりでなく、諸外力の平均と乗偏差とその分散にも依存している。

本稿では、船体と氷の相互作用に関して確率論的解析法を適用できるモデルについて検討する。また氷海内における船舶の操縦性能の評価に関する実際面での重要な2つの課題、即ち(1)密接氷域における直線針路に従う船の運動の安定性に関する研究と(2)密接氷域において発動を伴なう運動を行なう場合の船の惰力走行距離のばらつきの決定、を例にして検討する。

### 1. 船体と氷の相互作用に関するモデル

氷海可航型船および砕氷船の歪み測定試験の結果から船体と氷の相互作用は離散的な確率過程として見做し得ることが明らかにされている。その場合、氷との接触領域において作用する衝撃パルス  $a_j$  は任意の時点  $t_j$  において確率座標  $x = x_j$  をもつ舷側領域に対して加えられる(第1図)

ここで摩擦力を無視すれば衝撃パルスは衝撃点において舷側に対する法線方向の向きをとると見做すことができる。いま、 $\ell(x)$ ,  $m(x)$ ,  $n(x)$  をそれぞれ上記法線の方向余弦とすれば、衝撲パルスのベクトルは下記のように表わされる。

$$\begin{pmatrix} a_{jx} \\ a_{jy} \\ a_{jz} \end{pmatrix} = a_j \begin{pmatrix} l(x_j) \\ m(x_j) \\ n(x_j) \end{pmatrix}$$

ここで衝撲パルス  $a_j$  の振幅は確率密度  $p_a(a)$  によって特徴付けられるランダムな値である。衝撲パルスとして可能な値の集合を  $\{^k a_j\}$  で表わすこととする。衝撲パルスのさまざまな成分に対する統計的期待値は  $k$  実現に従う平均化を施すことによって求められる。

衝撲パルスの  $x$  軸成分に対して次式が得られる。

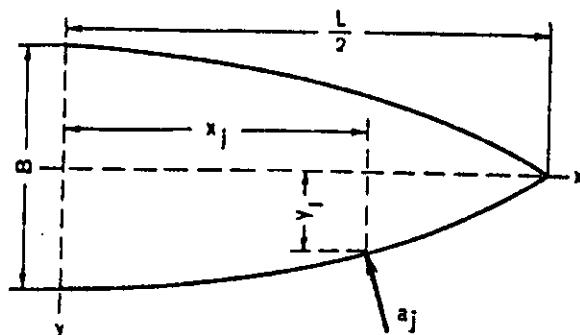
$$E_k[a_{jx}] = E_k[a_j] E[l(x_j)] = \bar{a}_2 \int l(x) dx, \quad (1)$$

ただし、 $\bar{a}$  一衝撲パルスの振幅の平均値

$p(x)$  一舷側上の座標  $x$  の点に対して衝撲が適中する確率密度。

$\Omega$  一積分領域

この積分は  $p(x) \neq 0$  および  $\ell(x) \neq 0$  である全ての場所の両舷に対して採られている。明らかに、衝撲パルスの  $y$  軸成分



第1図 船体と氷の相互作用図

の平均値は両舷が統計的に等価であり且つ対称である故に零に等しい。また乙軸成分は式(1)に類似の式から求められる。  
二次のモーメントは下記のように求められる。

$$E_k \left[ {}^k a_j x {}^k a_j y \right] = \begin{cases} \bar{a}^2 \left[ \int_a l(x) H(x) dx \right]^2 & (i \neq j \text{ のとき}) \\ \bar{a}^2 \int_a l^2(x) P(x) dx & (i = j \text{ のとき}) \end{cases} \quad (2)$$

氷板域を運動するとき、即ち氷の破壊が曲げによって生じない場合、衝撃パルス  $a_j$  の値はこの  $a_j$  が作用する点の確率座標  $x_j$  に依存すると見做すことができる。文献(7)および(8)に従えば下記が示される。

$$a_j = M^v \frac{l(x_j)}{C'(x_j)}$$

ただし、  
 $v$  一船速

$M$  一船の質量

$C'(x_j)$  一氷に打撃を加えるときの船の付加質量の係数

式(1)および式(2)はこの場合変化されるはずである。衝撃パルスの  $x$  軸成分の統計的期待値および分散はそれぞれ下記のよう求められる。

$$\begin{aligned} \bar{a}_x &= M^v \int \frac{l^2(x)}{C'(x)} p(x) dx, \\ C_a^2 &= M^2 v^2 \int \frac{l^4(x)}{C'(x)^2} p(x) dx - (\bar{a}_x)^2 \end{aligned} \quad (3)$$

整定運動状態においてはパルス  $a_j$  の確率変数列は定常確率過程であり、そこではパルスは時刻と無関係に作用する。このプロセスは時間  $\lambda$  内における衝撃パルスの一定の平均分布密度をもつボアソン過程であることが実験的に明らかにされている。

衝撃パルスは、原則として、ベル形の形状を有する。確率パラメータとして振幅のみを探るならば、各パルスの形状を持続時間  $\tau_0$  は第一近似においてそれぞれ一定であると見做される。

パルスの持続時間が短かいことを考えれば、これらのパルスは、例えば、 $t = t_j$  を除き全ての場所において零に等しいデルタ関係  $\delta = (t - t_j)$  を用いて表わすことができる。

衝撃パルス付加の局所的性質を考慮すればこのようなランダム過程の典型的な実現は下記のように表わされる。

$${}^k f(t, x) = \sum_{j=1}^N {}^k a_j \delta(t - t_j) \delta(x - x_j),$$

ただし、  
 $N$  一当該時間当たりのパルス数

船体と氷の相互作用に関するこのようなモデルが最初に適用されたのは密接氷域内を運動する場合の一般振動の研究に際してであった<sup>11)</sup>。氷海内における船舶の操縦性の評価に関する各種問題に対するこの種のモデルの適用例について以下で検討する。

氷中運動時の船体に作用する衝撃パルス  $a_j$  は固体の 6 階級の自由度に対応する変位を惹き起す。y 軸方向での変位と Z 軸に対する回転は船体の横すべりと針路ずれを決め、Z 軸方向での変位は垂直動揺を決め、x 軸に対する回転はローリング、y 軸に対する回転はピッキングをそれぞれ決め、衝撃パルスの x 軸成分は氷抵抗の大きさを決める。

もし運動方程式に回復力またはモーメントが含まれているならば、それぞれ対応する船体変位は強制ランダム振動の性質を帯びることになる。これらの方程式の右辺は衝撃パルス  $a_j$  の確率変数列の形で表わされる。

氷中運動時の船体変位の振幅(大きさ)は小さいので線形近似を用いることができる。従って、以下では各変位をそれ個別に検討することができる。

## 2. 密接氷域内を直線針路に従って運動する場合の安定性の評価

氷中運動時における船の針路ずれおよび横すべりは船体に作用する衝撃パルスの水平成分  $a_{j_x}$  および  $a_{j_y}$  によって惹き起されるものである。ここで、 $x$  軸方向における直線針路上の平面運動について検討する。この場合、固体としての船体の $Z$ 軸に対する回転は下記の微分方程式<sup>10</sup>によって求められる。

$$(J_z + \lambda_{ee}) \frac{d\dot{\psi}}{dt} + \lambda_{2e} \frac{du_2}{dt} + \lambda_{2e} u_1 \dot{\psi} = -(\lambda_{22} - \lambda_{11}) u_1 u_2 + M_z, \quad (4)$$

ただし、 $\dot{\psi}$  —  $Z$  軸に対する回転の角速度

$u_1, u_2$  — それぞれ  $x$  軸および  $y$  軸上に対する線速度の投影

$J_z$  —  $Z$  軸に対する船の質量の慣性モーメント

$M_z$  — 外力のモーメント

$\lambda_{11}, \lambda_{22}, \lambda_{2e}, \lambda_{ee}$  — それぞれ付加質量

整定運動状態において針路ずれが僅かである場合には船体の横すべりも僅かであり、その直線運動速度は一定である。即ち  $u_1 = v = \text{const.}, u_2 = 0$  と見做すことができる。その場合、氷に対する打撃の確率変数列によって惹き起される針路ずれについて下記の線形微分方程式が式(4)の代りに得られる。

$$(J_z + \lambda_{ee}) \frac{d\dot{\phi}}{dt} + \lambda_{2e} v \dot{\phi} = M_z$$

一般に、付加質量  $\lambda_{22}$  および  $\lambda_{ee}$  は船体線図形状を船体と同じ寸法の 3 軸橿円体として表す<sup>(9)</sup>、<sup>10</sup>ことによって近似的に求められる。 $Z$  軸に対する付加慣性モーメントは下記のように表わされる。

$$J_z + \lambda_{ee} = J_z (1 + n),$$

上式で係数  $n$  は文献<sup>10</sup>のグラフに従って  $L/B$  比および  $2T/B$  比（ただし  $T$  は吃水量）との関係で求められる。

$Z$  軸に対する横方向の付加質量の静的モーメントは近似的に次式から算出できる。

$$\lambda_{2e} = \int_L^L \lambda_{22}(x) \times dx,$$

上式において  $x = x_j, y = y_j$  の点に加えられた単独パルス  $a_j$ （第 1 図参照）によるモーメントは下記のようく表わされる

$$M_{zj} = a_j [1(x_j) y_j - m(x_j) x_j]. \quad (6)$$

ここで、充分に大きい時間間隔 ( $-T, T$ ) における定常運動状態について検討してみる。船体と氷の相互作用はボアソン過程であるから、時間間隔  $2T$  の間に  $N \approx 2T$  個の衝撃が船体に作用する。微分方程式(6)は下記の形に表わされる。

$$J_z (1+n) \frac{d\phi}{dt} + \lambda_{2e} v \dot{\phi} = \sum_{j=1}^N a_j(t) (1_j y_j - m_j x_j). \quad (7)$$

衝撃の統計的独立性および両舷の対称性から式(7)の右辺の統計的期待値は零に等しい ( $\bar{M}_z = 0$ )。各パルスの形状と持続時間  $a(t)$  を一定と見做せば、このような過程<sup>5)</sup>のパワースペクトルが下記のようく得られる。

$$S(\omega) = \frac{C_M^2 \tau_0^2}{\pi \tau_a} |g(\omega \tau_0)|^2, \quad (8)$$

ただし、 $\sigma_M^2$  — モーメント  $M_z$  の振幅の分散

$\tau_a \approx \lambda^{-1}$  — パルスとパルスとの間の時間間隔の平均長さ

$g(\omega \tau_0)$  — 単独振幅の単独パルスのフーリエ無次元スペクトル

衝撃の実形を長方形で近似させれば次式が得られる。

$$g(\omega \tau_0) = \frac{\sin \frac{\omega \tau_0}{2}}{\frac{\omega \tau_0}{2}}, \quad (9)$$

舷側上の座標  $x$  をもつ点に対する衝撃適中の確率密度を導入すれば下記のように分散が求まる。

$$c_M^2 = \bar{a}^2 \int_0^{\infty} (1/y - m_x)^2 p(x) dx. \quad (10)$$

この式(10)では積分は片方の舷側についてのみ採られている。

以上のようにして、問題はパワースペクトル(8)をもつ離散信号が入力として与えられる線形系(5)の解析に帰せられる。入力スペクトルを出力スペクトルとの関係についての既知の定理<sup>1)</sup> 従えば下記が得られる。

$$S_\phi(\omega) = |Y(i\omega)|^2 S(\omega).$$

ただし、 $Y(i\omega)$  周波数特性の同次方程式

$$Y(i\omega) = \frac{1}{\beta_{20} - i\omega} \quad (\text{ただし } \beta_{20} = \frac{\lambda_{20} v}{J_z (1+n)}.)$$

最終的にはスペクトル  $S_\phi$  は下記のようになる。

$$S_\phi = \frac{\lambda \sigma_M^2 \tau_0^2 |g(\omega \tau_0)|^2}{\pi J_z^2 (1+n)^2 (\omega^2 + \beta_{20}^2)} \quad (11)$$

出力過程のスペクトル(11)を全周波数範囲について積分すれば、直線針路からのランダムなずれの角速度の分散が得られる。パルスの形を長方形と見做せば下記が得られる。

$$\sigma_\phi^2 = \frac{\lambda \sigma_M^2}{v^2 \lambda_{20}^2} \left[ \tau_0 - \frac{1}{\beta_{20}} (1 - e^{-\tau_0 \beta_{20}}) \right].$$

一般に  $\tau_0 \beta_{20} \ll 1$  であることから下記が導き出される。

$$\sigma_\phi^2 = \frac{\lambda \sigma_M^2 \tau_0^2}{2 v \lambda_{20} J_z (1+n)}. \quad (12)$$

上式から判かるように、角速度の分散は船体の線図形状と氷に対する打撃のパラメーター（打撃の時間的長さ、振幅所与の点に対する適中確率、等々）に著しく左右される。直線進路からの偏差を表わす確率過程はボアソン過程であることが実験的に明らかになっている。従って、分散が与えられればこの過程の全てのパラメーターは完全に決められる。

直線針路上の運動の安定性に関する重要な特性の一つは単位時間当たりの平均の針路ずれ回数である。この値は正規過程の零点の数の統計的期待値に関する一般式から下記のように求めることができる。

$$N_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{\int_0^\infty \omega^2 S_\phi(\omega) d\omega}{\sigma_\phi^2}}^{1/2}$$

この式を式(11)と式(12)に代入し、積分すれば下記が得られる。

$$N_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2 \lambda_{20} v}{J_z (1+n) \tau_0}}. \quad (13)$$

さまざまな船舶の特性を比較対照することができるよう式(13)に分数 L/v を乗じることによってこの式を無次元式に変えておく。そうすれば下記の無次元の安定度基準が得られる。

$$K_N = \frac{N_0 L}{v} = \frac{L}{\pi} \sqrt{\frac{2 \lambda_{20}}{J_z (1+n) \tau_0 v}}. \quad (14)$$

明らかに、大きい  $K_N$  値は小さい安定度に対応している。相互打撃時間  $\tau_0$  は充分大きく、海水条件に僅かに依存するにすぎない。従って、船が充分に大きい速度をもって水中を運動するときの針路安定性は開水面における安定性とあまり相違しない。速度が低い場合には船の運動が不安定になる。

### 3. ランダムに不均質な氷域における船舶の惰力走行距離のばらつきに対する評価

船舶の惰力走行距離は技術上の重要な特性であり、船舶の対氷性能および氷中航行の安全性を左右する大きな要因である。この惰力走行距離の計算は船団内の諸船舶の運動の解析、即ち合理的船速の決定および碎氷船が船舶の周囲の碎氷作業を実施する際の安全距離の選定などのための解析に当って特に意味がある。実際上の観点からの最大関心事は慣性による走行（スクリューの推力は  $R_T = 0$ ）の場合および船がスクリューによって積極的に制動（減速）される逆転時の惰力走行（スクリューの推力は  $R_T = R_b$ ）の場合の問題である。

規則的な均質氷域（密接氷域および冰板域）における船の運動に関する理想化された場合に対してこの惰力走行距離の計算は氷中における船の運動に関する下記の微分方程式<sup>6)</sup>の数値積分によって行なわれる。

$$M \frac{d^2 v}{dt^2} + R(v) = R_T(v, n), \quad (9)$$

または時間に関する微分を除去して、次式により行なわれる。

$$M \frac{d^2 v}{dx^2} + R(v) = R_T(v, n). \quad (10)$$

上記の 2 つの式において

$M$ —水の付加質量を考慮した船の質量

$R(v)$ —船の運動に対する全抵抗（純粋な氷の抵抗と水の抵抗から成り立つ）

$R_T(v, n)$ —スクリューの総推力

$n$ —スクリューの回転数

抵抗力  $R(v)$  に関する経験式<sup>3)</sup>が得られたので微分方程式の数値積分が可能であった。

一般的な場合に下記のようになる。

$$R(v) = R_d + \alpha v + \beta v^2,$$

ただし、 $R_d$ —船速に依存しないいわゆる直接水抵抗

$\alpha, \beta$ —それぞれ経験的な抵抗係数

上記の  $R_d$ ,  $\alpha$  および  $\beta$  の各値は船体の形状と主要寸法に依存し、また密接氷域を運動する場合に氷の強度と厚さに依存し、または冰板域を運動する場合には氷塊の広がり、厚さおよび密接度に依存する。

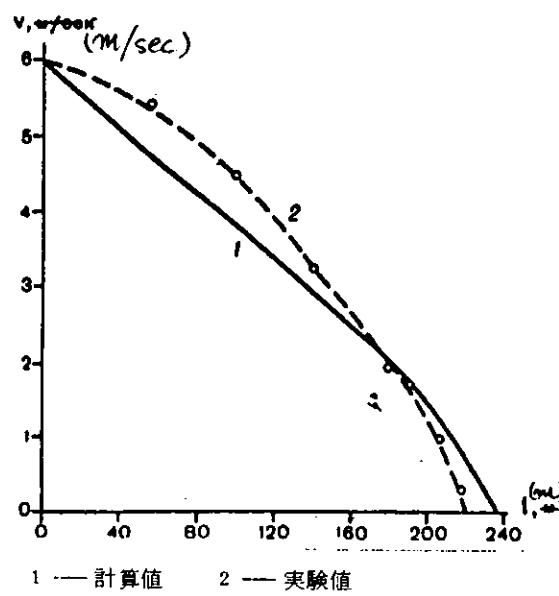
文献(6)に従う計算結果は実船試験のデータと満足すべき一致をみている（第 2 図）。

密接氷域における惰力走行距離は他の諸条件が同一のとき

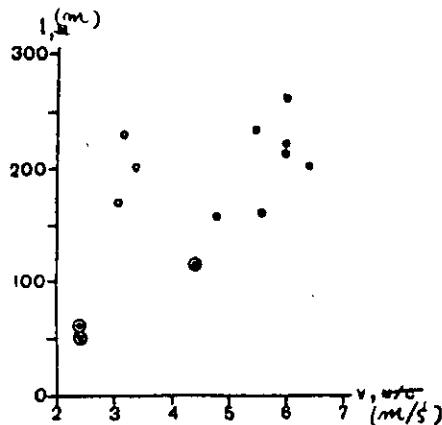
船の初速  $v_0$  と氷厚  $h$  に依存する（第 3 図）。第 3 図から明らかのように、平坦氷域においてすらも惰力走行距離の長さに著しいばらつきがみられる。

不均質な氷域においてはこの走行距離のばらつきは極めて大きい（第 4 図）。第 4 図の横軸は惰力走行距離  $\ell$  と船長  $L$  の比を取り、また縦軸には所与の  $\ell/L$  比区間に對応する惰力走行回数  $n$  と惰力走行の総数  $N$  の比を探ってある。

実氷海における惰力走行距離のばらつきは船体と氷の相互作用の過程のランダムな性質と結び付いている。船の運動に対する氷の抵抗は或る平均値に対してランダム状に変動する。これは氷の不均質性によても、また船体と氷の接触の不安定性によっても起こる。氷の抵抗力の平均値は平均化された海水条件および船体と氷の相互作用の平滑化された過程に對

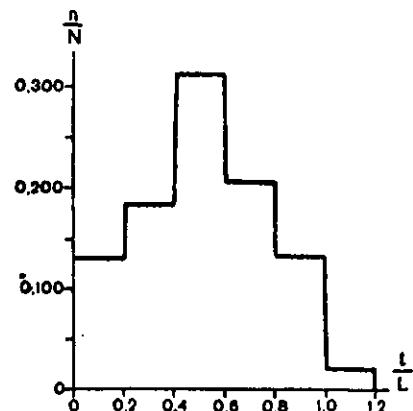


第 2 図 惰力走行時の船速と通過距離の関係



第3図 密接氷域内における港湾型砕氷船の慣性走行距離

● --- 25~30cm  
氷厚 ○ --- 17~29cm  
◎ --- 37~38cm



第4図 重い2年性氷域内でチャージング動作する大出力砕氷船の慣性走行距離のヒストグラム

応している。従って、式的によって求められる惰力走行距離はその可能値の集合についての平均値であると見做されるべきである。

強度と厚さについてランダムに不均質な氷域においては係数 $\alpha$ および $\beta$ ならびに直接水抵抗 $R_d$ は走行路、即ち座標 $x$ のランダムな関数となる。船速 $v$ および求むべき惰力走行距離 $\ell$ もまたランダムな関数となる。

低速で運動する場合の慣性走行( $R_T = 0$ )について検討してみる。この場合には抵抗の二次の成分を無視することができる。即ち

$$Mv \frac{dv}{dx} + \alpha v = -R_d(x) \quad 07$$

式07の右辺は走行路のランダムな関数である。係数 $\alpha$ は一定と見做す。ただし、この $\alpha$ 値については現在のところ何んらの統計データも得られていない。

式07の右辺において直接水抵抗力の平均値 $\bar{R}_d$ を探るならば、変数を分解することによって、下記の積分を得る。

$$l_0 = \int_0^{v_0} \frac{Mv dv}{\bar{R}_d + \alpha v}. \quad 08$$

積分した後に下記が得られる。

$$l_0 = \frac{M}{\alpha} \left[ v_0 - \frac{\bar{R}_d}{\alpha} \ln \left( 1 + \frac{\alpha v_0}{\bar{R}_d} \right) \right] \quad 08$$

ここで、 $\alpha v_0 \ll \bar{R}_d$  と見做す。これは氷板より成る密接氷域および密氷域において低速運動する際にみられる状態である。対数を級数に分解する際に第3項以下の全ての項を無視すれば下記が得られる。

$$l_0 = \frac{M v_0^2}{2 \bar{R}_d} \quad 09$$

惰力走行距離を表わすこの式は抵抗の全ての速度成分を一齊に無視するならば得ることができる。その場合 下記のようになる

$$Mv \frac{dv}{dx} = -R_d(x)$$

この式を初期の状態 ( $x = 0, v = v_0$ ) から停止 ( $x = \ell, v = 0$ ) まで積分すれば、下記が得られる。

$$\frac{M v_0^2}{2} = \int_0^l R_d(x) dx$$

20

初速  $v_0$  は所与の値と見做される。エネルギー保存の法則を表わす式⑩は根が或る分布をもっているランダムな独立変数をもつ関数方程式として見做すことができる。この式の特徴はランダムな関数  $R_d$  からの積分（ランダムな距離  $\ell$  の区間において採られた積分）が不変にとどまることにある。

慣性走行距離の平均値  $\bar{\ell} = \ell$  は式⑨によって求められる。慣性走行距離のばらつきを評価するためには、氷の抵抗力の統計的特性を所与のものと見做して、これらばらつきの分散を求めることが必要である。船体と氷の相互作用過程の離散的な性質から出発して、氷の抵抗は成る短かい走行路区間  $\Delta x_j = x_{j+1} - x_j$  においては一定にとどまるが、跳躍的に変化すると見做す、即ち

$$k R_d(x) = k R_{d,p,j} \quad (x_j \leq x < x_{j+1}, \text{ のとき})$$

氷盤は統計的に均質で且つ等方であると見做す。その場合には過程  $k R_d(x)$  もまた統計的に均質で且つエルゴーデックであると見做させる。この場合  $k$  実現についての平均化はインデックス  $j$  に依存しない。換言すれば平均値は  $\Delta x_j$  のうちの任意の区間に對して下記のようになる。

$$E_k \{ k R_{d,p,j}(x_j) \} = \bar{R}_d$$

確率変数  $R_{d,p,j}$  が独立であるため、二次モーメントは下記のように計算される。

$$E_k \{ k R_{d,p,i} k R_{d,p,j} \} = \begin{cases} (\bar{R}_d)^2 & (i \neq j \text{ のとき}) \\ \bar{R}_d^2 & (i = j \text{ のとき}) \end{cases}$$

分散の定義に従えば下記のようになる。

$$\sigma_R^2 = \bar{R}_d^2 - (\bar{R}_d)^2$$

直接水抵抗の平均値  $\bar{R}_d$  および分散  $\sigma_R^2$  は問題の入力パラメータであり、いろいろな方法によってこれらを与えることができる。

統計的に均質な氷域を運動する場合、区間  $\ell$  における直接抵抗力  $R_d$  の変化の確率、即ち区間  $\ell$  内にあれこれの跳躍数が適中する確率はこの区間の長さにのみ依存する。換言すれば、跳躍のランダムな分布は単位長さ当たり、同一の密度  $\lambda$  を有する。更に、跳躍は  $x$  軸に沿って互に無関係に分布しており、實際上一致していない。この場合に、区間  $\ell$  上の跳躍の数はパラメータ  $\lambda \ell$  をもつボアソンの法則<sup>2)</sup>に従って分布する。線分  $\ell$  上の跳躍の適中確率は次式で求められる。

$$P_\nu = \frac{(\lambda \ell)^\nu}{\nu!} e^{-\lambda \ell}$$

相隣接する跳躍間の区間  $\Delta x$  の長さは下記の確率密度<sup>2)</sup>をもつ指數法則に従って分布している。

$$P(\Delta x) = \lambda \ell^{-1} e^{-\lambda \Delta x}.$$

$\Delta x$  の統計的期待値および分散は下記のよう得られる。

$$E\{\Delta x_j\} = \lambda^{-1}; \quad D\{\Delta x_j\} = \lambda^{-2}.$$

更に、下記のように表現することにする。

$$\Delta R = R_d(x) - \bar{R}_d; \quad \Delta l = l - l_0. \quad (1)$$

明らかに、 $\Delta R = 0$  および  $D\{\Delta R\} = \sigma_R^2$  となる。偏差  $\Delta l$  の平均値は零であり、 $\Delta l^2$  の分散が求めるべき値である。

式⑨を用い、且つ式(1)を考慮することにより、式⑩を下記のように変形する。

$$-\bar{R}_d \Delta l = \int_0^{l_0 + \Delta l} \Delta R dx \quad (2)$$

式(22)の両辺の分散を求める。その際、右辺の積分を確率変数の乱数の総和として見做す。即ち、

$$(\bar{R}_d)^2 D\{\Delta I\} = D \left\{ \sum_{j=1}^{\nu} \Delta R_j \Delta x_j \right\}.$$

ここで、充分に大きい区間  $\ell$  に対しては乱数は  $v \approx \lambda \ell$  である。

乱数  $v$  に依存しない確率変数  $\Delta R_j \Delta x_j$  の乱数  $v$  の総和の分散については下記が得られる。<sup>5)</sup>

$$D \left\{ \sum_{j=1}^{\nu} \Delta R_j \Delta x_j \right\} = D\{\Delta R\} D\{\Delta x\} E\{v\} + D\{v\} (E\{\Delta R_j \Delta x_j\})^2.$$

$\Delta R_j$  および  $\Delta x_j$  の値は統計的に独立であり、且つ  $\Delta R = 0$  である限りにおいて、上式の第2項は零に等しい。また第1項においては、明らかに、下記のようになる。

$$E\{v\} = E\{\lambda(l_0 + \Delta I)\} = \lambda l_0.$$

以上のような場合に平均の惰力走行距離からの平均2乗偏差が下記のように得られる。

$$\sigma_{\Delta I}^2 = \overline{\Delta I^2} = \frac{l_0}{\lambda} \frac{\sigma_R^2}{(\bar{R}_d)^2} \quad (23)$$

直接氷抵抗を決定する外的な氷の力の振幅は、しばしば、Rayleighの法則に従って分布しているものと見做すことができる。その場合、統計的期待値と分散は下記の関係にある。

$$\bar{R}_d = \sigma_R \sqrt{\frac{\pi}{2}},$$

このことは直ちに測定試験データの統計的解析に際して或る程度裏付けられている。

以上のようにして下記が得られる。

$$\sigma_{\Delta I} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{l_0}{\lambda} \quad (24)$$

惰力走行距離  $\ell$  の分散法則の形は、

$$I = \sum_{j=1}^k \Delta x_j.$$

であることを考慮して評価することができる。

増分  $\Delta x_j$  は独立値であるから、区間数  $\nu$  が増加するとき  $\ell$  の分布法則は中心極限定理に基づき正規分布にならうとする傾向をもつ。この場合、走行距離が平均値から  $\Delta I$  だけ両側にずれる確率は次式に従って求められる。

$$P(|I - l_0| < \Delta I) = 2 \phi^*(\frac{\Delta I}{\sigma_{\Delta I}}) - 1,$$

上式で関数  $\phi^*$  は分散に関する正規関数<sup>2)</sup>である。

所与のレベル  $\Delta I$  を超過する確率は下記のようになる。

$$P(|I - l_0| \geq \Delta I) = 2 \left[ 1 - \phi^*\left(\frac{\Delta I}{\sigma_{\Delta I}}\right) \right].$$

確率変数の正規分布については全ての散乱は実際上記の区間にプロットされる。

$$l_0 \pm 3\sigma_{\Delta I} = l_0 \pm 3 \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{l_0}{\lambda}. \quad (25)$$

この場合、下記のようになる。

$$D(|I - l_0| \geq 3\sigma_{\Delta I}) = 0.0028$$

即ち、レベル $\Delta \ell = 3 \sigma_{\Delta \ell}$ を超過する確率は小さい(～0.3%)。レベル $\Delta \ell = 2 \sigma_{\Delta \ell}$ を超過する確率もまた低い(4.56%)。

ランダムな偏差 $\xi = \Delta \ell / \ell_0$ を正規化することによって下記が得られる。

$$\sigma_{\xi} = \sqrt{\frac{2}{\pi \lambda \ell_0}} \quad (26)$$

式(24)と式(26)を比較すれば、惰力走行距離のばらつきの絶対値は平均値 $\ell_0$ の増大に伴ない増大するが、ばらつきの相対値は減衰することが指摘できる。また数 $\lambda$ が増大するときには走行距離のばらつきの絶対値と相対値が低下する。密接氷域を運動する場合に対するこの値の評価は船首端部によって破碎される第1列の扇形氷塊群の大きさに基づいて行なうことができる。これらの扇形氷塊の長さは氷厚および船首形状に依存しているが通常3～5mである。氷板域においては平均密度 $\lambda$ は氷塊の平均的な大きさに逆比例する。小氷板域においては $r \sim 1.0$ mであり、従って $\lambda \sim 0.1 \text{ m}^{-1}$ となる。以上のように、惰力走行距離のばらつきは密接氷域よりも氷板域の方が大きい。

ここで、 $\ell_0 = 200 \text{ m}^{-1}$ ,  $\lambda = 0.3$ の場合について惰力走行距離のばらつきの大きさを評価してみる。式(25)から下記が得られる。

$$l_0 \pm 3\sigma_{\Delta l} = (200 \pm 60), \quad (\text{m})$$

即ち、惰力走行距離は充分に広い範囲140～260mに亘って分布している。このように大きいばらつきは実際の氷域において、平坦な軟氷域を運動する場合にすら、認められている(第3図参照)。

制動を伴なう惰力走行距離について検討する場合には式(19)の右辺にスクリューの後進推力 $R_b$ (惰力走行の間は一定値)を含ませなければならない。即ち、

$$M v \frac{dv}{dx} + \alpha v = -R_b - R_d(x).$$

この場合の問題の解き進め方は変わらないが、最終的に得られる式に補正を施す必要がある。例えば、平均走行距離 $\ell_0$ は下記のようになる。

$$l_0 = \frac{M v_0^2}{(2R_d + R_b)},$$

一方、 $\ell_0$ に対する平均2乗偏差は下記となる。

$$\sigma_{\Delta l}^2 = \frac{b}{\lambda} \frac{2}{\pi} \frac{(\bar{R}_d)^2}{(\bar{R}_d + R_p)^2},$$

即ち、後進推力の存在は平均走行距離およびそのばらつきを著しく減少させる。

以上で得られた諸関係式を実際に適用するに当っては、これらの式は充分に大きい走行距離 $\ell_0$ に対してのみ(または氷厚が小さいか或いは惰力走行の初速が大きい場合に対して)成立するものであることを銘記しておくべきである。初速が大きい場合には抵抗の速度成分は直接氷抵抗と同じオーダの値となる。

ここで1例として氷厚20cmの密接氷域における排水量2700tの港湾型砕氷船の運動について検討してみる。船速5Ktで運動するときの直接氷抵抗 $R_d$ は4.45tとなり、速度成分は水の抵抗を含めて1.2tとなる。この砕氷船の平均の惰力走行距離 $\ell_0$ は式(19)から求めれば220mとなるが、式(19)をグラフ上で積分する方法で求めた惰力走行距離 $\ell_B$ は90mとなる。実際には、平均氷厚が与えられると全ての抵抗成分を加味して平均惰力走行距離の値を求めることができ、それから式(24)に従ってその平均2乗偏差を求めることができる。ただし、その際に $\lambda = 0.2 \sim 0.3$ と見做して計算する。

以上の検討から次の結論を下すことができる。

- (1) 本稿で提示した確率モデルにおいては船体と氷との相互作用の過程は氷との接触領域に作用する統計的に独立な衝撃

バルスの離散的確率変数列として見做される。

- (2) 氷中の直線針路における船の運動の安定性の解析に際しこの確率モデルを適用すれば針路からの偏差の分散を評価することができ、また単位時間当たりの平均針路ずれ回数を求めることができる。
- (3) ランダムに不均質な氷域における船の慣力走行距離のばらつきを評価するのに確率論的手法を適用すれば慣力走行距離の平均値からの偏差の確率を求めることができる。

< 文 献 >

- 1) Bendat D.T., ランダムノイズの基礎理論とその応用。  
M., < Nauka >, (1965)
- 2) Ventis et E.S., 確率論, M., < Nauka >, (1969)
- 3) Kashtelyan V.I., Poznyak I.I., Rivlin A.Ya., 船舶の運動に対する氷の抵抗。  
L., < Sudostroenie >, (1968)
- 4) Kudryavtseva N.A., 傾斜船の水面下部分の断面に作用する慣性的性質の力とモーメント。Tr, VNITOS  
Vol. VII, № 2, (1957)
- 5) Levin B.R., 統計的無線工学の理論的基礎。第1巻。 M., < Sovetskoe Radio >, (1969)
- 6) Petrov E.Yu., Kheisin P.E., 氷海を航行する船舶の慣性特性の計算。ゴーリキー工科大学(造船工学科)  
第XIV回科学技術会議報告, (1967)
- 7) Popov Yu. N., 氷塊に対する船体による打撃の問題について。レニングラード造船工学研究所報告。  
№ XV, (1955)
- 8) Popov Ya. N., Faddeev O.V., Kheisin D.E., Yakovlev A.A., 氷海を航行する船舶の強度。  
L., < Sudostroenie >, (1967)
- 9) Riman I.S., Kreps R.L., さまざまな形状の物体に対する付加質量。Tr TsAGI, № 635 (1947)
- 10) Fedrevsky K.K., Soborev G.V., 船舶の操縦性。 L., < Sudpromgiz > (1963)
- 11) Kheisin D.E., 密接氷域を運動する場合の船体の一般的振動。 Sudostroenie № 9 (1970)

### (3) 氷中ににおける砕氷船の非定常運動の慣性特性に関する研究

A.Ya.Rivlin, T. Kh. Tegkaeva

砕氷船は氷海内において頻繁に速度や運動方向を変えたり、停止したりしなければならないので砕氷船の非定常運動時の動作を特徴付ける諸パラメータを求めるることは重要な実際的意味を持っている。このような操船が最も頻繁に行なわれるものはチャージング動作時と氷中にはまり込んだ船舶の周囲の砕氷作業を行なう場合である。

ここでは、船が直線運動する場合の速度および方向の変化についてのみ検討する。この目的に対しては開水面における船の慣性の評価に採用されていると同様な特性、即ち一連の標準的な操船——<停止>（推進機の運転状態を全速前進からストップに変更）、<制動>（全速前進から全速後進へ）および<発動>（ストップから全速前進へ）——を遂行するのに必要とされる走行距離と走行時間を用いる。ここで特に興味の有る運動は連続進行によって突破できる限界氷厚を越える厚さをもつ氷盤へ砕氷船が突入した後の運動である。この運動過程は砕氷船が氷盤に突入してから完全に停船するまでの全出力で通過した走行距離と走行時間の長さによって評価される。

氷中の船舶の非定常運動の特性について D.E.Kheisin および E.Yu.Petrov<sup>1)</sup>によって確立された計算式は船の運動に関する下記の微分方程式の解析に基づくものである。

$$\frac{\Delta}{g} (1 + \lambda) \frac{dv}{dt} = \bar{T}(v) - R_i(v) \quad (1)$$

ここで相対座標  $\zeta = \frac{x}{L}$  および相対速度  $F_n = \frac{v}{\sqrt{gL}}$  を採用すれば上式は下記のように表わされる。

$$\Delta (1 + \lambda) F_n \frac{dF_n}{d\zeta} = \bar{T}(F_n) - R_i(F_n) \quad (2)$$

ただし、  
△—船の重量排水量

L—船の長さ

$\lambda$ —付加質量の係数

v—船の運動速度

$R_i$ —船の運動に対する全水抵抗

$\bar{T}$ —スクリューの総推力

g—重力の加速度

ここで検討の対象とする運動過程が準定常状態であると仮定すれば、式(1)および式(2)の右辺に含まれている抵抗  $R_i$  は定常運動に対する既知の手法（解析法および実験法）を用いて求めることができ、またスクリューの推力は保留運動状態における推力  $\bar{T}_m$  に等しい一定値と見做すことができる。このような仮定は砕氷船が連続進行運動するときチャージング運動するときとで船体と氷との相互作用の性質が同一であることを意味する。準定常性を考慮することにより式(1)および(2)の各右辺を一般的な形では下記のように表わすことができる。

$$\bar{T}(F_n) - R_i(F_n) = \bar{T}_m - R_d - c_1 F_n - c_2 F_n^2 \quad (3)$$

ただし、  
 $R_d$ —実際上速度に依存しない直接的な氷の抵抗

$c_1$  と  $c_2$ —それぞれ一定の係数

この場合、式(1)および式(2)は分離変数をもつ1位の非線形微分方程式に導かれる。これらの方程式は任意の既知の手法、特にオイラーのグラフ解法<sup>1)</sup>によって解くことができる。

上述の非定常過程の特性を求める最終的な計算式を得ることはあまり困難ではない。方程式(1)および(2)の一般解をそれぞれ対応する初期条件にあてはめることによって、砕氷船が停止するときの走行距離を計算するための式が下記のように得られる。

$$\frac{dF_n}{d\zeta} = \frac{R_i(F_n)}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (4)$$

砕氷線が発進する場合および突入後水中で運動する場合の走行距離は次式( $\bar{T}_m$ の前の符号を考慮して)から求めることができる。

$$\frac{dF_n}{d\zeta} = \frac{R_i(F_n) \pm \bar{T}_m}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (5)$$

制動時の走行距離の基本部分はスクリューが後進運動する時間に相当しているが、この距離は次式から求められる。

$$\frac{dF_n}{d\zeta} = \frac{R_i(F_n) + \bar{T}_b}{\Delta(1+\lambda)F_n} \quad (6)$$

この基本部分の走行距離にスクリューの逆転が行なわれる間の時間に対応する走行区間を付加する必要がある。これは別個に式(2)に従って考慮される。上記の諸式を導き出す際に比較的粗い仮定を探ったので、これらの実際面への適用は綿密な実験的検証なしには推奨できない。さまざまな氷海条件における砕氷船の実船試験で蓄積されたデータおよび得られた計算値からこのような検証が可能となる(第1表)。

第1表 氷中における砕氷船の走行距離の計算値

氷の特性 速度 $v_0$ (kt)	Moskva号												Vasili Pronchishchev号															
	停 止				制 動				突入後の運動				発 動		停 止				制 動				突入後の運動				発 動	
	2	5	8	10	14	2	5	8	10	5	8	10	14	0	0	2	5	8	10	2	5	8	10	5	8	10	0	0
(密接氷)																												
氷厚m																												
0.20																37	89	158	197	10	30	61	85					
0.30																20	55	95	130	6	25	48	68					220
0.40																10	31	50		5	18	36						
0.50																7	22			4	14						80	
0.60																6				3								
0.70	9	45	95	133		7	28	59	84																			
0.80																												
0.90																												
1.00	6	31	63			5	22	44																				
1.20	4	22				2	17									196												
1.40																												
1.50			36	55	95	13				49	97	126	180															
2.00			22	33	59				14	34	49	86																
2.50			14	22	41				8	19	28	51																
(天然砕氷)																												
密接度級																												
6	310	760	1060	1240		15	67	110	160											56	171	260	290	10	36	69	91	
8	70	210	390	510		13	48	99	138											16	60	104	135	8	26	52	68	
10	23	100	225	310		10	37	87	125											8	34	65	84	6	20	39	52	
(氷路内の小氷板)																												
8 級	13	69	158	240		8	37	78	116											8	42	88	123	6	22	49	68	

実地観測から砕氷船が上記の諸運動を実施する場合の運動の特性および船体と氷との相互作用の様相は砕氷船が一定速度で氷中を連続進行する場合にみられるものと基本的に異なっていないことが明らかにされている。このことはここで検討した諸運動過程を準定常過程と見做した仮定の正しさを間接的に裏付けている。Moskva級, Vasili Pronchishchev級およびVolga級の諸砕氷船の実船試験の結果は停止, 制動, 発動および突入後の運動について行なわれた計算の結果と良く一致している(第1図)。

非定常運動の特性に対して影響を与えるものは氷盤の特性と船の諸要素である。そのうちで最も大きな意味をもつものは氷盤の種類(密接氷, 小氷板など), 氷厚および圧縮度である。氷中における停止, 制動および発動時の走行距離の絶対値

は、原則として、開水面におけるそれよりも著しく小さい(第2図)。

非定常運動の特性に重大な影響を及ぼす因子は計算式に含まれている速度 $v_0$  (第3図)と排水量△ (第4図)、また船体の主要寸法、線図形状の係数などである。これらは氷の抵抗を求める式に含まれているものである。<sup>2)</sup>

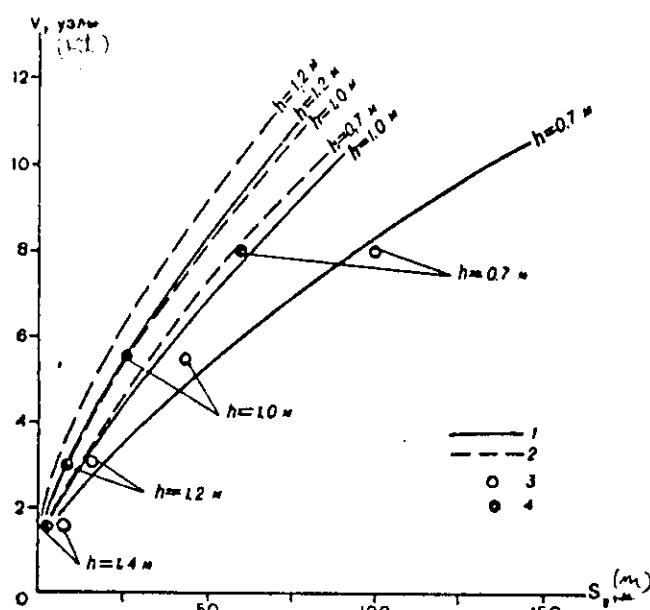
発動時、制動時および突入後の水中運動においてはスクリューの推力の大きさが大きな意味をもつ。

式(4)および(6)ならびに計算結果の解析から、平坦な密接氷域において砕氷船が停止および制動するときの走行距離の長さは、概して、砕氷船の排水量に単位値よりも若干小さいべきで比例することが判明している。

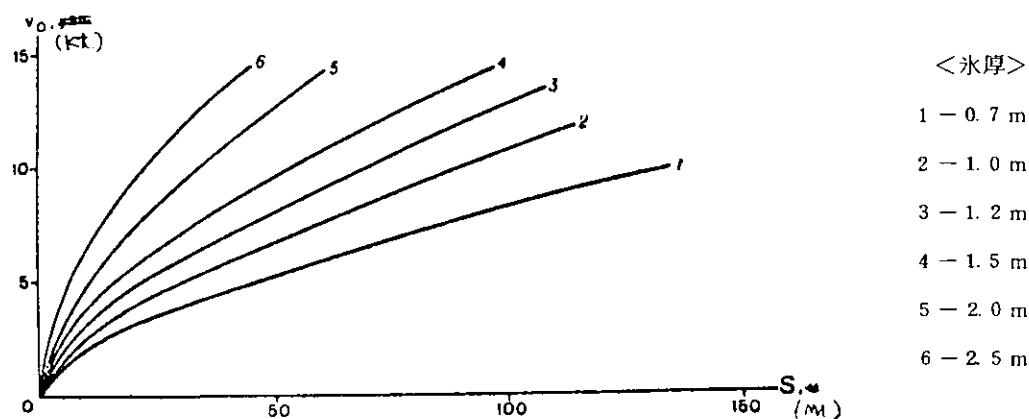
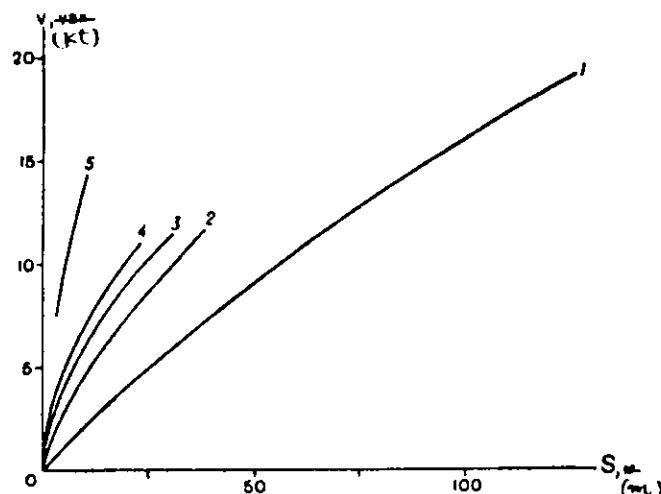
終りに次のことを指適しておく、即ち、氷中における砕氷船の非定常運動の特性に対して本稿で提示した計算方法は充分に信頼できるものであり、広く一般に採用することが可能である。また、このような非定常過程に対する更に精密な解析式を得るためにには、砕氷船の推進機の逆転時または停止(または発動時の運動開始)に先行する時点における氷の抵抗およびスクリューの推力の変化特性を詳細に研究する必要がある。

1 - 開水面、2 - 天然小氷板域(密接度1.0級)、3 - 砕氷船通過後の水路内の小氷板域( $h = 1.5 \text{ m}$ )、4 - 圧縮度2級のとき同じ砕氷船で開通された水路内の小氷板域、5 - 厚さ1.5mの密接氷域

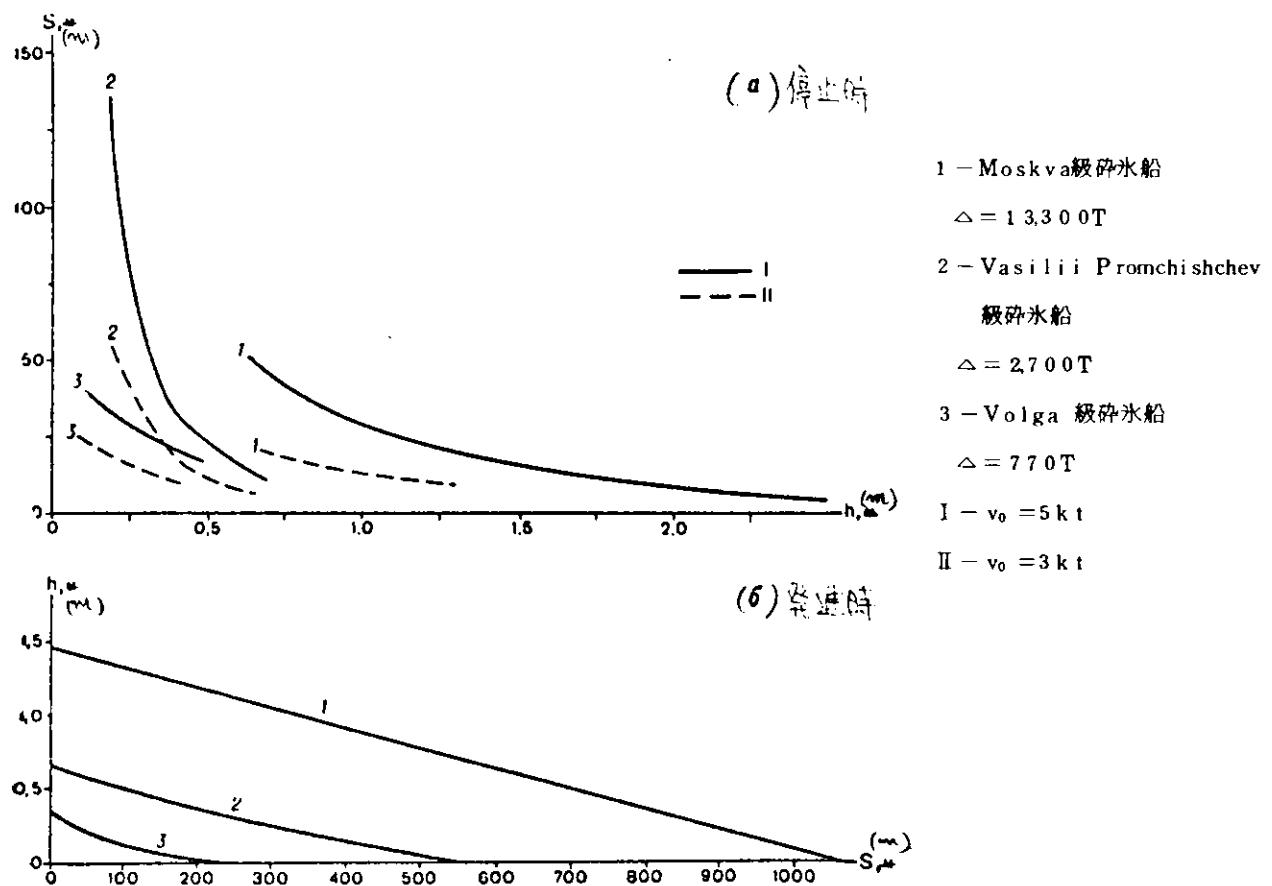
第2図 大型砕氷船の停止時における走行距離の計算値



第1図 密接氷域における大型砕氷船の停止時(13)および逆転時(24)の走行距離( $S_B$ )の計算値(曲線)と実測値(点)



第3図 さまざまな氷厚の密接氷域における大型砕氷船の停止時の初速( $v_0$ )と走行距離( $S$ )の関係



第4図 平垣密接水域における各種砕氷船の走行距離

<文 献>

- 1) Petrov E.Yu., Kheisin D.E., 氷域を航行する船舶の慣性特性の計算, ゴーリキー工科大学(造船学部)第14回科学技術会議報告, 1967
- 2) Kashtelyan V.I., Poznyak I.I., Rivlin A.Ya., 船舶の運動に対する氷の抵抗。L., < Sudostroenie> 1918

#### (4) 碎氷船の氷中膠着

Yu. N. Popov, V. I. Kashtelyan

通常、碎氷船の氷中膠着は定着氷域内を運動するとき、特に氷盤中の重い氷丘氷域でチャージング動作を行なうときに認められる。碎氷船の膠着はその誘導を受けている輸送船の停止に連なり、従ってまた、非生産的な燃料消費、動力の損失（スクリューの逆転運動を繰返して運動再開を試みる時間の間における）を招く。

現在までのところ、碎氷船の氷中膠着に関する理論的、実験的研究は必ずしも充分に行なわれてきていません。船舶の氷中航行経験に関する我が国の文献<sup>1, 3, 5)</sup>においては氷中膠着状態から碎氷船を脱出させるための諸システムおよび各種離脱手段に関する一般的な知見が示されているにすぎない。氷中に膠着した船を強制動搖させる問題の研究<sup>4)</sup>は一定の注目を受けるに値する。諸外国ではこの問題に大きな関心が払われている<sup>6~8)</sup>。しかし今迄のところ諸外国においても何んらかの充分に完全な研究成果はまだ発表されていない。

碎氷船が氷中に膠着するとき、通常、船体の浮上が起きる。観察によれば最も苛酷な膠着は船体中央部分（船体中央より若干船首寄りの部分）が氷と2つの接触領域（各舷側に1カ所ずつ）を形成して膠着する場合である。また比較的希れではあるが氷との接触領域を3つ（船体中央部分に2つ、船首部分に1つ）形成することもある。更にまた船首とその付近の舷側のみによって膠着が起きる場合もあり得る。氷板域における船舶の膠着に際しては時として船体浮上が認められないこともある。

氷中膠着した碎氷船が運動を再開するためには、船体と氷との接触領域に生じる静止摩擦の力を克服することが要求される。

この静止摩擦の力はバラストの排出により、即ち垂直反力を引下げることにより、つまり静止摩擦を動的摩擦に移行させることに有利な条件を作り出すことによって、低減させることができる。このような条件はバラストの移送、即ちヒーリングおよびトリミングモーメントを加えることにより作り出すことができ、これにより氷盤に対して船体を回転させることができる。氷盤縁の部分的な破碎と圧壊も船の離脱に役立つが、これはバラスト水の注入またはタンクからタンクへのバラストの移送によって達成することができる。

膠着状態から離脱するための主要な手段は下記の通りである。

- (a) スクリューの後進運動
- (b) ヒーリングシステムの採用
- (c) 舵の切替えおよび舷側スクリューの逆転運動
- (d) トリミングシステムの採用

碎氷船の氷中膠着問題は多数の複雑な要因が関与しているので甚だ簡単でなく、厳密な解析を行なうことが困難である。この複雑な氷中膠着現象について最近 AANII（北極・南極研究所）は広範な理論的研究を実施し、膠着した碎氷船の船体に加わる力の作用状態を解析し、各種の離脱手段の適用効果の定量評価を試みた。この研究への参加者は M. A. Ignat'ev, E. I. Petrov, D. E. Kheisin, V. I. Kashtelyan および Yu. N. Popov であった。

本稿では、AANIIによる理論研究の結果を紹介し、膠着条件および膠着時に生じる諸力に関する問題を検討し、また氷中膠着から碎氷船を離脱させるための諸手段の適用性に対する理論的検討の結果を示す。

##### 1) 碎氷船の氷中膠着条件

厳しい海水条件のもとでチャージング動作するとき碎氷船は氷盤の一部を破壊する過程で自己の運動エネルギーを失ない運動速度が低下して行く。この状態が更に進めば、未破壊の氷盤と接触したとき舷側がこれを曲げによって破壊することができなくなる。そこで氷の盛んな圧壊と細分割が開始されるが、それには碎氷船の運動エネルギーの大部分が費やされる。船体の浮上量が顕著に増大し、また摩擦力も増大する。最後には、スクリューの推力が氷の抵抗を克服するのに不

充分となって砕氷船が停止する結果となる。この場合に下記の2つの状況が考えられる。

- (a) 氷の側から船体に作用する垂直反力のうちの縦成分が摩擦力を越える場合。この場合には砕氷船の膠着は起きない。  
(b) 反力が摩擦力を越えられない場合。この場合には砕氷船は膠着する。後進して離脱するためにはスクリューを後進回転させる必要があるが、それでもなお不十分ならば何んらかの別の離脱手段に頼る必要がある。

氷中膠着時には一般に船体の浮上(即ち平均吃水の減少)が起き、また船尾トリムが増大する。この船体浮上量は主として船体の線図形状と膠着前の船速に依存しており、1mに達することもある。トリムが2~25°を越える場合は希れであり、理論的検討に当ってこれを無視することができる。

砕氷船の氷中膠着が起きる場合として、下記の2つのケースについて検討してみる。

- (1) 船首に極く近接した舷側部分において氷との接触領域を1つ形成して膠着する場合。  
(2) 氷との接触領域を各舷対称に1つずつ形成して膠着する場合。

ここで下記の諸量を導入する。

Q - 船体浮上の結果生じる損失浮力

N - 各舷側から作用する船体に対する氷の垂直反力

F - 外板に対して接線方向の向きをもつ摩擦力

f - 外板に接触する氷の静止摩擦係数

α - 接触領域における水線に対する接線と船体中心線面とで成す角

β' - 接触領域における垂線に対する舷側の傾斜角

β - 垂線に対するフレームの傾斜角(\*1)

τ - 接触領域におけるバトックラインに対する接觸と水平線とで成す角(\*2)

φ - 水平線に対する船首の傾斜角

ℓ, m, n - 法線の方向とそれぞれ座標軸x, y, zとで成す角。

座標は次のように選定した。即ちx軸は船体中心線面を通る水線上に位置し、船首方向の向きをもち、y軸は船体中央横断面上に位置し、右舷方向の向きをもち、z軸は原点から垂直に上向きに位置するようにした。船首によって膠着するとき(第1図)船体に作用する力を船首材の方向および、それと垂直な方向に投影すれば、それぞれ次式が得られる。

$$2F - Q \sin \varphi = 0$$

$$2N \sin m - Q \cos \varphi = 0$$

ここから、船首による膠着に対して下記の条件が得られる。

$$f \triangleq \sin m \tan \varphi = \tan \varphi \cos \alpha \frac{\sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}{\sqrt{1 + \cos^2 \alpha \tan^2 \beta}} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

次に、両舷により膠着が起きるときの条件を求める。この目的のために、垂直方向の向きをもつ損失浮力Q、2つの垂直反力Nおよび2つの摩擦力Fが作用しているもとでの砕氷船の力の平衡について検討してみる。摩擦力の方向は砕氷船の運動を後進運動と見做すことによって決めることができる。若干の専門家の見解では摩擦力の方向は船体と氷との接触領域におけるバトックラインに対する接線の方向をもつと見做され、また別の専門家は水線に対する接線の方向をもつと見做している。砕氷船に対しx軸上に加えられた力を投影すれば、上記の2つのケースに対しそれぞれ膠着に必要な条件

(\*1) - 角βとβ'の関係は  $\frac{\tan \beta'}{\tan \beta} = \cos z$

(\*2) - 角α, βおよびτの関係は  $\tan \alpha = \tan \tau \tan \beta$

が下記のように得られる。

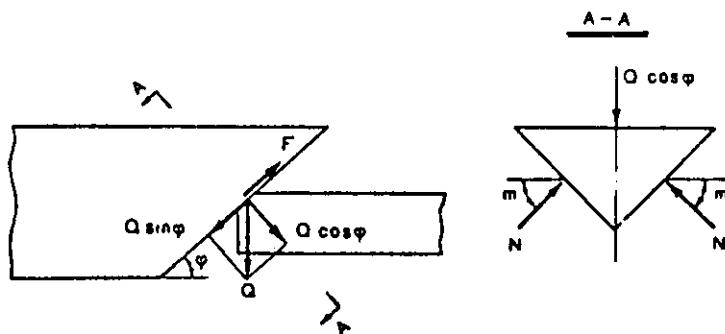
第1の場合に對しては

$$F \cos \gamma \gg N \cos \beta$$

第2の場合に對しては

$$F \cos \alpha \gg N \cos \beta$$

ここで、 $N = Q / 2 \sin \beta$ であることを考慮し、また $F = fN$ と探ることにより、それぞれ下記が得られる。



第1図 船首の膠着に際しての諸力の作用図

$$f \geq \frac{\sin \alpha}{\tan \beta} \sqrt{\frac{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}{1 + \tan^2 \alpha \tan^2 \beta}} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

$$f \geq \frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta \cos^2 \alpha}} \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

条件(2)は摩擦力がバトックラインと平行している場合を決定し、条件(3)は摩擦力が水線に対して接線方向をとる場合を決定する。垂直舷側によって膠着する場合( $\beta = 0$ )、条件(3)は楔または傾斜面に対する普通の解、即ち $f \geq \tan \alpha$ に移行する。他方、条件(2)の右辺は $\beta = 0$ のとき無限大となる。

条件(2)の右辺と式(3)の右辺の関係を $k$ で表わせば、次式が得られる。

$$k = \cos \alpha \sqrt{1 + \left(\frac{\tan \alpha}{\tan \beta}\right)^2}$$

この $k$ の値は砕氷船の場合には1.0~1.1である。従って、式(3)は大きな膠着領域をもたらす。北極の氷の面に対する鋼鉄の静止摩擦係数を0.25と探れば、式(3)に従えば砕氷船の膠着は船体中央から理論フレームNo.4~5までの区域で起り得ることになる。ここで、2つの接触領域を形成して膠着している砕氷船を変位させるために必要なスクリューの後進運動推力の大きさを求める。力 $F$ および $N$ に後進推力 $P_b$ を追加し(この推力が水平方向に作用するものと仮定して)、平衡方程式を作成すれば、それぞれ下記が得られる。

(a) 摩擦力がバトックラインに対する接線の方向をとる場合。

$$P_b \geq Q \frac{\frac{\tan \beta}{\sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} - \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta \cos^2 \alpha}}}{\frac{\tan \alpha}{\sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}} + \frac{\cos \alpha \tan \beta}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta \cos^2 \alpha}}} \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

(b) 摩擦力が水線に対する接線の方向をとる場合

$$P_b \geq Q \frac{\frac{f \sqrt{1 + \cos^2 \alpha \tan^2 \beta}}{\tan \beta} - \tan \alpha}{\tan \beta} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

膠着が船体中央の付近で起きた場合(これは最も苛酷なケースであり、その場合には $\alpha \approx 0$ )、条件(4)と(5)は同一となる。それ故に

$$P_b \geq Q \frac{f}{\sin \beta} = \Delta T \tau_s \frac{f}{\sin \beta} \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

ただし、 $\Delta T$  - 破氷船の平均浮上量

$S$  - 水線面積

$\gamma$  - 水の比重

式(6)による計算から破氷船がスクリューを動かして膠着状態より離脱可能な場合は船体浮上量 $\Delta T$ が0.1 m以下の場合だけであることが判かる。

## 2) 胶着状態から離脱するための各種方法の適用効果の評価

水中膠着に対処するさまざまな手段(ヒーリングシステム、スクリューのさまざまな向きへの回転、舵の切替え、トリミングシステムなど)の適用効果についてはさまざまな専門家がそれぞれさまざまに論じている。例えば、大出力破氷船へのヒーリングシステムの設置の適否が論争されている。このシステムの配置には比較的大きな容積を必要とし、価格的にも高価につき、またこれは必ずしも常にその責務が正当化されるとは限らないなどの問題がある。また、トリミングシステムの使用効果およびそれとヒーリングシステムとの取替えについてもさまざまな見解が存在している。トリミングシステムは大きな潜在能力をもっている反面、重大な短所もあり、バラストの注入(または排出)およびタンクからタンクへのバラストの移送に多くの時間を要する(ヒーリングシステムとの相違点)。

上記で挙げた各種方法が立脚する原理は膠着した破氷船に回転モーメントを与える、それによって氷の側からの反力の再配分を蒸起させ、船体の向きをモーメントの作用面において変えさせるか、或いは氷盤縁を破碎するようにすることにある。

ここではじめ下記の仮定条件を導入しておく。

- (a) 胶着は船体中央の付近において両舷に対称に起きるものとする。
- (b) 角 $\alpha$ は $\cos \alpha = 1$ となるほど小さいとする。
- (c) 角 $\beta$ は全ての膠着領域に亘り一定であるとする。
- (d) 胶着後のトリムおよび横傾斜は僅かであり、これらを無視できるものとする。
- (e) 破氷船が氷上に動的浮上して停止するプロセスが終了した後において、船体に作用する静的比圧力(膠着状態からの離脱手段を適用する以前の)は一般的な場合に氷の限界圧壊強度よりも小さいものとし、またこれが接触面に均等分布しているものとする。

### 2.1) ヒーリングシステム

氷縁の破壊の後に静止摩擦が動的摩擦に移行し、また破氷船がスクリューを後進回転させて膠着状態から離脱できるようになるためにヒーリングシステムが作り出さなければならない最小限のヒーリングモーメント(または一方の舷側から他方の舷側へ移送されるべきバラストの量)を求めてみる。この場合、ヒーリングモーメントは、それが作用した結果、氷盤を破壊するものではなく、氷の側から船体に作用している垂直反力を再配分をもらすものであると見做すことにする。横断面での船体の回転の条件は氷の限界圧壊強度 $\sigma_c$ に等しい比圧力の出現であると見做すこととする。また膠着の結果、破氷船が $\Delta T$ だけ浮上し、これに対応する浮力は $Q$ に等しいとする。この浮力は各舷側からの下記の等価力をもつ垂直圧力によってつり合わされる。

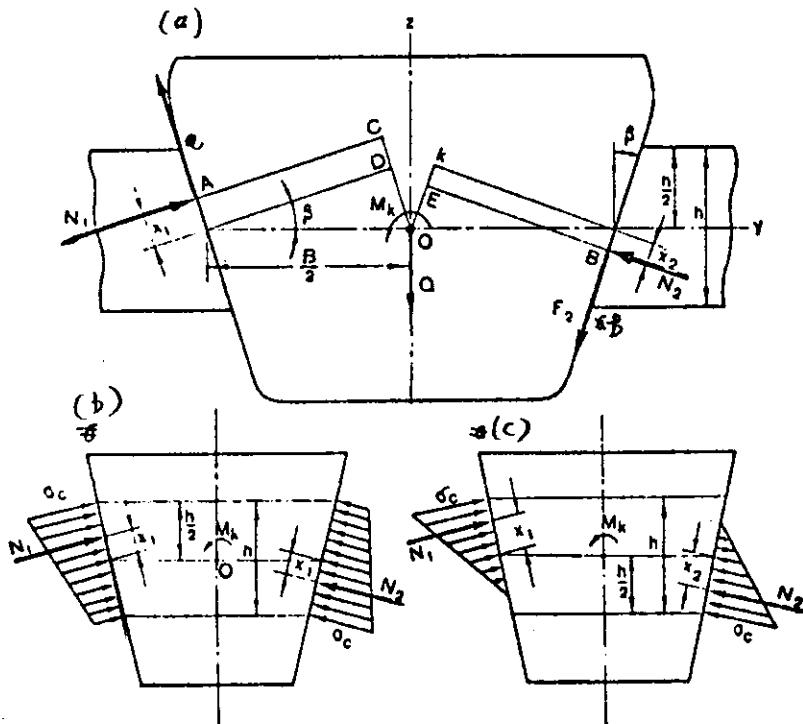
$$N_0 = \frac{Q}{2 \sin \beta} \quad (7)$$

ヒーリングモーメントが作用した結果、垂直圧力の再配分が起き、垂直圧力の等価力 $N_1$ および $N_2$ の作用点の変位が起きる(第2図、(a))。ただし $N_1 \neq N_2 \neq 0$ 。外板と氷との間の摩擦力 $F_1 = fN_1$ および $F_2 = fN_2$ が生じる。垂直抗力と摩擦力が船体の回転を阻止する。ここで、点 $<0>$ を通る縦軸の回わりに船体の回転が起きると見做せば、点 $a$ および $b$ における比圧力がそれぞれ圧壊限界値に達するために必要なヒーリングモーメント $M_h$ が求められる。第2図(a)に従えば下記の平衡方程式系が示される。

$$\begin{aligned}
 \Sigma y &= N_1 (\cos \beta - f \sin \beta) + N_2 (\cos \beta + f \sin \beta) = 0 \\
 \Sigma z &= N_1 (\sin \beta + f \cos \beta) + N_2 (\sin \beta - f \cos \beta) - Q = 0 \\
 \Sigma M_0 &= N_1 \left( x_1 + \frac{\beta}{2} \sin \beta \right) - N_2 \left( \frac{\beta}{2} \sin \beta - x_2 \right) + \\
 &\quad + f \frac{B}{2} \cos \beta (N_1 + N_2) - M_K = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

方程式系(8)のうちの最初の2式から下記が得られる。

$$N_1 = \frac{Q(\cos \beta + f \sin \beta)}{2 \sin \beta \cos \beta (1 + f^2)} \tag{9}$$



(a) 船体に作用する力の作用図  
 (b) 台形状による垂直圧力の作用図  
 (c) 三角状による垂直圧力の作用図

第2図 ヒーリングシステムを用いて砕氷船が膠着状態から離脱する際の力の作用図

$$N_2 = \frac{Q(\cos \beta - f \sin \beta)}{2 \sin \beta \cos \beta (1 + f^2)} \tag{10}$$

ここで、 $f = 0.25$  また砕氷船の中央部分において $\beta = 15 \sim 20^\circ$  であるとすれば、 $f \cos \beta$  は積 $f \sin \beta$  よりも著しく大きくなる。以上のようにして抗力 $N_1$  と $N_2$  は互にあまり差異がないことになる。

舷側の高さ方向において圧力が再配分され、また点 a および b に  $\sigma_c$  と等しい応力が出現する場合、下記の2つの場合について検討する必要がある。

- (a) 圧力作用図が台形の形をとる場合(第2図(b))
- (b) 圧力作用図が三角形の形をとる場合(第2図(c))

ここで、 $x_1 = x_2$  または $f^2$  の値は単位値より小さいと仮定すれば、圧力作用図が台形をとるための条件が下記のように得られる。

$$\frac{hr\sigma_c}{Q} \leq \left( \frac{1}{\tan \beta} - f \right) \tag{11}$$

ただし,  $r$  - 接触領域の長さ

$h$  - 氷厚

モーメント  $M_K$  はこの場合, 次式から決められる。

$$M_K \geq \frac{1}{3 \sin 2\beta} [Q(3Bf - h) + 2h^2 r \sigma_c \operatorname{tg} \beta] \quad \text{..... (12)}$$

もし,  $\frac{h r \sigma_c}{Q} \geq (\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - f)$ , 即ち圧力作用図が三角形をなしているならば, ヒーリングモーメントは次式から算出されることになる。

$$M_K' = \frac{Q}{3 \sin 2\beta} [3(Bf + h) - 2 \frac{Q}{\sigma_c r \operatorname{tg} \beta}] \quad \text{..... (13)}$$

次に, ヒーリングシステムと同時にスクリューの後進回転を利用する場合について検討する。ここで  $N_1 = N_2 = N_0 = \frac{Q}{2 \sin \beta}$  とおけば, 次式を得ることができる。

$$F = \frac{Q_f}{2 \sin \beta} \sqrt{1 - \left(\frac{P_b}{Q}\right)^2 \left(\frac{\sin \beta}{f}\right)^2} = k_f N_0$$

$$\text{ただし, } k = \sqrt{1 - \left(\frac{P_b}{Q}\right)^2 \left(\frac{\sin \beta}{f}\right)^2} \quad \text{..... (14)}$$

以上のようにスクリューの動きを考慮に入れるためには, 式(12)および(13)における  $f$  の代りに  $k_f$  を入れるべきである。

式(12)および(13)には氷厚  $h$  と接触領域の長さ  $r$  が含まれているが, 後者は, 一般的に言うならば, 不定のパラメータであり, 実船試験から明らかなように, 25 mにも達することがある。しかし, もし条件

$$\frac{h r \sigma_c}{Q} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - f \quad \text{..... (15)}$$

が満足させられるならば, 台形の圧力作用図は三角形に移行し,  $M_K$  は  $r$  に依存しなくなる。式(15)を式(12)および(13)に代入すれば, それぞれ次式が得られる。

$$M_K \geq \frac{QB}{3 \sin 2\beta} [3f + \frac{h}{B} (1 - 2f \operatorname{tg} \beta)] \quad \text{..... (16)}$$

$$M_K' \geq \frac{QB}{3 \sin 2\beta} [3f + \frac{h}{B} \frac{1 - 3f \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta}] \quad \text{..... (17)}$$

上記に導き出した式は構造が相違しているものの, 実質的には同一の結果を与えるものである。実際には,  $f = 0.25$  で  $\beta = 20^\circ$  のとき  $M_K = M_K' \approx 1.004$  であり, 残んど 1 に等しい。

ここで問題を簡略化する。即ち垂直圧力の再配分を無視すれば, 下記が得られる。

$$M_K \geq \frac{f B Q}{2 \operatorname{tg} \beta} \quad \text{..... (18)}$$

またスクリューが同時に働くとすれば, 次式となる。

$$M_K \geq \frac{f k B Q}{2 \operatorname{tg} \beta} \quad \text{..... (19)}$$

式(16)と式(18)を比較すれば,  $\frac{h}{B} = 0.2$ ,  $f = 0.25$ ,  $\beta = 20^\circ$  のとき解の簡略化は  $M_K$  の値を式(16)を用いて得た結果よりも 20% 低い値にすることが容易に確認される。式(19)を用いれば, 片舷に対するヒーリングタンクの最小必要容量を表わす次式を得ることができる。

$$V_0 = \frac{0.8}{r} \frac{Q}{\sin 2\beta} [3f k + \frac{h}{B} (1 - 2f k \operatorname{tg} \beta)] \quad \text{..... (20)}$$

計算に依れば、大出力碎氷船に対して  $V_0 = 500 \text{ m}^3$  と探るならば、船体浮上量  $\Delta T \approx 0.22\text{m}$  のときヒーリングシステムとスクリューの後進回転を同時に利用することによって膠着状態からの離脱が可能となる。

ここで、碎氷船の水中膠着状態からの離脱の可能性について検討する。その場合、一方の舷側から他方の舷側にヒーリング用バラストを移送した後に船体と接触状態にある氷に曲げによる亀裂が発生するものとする。

氷盤縁のそれぞれに対し  $(\frac{Q}{2} + r \frac{V_0}{2})(1 - f \cos \beta)$  に等しい下向きの力が作用する。この力を氷盤中に亀裂を生ぜしめるに必要な垂直力とつり合せれば、下記が得られる。

$$\frac{1}{2} (Q + \gamma V_0) (1 - f \cos \beta) = 0.7 \sigma_p h^3$$

ただし、 $\sigma_p$  - 氷の曲げに対する一時的抵抗（この値は  $80 \text{ t/m}^3$  と探すことができる。）

$f = 0.25$  または  $\beta = 20^\circ$  とすれば下記が得られる。

$$h = \frac{\sqrt{Q + \gamma V_0}}{12} \quad \dots \dots \dots \quad (20)$$

この式(21)による計算からは、ヒーリングシステムを用いなくとも ( $\tau V_0 = 0$ )、大出力碎氷船は船体浮上量 0.2 m および 0.8 m のとき厚さそれぞれ 1.75 m および 3.5 m の氷を曲げ破壊できることが明らかになる。

容量 500 t のヒーリングシステムを用いれば上記の氷厚が  $\Delta T = 0.2$  m のとき 45 %,  $\Delta T = 0.8$  m のとき 20 % それぞれ増大しても曲げ破壊が可能である。

現実には、しかし、氷中に曲げ亀裂が発生した後においても碎氷船は破碎氷塊を押し沈めることができない。それは、船体中央部分の線図形状が必ずしも氷塊の自由押沈を保証するような形状になっていないためであり、これが可能となるのは氷塊の下縁がはじめ圧壊により破壊され始めている場合である(第3図参照)。第3図に示した力の作用図を用いれば点Aにおける圧縮応力について下記の式を得ることができる。

$$\sigma_A = \frac{6N_x b}{\ell h^2} + \frac{N_y}{\ell h} - \frac{6N_y a}{\ell h^2} + \frac{N_f \sin \beta}{h \ell} - \frac{6N_f a \sin \beta}{\ell h^2} - \frac{6N_f b \cos \beta}{\ell h^2}$$

ただし、 $b$  — 押し沈められる扇形氷塊の幅

$\ell$  - 扇形氷塊の仮定上の長さ

a の値は下記の条件から決

められる。即ち

$\beta = 0$  のとき  $a = 0$

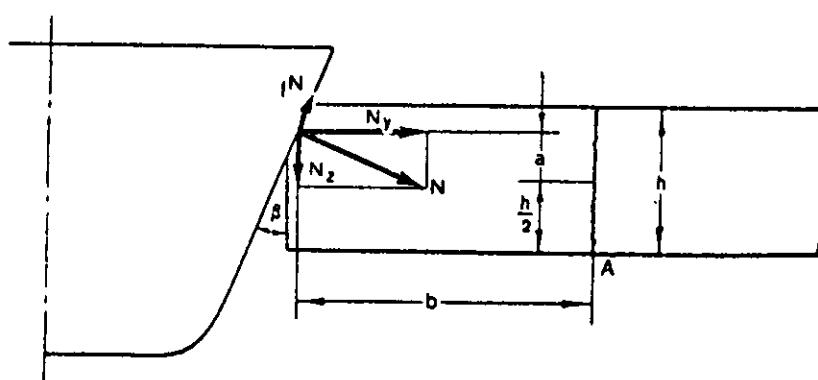
$$\beta = 90^\circ \text{ のとき } a = \frac{h}{2}, \text{ 即}$$

七

$$a = h \frac{\sin \beta}{2}$$

ここで、 $\sigma_A = \sigma_C$ ,  $f = 0.25$

$\beta = 20^\circ$  と採り、且つ作動中のヒーリングシステムにおいて



第3図 氷塊を押し沈める際の力の作用図

$$N = \frac{Q + \gamma V_0}{2 \sin \beta}, \quad N_z = \frac{Q + \gamma V_0}{2}, \quad N_y = \frac{Q + \gamma V_0}{2 \tan \beta}$$

であると仮定すれば、下記が得られる。

$$\sigma_C = 0.94 \frac{Q + \gamma V_0}{h^2} \frac{b}{\ell}$$

$b/l$  比は仮定のパラメータと見做されるべきである。大出力砕氷船の試験データに依れば、圧壊に対する限界強度が  $\sigma_C = 250 \text{ t/m}^2$  で厚さが 15 ~ 20 m の春~夏氷については  $b/l = 0.5$  となる。その場合、下記が得られる。

$$h = \frac{\sqrt{Q + rV_0}}{23} \quad \dots \dots \dots \quad (22)$$

この式(22)から、大出力砕氷船は  $\Delta T = 0.2 \text{ m}$  のとき厚さ 1.2 m の氷塊を押し沈めることができ、また  $\Delta T = 0.8 \text{ m}$  のとき厚さ 2 m の氷塊を押し沈めることができることが判明する。式(21)および式(22)に従って行なった計算の結果を解析すれば、氷を圧壊する方が押し沈めるよりも容易であると言える。

砕氷船が膠着した後にスクリューの後進回転を開始し、またヒーリングタンクから体積 500 m<sup>3</sup> のバラストの排出を行なうならば、それに対応して垂直反力(従って、摩擦力)が低減することによって大出力砕氷船は  $\Delta T = 0.3 \sim 0.35 \text{ m}$  のとき膠着状態から離脱することが可能となる。

## 2.2) 舵の切替えと舷側スクリューの逆回転の同時実施

いま、3基の船尾スクリューを備えた砕氷船が船体中央部で氷中膠着し、そこから離脱するために舵の切替えを行なうとする。この場合、両側のスクリューは回転モーメント  $M_B$  を増すために逆回転され、中央のスクリューは舵に与える力を作り出すために前進回転される(第4図)。

ここで下記の諸記号を導入する。

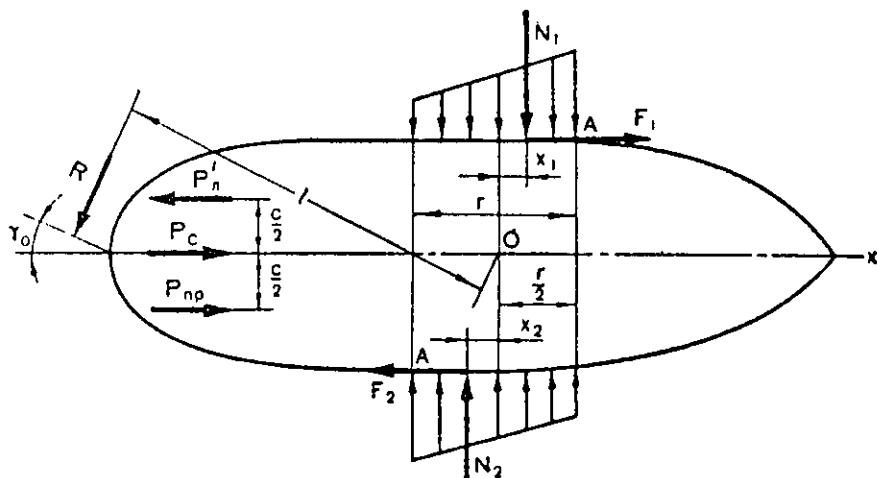
$P_c, P_r$  ～前進時のそれぞれ中央スクリューと右舷スクリューの推力

$P'_r$  ～後進時の左舷スクリューの推力

$C$  ～左舷スクリューと右舷スクリューとの距離

$R$  ～舵にかかる力

$\gamma_0$  ～舵角変更の角度



第4図 砕氷船が舵とスクリューを働かせて膠着状態から離脱する際の力の作用図

水平面での船体の回転を起させ、それと同時に縦方向での船体の変位を起させるために舵と舷側寄りスクリューが作り出さなければならない最小限の回転モーメント  $M_B$  を求めてみる。まず、ヒーリングシステムを検討した場合と同様に、点 A における圧力が氷の限界圧壊強度に達し、また摩擦力のうちの大部分が最大値に達した場合(即ち  $F_2 = fN_2$ )にて船体の回転が可能となるものと見做す。

以上のようにすれば下記の平衡方程式系が得られる。

$$\left. \begin{aligned} \Sigma x &= P_c + P_r - P'_e + F_1 - F_2 - R \sin \gamma_0 = 0, \\ \Sigma y &= N_1 \cos \beta - N_2 \cos \beta + R \cos \gamma_0 = 0, \\ \Sigma z &= N_1 \sin \beta + N_2 \sin \beta - Q = 0, \\ \Sigma M_B &= R \ell + (P_e + P'_e) \frac{c}{2} - (F_1 + F_2) \frac{B}{2} \\ &\quad - N_1 x_1 \cos \beta - N_2 x_2 \cos \beta = 0, \end{aligned} \right\} \quad \text{.....(23)}$$

上式で  $x_1$  と  $x_2$  はそれぞれ異なる作用をする垂直圧力  $N_1$  と  $N_2$  が加えられる点から 0 を通る横断軸までの距離である。  
 $x_1 = x_2 = x$  と見做せば下記が得られる。

$$\begin{aligned} M_B &= R \ell + (P_r + P'_e) \frac{c}{2} = \frac{Q}{\sin \beta} \left( f \frac{B}{2} + x \cos \beta \right) + \\ &\quad + \frac{B}{2} \left[ P'_e - P_c - P_r + R \left( f \frac{\cos \gamma_0}{\cos \beta} + \sin \beta \right) \right] \end{aligned} \quad \text{.....(24)}$$

舵に加えられる力は近似的に下記のよう求められる。

$$R = \frac{\rho (v \sin \gamma_0)^2}{2} S_0$$

ただし、  $v$  - スクリューによって舵に押し与えられる水の流束の平均速度（大出力砕氷船では  $10 \text{ m/s}$  と採るこ  
 とができる）

$S_0$  - 舵板の面積

$\rho = 0.102 \text{ tf/m}^3$  - 水の質量密度

式(24)に含まれる  $x$  の値は点 A における垂直圧力が限界圧壊強度に達するとの条件から決められる。条件

$$\frac{rh}{Q} \leq \frac{1}{\sigma_c \tan \beta}$$

が成立するとき圧力の作用図は台形の形をとる。そうすれば次式が得られる。

$$x = r \frac{2\sigma_c rh \tan \beta - Q}{6Q}$$

また、

$$\frac{rh}{Q} \geq \frac{1}{\sigma_c \tan \beta}$$

であるならば圧力の作用図は三角形の形をとる。そうすれば次式が得られる。

$$x = \frac{3\sigma_c hr \tan \beta - 2Q}{6hr \tan \beta}$$

$\frac{rh}{Q} = \frac{1}{\sigma_c \tan \beta}$  のときには前者の場合もまた後者の場合もともに  $x = r/6$  となる。  $M_B$  の値は水厚に依存せず、他の諸条件が同一のとき接触領域の長さ  $r$  の関係である。問題を簡単化して、船体の長さ方向における垂直圧力の再配分が起きないと見做すことができる。(\*) そうすれば  $M_B$  を求めるために式(24)において  $x = 0$  と探ることになる。

もし舵の位置が船体方向と同じであり、舷側スクリューが逆回転し、中央のスクリューが後進回転するならば、式(24)は下記の形に導かれる。

$$M_B = (P_r + P'_e) \frac{c}{2} = \frac{Q}{\sin \beta} f \frac{B}{2} + \frac{B}{2} (P'_e - P_c' - P_r) \quad \text{.....(25)}$$

ただし、  $P_c'$  - 後進時の中央央スクリューの推力

(\*) - このような仮定は  $r$  値が小さいほど正しくなる。

式(24)と式(25)に従った計算から、ここで問題としている離脱方法の効果は小さいことが明らかになる。即ち、舵の切替えとスクリューの働きによって水中膠着から離脱できる条件は船体浮上量が△T < 0.15 m である場合にすぎない。

### 2.3) トリミングシステム

砕氷船を水中膠着状態から離脱させるためには船首と船尾にタンク群を備えたトリミングシステムを下記のように使用することが可能である。

- (a) 一方のタンク群から他方のタンク群へバラスト水を移送する（または一方のタンク群から注水し、それと同時に他方のタンク群から排水する）。その結果、砕氷船の船体にトリミングモーメントが作用する。その際、船体浮上によって生じる垂直力Qは変わらない。
- (b) 船尾または船首のタンク群に注水（または排水）する。その場合垂直力が変わり、トリミングモーメントが出現する。
- (c) 両方のトリミング用タンク群に同時に注水（または排水）する。この場合には砕氷船が膠着した後に現われた垂直力Qが変わる。

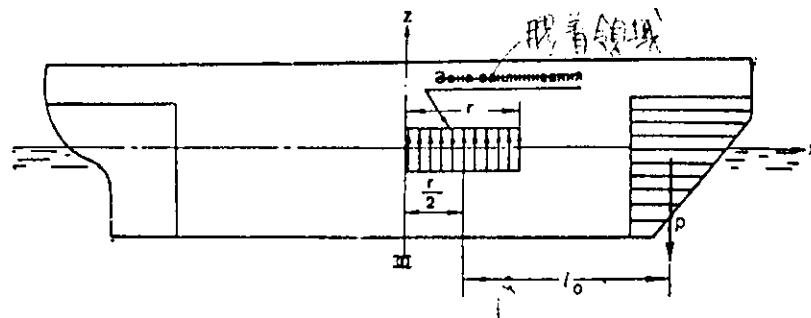
上述の諸方法のうちのいずれかが実際面において適用されうるかは膠着発生前におけるトリミング用タンク内のバラスト水の量またはこれらタンクの淡水貯蔵用補助タンクとしての利用率によって決まる。

トリミングシステムを使用するとき膠着状態からの離脱が起り得る条件は船体と接触している氷の圧壊、また破壊およびそれに続く押し沈めによって船体の回転が起きる場合、またはトリミング用タンクから排水した後に垂直圧力、また従って摩擦力が低減した場合である。

このような離脱可能なケースのそれぞれについて以下で検討してみる。

氷の圧壊が起き且つ砕氷船がスクリューを後進回転させて膠着状態から離脱できるようになるために船首部のトリミングシステムに入れられるべき最少限の水量P = γV を求める。ここで、膠着領域の中心を通る横断軸に対して船体が回転する結果氷の圧壊が起きると見做す（第5図参照）。既述においてヒーリングシステムの検討に際して採用した全ての仮定条件を保持するならば、それぞれ下記の式が得られる。

(1) 法線圧力の作用図が台形の場合には次式が得られる。



第5図 トリミングシステムの作動時の力の作用図

$$P = \frac{\sigma_c rh(2 \tan^2 \beta - 1.5 f^2) + (1.5f - \tan \beta) Q}{6 \left( \tan \beta - \frac{f}{2} \right) \frac{l_0}{r} - (1.5f - \tan \beta)} \approx \frac{\sigma_c rh (2 \tan^2 \beta - 1.5 f^2)}{6 \frac{l_0}{r} \left( \tan \beta - \frac{f}{2} \right)} \quad \dots \dots \dots \quad (26)$$

ただし、 $l_0$ —タンクの重心から船体回転軸までの距離

式(26)は下記の条件が成立するときに成り立つ。

$$Q + P \leq \sigma_c rh \left( \tan \beta + \frac{f}{2} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (27)$$

(2) 法線圧力の作用図が底辺  $x \leq \frac{l_0}{2}$  をもつ三角形の場合には、次式が得られる。

$$P = \frac{rh\sigma_c}{24 \frac{l_0}{r}} - \frac{4x-r}{x} (\tan \beta + f) \quad \dots \dots \dots \quad (28)$$

ただし、 $x$  は下記の条件から決められる。

$$x = \frac{(-\tan \beta + f) r^2 h \sigma_c}{4 \{ (-\tan \beta + f) r h \sigma_c - (P + Q) \}} \quad \dots \dots \dots \quad (29)$$

(3) 法線圧力の作用図が高さ  $x \leq \frac{r}{2}$  をもつ三角形の場合には、次式が得られる。

$$P = \frac{(Q+P) [ 2\sigma_c r h (\operatorname{tg} \beta + f) - (Q+P) ]}{6 \zeta_0 \sigma_c (\operatorname{tg} \beta + f)} \quad \dots \dots \dots \quad 30$$

$Q + P \leq \sigma_c rh (\tan \beta + \frac{f}{2})$  のときに用いることのできる式 28 と式 30 は未知量  $P$  に関する二次式であり、 $P$  を求めるには逐次近似法を用いることができる。以上で導き出した諸式が適用できるケースは接着状態から離脱するためにバラストを排出またはタンクからタンクへバラストを移送する場合である。このためには式 26, 27, 29 および 30において、 $P = -P$  ( バラスト排出の場合 ) または  $P = P_0$  および  $\ell = 2\ell_0$  ( バラスト移送の場合 ) とおく必要がある。

トリミングシステムが作動している過程における法線圧力の再配分を無視するならば、下記の式が得られる。

$$P\ell_0 = \frac{rf}{2 \sin \beta} ( P + Q ) \quad \dots \dots \dots \quad (31)$$

上式から下記が得られる。

$$P = \frac{Q_f}{2 \frac{\ell_0}{r} \sin \beta - f} \quad \dots \dots \dots \quad 32$$

もし、膠着状態からの離脱がバラスト排出後の摩擦力の低減のみによってか、或いはバラスト水を注入した結果、氷の破壊とそれに続く押し沈めに際して起きるならば、このような場合には既にヒーリングシステムの検討に際して挙げた全ての考え方方が正しいことになる。計算に依れば、以上で採用した諸前提のもとではトリミングシステムが膠着状態からの離脱に最も有効な手段であることが明らかになる。即ちもし大出力砕氷船の船体浮上量が 0.8 m であれば、膠着状態からの離脱のために充分とされる注入または排出バラスト水量は  $\approx 600 \text{ t}$ （または船首タンク群から船尾タンク群へのバラスト移送の場合には  $300 \text{ t}$ ）となる。しかし大出力砕氷船でのトリミングタンクの実用経験からは、横断軸の廻りに船体を回転させるだけでは砕氷船を水中膠着状態から離脱させるための充分条件とならないことが明らかにされている。

実際にはバラスト移送を幾回も繰り返すことによってはじめて砕氷船が膠着状態から脱出でき、またそのために少なからぬ時間が必要とされている。トリミングタンクの使用方法のうちで最も大きな効果を認め得るのはバラスト排出を行なう方法である。

## 参 考 文 献

- 1) Gotsky V. M., 氷海航行経験。L., <Sea Transport>, 1957
  - 2) Kashtelyan V. I., 氷盤を破壊する諸力の近似解。  
<Problems of the Arctic and the Antarctic> No 5., L., Gidrometeoizdat, 1960
  - 3) Petrov M. K., 氷海航行。L., <Sea Transport> 1955
  - 4) Petro E. Yu., Kheisin D. E., 氷中膠着時の船体の強制動搖, 第XIV回科学技術会議報告, ハリコフ工科大学出版 1958
  - 5) Stefanovich A. N. 破氷船, <Sea Transport>, 1958
  - 6) Johnson H. F. Development of Icebreaking Vessels for U. S. Coast Guard Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1946, vol. 54.
  - 7) Thiele E. H. Technical Aspects of Icebreaker Operation. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1959, vol. 67.
  - 8) Watson A. The Design and Building of Icebreakers. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, Feb. 1959.

## (5) 氷海可航型輸送船の設計上の若干の特徴

D. D. Maksutov

本稿では氷海可航型輸送船の設計にかかる若干の特徴について検討する。これに関する知識は設計上の基本的諸問題の一つ - 氷海内で経済的に合理的な速度をもつてこの型の船舶の安全な航行を保障する問題 - を解決するために必要とされる。

既に明らかのように、氷中における船の運動速度は主として主機の出力と船首部の対氷強度に左右される。輸送船の主機出力は、通常、開水面での所定の航行速度を保障する条件から決められる。しかし、氷海航行が予め想定されている船の設計に当っては、主機出力が船体の対氷強度に対応するようにする必要がある。即ち全出力運転するときに所与の海水条件のもとでの航行が何んらの船体破損もない安全なものとなるようにする必要がある。しかし、氷海可航型輸送船の現行の設計実務においては必ずしも常に上述の要件が守られているとは限らない。

その結果、ソ連船舶管理局のUL船級として登録されてはいるが、さまざまな造船機関によって設計されている用船上、技術上のデータに関しては互に類似している船舶がそれぞれの対氷性能を異にする場合が生じる。このような事態はこれら船舶の氷海における有効利用の可能性を制限することになる。

対氷性能の高い輸送船は主として氷板域および密接氷域において砕氷船に従って自航するように予定されている。従って、これらの船首部の強度設計には船首部と氷塊または水路線との衝突の可能性が当然盛込まれている。海水条件（氷塊の規模、密接度など）は予め考慮されなければならない。更に、船体、特に船首部の構造強度<sup>(4)</sup>が決定されなければならない。

ここで氷中における船の速度について下記の2つの概念を導入する。

(1) 最大達成速度 - 船が或る一定の海水条件のもとで主機の全出力を用いて（所与の船体線図のもとで）発揮することのできる最大速度。

(2) 最大許容速度 - 船体、主として船首部の構造強度から（船体と氷との相互打撃に際し船体が破損しないという条件のもとで）決められる最大速度。

上記の2つの速度は互に或る一定の関係にあり、氷海中における船舶の安全運航を保障するためには許容速度が達成速度を若干上回っていることが望まれる。この場合には氷による船体破損のリスクをおかすことなく主機の全出力を使うことが可能となる。従って、これらの2種類の速度を知れば、主機出力と船首部構造強度との間の必要な相関関係を設定することはあまり困難でない。

船舶が氷海中を運動するとき船体の各区域は氷荷重を受けるが、その大きさは主として船体（特に船首部）の線図形状、氷の物理的・機械的特性および航路の氷況によって左右される。この氷荷重は船側の幾何学的パラメータ、特に氷との衝突点における角 $\alpha$ と角 $\beta$ の相互関係に依存する（ただし $\alpha$ は衝突点における水線に対する接線と船体中心線面とで成す角、 $\beta$ は衝突点におけるフレームに対する接線とバトック面とで成す角）。

氷海中における船舶の最大許容速度を求めるために、船体が氷塊に打撃を与えたときの計算上の氷荷重の大きさを表わす下記の式を適用する<sup>2)</sup>。

$$q_H = 0.084 \left( \frac{D_1}{C' + C'' \frac{D_1}{D_2}} \right)^{2/5} \frac{v_s^{4/5} l^{4/5} \sigma_c^{3/5}}{\sin^{3/5} \beta \cos^{2/5} \beta} \quad \dots \quad (1)$$

(4) 船舶の構造強度とは肋板または個々の構造要素の支持力を意味し、これはフレーミングおよび外板の構成諸要素の実際の寸法を考慮してこれらにおいて材料の降伏点に等しい応力が達成されるときの強度として求められる。

ただし、  
 $D_1$  - 船の重量排水量 (T)  
 $D_2$  - 氷塊の重量 (T)  
 $v_s$  - 船の運動速度 (kt)  
 $\sigma_c$  - 水の圧壊に対する一時的抵抗 (T/m<sup>2</sup>)

$$\ell_1 = 0.01 \alpha m$$

$$m = 1.6 \cos \beta + 0.11 - \text{角} \beta \text{に依存する係数}^2)$$

$C'$ および $C''$  - それぞれ角 $\beta$ および打撃点の相対座標  $\frac{x}{L}$  に依存する係数<sup>2)</sup>

次に、夫々の理論フレーム $N_\theta$ 領域における船体の構造強度  $q_{str}$  を求め、それを船首端部の長さ方向についてプロットした分布図を作成する。即ち、

$$v_s = \left( \frac{q_{str}}{0.084} \right)^{\frac{5}{4}} \frac{\sin^{\frac{3}{4}} \beta \cos^{\frac{1}{2}} \beta}{\ell_1 \sigma_c^{\frac{3}{4}}} \sqrt{\frac{C' + C'' \frac{D_1}{D_2}}{D_1}} \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

式(2)にてさまざまな値の $D_2$ および $\sigma_c$ を代入することにより速度  $v_s$  が氷海条件の関数として得られる。このようにして得られた速度のうちの最小値は $D_2$ および $\sigma_c$ の値から決められる所与の海氷条件における船の最大許容速度である。

$D_2 = \infty$  のとき（船体と密接氷盤が相互打撃するとき）式(2)は若干簡単化される。 $D_2 = \infty$  のもとで算定される速度  $v_s$  は船体に危険な破損を受けることなく船が無限氷盤に打撃を加えることのできる限界安全速度である。

最大達成速度は次式から求めることができる<sup>1)</sup>。

$$R_{pi} = k_1 r_i \sqrt{rh} \left( \frac{B}{2} \right)^2 \left( 1 + 2 f_T \alpha_H \frac{L}{B} \right) + k_2 r_i rh B \left( f_T + \alpha_H \tan \alpha^\circ \right) \times$$

$$\times F_n + k_3 rh r_i L \tan^2 \alpha^\circ F_n^2 \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

ただし、  
 $R_{pi}$  - 純粋な氷抵抗 (kg)

$r_i$  - 氷の比重 (kg/m<sup>3</sup>)

$B$  - 船幅 (m)

$f_T$  - 氷と舷側との摩擦係数

$\alpha_H$  - 船首部の水線面積係数

$\alpha^\circ$  - 水線の水切角

$F_n$  - 相対速度

$L$  - 船長 (m)

$h$  - 氷厚 (m)

$r$  - 氷塊の広がり (平均化した水平方向の大きさ) (m)

$k_1, k_2, k_3$  - それぞれ文献(1)のグラフに基づいて算出される無次元係数

上式において海氷条件はバラメータ $rh$ によって与えられている。この $rh$ の各値に対して氷塊の厚さと広さに依存するそれぞれ一定の重量 $D_2$ 値が対応しているので、氷厚に基づいて各氷塊の重量を求めることができる。（第1表）

第1表 氷塊の重量( $D_2$ )と厚さ( $h$ )および水平方向の広がり( $r$ )との関係

$h$ (m)	$rh$ (m)	$D_2$ (T)	$h$ (m)	$rh$ (m)	$D_2$ (T)
0.5	2.75	10	1.5	33.6	500
0.5	38.6	10	1.5	58.4	1,000
1.0	9.0	50	2.0	68.0	2,000
1.0	12.0	100	2.0	100.0	3,000

以上のようにして、海水条件(この場合、氷塊の重量 $D_2$ で与えられる)に対する達成可能速度の関係をグラフに示すことができる。1つのグラフ上で許容速度 $v_{per} = f(D_2)$ と達成可能速度 $v_{att} = \varphi(D_2)$ を比較対照することによって、船が一定の特性を有する氷板域において全出力を出して航行することのできる最大安全速度が求められる。もし、達成可能速度の曲線が許容速度の曲線の下側に存在するならば、その船は氷板域において氷による船体破損の危険を受けることなく全出力進航を行なうことができる。それと逆の場合には船体の強度が許容速度以上に速度を出すことを許さなくなり、このような場合には主機の全出力を出すことができなくなる。

作図の便宜上、横座標には $D_2$ の絶対値の代りに対数値 $\lg D_2$ を探る方が適当である。

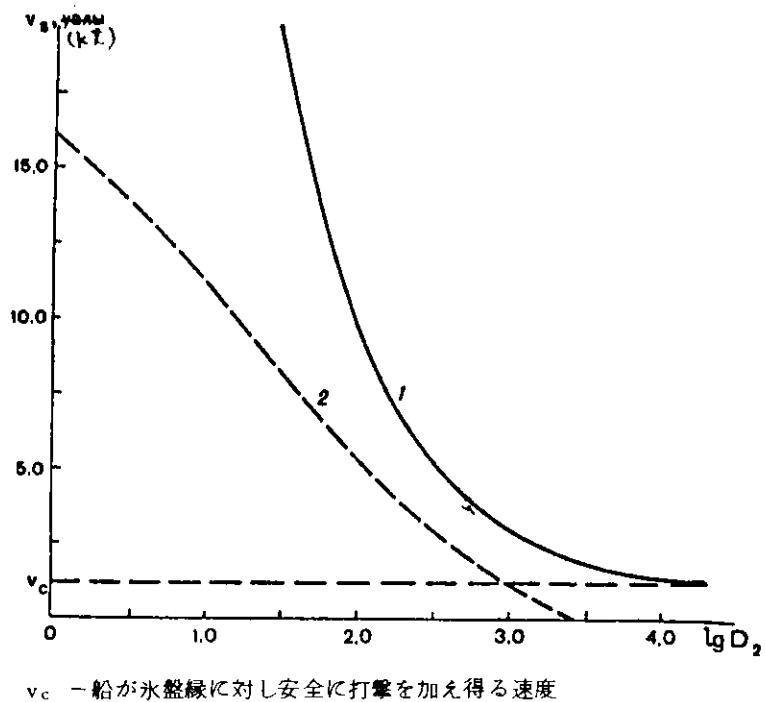
$v_{att}$ の曲線と $v_{per}$ の曲線はグラフ上で互にできるだけ接近して位置することが望ましいが、既に指摘したように、船の安全航行を保障するためには $v_{per}$ が $v_{att}$ を若干上回ることが必要となる(第1図)。明らかに、船首端部と氷との衝突によって船体破損を受ける確率が最も小さい場合でも、それは密接度9~10級の氷板域内を運動する際に(氷塊の規模には無関係に)船体にとって危険となる。この場合、達成可能速度は充分に低いので船体と氷塊との相互打撃は、原則として、船体の破損を招かない。

開水面の面積が充分に広く、船速が開水面での最大速度に近い場合には氷板から成る密接度6級までの疎氷域における船舶の運動が最も危険である。このような場合には船体と氷との衝突は重大な船体破損事故に連なる恐れがある。従って、実際の運航では船体と氷塊との相互打撃が行なわれる条件に充分注意する必要がある。

許容速度と達成可能速度に関する上述の計算および比較方法は氷海可航型船の設計過程において船首部の氷荷重を長さ方向に均等分布させるため、ならびに船体の強度と主機の出力との間に最適な関係を設定するために用いることが望ましい。

船舶の設計において或る一定の海水条件と船速が与えられている場合には所要の主機出力を決定するには耐氷航行性のグラフ(第2図)を用いることができる。このグラフには文献(1)の方法で算出した氷の抵抗 $R_i = f(v, D_2)$ の曲線とさまざまな出力 $N_p$ 値に対するスクリューの推力 $P_e = \varphi(v, N_p)$ の曲線が与えられている。同グラフに基づき海水条件および船速との関係において所要の主機出力を決めることができ、また所与の出力と海水条件に対応した船速を求めることもできる。

この場合、耐氷航行性のグラフから最大達成速度が見出される。この値を式(1)に代入し、次に氷荷重 $q_H$ の大きさを求める。これらの計算の結果に基づいて船首部の長さ方向における氷荷重の分布図を一定の海水条件および達成可能速度の関数として作図する。それから、極値を明らかにし、また必要に応じて、曲線 $q_H = f(D_2, v_{att})$ が明瞭な最大値をもつている場合に対して理論線図の修正を行なう。その場合、船の開水面航行性は低下しない。一般に $q_H$ グラフにおける<最大値>の平滑化は垂線に対するフレームの傾斜角 $\beta$ および水線に対する接線と船体中心線面とで成す角 $\alpha$ を変えることによって、即ち極値点の領域における角 $\alpha$ と $\beta$ との最も有利な組合せを選び出すことによって可能となる。以上のようにして補正された理論線図を対象にして最終的な氷荷重を算定し、その船長方向における分布図を作成し、個々の区域における氷荷重曲線を平滑化することにより設計荷重を決める。以上のようにして得られた設計荷重から船体の構造強度 $q_{str}$ を決定することができる。



$v_c$  一船が氷盤縁に対し安全に打撃を加え得る速度

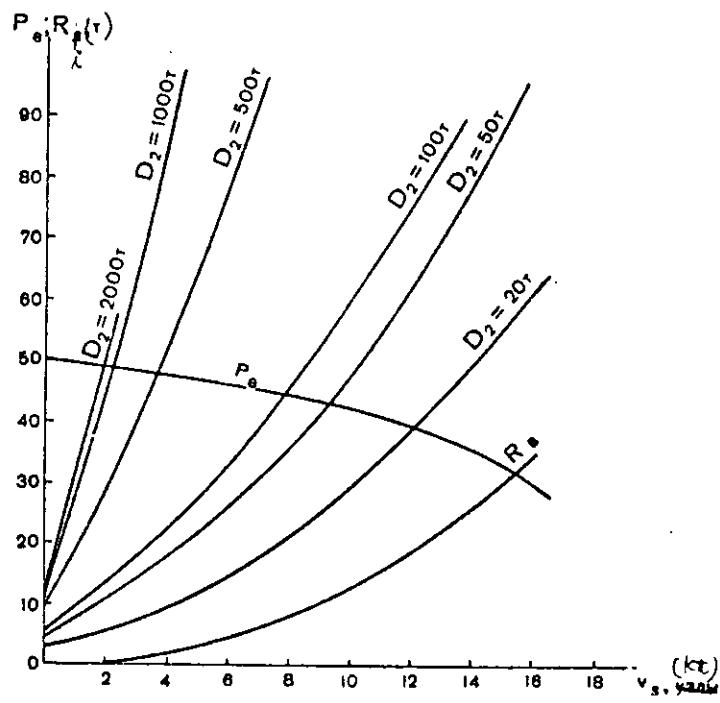
第1図 船体強度と主機出力との関係が合理的であるUL級船に対する海水条件と許容速度(曲線1)および達成可能速度(曲線2)との関係

以上で述べたことに対する解説例を以下に示す。まず、氷海可航型輸送船の理論線図を開発する（第3図の実線）。次に、所与の船速と海氷条件に従って、各理論フレーム毎に氷荷重  $q_H$  を決定する。この荷重分布曲線を第4図に実線で示す（第1案）。第4図から明らかなように、理論フレーム No.4 の領域において荷重曲線に明瞭な最大値が出現しており、これはこのフレーミングシステムにおいては線図形状の選定が適切でなかったことを裏付けている。そこでこの領域における角  $\alpha$  および  $\beta$  を変えることによって荷重曲線をもっと滑らかにすることができる。明らかに、或る1カ所の理論線図を作り変えるとそれに伴ない不調和が生じるので結局殆んど全ての船首部フレームにおいて角  $\alpha$  と  $\beta$  を変更せねばならない。  $\alpha$  と  $\beta$  を変えた後に船首部の新しい線図が得られた（第3図の破線）。ただ

しその際、理論線図の全ての基本的要素は変えられずに残された。それから、各理論フレーム毎に氷荷重  $q_H$  を求め直し、それらの分布曲線を作図する（第4図の破線、第2案）。この新しい荷重曲線は滑らかであり、極値点をもたない。このことは理論線図（第1案）の修正が全く適切に行なわれたことを裏付けている。第2案による  $q_H$  値は設計荷重を指定するための基礎データとして採用される。この場合、設計荷重の曲線は階段状の折れ線（第4図の1点鎖線）の形をとって選定される。

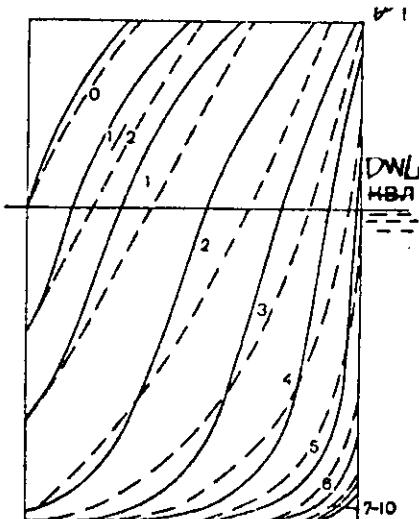
もし第1案の  $q_H$  曲線を採用し理論線図の修正を行なわなければ、設計荷重の決定は  $q_H$  の最大値に基づいて行なわなければならなくなる。この場合明らかに高目の氷荷重値となるが、それに伴ないこのフレーム領域における船体構造（フレームと外板）の重量が増大することになる。以上のように、船体の線図形状を合理的に選定することによって設計氷荷重を著しく低くすることができ、またそのことにより船体の対氷強構造の重量の低減、従って鋼材の節約、をはかることができる。

氷海内航行を予定される輸送船の設計に際し、本稿で提示した方法を採用すれば、輸送船の対氷性能を著しく向上させることができ、また従って、大出力砕氷船が開通した水路内で速度を高め且つ船体破損の発生確率を下げて効率的な運航を行なうことが可能になる。

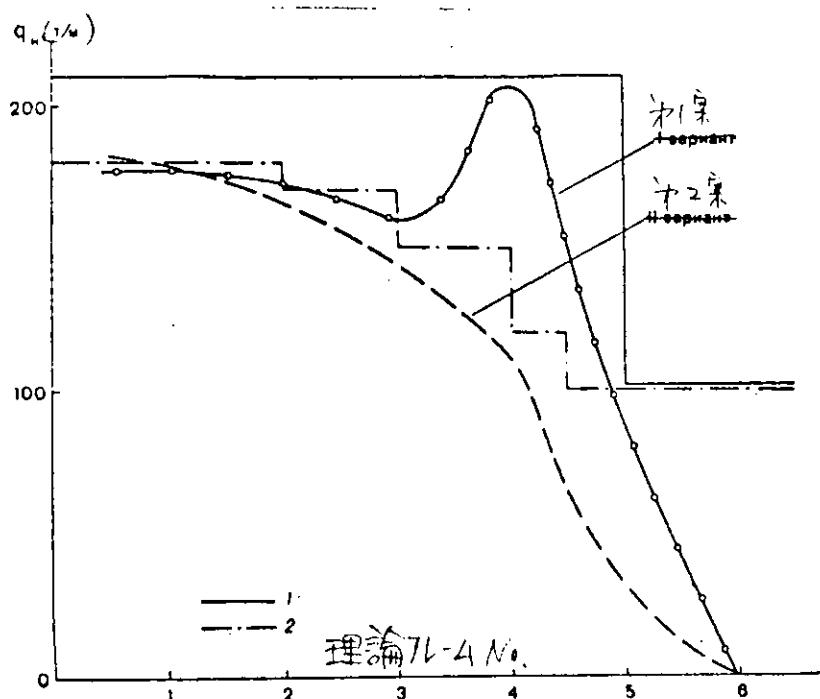


$P_e$  - スクリューの推力（この場合、主機最大出力のときの推力）、 $D_2$  - 氷塊の重量、 $R_B$  - 水の抵抗

第2図 船の対氷航行性



— 第1案 ——— 第2案  
第3図 氷海可航型輸送船の船体（船首端部）の理論線図



1 - 船体フレーミングの強度計算に採られた荷重(第1案)  
2 - 同 上 (第2案)

第4図 船首部の長さ方向における氷荷重  $q_H$  の分布図

#### 参考文献

- 1) Kashtelyan V. I., Poznyak I. I., Rivlin A. Ya. 船舶の運動に対する氷の抵抗。L., < Sudostroenie >, 1968
- 2) Popov Yu. N., Faddeev O. V., Kheisin D. E., Yakovrev A. A. 氷海を航行する船舶の強度。L., < Sudostroenie >, 1967

## (6) 碎氷船の船体形状と氷荷重値との関係

Yu. N. Popov, T. Kh. Tegkaeva,  
O. V. Faddeev

理論的および実験的研究に依れば船舶の氷中運動に際し、船体に作用する衝撃荷重値に影響を及ぼす主要なパラメータとして垂線に対する肋骨の傾斜角 $\beta$ および船首部水線の形状が挙げられる。船首部水線の形状は所与の点において、水線に対する接線と船体中心線面とで成す傾斜角 $\alpha$ によって特徴付けられる。他方、角 $\alpha$ は $L/B$ 比および船首部水線の面の方形係数 $\alpha_H$ に依存するものと見做すことができる。

衝撃氷荷重に対する上記の諸パラメータ( $\beta$ ,  $L/B$ ,  $\alpha_H$ )の影響を解析するため文献(2)で発表された研究結果を利用する。この場合、無限氷盤に対する碎氷船の衝撃について、氷盤の曲げを考慮せずに、検討する。この場合、碎氷船の横断面における氷荷重は次式で決められる。

船側フレーミングに対し、

$$q_H = 0.084 \left( \frac{D}{C'} \right)^{\frac{3}{5}} \frac{v_s^{\frac{4}{5}} l_1^{\frac{1}{5}} \sigma_c^{\frac{3}{5}}}{\sin^{\frac{3}{5}} \beta \cos^{\frac{2}{5}} \beta} \quad (1)$$

舷側外板に対し、

$$p_H = 10^{-2} k \alpha^{\frac{4}{5}} L^{\frac{6}{5}} \frac{m^{\frac{4}{5}}}{(C')^{\frac{2}{5}}} \quad (2)$$

ただし、 $q_H$  - フレーミングに対する線形荷重

$p_H$  - 外板に対する荷重(外板面に均等に分布)

$D$  - 碎氷船の排水量

$L$  - 碎氷船の長さ

$v_s$  - 衝撃開始時の速度

$\sigma_s$  - 氷の圧壊に対する一時的抵抗

$C'$  - 碎氷船の換算質量を考慮する係数

$k$  - 碎氷船の耐氷船級に依存する係数<sup>(\*)</sup>

$\beta$  - 衝撃点における肋骨に対する接線と垂線とで成す傾斜角

$\alpha$  - 衝撃点における水線に対する接線と船体中心面線とで成す角

$$l_1 = 0.01 \alpha m \quad (3)$$

$$m = 1.6 \cos \beta + 0.11 \quad (4)$$

式(1)と(2)に含まれている係数 $C'$ は、厳密に云えば、船体線図形状、主要寸法比および衝撃点の座標に依存する複雑な関係式によって表わされる。しかし、特別に実施した計算から、係数 $C'$ は主として角 $\beta$ と衝撃点の座標の関数であり、船体線図形状を決めるその他のパラメータ(主要寸法比 $L/B$ ,  $B/T$ および $L/H$ 、また排水量の方形係数、水線面積係数など)にあまり依存しないことが明らかになっている。従って、ここで検討の対象とされる点に対しては $C'$ は角 $\beta$ のみの関数であると仮定することができる。即ち、

$$C' = \varphi(\beta)$$

(\*) - 大型碎氷船(I級)では $k = 3.05$ 、中型碎氷船(II級)では $k = 2.4$ 、補助型または小型碎氷船(III級)では $k =$

さまざまな理論肋骨に対する  $C' = \varphi(\beta)$  の値は既発表の論文の第 5.a 図に示してある。

式(3)および式(4)を用いて式(1)および式(2)を下記のように変形する。

ただし、

$$k_g = 0.084 (0.01)^{4/5} D^{3/5} v_s^{4/5} \sigma_c^{3/5} \quad \dots \quad (7)$$

$$k_p = 10^{-2} k L^{6/5} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

$$f(\alpha) = \alpha^{\frac{4}{5}} \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

$$f_1(\beta) = \frac{(1.6 \cos \beta + 0.11)^{\frac{1}{5}}}{(C')^{\frac{2}{5}} \sin^{\frac{3}{5}} \beta \cos^{\frac{2}{5}} \beta} \quad \dots \dots \dots \quad 10$$

$$f_2(\beta) = \frac{(1.6 \cos \beta + 0.11)^{4/5}}{(C')^{2/5}} = f_1(\beta) \sin^{3/5} \beta \cos^{3/5} \beta \quad \dots \quad (1)$$

氷荷重に対する線図形状の影響を解明するために、船首部水線を下記の方程式によって与える。

$$y = F(x) = 0.5 B \left[ 1 - \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right] \left[ 1 - b \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

ただし、B - 碎氷船の幅

### L - 碎氷船の長さ

### b - 船首部水線での面積係数

実際の舷側面に対しては式(12)は下記の 2 つの条件を満足させなければならない。

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial y}{\partial x} \leq 0 \quad (\text{ただし } x = 0.5 L) \\ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \leq 0 \quad (\text{ただし } x = 0) \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad 03$$

第1の条件式の意味することは曲線 $y = F(x)$ が $0 < x < 0.5 L$ の範囲において、 $x$ 軸と交わってはならないことであり、また第2の条件式は関数 $F(x)$ が点 $x = 0$ において、即ち船体中央の肋骨において、最大値をもつことを要求している。

条件03はパラメータ b の大きさに制限を課すものであり、この値は下記の範囲内になければならない。

$$-1 \leq b \leq +1 \quad \dots \quad (14)$$

船首部水線での面積係数は次のように決められる。

$$\alpha_H = \frac{\int_0^{0.5L} F(x) dx}{0.5L \cdot 0.5B}$$

これを積分した後に下記が得られる。

$$\alpha_H = \frac{2}{15}(5 - b)$$

式(14)を考慮することによって  $\alpha_H$  の変化可能範囲が下記のようになる。

$$0.533 \leq \alpha_H \leq 0.800$$

式(12)によって与えられた水線および幅と長さについて無次元形に換算された砕氷船 Moskva 号の水線を第 1 図に示す。式(12)は現存する砕氷船の水線の形状の全範囲を包含している。

角  $\alpha$  の大きさを求めるため式(12)を  $x$  について微分すれば下記が得られる。

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{L} \left[ - (1+b) \frac{2x}{0.5L} + 4b \left( \frac{x}{0.5L} \right)^3 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (16)$$

ここから次のようになる。

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2B}{L} \frac{x}{0.5L} \left[ - (1+b) + 2b \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (17)$$

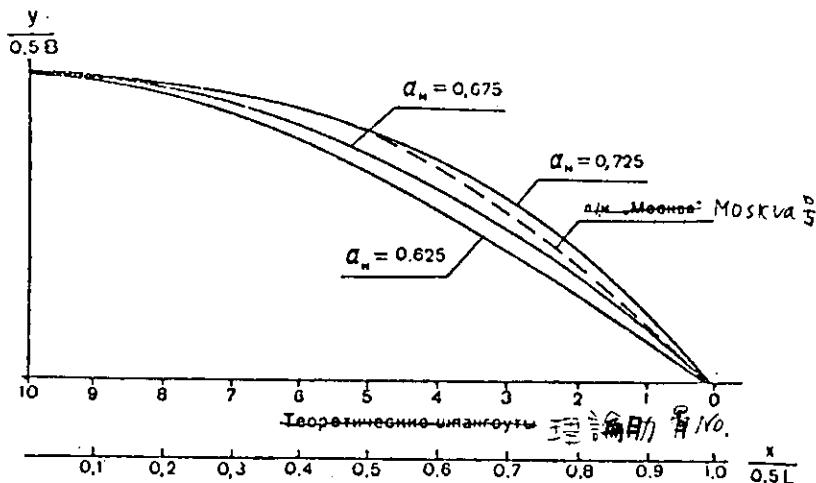
または式(18)を考慮すれば次式が得られる。

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2B}{L} - \frac{x}{0.5L} \left( - \frac{3}{2} (4-5x_n) + 5(2-3x_n) \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right) \quad \dots \dots \dots \quad (18)$$

式(12)を用いて水線を与えるというこ

こで採用された解析方法のもとでは、角  $\alpha$  (または  $\operatorname{tg} \alpha$ ) が船首部水線の面積係数  $\alpha_H$  (またはパラメータ  $b$ ) に依存しない状態にある相対座標値  $\frac{x}{0.5L}$  ( $\frac{x}{0.5L} = 0$  を除く) が存在することを指摘したい。実際  $\alpha_H$  (式(16)をパラメータ  $b$  について微分し、それを零に等しいと置くことにより下記が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial b} \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right) &= \frac{B}{L} \left[ - \frac{2x}{0.5L} \right. \\ &\quad \left. + 4 \left( \frac{x}{0.5L} \right)^3 \right] = 0 \end{aligned}$$



第 1 図 各種砕氷船の船首部吃水線の形状

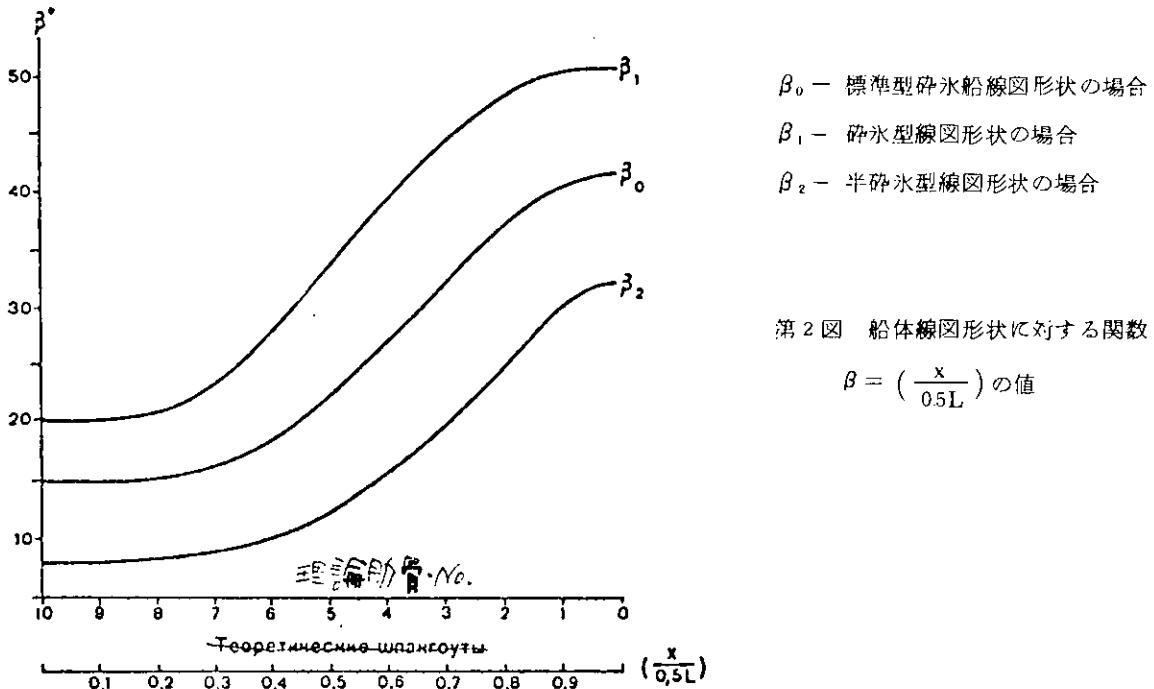
ここから、 $x/0.5L = 0.707$  のとき角  $\alpha$  はパラメータ  $b$  に依存しないことが明らかになる。

船体の線図形状が氷荷重に及ぼす影響を明らかにするに当って、パラメータ  $L/B$  および  $\alpha_H$  についてここで選定された変化範囲に対して肋骨の傾斜角  $\beta$  は水線の形状に依存しないと見做すこととする。また、氷荷重に対するそれぞれ検討すべきパラメータの影響は、それぞれ他のパラメータに依存しないと見做すこととする。標準として次のような砕氷船を採用する。即ち  $(L/B) = 4.5$ ,  $\alpha_H = (\alpha_H)_0 = 0.675$ , 角  $\beta$  は第 2 図に示される 3 つの曲線  $\beta = \psi(x/0.5L)$  (第 1 表参照) のうちの中央の曲線  $\beta_0$  で与えられている砕氷船。

第 1 表 各理論肋骨の傾斜角の値

傾 斜 角 (度)	理 論 肋 骨 №									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\beta_1$ (形状 1)	50	48	44	38	32.5	27	23	20.5	20	20
$\beta_0$ (形状 2)	40	37	32	27	22	18	16	15	15	15
$\beta_2$ (形状 3)	30	25	20	16	12.5	10.5	9	8	8	8

以上のようにした場合、検討対象の砕氷船と標準型砕氷船との船側フレーミングおよび外板に対する氷荷重の比はそれぞれ下記のように表わされる。



第2図 船体線図形状に対する関数

$$\frac{q_H}{(q_H)_0} = \frac{k_q f(\alpha) f_1(\beta)}{(k_q)_0 f(\alpha_0) f_1(\beta_0)} \quad \dots \dots \dots \quad (19)$$

$$\frac{p_H}{(p_H)_0} = \frac{k_p f(\alpha) f_2(\beta)}{(k_p)_0 f(\alpha_0) f_2(\beta_0)} \quad \dots \dots \dots \quad (20)$$

これらの式に含まれる諸量は式(7)～(11)に従って求められる。

船首部水線の面積係数の影響が  $\alpha_H = 0.625 : 0.650 : 0.675 : 0.700 : 0.725 : 0.750$  の各値に対して解説された。ただしこの  $\alpha_H$  値は  $L/B$  および  $\beta = \psi \left( \frac{x}{0.5L} \right)$  は標準型砕氷船に対して採られた値、即ち

$$\frac{L}{B} = \left( \frac{L}{B} \right)_0 = 4.5$$

$$\beta = \beta_0 = \psi_0 \left( \frac{x}{0.5L} \right)$$

であるときの値である。

砕氷船の幅と長との比  $L/B$  の影響については  $\alpha_H = (\alpha_H)_0 = 0.675$ ,  $\beta = \beta_0 = \psi_0 \left( \frac{x}{0.5L} \right)$  のときの  $L/B = 3.5 : 4.0 : 4.5 : 5.0$  の各値について解説された。

他方、垂線に対する舷側の傾斜角があまり大きくなない舷側の傾斜角  $\beta$  が異なる3種類の船体形状に対して、 $L/B = (L/B)_0 = 4.5$  および  $\alpha_H = (\alpha_H)_0 = 0.675$  の場合について検討した。

曲線  $\beta_1$  および  $\beta_0$  はそれぞれ肋骨のフレアが大きい砕氷船および適度のフレアをもつ砕氷船を特徴付けている。また曲線  $\beta_2$  は垂線に対する肋骨の傾斜角があまり大きくなない若干の砕氷曳船 (UL級およびL級船) の肋骨形状を相当程度に決めるものである。解析に際して採用した  $\alpha_H$ ,  $L/B$  および  $\beta = \psi \left( \frac{x}{0.5L} \right)$  の変化範囲は現存の諸砕氷船の計画水線領域における船体線図形状を完全に包含している。

ここで、排水量  $D$ , 船長  $L$ , 耐水船級, 速度  $v_s$  および氷海航行条件が所与の砕氷船と標準型砕氷船とで、それぞれ同一であると仮定するならば、氷荷重に及ぼす船体形状の諸パラメータの影響に関する諸係数を算出するための計算式が下記のように得られる。

(1) 船側のフレーミングに対しては、

(1)  $\alpha_H$  の影響を考慮する係数は

$$a_{\alpha_H} = \frac{q_H}{(q_H)_0} = \frac{f(\alpha)}{f(\alpha_0)} =$$

$$= \left\{ \frac{\arctg \frac{2B_0}{L_0} \frac{x}{0.5L} \left[ -\frac{3}{2} (4-5x_H) + 5(3-3\alpha_H) \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right]}{\arctg \frac{2B_0}{L_0} \frac{x}{0.5L} \left\{ -\frac{3}{2} [4-5(\alpha_H)_0] + 5 [2-3(\alpha_H)_0] \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right\}} \right\} \% \quad \dots \dots \dots \quad 21$$

(2)  $L/B$  の影響を考慮する係数は

$$a_{L/B} = \frac{q_H}{(q_H)_0} =$$

$$= \left\{ \frac{\arctg \frac{2B}{L} \frac{x}{0.5L} \left\{ -\frac{3}{2} [4-5(\alpha_H)_0] + 5 [2-3(\alpha_H)_0] \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right\}}{\arctg \frac{2B_0}{L_0} \frac{x}{0.5L} \left\{ -\frac{3}{2} [4-5(\alpha_H)_0] + 5 [2-3(\alpha_H)_0] \left( \frac{x}{0.5L} \right)^2 \right\}} \right\} \% \quad \dots \dots \dots \quad 22$$

(3) 傾斜角  $\beta$  の影響を考慮する係数は

$$a_\beta = \frac{q_H}{(q_H)_0} = \frac{f_1(\beta)}{f_1(\beta_0)} =$$

$$= \left( \frac{1.6 \cos \beta + 0.11}{1.6 \cos \beta_0 + 0.11} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{C'_0}{C'} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\sin \beta_0}{\sin \beta} \right)^{\frac{3}{2}} \left( \frac{\cos \beta_0}{\cos \beta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots \quad 23$$

(2) 式(5)および式(6)の構造から明らかであるが、氷荷重に対するパラメータ  $\alpha_H$  および  $L/B$  の影響は外板と船側フレーミングとで同じである。即ち

$$a_{\alpha'} = \frac{p_H}{(p_H)_0} = a_\alpha \quad \dots \dots \dots \quad 24$$

$$a'_{L/B} = \frac{p_H}{(p_H)_0} = a_{L/B} \quad \dots \dots \dots \quad 25$$

外板の場合、氷荷重の値に及ぼす傾斜角  $\beta$  の影響は、下記の係数によって求められる。

$$a'_\beta = \frac{p_H}{(p_H)_0} = \left( \frac{1.6 \cos \beta + 0.11}{1.6 \cos \beta_0 + 0.11} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{C'_0}{C'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots \quad 26$$

式21)～26)においてそれぞれ下記の通りである。

$$\left( \frac{L}{B} \right)_0 = 4.5$$

$$(\alpha_H)_0 = 0.675$$

$\beta_0 = \phi_0 \left( \frac{x}{0.5L} \right)$  は第2図のグラフから求められる(中央の曲線)。

係数  $a_\alpha = a'_\alpha$  ,  $a_\beta$  および  $a'_\beta$  の値は相対座標によって第3図と第4図に示した通りである。

係数  $a_{L/B} = a'_{L/B}$  の値は下記の通りである。

L/B	3.50	3.75	4.00	4.25	4.50	4.75	5.00	5.25	5.50
$a_{L/B}$	1.220	1.155	1.100	1.045	1.000	0.955	0.920	0.885	0.855

第3図から明らかなように、船首部氷線での面積係数は、No.3 理論肋骨近傍の僅かな区域を除いて、船側フレーミング

および舷側外板に作用する氷荷重の大きさに著しい影響を及ぼす。No.3理論肋骨から船首寄りの区域においては  $\alpha_H$  の低下は氷荷重の減少をもたらしている(係数  $a_\alpha$  が減少する)。このような氷荷重の低減は特にNo.1理論肋骨の区域において著しい。

$\alpha_H$  が 0.725 から 0.625 に、即ち 16%だけ変化するとき No.1 理論肋骨における氷荷重は 30% 以上減少する。

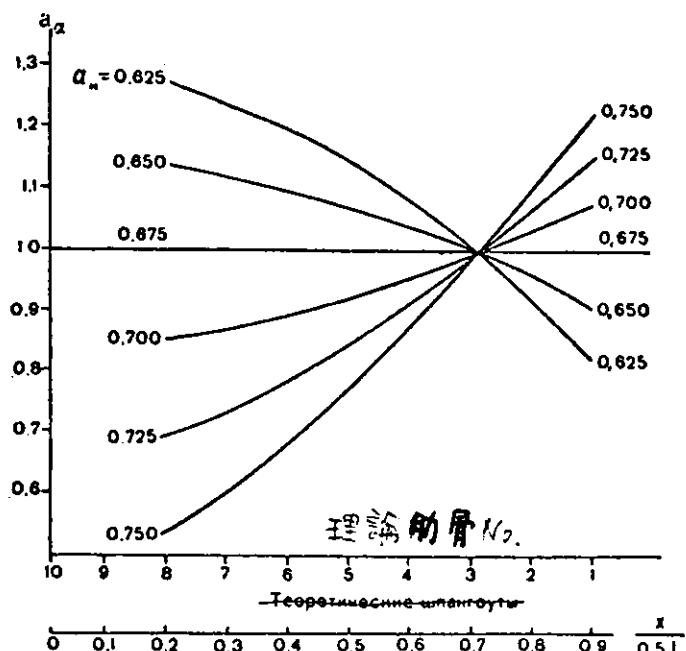
No.3 理論肋骨から船尾寄りの区域においては  $\alpha_H$  の減少は氷荷重の増大をもたらす(係数  $a_\alpha$  が増大する)。この増加分は船体中央の肋骨に近づくにつれて大きくなる。例えば、 $\alpha_H$  が 0.725 から 0.625 に変化するとき氷荷重は No.5 理論肋骨ではほぼ 30%, No.7 理論肋骨で 50%, それぞれ増大する。 $\alpha_H$  に対する氷荷重のこのような依存性は水線に対する接線と船体中央面線とで成す角  $\alpha$  のそれぞれ該当する変化によって説明される。

$L/B$  比の増加は氷荷重の単調な低減をもたらし、その場合、計算から明らかなように、 $L/B$  比の影響は相対座標  $\frac{x}{0.5L}$  (即ち理論肋骨 No.) に実際上依存しない。 $L/B$  比の変化が氷荷重に与える影響の程度は  $\alpha_H$  よりも小さい。例えば  $L/B$  比が 3.5 から 5.5 に、即ち 1.6 倍に、増大するとき係数  $a_{L/B}$  (換言すれば、氷荷重) は 35% だけ減少する。

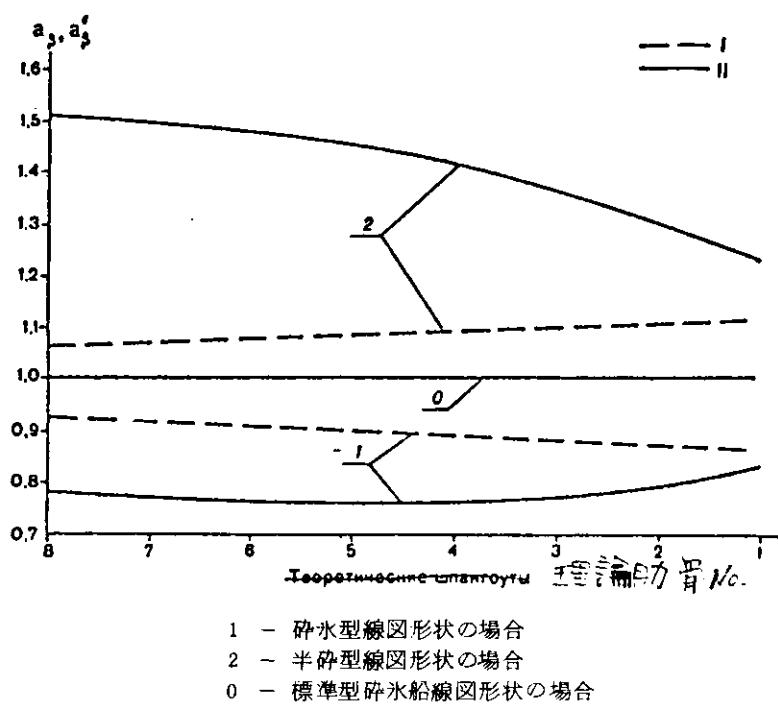
#### 氷荷重に及ぼす舷側の傾斜(角 $\beta$ )

の影響を説明する係数  $a_\beta$  および  $a'_{\beta}$  の曲線は第 4 図に示した通りであるが、ここでは角  $\beta$  の増大について氷荷重が低減している。肋骨の傾斜角の変化が氷荷重に与える影響は船側フレーミングに対しては極めて大きく、舷側外板に対しては僅かにすぎない。例えば、碎氷型線図形状から半碎氷型線図形状に移る場合(2種の極端を船体線図)，外板に対する荷重は平均して 20% 増加し、船側フレーミングに対する荷重は 40% 増加する(船首端部において)が、No.7 ~ 8 理論肋骨の区域においては 70% も増加する。

外板に対する荷重と肋骨の傾斜角  $\beta$  との関係が比較的弱いことは式(2)を導き出すに当って設定した仮定<外板に加えられる氷の力の強さはそれが衝撃力、即ち船体の換算質量と換算速度、に及ぼす程度においてのみ影響を与える>によって



第 3 図 係数  $a_\alpha$  の値



第 4 図 舷側外板(I)および船側フレーミング(II)に対する  
船体線図形状と係数  $a_\beta$  および  $a'_{\beta}$  の関係

説明される。衝撃場所における氷縁の圧壊の幾学的様相は、 $\beta$  の関数であるが、外板に対する氷荷重の大きさに著しく影響することはない。

以上のように、今回の理論的研究から、船体の船首部に生じる衝撲荷重の大きさに船体線図形状が重大な影響を与えることが判明した。以上で得られた諸関係式は碎氷船の船体線図の設計に際し、また氷荷重の算出に当って利用することができる。

### 参考文献

- 1) Kashtelyan V. I., Rivlin A. Ya., Faddeev O. V., Yayodkin V. Ya. : 碎氷船。L., < Sudostroenie > 1972
- 2) Popov Yu. N., Faddeev O. V., Kheisin D. E., Yakovlev A. A. : 氷海内を航行する船舶の強度。L., < Sudostroenie >, 1967

## (7) 模擬氷の製法の改良

I. I. Poznyak

A A N I I ( 北極・南極研究所 ) の氷海再現水槽では実験用氷盤として天然の組成の多結晶弛緩氷が使用されている。氷の結晶格子に不純物を入れ、多くの結晶間中間層を作り出すことによって氷の強度を低下させることができる。これは実際には結氷すべき氷に食塩 NaCl を溶解させる方法によって達成される。

氷の均質性と多結晶構造は氷の上部過冷却層に結晶化の中核となる多数の細かい氷粒子を散布することによってもたらされる。従って氷盤上の全ての点において氷の成長は殆んど同時に開始される。結晶核は空気温度 -10 ~ -12 °C のもとで氷槽面に水を散布するときに作り出される。氷槽内の水温は溶解塩分の量に応じた結晶温度まで到達される。

氷海再現水槽でのこのような氷盤作製方法は所定の強度特性を備えた氷を多数回に亘り成長させることができ、船舶の氷中運動に関するシミュレーション理論の面で下記の関係を満足させることができる。

$$\frac{h_H}{h_M} = \frac{(\sigma_p)_H}{(\sigma_p)_M} = \frac{E_H}{E_M} = \lambda$$

$$f_H = f_M ; \quad \nu_H = \nu_M ; \quad \rho_H = \rho_M$$

ただし、 $h$  - 氷盤の厚さ

$\sigma_p$  - 氷の限界曲げ強度

$E$  - 氷の弾性率

$f$  - 摩擦係数、 $\nu$  - ポアソン比、 $\rho$  - 氷の密度

$\lambda$  - 相似率

インデックス H は実物、M は模型を意味する。

船舶の氷中運動に関するシミュレーション理論ならびに氷盤模型の作成方法については文献(1)で詳細に述べられている。若干の場合には、シミュレーション条件を成立させるために比較的強度の低い氷盤を作成することが必要になる。このような氷の強度特性の一定性（試験の都度強度が変らず一定に保つ）を保持することは実験者に多大の熟練度を要求する。

著しく弛緩した氷は比較的高い塑性を有し、そのため氷盤の破壊に際し過剰な撓みを起し、また天然の氷と比較して模型による氷の破碎の幾何学的相似が若干崩れることになる。A A N I I の氷海再現水槽でスーパー砕氷船の模型試験を行なうためには、厚さが相当に大きく、強度特性が非常に低い氷が必要である。このような場合に対しては前述の製氷方法では完全でない。

本稿では強度特性が低く、塑性が小さく、且つ弾性特性の高い模擬氷を作る実際的な方法の開発について以下で検討する。

まず、実験室用氷の結晶構造の特徴および強度特性について検討する。模擬氷はその厚さ方向でみて均質でなく、強度の大きい上部は滑らかな表面をもち、強度の低い下部は粗度が大きく特徴的な模様をもっている。これは氷の結晶構造と温度勾配によってもたらされる。V. V. Lavrov<sup>2)</sup>によれば、このような不均質性は NaCl 溶液中における氷の成長の特質によつて説明できると見做される。氷が所定の厚さに成長する過程において上部の層から  $Na^+$  イオンおよび  $Cl^-$  イオン、またその他の混在物質が相当多量に排除され、これらは下側の面に密集する。氷盤の各基本層はこのような形成段階を経るものである。その結果として下部層の氷の結晶は上部層に較べて強度的な結合が弱い。即ち下部層の結晶は異質な混在物質のほかにブラインをも含む結晶間中間層によって互に引離される（その程度は上部層よりも大きい）。

模擬氷の限界曲げ強度  $\sigma_p$  を求めるため、氷盤の全厚さに切取った供試体を氷海再現水槽で試験したが、その際、供試体は 2 点で支持されるビームとして扱われ、そのスパンの中央部に破壊力を加える方法で試験された。厚さ方向での氷の不均質性のため  $\sigma_p$  値は破壊力の作用方向に依存する。若し供試体の曲げに際して上部層の引張りが生ずるならば、曲げに対する

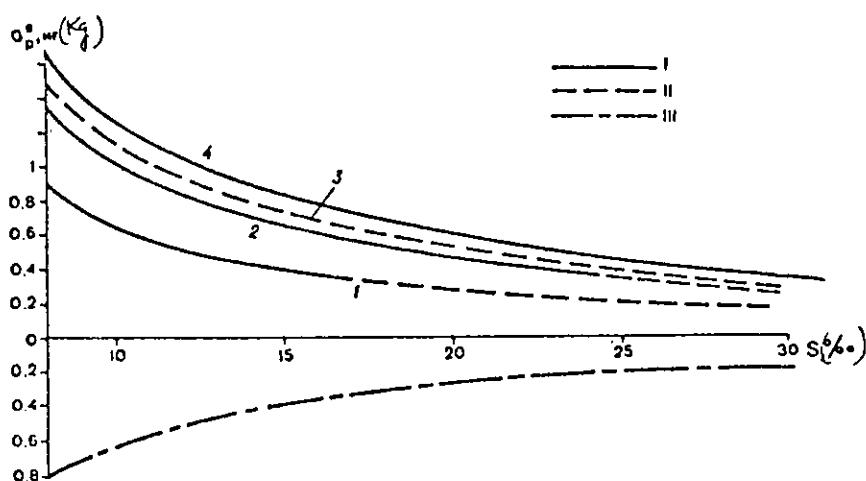
る一時的抵抗（これを $\sigma_p^B$ で表わす）は下部層の引張りが生じる場合の抵抗 $\sigma_p^H$ よりも大きい。

$\sigma_p$  値の全ての範囲において（氷海再現水槽ではさまざまなスケール（縮率）の模型試験を行なった。）比 $K = \sigma_p^B / \sigma_p^H$ は2である。このK値を氷の均質性係数と呼ぶことができる。氷厚25～30mmの場合に現在まで得られている最も小さい限界曲げ強度の値は $\sigma_p^B = 0.34 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\sigma_p^H = 0.16 \text{ kg/cm}^2$ である。

結晶核を導入して淡水から凍製された多結晶氷の場合には均質性係数Kは単位値に近い。塩分を含む水から凍成された氷では、その場合氷の成長過程において空気温度が-10°Cから-15°Cに低下したが、係数Kは1.2～1.3まで増大した。これらの試験から、模擬氷の強度上の不均質性は氷厚方向での異質混在物およびブラインの不均等分布によって決められる処が著しいことが判明した。

さまざまな強度をもつ模擬氷の弾性-塑性特性を評価するため供試体に $\sigma_p$ の90%に達する荷重をかけ、次に除荷する方法によって曲げ試験を行なった。ここでは供試体の撓み量fと残留撓み量△fを求め、これらに基づいて弾性曲げおよび弾性-塑性曲げに際して、氷の変形に費やされた仕事量を評価した。その結果、凍製に用いる水の塩分が多くなるにつれて氷の塑性特性が大きくなることが確認された。塩分の多い水から作られた氷は弾性-塑性体と見做されるべきである。

以上のように、現行の方法に従えば、模擬氷の限界曲げ強度は結氷に用いる水の塩分含有量と温度、氷が形成され成長するときの空気温度、過冷却水面に散布される結晶核の分布の均等性、量および大きさによって決まる。実験データによればこのような氷の限界曲げ強度を氷結氷に用いる水の塩分との関係は $\sigma_p^B = f(S)$ で表わされる（第1図参照）。



I—実験データによる曲線、II—外挿法による曲線、III—推定される曲線  
(NaCl溶液を氷の表面に散布した場合。氷厚は25～30mm)

第1図 さまざまな氷厚の場合の $\sigma_p^B$ と水中の塩分との関係

密接氷盤内を碎氷船が運動する場合の氷の破壊は氷の曲げに際して生じる引張応力の作用を主要因にして起きる。従って第1図の $\sigma_p^B = f(S)$ 曲線は破壊力が上方から下方へ向けて加えられる場合の全ての限界強度値について示されている。氷の限界強度は、若し氷が塩分一定の水から凍製されるならば、氷板の厚さにも依存する。即ち $S = \text{const}$ のとき $\sigma_p^B = f(h)$ である。当然のことながら、氷の更に進んだ弛緩は氷の塩分含有量の増加または空気温度の低下によって達成できる。この温度は氷の成長速度および結晶間スペースにおける不純物とブラインの量を左右する因子である。しかし氷の塩分を増すことによって氷の強度を下げる方法は効果が小さい（第1図参照）。塩分含有率の大きい（S=25～30%）領域では塩分が著しく増加してもそれに応する強度の低下は僅かである。

既に指摘したように、氷の凍製状態の全ての初期データ（条件）が同一で且つ完全に守られているにも拘わらず、塩分

(\*) 氷は空気温度-10～-12°Cで凍結する。

2.5～3.0%の水から一定の強度特性と結晶構造特性をもつ氷を作成することは極めて困難である。若し水に塩(～3.0%)を溶解した直後に氷を成長させるならば、全水面に結晶核を均等に分布させることは長時間に亘り不可能であると思われる。個々の区域では結晶核の密集化が観察され、そこに形成された薄い氷の膜が運動状態に入り、所々が氷の成層化が起き、また若干の場合には裂目が形成される。時間の経過につれてこの現象の強さは小さくなる。

氷は明瞭な分界面をもつ2層氷(層の比率は4:3)に成長する。下部層における結晶間の強度上の結合は不充分であり、あまり大きくない力が加えられた場合ですらも容易に互に分離し、また分界面からも離れる。他方、上部層はモノリス的であり、下部層よりも著しく強度が大きく、細かい結晶から構成されている。このような性状の氷では氷海再現水槽で実験用に通常作成される単層氷と較べて下側表面における結晶の大きさが2～2.5倍もあるため、船舶模型の試験に使用することができない。時間の経過につれてこのような結晶の大きさは減少し、また層間の分界面も消え去る。

以上で述べたような現象の原因についてはまだあまり深く究明されていないが、そこで重大な役割を果す要因はブラインNaClの<老化>、熱力学的状態の崩壊、氷一水の分界面における電界の存在、ブラインNaClの密度に関して不均質氷における拡散過程の速度であると推定できる。

試験から明らかなように、強度と結晶構造について再現性のある氷盤は3.5～4.0日経過して凍製に成功する。塩分の多い水から氷を成長させる場合には水および空気の所定の温度状態または結晶核の所定の散布過程からの値かなずれも氷の質に影響を及ぼす。

空気温度が低下するときの氷の成長速度の増大は結晶間スペースにおける異質混在物とブラインの増加をもたらし、これによって氷盤の強度が低下する。このような強度低下方法は以前に筆者等が提案したもので、氷盤模型の製法の開発に際して利用された。実際には氷海再現水槽という条件のもとでは空気温度を-1.8°Cまで下げることができる。このような温度のもとで塩分3.0%の水から凍製された氷(厚さ3.0mm)は空気温度-1.2°Cで作られた氷よりも強度は23%低く、不均質性係数は2から2.3～2.4に増大する。

氷の塩分を増加させ、空気の温度を低下させることによる氷の強度の低下はその弾性特性の減少と塑性の増大をもたらす。密接水域における船舶の運動を求める相似基準を導き出すに当って、氷の変形は破壊モーメントに到るまでフックの法則に支配されるとの仮定を設定した。海洋また野外貯水池における氷盤は弾性特性と共に塑性特性も有する。このような場合にどのような補足的相似関係が成立しなければならないだろうか。

周知のように、変形された物体の動的平衡の方程式(ニーシーの方程式)は下記のように示される。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} - \rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} &= X \\ \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} - \rho \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} &= Y \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} - \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} &= Z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 $\sigma$ 、 $\tau$ —それぞれ応力

$u$ —変位のベクトル

X、Y、Z—それぞれ質量(体積)力の成分

$\rho$ —材料の密度

方程式系(1)の個々の項を下記のように表わすことができる。

$$\frac{K}{L^3}, \frac{\rho L}{t^2}$$

ただし、K—力の次元を有する。

ここで、相似基準として上記の第1複合量と第2複合量の比を探る。即ち

$$\frac{K t^2}{\rho L^4} = \frac{K}{\rho v^2 L^2} = \text{const.} \quad (2)$$

式(1)は変形された密接媒体の状態を表わすもので、この式を導き出すに際して変形の弾性に関するいかなる仮定も設定されていない。従って、相似基準(2)は動的載荷状態における弾性体についても、また弾性-塑性体についても適用される。

弾性変形の場合にはフックの法則から得られるもう二つの相似基準を満足させる必要がある。等方弾性体に対し、一般的な場合に、応力と変形(歪み)との関係を表わすこの法則は下記のように示される。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{2(1+\nu)} \left[ u_{xx} + \frac{\nu}{1-2\nu} \theta \right], \\ \sigma_y &= \frac{E}{2(1+\nu)} \left[ u_{yy} + \frac{\nu}{1-2\nu} \theta \right], \\ \sigma_z &= \frac{E}{2(1+\nu)} \left[ u_{zz} + \frac{\nu}{1-2\nu} \theta \right], \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)} u_{xy}; \tau_{yz} = \frac{E}{2(1+\nu)} u_{yz}; \\ \tau_{xz} &= \frac{E}{2(1+\nu)} u_{xz} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ただし、E—材料の弾性率

$\nu$ —ボテンツン比

$u_{ij}$ —歪みの成分

$$\theta = u_{xx} + u_{yy} + u_{zz}$$

ここで相似基準として二つの無次元量  $\nu$  および  $\frac{k}{EL^2}$  を取り出すことができる。

$$\text{相似基準} \quad \frac{K}{E L^2} = \text{const} \quad (4)$$

は弾性体の僅かな変形に対応するものである。

式(2)と式(4)から下記の関係が得られる。

$$\frac{\rho v^2}{E} = Ch = \text{const},$$

これはコーシーの相似数(基準)と呼ばれるものである。

上記のコーシーの基準は、物理的な視点から云えば、模形と実物のそれぞれ当該点における動的性質の外力と回復弾性力との比の一定性を決めるものである。弾性力の動的作用のシミュレーションに際して相似基準として下記の無次元関係式を採用する。

$$\nu, Ch = \frac{\rho v^2}{E} \cdot \text{および} \frac{K}{EL^2} \quad (5)$$

氷海再現水槽では氷模型として自然の組成の多結晶弛緩氷が用いられるから、ボテンツン比は模擬氷を実氷とで実際上同一であると見做すことができ、式(5)のうちの第1の基準が満足される。

模型と実物とのそれぞれ当該点における弾性力が  $\lambda^3$  として関係付けられる(船舶の氷中運動のシミュレーションが重力的相似基準に従って実現される)ためには式(5)の第3の基本から導き出される関係  $E_H/E_M = \lambda$  を満足させなければならない。

$$\text{い。即ち} \quad \frac{K_H}{E_H L_M^2} = \frac{K_M}{E_M L_M} \cdot \text{および} \frac{E_H}{E_M} = \lambda \quad (6)$$

式(6)を考慮すれば、若し実物と模型との運動速度の比が重力的相似の条件  $\frac{v_H}{v_M} = \sqrt{\lambda}$  を満足させるならば、コーンのシミュレーション基準は自動的に満足させられる。

従って、実氷と模擬氷とでボアソン比  $\nu$  および密度  $\rho$  がそれぞれ相等しく、且つ弾性率が相似率  $\lambda$  として関係付けられるならば、重量的性質の力、慣性力および弾性力を重力的相似基準に従って、一緒にシミュレーションすることが可能になる。

現在の諸研究に依れば、比較的緩慢な載荷条件のもとにおける氷の弹性-塑性挙動はマックスウェルの粘性-弹性体模型によって表現される。この物体における応力と変形を関係付ける式は下記の形で示すことができる。

$$\left( \frac{1}{\tau_M} + \frac{\theta}{\theta_t} \right) \sigma_{ik} = K \left( \frac{1}{\tau_M} + \frac{\theta}{\theta_t} \right) u_{Hk} \delta_{ik} + 2G \frac{\theta}{\theta_t} \left( u_{ik} - \frac{1}{3} u_{Hk} \hat{\delta}_{ik} \right) \quad (7)$$

ただし、 $\tau_M$  — マックスウェルの応力弛緩時間

$\eta_M$  — 内部摩擦係数(粘性)

$G$  — 剪断弾性係数

$K$  — 体積圧縮係数

$$\tau_M = \frac{\eta_M}{G}; \quad (8)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}; \quad K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (9)$$

式(7)は変形の低い相対速度  $u_{ik}$  に対応するものである。模型船または実碎氷船が氷盤に働きかけるときに起きるように動荷重が急激に変化する場合については氷の弹性-塑性挙動に対するフォークトの模型を用いるべきである。即ち

$$\sigma_{ik} = Ku_{Hk} \delta_{ik} + 2G \left( 1 + \tau_\phi \frac{\theta}{\theta_t} \right) \left( u_{ik} - \frac{1}{3} u_{Hk} \delta_{ik} \right) \quad (10)$$

ただし、 $\tau_\phi = \frac{\eta_\phi}{G}$  — 変形の弛緩時間

$\eta_\phi$  — 剪断時の粘性係数

式(7)と式(10)から相似基準として下記の三つの無次元比が採用される。

$$\nu; \frac{K}{EL^2}; \frac{\tau_M}{t} \quad \text{または} \quad \frac{\tau_\phi}{t}$$

以上のようにして、氷の弹性-塑性挙動のシミュレーションのためには下記の四つの相似基準の成立が要求される。

$$\nu; \frac{K}{KL^2}; \frac{\rho v^2}{E}; \frac{\tau_M}{t} \quad \left( \frac{\tau_\phi}{t} \right) \quad (11)$$

式(11)のうちの三つの基準は氷の弹性挙動に対する場合と同じであり、最後の基準は氷の塑性特性を考慮するものである。

その場合

$$\frac{(\tau_M)_H}{(\tau_M)_M} = \frac{t_H}{t_M} = \frac{v_H}{v_M} = \sqrt{\lambda}, \quad (12)$$

即ち模擬氷の弛緩時間の比、はフォークトおよびマックスウェルの法則に従えば模型と実物との速度比に等しくならなければならない。

式(8)と(9)を考慮すれば、 $\nu = \text{const}$  のとき下記が得られる。

$$\frac{(\eta_M)_H}{(\eta_M)_M} = \frac{(\eta_\phi)_H}{(\eta_\phi)_M} = \frac{t_H E_H}{t_M E_M} = \lambda^{3/2} \quad (13)$$

従って、若しボアソン比が模擬氷と実氷とで同一であり、且つ弾性率が  $\lambda$  として、また粘性係数(内部摩擦の)が  $\lambda^{3/2}$  としてそれぞれ関係付けられるとするならば、質量力、慣性力、弾性力および塑性特性を重力的相似の条件に従って一緒にシ

シミュレーションすることが可能となる。

理論上の観点からは氷の塑性特性のシミュレーションは可能である。しかし、実氷および実験室用氷の塑性特性に関する研究はまだ充分に進んでおらず、また式⑬を満足できる氷盤を実験室条件のもとで作成する方法も確立されていない。

結氷に用いる水の塩分を更に増加させ、空気温度を低下させる方法による氷の強度の引下げは効果の少ないやり方である。更にその場合実験作業や機器の作動の条件が悪化する。

周知のように、氷の融解を加速する方法の一つは氷をさまざまな層と相互作用させることである。ここから、氷の強度引下げを目的として氷中に添加されたNaClの濃溶液を既に形成されている氷盤の表面に作用させてやる着想が生じた。

実験の結果から、氷盤の厚さ方向での強度上の不均質性を实际上無くすことができること、またそれにより氷の限界強度 $\sigma_p^B$ を引下げることができることが立証された。例えば、塩分27%の水から作られた厚さ27mmの氷の表面にNaCl溶液を作らせたとき $\sigma_p^B$ 値は18分間で~1/2に減少した。

この場合、氷の弱化は結晶間の強度上の結合の弱まりによって起きる。氷盤の表面にNaCl溶液を加えたとき氷の結晶の融解が始まり、それからブラインが毛管および結晶間スペースに浸透する。これらの寸法は壁の融合によって増大する。

以上のように模擬氷作成法の補足的改良によって次のことが可能になる。

- (1) 低強度の氷が得られる(実際に、強度をほぼ半分に下げられる)(第1図の曲線Ⅲおよび4参照)。
- (2) 塩分が1/2の水から所定の強度の氷が得られ、これによって氷の弾性特性を増大させ、塑性特性を低減させられる。
- (3) 氷の厚さ方向での異方性を相当程度に減少させることができ、これによって、恐らく、載荷時の氷の過剰撓みが減少される。相似基準を導き出すに当って氷盤は厚さ方向について等方であるとの前提が採られているので、このような氷はシミュレーション条件に対する満足度が大きい。

以上と同様な効果をV.V.Lavrovも得ているが、その場合には氷板の表面を500Wの電球で4cmの距離から照射してやる方法が用いられている。主として結晶間の中間層に吸収された熱エネルギーが結晶間の結合を弱めることによって、氷の強度を $\sigma_p^B$  1.0kg/cm<sup>2</sup>から $\sigma_p^B$  0.5kg/cm<sup>2</sup>に引下げている。しかしこの方法は氷海再現水槽で実用化されるに至らなかった。その理由は氷の鏡面積が大きい(26m<sup>2</sup>)ためであり、更に、電球による照射が中止されたとたんに間欠的な時間帯を経て上部層の強度が再び増大するという短所がみられた。

濃厚NaCl溶液を氷の表面に散布するプロセスは容易に実現できる。この目的のためには結晶核の散布に用いたと同じ散布器が使用され、そのタンクには水の代りにあればこれの濃度のNaCl(第1表)が詰められる。

最後に、実験用氷の作成方法について本稿で提案した改良によって密接氷盤内の船舶の運動のシミュレーションに関して実験の質を著しく向上できることが指摘できる。

第1表 氷の表面に散布するNaCl溶液の濃度

+15°Cでの 比 重	含 有 塩 分 %		凍 結 温 度 (°C)
	溶 液 中	水 1 0 0 に 対 し	
1.16	21.2	26.9	-18.2
1.17	22.4	29.0	-20.2
1.175	23.1	30.1	-21.2

#### <文 献>

1) Kashtelyan V.I., Poznyak I.I., Rivlin A.Ya.: 船舶の運動に対する氷の抵抗. L., < Sudostroenie >

1968

2) Lavrov V.V.: 氷の変形と強度. L., Gidrometeoizdat: 1969

3) Nogid L.M. : 密接氷域および冰板域における船舶の運動のシミュレーション. Tr. LKI No XXVIII, 1959

4) Kheisin D.E. : 氷盤の弾性-塑性曲げ問題について, Tr. AANII, vol. 267, L., Gidrometeoizdat,  
1964

## 第5編 船舶の着氷の研究

本編はソビエト連邦 A A N I I (北極・南極研究所) 紀要 № 317 (1975年) 論文集〈船舶の着氷の研究〉を抜粋したものである。

### (1) 船舶が飛沫を受ける場合の物理的諸過程

V. V. Panov, A. V. Panyushkin, Z. I. Shvaishtein

<sup>16, 19, 37)</sup>

船体着氷に関する研究および予測の分野における最近の理論的検討報告では飛沫の流束内に置かれた物体(船舶)に対する熱物理的諸問題の解析が試みられている。着氷過程の初期段階——飛沫の生成——それと波浪のパラメータ、船体の構造特性および運動特性、船体を波が打つときに生じるしぶきと空気の流束との相互作用などとの関係については現在までのところ理論的検討がまだ行なれていない。

しぶきの掛り具合を特徴付ける定性的な法則性および定量的な相関関係が解明されるならば、着氷の程度を更に一層正確に評価することができ、また着氷を減少させる方策も見出すことが可能となろう。本稿では船体が飛沫をあびる際に経過する物理的諸プロセスを検討する。本稿に挙げる諸関係式は決して絶対的なものではなく、また本稿で下している結論も終局的なものではない。本問題においては三つの物体、即ち海、大気、船の相互作用が検討の対象となる。これらを特徴付けるパラメータは三次元空間における不規則関係である。明らかに、このような問題は近似的に解くことができるのみである。

着氷時の飛沫吹付け過程は限界的な二つの場合、即ち純粹な飛沫吹付けと純粹な船体冠水の二つに分けて表わすことができる。

純粹な飛沫吹付け——水面上の舷側の高さが波の高さより大きい場合。さまざまな方向に運動している波(風と船体による波)の相互衝突、舷側に対する波の衝突および風による波面からの水滴の離脱によって多量の水滴が生成される。当初は、水滴の飛跡は風速の垂直方向の投影値を著しく上廻る速度をもって上方に立上ることがある。このような場合に水滴(特に微細な水滴)の運動が空気の抵抗によって著しく減速される。

水滴の飛昇速度  $v_k$  が低下するにつれて空気の抵抗が急速に低減する。風速  $v_B$  の垂直投影値が水滴の飛昇速度を超えるならば、水滴は空気によって上方に無限の高さに運び去られる(完全に輸送される水滴)。また  $v_k > v_B$  であれば、水滴は初期のエネルギーを喪失し、速度  $v_k - v_B$  をもって落下し始める。このような水滴が飛昇する最大高度は水滴の初速  $v_i$  の垂直成分、飛昇速度  $v_k$  および風速  $v_B$  の垂直投影値に依存する。 $v_k \gg v_B$  のとき(風の上昇速度が小さい場合の大粒の水滴)には水滴の飛昇高度は  $v_B$  値に殆んど左右されない(ほとんど純粹な飛沫吹付けの領域)。表面からの水滴の離脱が起きるときの風速は次式から算定される。<sup>25)</sup>

$$v_{kp} = 2.1 \sqrt{\frac{\sigma r_w}{g r_B (r_w - r_B)}} \cdot \sqrt{\frac{r_w}{\eta}} , \quad (1)$$

ただし、 $\sigma$  — 表面張力係数

$r_w$  と  $r_B$  — それぞれ水および空気の比重

$\eta$  — 粘性

純粹な冠水——これは波の高さが水面上の舷側の高さより大きいか或いはそれに等しい場合に認められる。この場合、船外の海水が甲板に入り、船が冠水する。この場合の飛沫吹付け過程は二つの主要な要素に分けられる。

即ち、(1)舷側に波が衝突した結果として水の初期流束の形成

(2)風の作用を受けた水の流束の飛散化

第1のプロセス成分の計算においては流束内の水の量と流速のエネルギーが求められる。第2の成分に関する計算では風の作用を受けた水の流束の粉碎による水滴生成の法則性が検討される。本稿では波浪上の船体の挙動に関するデータ<sup>21, 23, 36, 42)</sup>。

構築物に対する波の作用に関するデータ<sup>4,14,17,35)</sup>、また波浪のパラメータを求めた結果<sup>2,24,43,44)</sup>を利用して検討する。

飛沫に変えられる波の部分のエネルギー  $E_\sigma$  は仮りに到来波のエネルギー  $E_0$  と船速の減衰に費やされるエネルギーの差として表わすことができる。即ち

$$E_\sigma = E_0 - \Delta R_{H,B} v_c^2, \quad (2)$$

ただし、 $E_0 = \frac{1}{8} D h^2$  —— 波立った液体表面の各m<sup>2</sup>当りの波の全エネルギー

(D — 単位体積の液体の重量)

(h — 波の高さ)

$\Delta R_{H,B}$  —— 船が波動中を運動するときの付加的抵抗

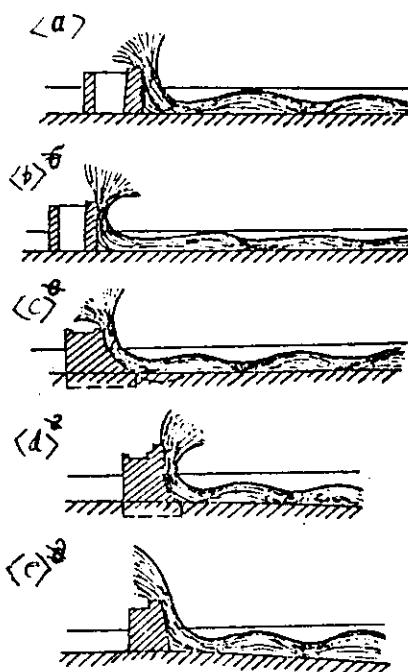
$v_c$  —— 船の運動速度

強い風のもとで起きる波浪は船の運動の様相を著しく変え、船首揺れを増大させ、水の抵抗を増大させる。甲板に多量の海水が流入する危険性を避けるために、若干の場合には船速を低下させることが予じめ定められている。波が衝突する船体の面積が最小であれば甲板に侵入する海水の量も最少になる。このような状態は船が船首を波に対向させて運動する場合に実現できる。

飛沫の吹付けに際して重要な役割を果すものは波と相互作用している船体構造のプロフィルである。このプロフィルの適正な選択によって他の諸条件が同一のもので舷側に到来する水量を著しく減少させることが可能となる。

船体構造のプロフィルに応じて波のはね返りはさまざまな方向をとる(第1図)。波のはね返りが最も少い船体構造は第1図で<e>型の舷側プロフィルをもつものであり、次いで<b>、<a>、<c>の順になり、最も多量の波のはね返りを受けるものは波打返板を持たない傾斜プロフィル<e>である。従って、飛沫吹付けを最少に留めるためには、着水条件下を航行する船舶の舷側および船首端部の構造について綿密な検討が必要となる。これらの船体部分の外形はできる限り曲線的なプロフィルにするべきであり、また上側部分には、プロフィルの滑らかさを損じない範囲において、また船の海洋航行性能を下げない範囲において、波打返板を設置する必要がある。

飛沫に変えられる波の部分のエネルギーを計算するためには、船の運動に対する付加的抵抗 $\Delta R_{H,B}$ を知る必要がある。理論研究および計算<sup>1,24,39)</sup>に従えば、この $\Delta R_{H,B}$ 値は波高の2乗に比例すると見做すことができる(波高hと波長λの比が小さいときにはこのような結果は実験データとあまり一致しない)。抵抗 $\Delta R_{H,B}$ は船体動搖の振幅が増大するにつれて増大し、共振振幅領域において最大値に達し、それから減衰し始める(第2図)。



No.	プロフィル	波打返板の有無
<a>	垂 直	無
<b>	垂 直	有
<c>	曲 線	無
<d>	曲 線	有
<e>	傾 斜	無

第1図船体のさまざまな部分のプロフィルと波の打返し  
状態との関係

比抵抗 $\Delta R = f(F_r)$  の理論計算を  $\lambda/L = 1$ ,  $L/B = 8$  の場合の規則波内の模型船を対象に行なう。ここでフルード数は  $F_r = v_0^*/\sqrt{gL}$ 。 $v_0^*$  - 到来する流速の速度。L - 船長。B - 船幅。 $F_r = \text{const}$  および  $h/\lambda = \text{const}$  のとき、対向波浪内の運動に対する比抵抗は単位値に近い  $\lambda/L$  値の範囲において最大値に達する。波長が短かい場合の波浪内の付加的抵抗および動搖振幅の大きさ最小値を保証する船首部フレーム形状はU字型であり、また波長が大きい場合のそれはV字型形状である。波に對向して運動する船について M. D. Khaskind<sup>39,40)</sup> は下記の式を得ている。

$$\Delta R_i = \frac{\rho_w}{2g} \lim_{\mu \rightarrow 0} \mu \operatorname{Re} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi \frac{\partial}{\partial x} \left( i\nu^* \varphi - v_c \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) dx dy, \quad (3)$$

ただし、 $R_e = v_0 L / \tau$  - レイノルズの基準  
 $\mu$  - 散逸力係数  
 $\nu^*$  - 波浪内進行時の動搖の見掛けの頻度  
 $\varphi$  - ポテンシャル関係

海洋波浪条件における船の運動に対する抵抗の実際の増加分は不規則波、の影響を考慮して始めて評価することができる。文献<sup>12</sup>では  $\Delta R_{H,B}$  の値を模型試験または実船試験に基づいて原型船について得られた  $\Delta R = f(F_r, \lambda/L, h/\lambda)$  の値の換算によって決定している。

この換算は次式に従って行なわれている。

$$\Delta R_i = \left( \frac{\Delta R}{D} \right)_{pr} D k_u / r k_\sigma k_\alpha \left( \frac{h}{n_{pr}} \right)^2, \quad (4)$$

ただし、 $k_{H/T}$ 、 $k_\sigma$ 、 $k_\alpha$  - 所与の実船および原型船のさまざまな量を考慮した影響係数<sup>13)</sup>  
 これらの係数値を求めるために特別なダイヤグラムが作成されている。

$\Delta R_i$  値は次式から近似的に算定できる。

$$\Delta R_i = \frac{\rho(v_c + c)^2}{2} \frac{Bh}{\pi} (1 - \cos \epsilon_u) \quad (5)$$

ただし、 $c$  - 波形の伝播速度

$\epsilon_u$  - 船首部水線の水切角

B - 船 幅

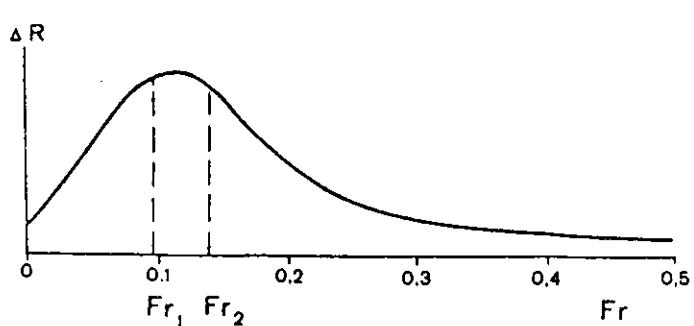
h - 風波の高さ

$\Delta R_{H,B}$  値は下記の関係式から決められる。

$$\Delta R_{H,B} = \sum_{i=1}^n \Delta R_i \bar{\tau}_i \quad (6)$$

上式で  $\bar{\tau}_i$  は不变値の波長  $\lambda_i$  をもつ波についての相対的な運動持続時間であり、これは次式から算出される。

$$\bar{\tau}_i = \frac{\tau_i P_i}{\sum_{i=1}^n \tau_i P_i} \quad (7)$$



第2図 波と船との相互作用を特徴付ける  
パラメータと船の運動に対する比抵  
抗との関係

ただし、 $\tau_i$  一波長 $\lambda_i$  をもつ波での運動に対応する見掛け周期  
対向波浪に対しては下記のようになる。

$$\tau_i = \frac{\lambda_i}{\sqrt{\frac{g}{2\pi} \sqrt{\lambda_i} + v_c}} \quad (8)$$

$$P_i = e^{-\left(\frac{\lambda_i}{\lambda_{50\%}}\right)^2 \ln 2} - e^{-\left(\frac{\lambda_i+1}{\lambda_{50\%}}\right)^2 \ln 2} \quad (9)$$

ただし、 $P_i$  一波長 $\lambda_i$  の波の確率； $\lambda_{50\%} \approx \lambda_{max} / 2.25$

ここで、 $\Delta R_i$  の値（式(3), (4), (5)）および $\tau_i$  を知ることによって、式(6)から $\Delta R_{H,B}$  を求めることができる。式(2)によって算出された $E_\sigma^*$  値に従えば、波が船体に衝突した後に舷側に沿って立上る大きさを第一近似において求めることができ<sup>4,14,34,38,41)</sup>。即ち

$$H_H = A \sqrt{E_\sigma^*} \quad (10)$$

ただし、A—経験的な係数<sup>34)</sup>

$$E_\sigma^* = E_\sigma - \sum E_y - \sum E_f - \sum E_{p+B} \quad (11)$$

上式で $\Sigma E_y$  は構造物に対して運び込まれる水の全量が衝突する際に、摩擦、空気の外部抵抗、圧力の脈動、水への空気混入、波の分裂による細流およびさまざまな方向の流束の生成に費やされるエネルギー損失の総和である。また $\Sigma E_f$  は碎けた波の全体から流束およびしぶきが形成されて分離するときのエネルギーの散逸を示し、 $\Sigma E_{p+B}$  は全体の水から分離した全ての流束およびしぶき（舷側を伝わって上方に運動する流束を除く）のエネルギーを表す。もし、 $\Sigma_0 \gg \Delta R_{H,B} v_c$  であるならば、船体構造に沿った波の立上り高さはこれを到来波の幾何学的特性と関連付ける次式によって評価することができる。

$$H_H = 1.2 h \cos \varphi \sqrt{\frac{\lambda}{h(1+m^2)}} \quad (12)$$

ただし、 $\varphi$ —波の射線と水線に対する法線とで成す角

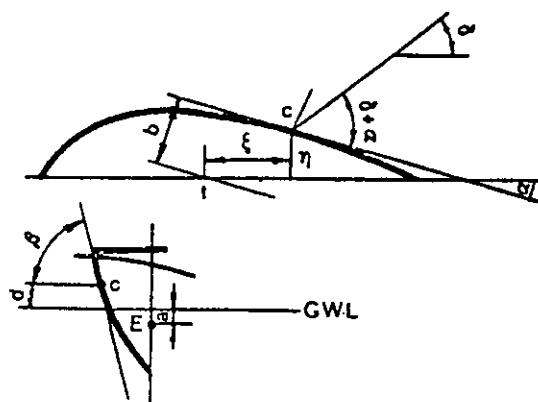
$m$ —水に洗われる表面の勾配を特徴付ける係数

船体面を運動する水の流束の特性についての詳細な計算は文献（4, 14）の研究に基づいて第一近似において行なうことができる。

船体着氷時の冠水および飛沫吹付けの過程において  $H_H \leq Z$  （ただし、Zは舷側に波が衝突する場所の水平上の高さ）の場合、明らかに、波の役割は僅かである。 $h$  および $\lambda$  の値が大きい波の場合に最大の危険性が提示される。

飛沫吹付けの周期性は臨界値よりも大きい高さ ( $H_H > Z$ ) をもつ二つの波が船体に衝突する時間間隔によって決まる。波と衝突する船体面が少ないほど船体がしぶきを受ける割合は他の諸条件が同一のとき、少なくなる（船首を波に向けて走航する場合も有利となる）。

波と船体の相互作用に関するもっと一般的な検討ならびに船体と波の衝突による力についての計算は文献（42）に従って行なうことができる。



第3図 船体と波の相互作用の図解

波浪内の水の運動は(1)船の前進, (2)ローリングおよびピッキング, (3)船の重心の並進運動から構成される。船体と波の相互作用図を第3図に示す。

ここで、波に対する船体の位置は角 $\delta$ （波の運動方向と船体中心線とで成す角）によって決められるとし、また問題とする点Cにおける船体の表面は水線面における角 $\alpha$ およびフレーム面における角 $\beta$ によって決められるとする。

波頂通過時点における点Cでの水の最大運動速度は次式から求められる。

$$v = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} r_0 e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} \quad (13)$$

ただし、Z-運動時に点Cのレベルまで持ち上げられる波の要素の平穏レベルの表面からの距離

問題とする船体部分に対して垂直な方向をもつ上述の諸運動の夫々の最大絶対速度を表わす式はそれぞれ下記の形を有する。

(1) 点Cにおいて船体面に対し垂直な方向の速度成分は

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} r_0 e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} [\cos \delta \cos \varphi_x + \sin \delta \cos \varphi_y] \quad (14)$$

ただし、 $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$  - それぞれ船体の縦軸および横軸と点Cにおける船体面に対する法線とで成す角。

(2) 点Cにおける船体面に対する方向の船体重心の運動の速度成分は

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} r_0 \left( e^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} - e^{-\frac{2\pi a}{\lambda}} \cos \frac{2\pi b}{\lambda} \right) \quad (15)$$

ただし、a - 船体重心の沈降量

b - 点cを通過する波頂と重心との距離

(3) 点Cにおける船体面に対する法線方向の船の進行速度成分は

$$v_3 = v_c \cos \varphi_x \quad (16)$$

ただし、 $v_c$  - 船の進行速度

点Cにおける波動上の船体と水の最大相対運動速度は上記で得られた各絶対速度の代数和によって決められる。衝突による船体に対する水の比圧力を表わす式 $P_y = \frac{\tau_w v^2}{g}$ にこの代数和を代入し、また波中の水の流体力学的圧力が $P_{hydro} = \tau_w z$ （ただし、 $\tau_w$  - 水の比重）であることを考慮すれば下記が得られる。

$$P = P_y + P_{hydro} = \frac{1}{g} \tau_w \left\{ \left[ \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} r_0 \left( e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} - e^{-\frac{2\pi a}{\lambda}} \cos \frac{2\pi b}{\lambda} \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times (\cos \delta \cos \varphi_x + \sin \delta \sin \varphi_y) + v \cos \varphi_x \right]^2 + z \right\} \quad (17)$$

明らかに、水の全エネルギーは水柱の立上りに費やされる（舷側との摩擦、逆流、側細流の形成、水の分裂による細流の形成）。従って、下記のように示される。

$$P_r = NP$$

ただし、 $P_r$  - 船体に対する接線方向での点Cにおける水柱内の圧力

N - 波の圧力損失を考慮した係数（実験的に求められる）

上式でPの値は文献(4-2)に示す方法に従って算定できる。

<空気流束内における細水流の伝播>

舷側に波が衝突した結果、水の細流が生成し、これは空気の流束に対して成る角度をもって運動する。この角度の大きさは波と船体との相互作用を特徴付ける一連の諸パラメータ（波形、波の質量、舷側のプロフィル、船体の質量など）によつ

て決められる。ここで、風速を  $v_f$  で、空気流束に垂直な方向における細水流の速度を  $v_w$  でそれぞれ表現すれば下記が得られる。

$$v_w = v_b \cos \theta$$

ただし、 $v_h$  一水面上の舷側の上端縁における水の流速の速度

$\theta$  一水の流束の運動方向と空気の流速の運動速度のベクトルに垂直な方向と成す角

舷側に波が衝突した結果、波が個々の水滴、また個々の小細流に破碎され、これらは空気の流速に対し、垂直な方向に運動する。

細流の形成と変形を検討するに際して下記の諸現象を考慮しなければならない。

- (1) ブルワード上の僅かな高さの処に変形されなかつた細流区間が存在し、そこに僅かな強さをもつ縦方向および横方向（細水の軸に対して）の表面波が生じる。波が薄壁構造と相互作用する場合には波が衝突した後の構造の振動によって振動の強さは著しく増大する。
- (2) 空気の流束の作用を受けてこの流束に面した側から細水流の強圧壊が始まる。波の振幅は増大する。
- (3) 更に、空気の流速によって細水流の強圧壊によるペールが生成される。細水流の頂点における縦波および横波の振幅は激増する。細水流から引離された最初の水滴群は小規模の横波が発達した結果生成したものである。これは細流軸から辺端部への液体の分裂および細流辺端部における圧力低下によって促進される。
- (4) ペールの形で運動する細水流は益々強圧壊され、横波の発達によりペールの側面から引離される水滴の量が増大し、長い縦波の振幅と速度が増大し、その頂点から微細な水滴が離脱する。縦波および横波の発達はペール内に貫流孔の生成を促進する。
- (5) 長い波の発達はペールから個々の水塊（m）に対し十分の幾つ、百分の幾つの割合で）の舌状水の形での分離を促進する。この場合、舌状水の運動速度が著しく増大し、空気と液体との間の相対速度が低減しても、液体表面からの水滴の分離は中止されない。
- (6) 更に運動を続けて舌状水は纖維状に引き延ばされる。これらは大粒および小粒の水滴に壊変される。

更に、水の運動速度と非壊変細流区間の長さとの関係（第4図）を検討してみる。長さ  $\ell$  は最初の最大値に至るまで線形状に増大してから減少し、それから再び第2の最大値まで増大し、その後は減衰して行く。1-1の線は直線区間の終りを示し、2-2の線は波状壊変から噴霧への移行を示し、また3-3の線は噴霧に対する流速の最大速度を示している。<sup>29)</sup> 非壊変細流区間の長さを求めるために下記の式を用いる。

$$\frac{l}{d_0} = c\sqrt{We}(1 + \sqrt{M}) \quad (18)$$

ただし、 $l$  一細流の非壊変区間の長さ

$d_0$  一特徴的な寸法（細流の厚さ）

$c$  一実験的に決定される定数

$v_w$  一細流の速度

$\rho_w$  一液体の密度

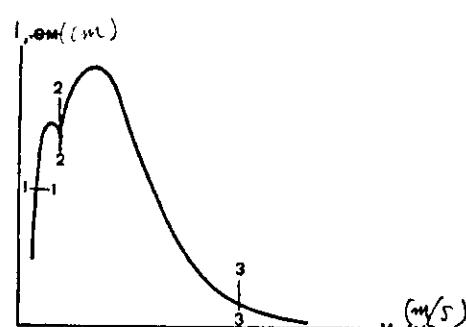
$\sigma$  一液体の表面張力

$$M = \frac{v_w^2}{\rho_w d_0 \sigma}$$

$We$  一ウェーバーの基準

$$We = \frac{\rho_B v_B^2 d_0}{\sigma} \quad (19)$$

( $\rho_B$  と  $v_B$  一空気（気体）の密度と流速）



第4図 液体の流出速度と細水流の連続部分（非壊変区間）の長さとの関係

次に、液線を解析的に求めてみる。まず、細流のプロフィル的投影上における諸力の作用図を作成する(第5図)。座標原点として細流の軸とブルワーカーの面との交点を探る(この場合、細流の出口においてその圧縮が起きないと見做し、また液体の流出速度は基本細流の全断面について同一であると見做す)。

空気の流束が細水流に作用し、その表面および液体内部に圧力の分布を惹き起す。これによって細水流の変形と流れの線のねじれがもたらされる。 $x - y$ 面上における流れの線がねじれるにつれて  $x - y$  面に垂直な方向における偏差が生じる。従って当初の細水流の幾何学的形状が変わり、縦波の振幅が増大し、液体の表面は益々く粗く>なる。細水流の<粗度>の増加は液線に対する接線方向における細水流表面の抵抗の増大を促進する。そのため、液線に沿った液体の運動速度の増大がもたらされる。その場合に生じる液線の傾斜角の減少は空気流束の側からの曲げ力の減少を促進する。外力の作用の様相

は空気流束内の流出点が遠ざかるにつれて変化する。即ち細水流が脱出する初期時点においては外力は主として曲げ効果を作り出すが、その後では外力は液体の加速に向けられる。波が舷側(またはその他の船体構造)に衝突した結果として水滴が生成するならば、外力は、原則として、細水流の加速を実現する。変形される細水流の安定性は任意の時点において細水流に作用する全ての力の平衡によって作り出される。

慣性力のほかに、粘性および表面張力が細水流の形状変化に対向作用する。表面張力の影響は液体ベールの形成に際して重要な役割を果す。以下では下記の諸仮定を採用する。

- (1) 空気の流束による細水流の流線化は粗表面をもつ固体の流線化として見做す。このことによって、液体と気体の速度差の変化を考慮せずに済み、また一定の速度による細水流のプローを検討することができる(これは  $v_B > 10v_w$  のとき成立つ)。
  - (2) 流線化表面における接線方向の摩擦力の大きさは法線圧力の力と較べて無視できるほどに小さい(ただ形状抵抗のみが重要である)。
  - (3) 液体要素群の中心の位置を特徴付ける流線に沿った液体の速度は所与の点における  $x$  軸に対する液線の傾斜角の正弦に逆比例して増大する。この仮定はブルワーカー表面における液体の速度に等しい  $y$  軸方向における液体の速度成分が不変に保たれるとの条件を採用することと等価である。
  - (4) 軸に垂直な面における液線軸上で測定される液体要素の最大厚は  $x$  軸に対する液線の傾斜角の正弦に比例して変化する。即ち、液体要素の最大厚は  $\sin\beta_0 = 1$  に対応する  $d_0$  から  $\sin\beta = 0$  に対応する零まで(ベールの連続区間から舌状部分が離脱する時点)変化する。このような命題は、実験から明らかかなように、液線の傾斜角とベールの厚さとの関係を充分に正確に反映しているものではない。
- 厚さ  $a$ 、平均厚さ  $\delta_{cp}$  および長さ  $d \cdot l$  をもつベールの要素については  $d'Alembert$  の原理に従って空気流束の流体力学的力と液体の分離要素の慣性力との間に下記の等式が成立する。

$$F_1 = F_2$$

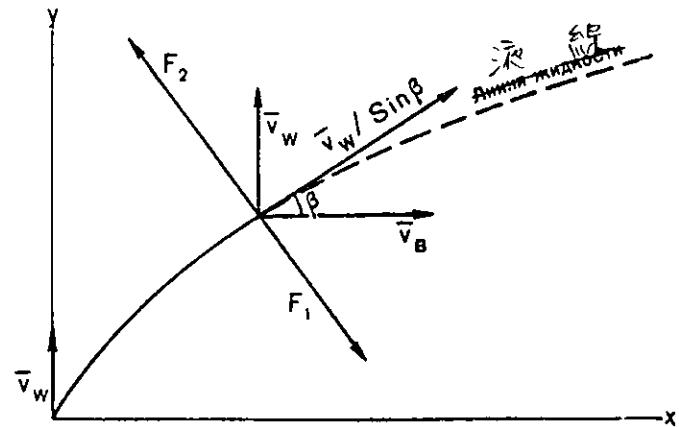
20

液体要素の慣性力  $F_2$  は下記のように求められる。

$$F_2 = \frac{\rho_w v_w^2}{R \sin^2 \beta} \cdot a \delta_{cp} d l \quad (2)$$

ただし、 $\rho_w$  - 水の密度

流体力学的力は流束に対し或る角度をもって設置された平板をプローする際に生じる力として見做すことができる。速度は



法則方向の速度成分に等しい。

$$F_1 = P_f \frac{\rho_B v_B^2}{2} \sin^2 \beta a dl \quad (22)$$

ただし、 $P_f$  一流束に対し斜めに設置された平板の抵抗係数。

実験に依れば  $P_f = 0.5 \sim 1.5$  である。レイノルズの基準との関係における  $P_f$  値の変化は、実現される状態が  $Re > 1000$  の領域にあるので、無視することができる。

ここで式(21)および式(22)を式(20)に代入すれば下記が得られる。

$$\frac{\rho_w v_w^2}{R \sin^2 \beta} a \delta_{cp} dl = P_f \sin^2 \beta \frac{\rho_B v_B^2}{2} a dl \quad (23)$$

$\delta_{max} = d_0 \sin \beta$  および  $\delta_{cp} = \delta_{max} / 2$  の条件のとき式(23)は下記の形になる。

$$\frac{1}{2} \frac{\rho_w v_w^2}{R} d_0 = P_f \frac{\rho_B v_B^2}{2} \sin^3 \beta \quad (24)$$

曲率半径は下記の関係から求められる。

$$R = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''} \quad (25)$$

および

$$\sin \beta = \frac{\tan \beta}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta}} = \frac{y'}{(1 + y'^2)^{1/2}} \quad (26)$$

以上のことから下記のようになる。

$$y'' = -L y'^3 \quad (27)$$

ただし、

$$L = \frac{\rho_B v_B^2}{\rho_w v_w^2} \frac{P_f}{d_0} \quad (28)$$

式(27)は  $x-y$  面において細水流の中心軸を通る液線の微分方程式である。境界条件は  $x=0, y=0, \beta_0 = 90^\circ$  である。

上式を積分し、定数を求めた後に、液線に対する下記の方程式が得られる。

$$y = \sqrt{\frac{2x}{L}} \quad (29)$$

式(29)のタイプの関係式は比例係数をもつ放物線型アフィン曲線群の方程式である。

空気の流束に細水流が横断的に投入されて噴霧されるとき出口の液体の速度は或る一定の範囲に亘り任意の値をとり得る。この条件の不成立は細水流の壊変状態の乱れを招く。

気体流束内の液体細流伝播の下限状態の特徴は液体の流速が相対的に小さいことにある。その場合、液体細流は噴出孔から出たとたんに気体の流束によってブローされ薄膜状態が整定される。

上限状態の特徴は液体の流速が相対的に大きいことにある、充分に大きい細流高度においては完全には粉碎され得ない。

下限に特徴的な状態のもとでは流れの薄膜状態が実現され、液体の細流は完全には粉碎されない。薄膜状態において生成する液体表面の抵抗係数値が欠けておれば、気体の流束の水力学的力の大きさについて充分信頼できる評価を下すことができない。薄膜状態に対しては生成する細流内の速度の再配分および速度の変化が特徴的である。

液体の細流と気体の流束との運動エネルギーの比として表わされるコンプレックスを一つの特性基準として検討してみる。薄膜状態は流体力学的力と表面張力との比に依存するから、独立変数としてウェーバーの基準が採られる。系の幾何学的大きさの影響を考慮するためには、独立変数として媒介変数タイプの基準  $H$  を導入する必要がある。

薄膜状態の検討に際し下記の式の具体的な形を確定する必要がある。

$$g = f(W_e, H)$$

実験から明らかなように、 $W_e > 2.5$  のもとでは絶然な薄膜状態は存在しない。水の流速が小さい場合においても水の一部は表面から引離された水滴の形で常に気体の流束によって運び去られる。

正規噴霧については下記の条件が成立する必要があると実験的に確認されている。<sup>7,11)</sup>

$$2.5 (HWe)^{-\frac{2}{3}} \leq g \leq 4.0 (HWe)^{-\frac{2}{3}}, \quad (6)$$

薄膜状態は冠水過程に特徴的であるから、以下では上式に示される領域に対応する噴霧についてのみ検討する。

既に指摘したように、気体流束内における液体細流の壊変はその表面における波の発生と発達によって特徴付けられ、それによって細流の分裂および不安定液体要素への壊変がもたらされる。分裂流の大きさおよび形状は船体構造と波との相互作用、細流の表面に対する気体流束の流体力学的作用、水および空気の物理的特性によって条件付けられた細流の諸パラメータに一般に依存する。

細流の連続区間から液体要素が離脱する時点において相対速度は液体噴入期における液体と空気との速度差にはほぼ等しい。液体噴入速度は空気の流速よりもはるかに低いので、初期時点においては液体の相対速度を空気の速度に等しいと見做すことができる。

離脱した液体粒子が臨界安定度よりも小さい大きさであれば、離脱後に表面張力の作用を受けて球状の形態（液滴）をとり、空気の流束によって運び去られる。また離脱粒子が臨界粒径よりも大きいときには、その形状と大きさに応じて更に細かい粒子に壊変される。この過程のためには時間が必要であり、それに伴ない空気の運動方向における液体の加速度が起き、それによって相対速度の低下および壊変開始時の液体要素の粒径と形状の変化がもたらされる。液滴が流束内において所与の条件に対して安定な臨界粒径よりも小さい大きさになったときに液滴の形成過程は終了する。

水滴の破碎過程については多くの研究者によって理論研究<sup>6,20,22,27,28,33)</sup>ならびに実験研究<sup>8,15)</sup>が行なわれている。そこではウェーバーの基準の臨界値が下記のように求められている。

$$We_{kp} = \frac{\rho_B r_{kp} U''^2}{\sigma} \quad (7)$$

ただし、 $r_{kp}$  — 水滴の臨界半径

$U''$  — 相対速度

$\rho_B$  — 水の密度

$We_{kp} = 5.35 \sim 7$  (安定区間) である。<sup>15)</sup> 基準値  $We_{kp}$  よりも低い値は水滴が二つの部分に破碎されるときの条件に対応し、また基準値よりも高い値はもっと多くの微細部分に破碎されるときの条件に対応する。文献(8)に従えば、レイノルズ数  $Re = (1.7 \sim 5.4) \cdot 10^3$  に対して  $We_{kp} = 1.3 \sim 1.8$  であることが確認されている。上記の研究では水滴の速度と流束の速度が測定されたので、水滴の相対速度の値がより正確に求められている。

噴霧過程と並んで個々の液体粒子の凝集過程も一般に進行する。液体粒子の大きさが臨界値の  $\frac{1}{2}$  であり且つ凝集する粒子の相対速度が小さいという条件のもとでは凝集は壊変過程に大きな影響を与える。それと逆の場合には凝集は衝突し合った液滴が更に微細な粒子に壊変する源として機能する。液体と気体の相対速度が大きく且つ流束中の水分があまり多くない場合にのみ凝集過程は重要な意味をもたなくなる。

気・液相流束に対する研究<sup>7,11,12)</sup>によれば、気体流速により液体細流を噴霧するときの気・液混合体の形成過程は気一液系の各成分に対し個々に作成された運動および連続性に関する方程式によって表わし得ることが立証されている。

上記の方程式はベクトル形で下記のように示される。

$$g\rho - g \operatorname{grad} P + \eta (\nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \operatorname{grad} \operatorname{div} \vec{v}) = \rho \left[ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \operatorname{grad}) \vec{v} \right] \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} (\rho \vec{v}) = 0 \quad (9)$$

媒体が非圧縮性であり且つ重力が他の力と較べて小さいと見做すならば、式(2)および(3)を著しく簡単化することができる。排水量があまり大きくない船舶が7級以上の波によりしぶきをあびるとき(細水流中の圧力はこの場合僅かである)、空気流束への水の噴入条件に対して、ここで下された仮定は十分な精度をもって容認できる。

次に、分離面における速度、接線応力および法線応力の等式を設定する一連の補足的条件を導入する。即ち、

$$\vec{v}_{w, gr} = \vec{v}_{B, gr}$$

$$\tau_{w, gr} = \tau_{B, gr}$$

$$P_{B, gr} + P_\sigma = P_{w, gr}$$

液体と空気との圧力差(法線応力)は曲線状の分離面の場合、ラプラスの式から下記のように求められる。

$$P_w - P_B = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) = P_\sigma$$

ただし、 $R_1$  と  $R_2$  一分離面上の所与の点における主な曲率半径

$\sigma$ —液体と空気の境界における表面張力係数

分離面に対し法線方向の縦座標軸をもつ直角座標系においては、噴霧過程を記述する基本的な方程式系は下記の形で与えられる。

$$\begin{aligned} -\operatorname{grad} P_w + \eta_w \nabla^2 v_w &= \rho_w \left[ \frac{\partial v_w}{\partial t} + (\vec{v}_w \operatorname{grad}) \vec{v}_w \right] ; \\ \operatorname{div} \vec{v}_w &= 0 ; \\ -\operatorname{grad} P_B + \eta_B \nabla^2 \vec{v}_B &= \rho_B \left[ \frac{\partial v_B}{\partial t} + (\vec{v}_B \operatorname{grad}) \vec{v}_B \right] ; \\ \operatorname{div} \vec{v}_B &= 0 ; \\ \eta_w \left( \frac{\partial v_{x,w}}{\partial y} + \frac{\partial v_{y,w}}{\partial x} \right)_{gr} &= \eta_B \left( \frac{\partial v_{x,B}}{\partial y} + \frac{\partial v_{y,B}}{\partial x} \right)_{gr} ; \\ \eta_w \left( \frac{\partial v_{y,w}}{\partial z} + \frac{\partial v_{z,w}}{\partial y} \right)_{gr} &= \eta_B \left[ \left( \frac{\partial v_{y,B}}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial v_{z,B}}{\partial y} \right)_{gr} \right] ; \\ P_w - 2\eta_w \left( \frac{\partial v_{y,w}}{\partial y} \right)_{gr} &= P_n - 2\eta_B \left( \frac{\partial v_{y,B}}{\partial y} \right)_{gr} + \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \end{aligned}$$

ここで、噴霧過程を特徴付ける物理量から構成される諸々の無次元変数をそれぞれ下記のように表わすこととする。

$$E_{u_B} = \frac{\Delta P_B}{\rho_B v_B^2} \quad \text{—空気流束内の圧力損失}$$

$$E_{u_w} = \frac{\Delta P_w}{\rho_w v_w^2} \quad \text{—細水流内の圧力損失}$$

$$A_1 = \frac{\rho_w v_w^2}{\rho_B v_B^2} \quad \text{—細水流と空気流束との運動エネルギーの比}$$

$$W_e = \frac{\rho_B v_B^2 d_0}{\sigma} \quad \text{—液体細流と空気流束との相互作用を考慮した基準}$$

$$M = \frac{\eta_w^2}{\rho_w \sigma d_0} \quad \text{—液体の粘性張力、慣性張力および表面張力の相互関係を考慮した基準}$$

$$A_2 = \frac{t v_w}{d_0} \quad - \text{細流の壊変過程の非定常性を考慮したコンプレックス}$$

$$D = \frac{d_0}{d_B} \quad - \text{細水流と空気流束との特徴的な大きさの比(プロセスのシミュレーションの場合)}$$

$$\rho' = \frac{\rho_w}{\rho_B} \quad - \text{液体と空気との密度比}$$

$$\eta' = \frac{\eta_w}{\eta_B} \quad - \text{液体と空気との粘性比}$$

飛沫吹付けの過程およびそれと因果関係をもつ着氷過程を表わす上で、水滴の平均直径  $d_{cp}$  および液体の加速と壊変の過程が終了する時点に対応した水の速度  $U_w$  を知ることが肝要である。これらの特性は基準式系にパラメータの形で導入される。 $d_{cp}$  に対するスケールとして  $d_0$  をまた  $v'_w$  に対して  $v_{w,0}$  をそれぞれ探ることにすれば、パラメトリックな基準  $A_2$  および  $v_{w,0}/v_w$  は一つの新しいコンプレックス  $\frac{t \cdot v_{w,0}}{d_0} / d_0 = A'_2$  を形成する。これは気体の運動方向における液体の加速と壊変の過程の非常常性を特徴付ける複合基準である。

ここで、 $t v_{w,0} \sim \ell_p$  (ただし、 $\ell_p$  は液体と気体流束との強い相互作用が実現する加速区間の長さ、 $t$  は所与の長さ  $\ell_p$  に亘る気体流束に沿った液体の加速時間) であることを考慮すれば  $A'_2$  は  $\frac{t p}{d_0}$  として、即ち  $A'_2 = \frac{t p}{d_0}$  と表わされる。

上記を考慮すれば、基本細流に対する空気流束内の水の噴霧過程の基準系は下記のように示される。

$$(E_{u_B}, E_{u_w}, We, D, A_1, A_2, A'_2, M, \rho', \eta', \frac{d_{cp}}{d_0}) \quad (34)$$

$$\frac{d_{cp}}{d_0} = f(We, A_1, A_2, D, A'_2, \rho', \eta') \quad (35)$$

空気流束内への水の噴入に際しての流体力学的抵抗を求めるための基準式は下記のように表わされる。

$$E_u = f(We, A_1, A_2, D, A'_2, \rho', \eta') \quad (36)$$

式35および36の具体的な形は実験から得ることができる。

実船試験において流束中の水分、船体構造の単位表面当たりの水分、水滴の分散度および船体表面上の氷の成長速度を求めるための特殊な計測器類が必要となる。雲の物理的研究で採用される方法や計測器<sup>5, 18, 26, 30)</sup>は着氷時の飛沫吹付け過程の研究に対しては両者のスケール因子が根本的に相違しているため適用することができない。しかし、前者に関する方法の若干の命題は着氷時の飛沫吹付けの研究を特に目的とした計器の開発に活用することができる。その場合、燃料工学およびその他の工学分野における液体の噴霧に関する研究成果<sup>7, 10, 29, 31, 33)</sup>は有益な参考となる。

以上で述べた考え方は経時的な風速および細流要素が一定であるとの前提に基づいている。風速が時間の関数である場合には時間を独立の変量として見做す必要がある。更に、波が舷側に衝突したときに生成する細水流のパラメータもまた時間と座標の関数である。計算に当っては、これらの関数関係を求めるか、或いは現実の飛沫吹付け過程に対し既述のように下された諸仮定を定量評価する必要がある。

実験データに基づけば水滴の平均直径は次式に従って求めることができる。

$$d_{cp} = \frac{\sum_i n_i d_i^4}{\sum_i n_i d_i^3} \quad (37)$$

ただし、 $n_i$  一供試体(プローブ)上の直径  $d_i$  の水滴の数

実験室での研究結果および文献(7, 11, 29)に示されているデータから明らかのように下記が得られる。

$$\frac{d_{cp}}{d_0} \sim A'_2$$

因子  $A'_2$  の影響は  $A'_2 = 3.0$  の値に達する時点まで顕著に現われる。

水滴の平均直径を求めるための独立変数としてはウェーバーの基準  $We$  を用いるのが適切である。これは気体流束の流体力学的力と液体の表面張力との比を表わすこの基準の物理的本質によって説明される。実験データの大部分は下記の関係によって満足裡に表現される。

$$\frac{d_{cp}}{d_0} \sim We^{-0.558} \quad (38)$$

もっと一般的な関係式としては下記が推奨される。

$$\frac{d_{cp}}{d_0} = NW e^{-0.4} A_2^{-0.2} D^{-0.9} A_2^{0.2} \quad (39)$$

ただし、 $N$  - 実験的に決められる或る一定の乗数

実験研究から明らかのように、 $N = 4 \sim 6$  と探ることが妥当である。

船体に飛沫が掛かるときの水の噴霧過程の重要な特性は水滴の粒径分布である。その評価に際しては、液体の噴霧に際して形成される液滴またはダストの分別組成の特性に対して広く適用されている確率論の式<sup>3)</sup>に近似した関係式を用いることを推奨する。即ち

$$P_i = \exp \left\{ - \left[ \Gamma \left( 1 + \frac{1}{m} \right) \frac{d_i}{d_{cp}} \right] \right\}, \quad (40)$$

ただし、 $P_i$  - 粒径  $> d_i$  の液滴から構成される液体の重量割合

$d_i$  - 液滴の直径の現在値

$m$  - 液滴の分布を持置付けるパラメータ

$\Gamma$  - 表にまとめられている誤差関数

船体およびその構造要素に対する飛沫吹付け問題を検討した後に船体着水過程の研究を熱交換論<sup>16, 19, 37)</sup>の見地から進め る必要がある。

本稿で検討した諸問題に基づき着水の程度を低減する原則として下記の諸項目を推奨できる。

- 船首を波に向けて低速で運動するとき船体の着氷は最も少なくなる。
- 波と接触する船体部分の表面の曲率の選定と波打返板の設置によって舷側に衝突する海水の量を著しく減少させることができる。
- 舷側に衝突する海水（また従って着氷）の総量を低減させる最も重要な因子は海水が最大限に流下するように保障することである。これは放水口の凍結後に甲板に到来する全海水が実質的に氷に変わるSRT型船舶に対して特に意味がある。
- 他の諸条件が同一のとき、適正に載荷され且つ復原性の良好な船は飛沫を受ける量が最も少ない。<sup>1, 2)</sup>
- 船の操縦によって動搖を調整し、最適運動条件を選定することにより飛沫吹付けの程度、また従って着氷の程度を下げることができる。

船体が飛沫をあびる過程において同時に最も頻繁に起きる現象は甲板および甲板設備の冠水、と特に上部構造物および網具装置の飛沫による着氷である。着氷の程度を下げるには着氷の対象となる表面をあまり発達させない構造を採用する必要がある。飛沫をあびる表面の捕捉係数は最小限の値にしなければならない。これは疎水性の表面被覆材の採用により達成される。

着氷時の水滴の大きさはさまざまでありその粒径は数cmから数μまでに亘っている。明らかに、水滴の大きさ、また流束内におけるその分布は飛沫吹付け条件に依存している。

飛沫吹付け周期は波動周期（波に対して  $H_H > Z$ ）によって決められる。

船体着氷の熱物理的問題の解明に当っては飛沫吹付け過程の特性、即ち流束内における水滴の分散性と粒径分布、水滴の

破碎と凝集の過程、水滴の飛沫中および船体構造物との衝突時における変形などを考慮しなければならない。

実験データの処理に際し、水滴の体積(重量)についての平均直径を求めるためには式⑧を用いるべきであり、また水滴の粒径分布を求めるには分散の変数をもつ対数正規分布の式⑨を用いるべきである。

### ＜文 献＞

- 1) Anderson G.V., et al, 規則波中の船体の付加的抵抗, <Tr. TsNII im A.N. Kri洛va> № 188, p. 17 ~ 74 ( 1962 )
- 2) Berezkin V.A., 海洋の運動力学。684p., L., Gidrometeoizdat, ( 1947 )
- 3) Bernshtain S.N., 確率論。556p., M. - L., Gostekhizdat, ( 1946 )
- 4) Bozhich P.K., Dzhunkovsky N.N., 海洋の波浪とその施設、岸辺への作用。336p., Mashstroizdat ( 1949 )
- 5) Borovikov A.M., 雲の諸成分に関する若干の研究結果。<Tr. TsAO > № 3, p. 21 - 27 ( 1948 )
- 6) Borodin V.A., et al, 気体流束中の球状水滴の粉碎について。<Prikladnaya Mekhanika i Tekhnicheskaya Fizika > № 1, p. 85 - 93 ( 1962 )
- 7) Borodin V.A., et al, 液体の噴霧。M., < Mashinostroenie >, 26 3 p., ( 1967 )
- 8) Bukhman S.V., 水滴の分裂に関する実験研究。Vestnik A N Kazakh. SSR, № 11, P. 80 - 87 ( 1954 )
- 9) 波浪。441p., M., Izd - Vo In. Lit., ( 1962 )
- 10) Vitman L.A., Katsnel'son B.D., Paleev I.I., アトマイザーによる液体の噴霧。264 p., M - L . , Gosenergoizdat, ( 1962 )
- 11) 液体の空中噴霧。87 p. Vladivostok, (1967 )
- 12) Voznesensky A.I., Firsov G.A., 不規則波中の船舶の動搖に関する計算方法。p. 37 ~ 53. L., < Sudostroenie > ( 1966 )
- 13) Voitkunsky Ya.I., et al, 船舶理論便覧。688 p., L., Sudprangiz ( 1960 )
- 14) 波および建設物に対するその作用。264p., L., < Energiya > ( 1969 )
- 15) Volinsky M.S., 空気流束中における液滴の粉碎について。DAN SSSR, Vol. 60, № 3, p. 31 ~ 38 ( 1948 )
- 16) 論文集<船体着氷の海象気象条件>, 189 p., Reprogr. AANII ( 1969 )
- 17) Glukhovsky B. Kh., 海洋の波浪に関する研究。284 p., L., Gidrometeoizdat ( 1966 )
- 18) Grin Kh., Lein V., エアロゾル-媒質、煙、霧。427 p., L., < Khimiya >, ( 1969 )
- 19) 論文集<船体着氷の物理的性質に関する研究>, 178 p., L., Gidrometeoizdat, ( 1972 )
- 20) Klyachko L.A., 気体流束による液滴の粉碎理論について。Inzhenernii Zhurnal ANSSR, № 3 ( 1963 )
- 21) Kri洛v A.N., 著作集。Vol.XI., 470p., Izd - Vo AN SSSR ( 1951 )
- 22) Klyuener O., コンプレッサ無しディーゼルにおける噴射過程。「内燃機関」 Vol. I., 411p., M. - L . , ( 1936 )
- 23) Kostyukov A.A., 船舶の運動に対する水の抵抗。445 p., L., < Sudostroenie > ( 1966 )
- 24) Kochin N.E., et al, 理論流体力学。727p., pt I & II, M., Fizmatgiz ( 1963 )
- 25) Kutatelidze S.S., Stirikovich M.A., 気体-液体系の流体力学。M - L . , Gosenergoizdat ( 1958 )
- 26) Levin L.M., 粗分散エアロゾルの物理に関する研究。267p., M., Izd-vo AN SSSR, ( 1961 )
- 27) Levich V.G., 物理化学的流体力学。699 p., M., Fizmatgiz, ( 1959 )
- 28) Lishevsky A.S., 液滴の粉碎基準について。p. 1 ~ 37, Novocherkassk, ( 1959 )
- 29) Lishevsky A.S., 機械式加圧アトマイザによる液体の粉碎の法則性について。p. 45 ~ 98, Novocherkassk, ( 1961 )

- 30) Meison B.D., 雲の物理。524 p., L., Gidrometeoizdat, (1963)
- 31) Naumov V.A., コロイド化学。p. 14-77, M., Goskhimizdat, (1932)
- 32) Pazhi D.G., et al, 化学工業における噴霧装置。221p. M., <Khimiya> (1971)
- 33) Prandtl L., Hydroaerodynamics. 520p., M., Izd-vo In. Lit-ri, (1949)
- 34) Pishkin B.A., et al, 貯水池における防護施設の設計。135p., Kiev, Izd-vo AN USSR (1962)
- 35) Sverdrin G. & Munk V., 風, 波, さざなみ, (予測の理論的基礎), 「海上および岸辺における波浪予測の基礎」  
p. 123 - 145, M., Izd-vo In. Lit-ri, (1951)
- 36) Stokes D.D., 水面波, 617 p., M., Izd-vo In. Lit-ri, (1959)
- 37) 論文集<船体灌水条件の理論的・実験的研究> 206 p., L., Gidrometeoizdat (1971)
- 38) 海岸および河川施設に対する波の作用を求めるための技術的条件。132 p., M., Gosstroizdat (1960)
- 39) Khaskind M.D., 波浪時における船舶の海洋耐航性問題における流体力学的方法。<Tr. Ts AGI>, №603, p.37  
- 41 (1947)
- 40) Khaskind M. D., 波浪中を運動する船舶の抵抗に関する理論。<Mekhanika i Mashinostroenie> №2,  
p. 21 - 27, Izd-vo AN SSSR, (1959)
- 41) Shaitan V.S., 貯水池の土えん堤の補強設計。215 p. M., Gosstroizdat (1962)
- 42) Shimansky Yu. A., 船体構造の動力学的設計。444 p., L., Sudpromgiz, (1963)
- 43) Shuleikin V.V., 海洋物理, 1083p., M., <Nauka> (1968)
- 44) Shulyak B.N., 飛散性媒体および液体の表面波の物理。400 p., M., <Nauka> (1971)

## (2) 飛沫による船体着氷を特徴付ける若干のパラメータ

A.V. Panyushkin, V.V. Panov, Z.I. Shvaishtein

海象気象条件との関係において船体の個々の構造要素と船体全体、またその他の建造物の着氷の強さを解明するためには飛沫流の生成瞬時から被着氷面によるその捕捉瞬時に至るまでの水滴の状態、また特に、水滴の大きさ、水滴の初期温度と最終温度、船の運動速度、表面と空気との間の熱交換速度、捕捉係数などを特徴付ける一連の諸パラメータについて研究する必要がある。

個々の船体要素における着氷の成長の強さは、恐らく、各大きさの水滴群または狭いスペクトル領域に対する流束内において計算することが適当であろう。各船体構造要素に対してそれぞれ水滴の粒径のスペクトルについて積分し、それから全ての被着氷表面についてそれらの総和を求めれば、飛沫を受けた結果、船体に生じる氷の総量が求められる。

船体着氷による氷の総重量は飛沫によって凍着した氷の重量と甲板およびそれに接続する船体要素（主マスト、ブルワークなど）において冠氷の結果生じた氷の重量から構成される。

本稿では着氷の熱物理的問題の解決に応用される問題を検討するが、これらは文献<sup>12), 13), 14), 15)</sup>に示された研究結果に主として立脚するものである。

船外海水による冠氷に起因する船体着氷過程において重要な役割を果すものは着氷係数Wであり、これは主として甲板とそれに隣接する構造要素の構造上の特徴、またそれらの材料の表面の性状ならびに海象気象条件によって決められる。

飛沫流束によって起きる着氷過程において特に重要な要因は捕捉係数kである。この捕捉係数の物理的意味またこの係数の大きさを左右するパラメータについて以下で検討する。

飛沫の流束は水滴の粒径のスペクトルによって特徴付けられる。<sup>12), 13), 14), 15)</sup> 水滴の粒径分布の絶対総和曲線（第1図）は次式によつて表わすことができる。

$$f'(r) = \frac{dn}{dr} \quad (1)$$

ただし、r - 水滴の半径

n - 大きさ r の水滴の個数

水滴数の絶対総和曲線を表わす式は下記のように示される。

$$f(r) = n = \int_{r_{\max}}^r \frac{dn}{dr} dr \quad (2)$$

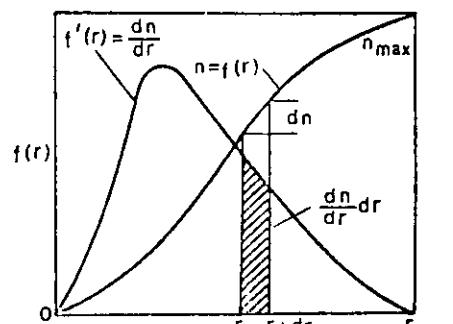
この絶対曲線は比較に不便があるので相対的特性を用いるべきである。それを表わす一般式は下記のように示される。

$$u_k = \frac{\frac{dn}{dr} r^k}{\int_{r_{\max}}^r \frac{dn}{dr} r^k dr} \quad (3)$$

上式で k は相対量 ( $u_0$ ) 度数曲線、表面積 ( $u_2$ ) 度数曲線および体積

( $u_3$ ) 度数曲線に対しそれぞれ 0, 2, 3 の値をとる。

もし、所与の粒径値よりも小さい粒径の水滴の相対数或いはそれらの表面積または体積の相対値を特徴付ける関係ならば、この関係を表わす式は下記のように示される。



第1図 水滴の粒径分布曲線  
(度数曲線)と絶対総和曲線

$$G_k = \frac{\int_0^r \frac{dn}{dr} r^k dr}{\int_{r_{min}}^{r_{max}} \frac{dn}{dr} r^k dr} \quad (4)$$

ただし  $k$  は上記と同じ値および意味をもつ。

液体の噴霧および固体材料の粉碎に関する実験データの処理経験から、粒径が広い範囲に亘り分布する場合の実験データ<sup>10)</sup>を満足裡に表現する式を得ることは困難であることが判明している。

実験から明らかかなように、水の平均的な噴霧 ( $r = 0 \sim 350 \mu$ ) および粗大な噴霧 ( $r = 0 \sim 2 \text{mm}$ ) に対して水滴の対数分布<sup>1, 6, 13, 20)</sup> を用いる場合にはもっと正確な結果が得られる。

量的正規分布の曲線は下記のように示される。

$$\frac{dn}{dr} = n_{max} \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-\sigma^2 (r-a)^2} \quad (5)$$

ただし、最も確率の高い粒径は

$$a = \frac{\sum nr}{n_{max}} \quad (6)$$

標準偏差は

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\frac{2n(r-a)^2}{n_{max}}} \sum n(r-a)^2} \quad (7)$$

対数正規分布の場合これらのパラメータはそれぞれ下記の形になる。

$$\frac{dn}{d(\ln r_j)} = n_{max} \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-(\ln h)(\ln z - \ln a)^2} \quad (5')$$

$$\ln a = \frac{\sum n \ln r}{n_{max}} \quad (6')$$

$$\ln \sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{n_{max}}{\sum n (\ln r - \ln a)^2}} \quad (7')$$

粉末化された材料の表面積および体積に関する分布は対数正規分布に従う。従ってそれぞれ下記のようになる。

$$\frac{du_k}{d(\ln r)} = \sum [n r^k] \frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-\ln^2 \sigma_k (\ln r - \ln a_k)^2} \quad (5'')$$

$$\ln a_k = \frac{\sum n r^k \ln r}{\sum n r^k} \quad (6'')$$

$$\ln \sigma_k = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{\sum n r^k}{n r^k (\ln r - \ln a_k)^2}} \quad (7'')$$

$$u_k = 50 [1 \pm \phi(\theta_k)] \quad (8)$$

ただし、 $\phi(\theta_k) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\theta_k} e^{-\theta^2} d\theta$  — 誤差の確率積分（下記によって表にまとめられている）。

$$\theta_k = (\ln n - \ln a_k) \ln \sigma_k, \text{ また } \sum n r^2 = 100$$

もし  $u_k > 50\%$  であれば、関数は+符号を探り、また  $u_k < 50\%$  ならば-符号を探る。

実験結果の処理に際しての計算を簡単化するため式(5'') および式(8)を量  $a$  および  $\sigma$  のみに依存する 2 因子式に変形す

れば下記のようになる。

$$\frac{du}{dr'_0} = n_{\max} \frac{\sigma'_0}{\sqrt{\pi}} e^{-\left(\sigma'_0 r_0 - \frac{k}{2\sigma'_0}\right)^2} \quad (9)$$

$$u_k = \frac{n_{\max}}{\sqrt{\pi}} \int_0^\infty e^{-\theta^2} d\theta \quad (10)$$

ただし  $r'_0 = \ln \frac{r}{a_0}$  , また  $r = a_0 e^{r_0}$ ,

$$\theta = \sigma'_0 r'_0 - \frac{k}{2\sigma'_0}$$

体積に関する度数曲線についても同様にして下記が得られる。

$$\frac{du_k}{dr'_3} = \Sigma (n r^3) \frac{\sigma'_3}{\sqrt{\pi}} e^{-\left(\sigma'_3 r'_3 + \frac{3-k}{2\sigma'_3}\right)^2} \quad (11)$$

$$u_k = \frac{\Sigma (n r^3)}{\sqrt{\pi}} \int_0^\infty e^{-\theta^2} d\theta \quad (12)$$

ただし,  $\theta = \sigma'_3 r'_3 + \frac{3-k}{2\sigma'_3}$

式(9)に対する分布モードの値は次のようになる。

$$M_0 = a_0 e^{\frac{k}{2\sigma'_0^2}} \quad (13)$$

また式(11)に対する分布モードは次のようになる。

$$M_0 = a_3 e^{\frac{k-3}{2\sigma'_3^2}} \quad (14)$$

実験データに基づいてパラメータ  $\sigma'_0$  および  $r'_0$  または  $\sigma'_3$  および  $r'_3$  を求め、また式(9)と式(11)に従い分布曲線を作図する。

精密化された対数分布の場合には次のようなになる。

$$\sigma'_k = \frac{1}{\sqrt{\sqrt{2}(l_k + q_k \ln r)}} \quad (15)$$

ただし,  $l_k$  と  $q_k$  一ぞれぞれ所与の分布に対して算定される定数

この精密化対数分布の欠点として認めるべきことは極めて算定困難な 3 ケの未知のパラメータ ( $a_k, l_k, q_k$ ) が存在することである。

比表面積に関して加重平均された水滴の平均半径は体積分布のデータに基づき下記のように求められる。

$$r_{3+2} = \frac{\sum n r^3}{\sum n r^2} = a_3 e^{-\frac{1}{4\sigma'^2_3}} \quad (16)$$

また  $r_{3+2} = a_0 e^{-\frac{5}{4h_0^2}}$  (17)

粒径がさまざまある水滴系の表面積の値は下記に等しい。

$$F = \frac{6 \cdot 10^4}{a_3} e^{-\frac{1}{4 \sigma_3'^2}} \left[ \frac{CM}{C^3} \right] \quad (18)$$

または一般的な形においては下記で示される。

$$F = \frac{\int_{r_{\min}}^{r_{\max}} \frac{dn}{dr} r^2 dr}{\int_{r_{\min}}^{r_{\max}} \frac{dn}{dr} r^3 dr} \quad (19)$$

上記の式(18)および式(19)は飛沫を受ける船体の構造要素の単位時間当たりにおける単位表面積当りのさまざまな粒径の全ての水滴の表面積を算出することができる。

更に問題の解を求めるには下記の二つの手法を用いることができる。

- (1) 水滴のスペクトルを幅  $\sigma$  の各領域に分割し、各領域に対し  $r_{cp}$  の値を式(18)または式(19)に従って算定する。
- (2) 分布上最も確率の高い水滴半径を算出し、飛沫流束はこの大きさの水滴のみによって構成されるとの仮定のもとにこの水滴に対してのみ計算を行なう。

第1の方法による場合には最も確率の高い粒径から土  $1\sigma$  および土  $2\sigma$  だけ離れた分布領域部分のみが検討される。最も確率の高い粒径から土  $3\sigma$  またはそれ以上の差がある粒径をもつ水滴の分布に対する寄与率は総数の数十%である。飛沫を受けるときの水滴の大きさに関するデータが存在しない場合には、最も確率の高い半径（直径）としては飛沫の飛来条件から  $r_{cp}$ <sup>12)</sup> を決めるための式に基づいて算定された滴径を選定することができる。

ここで、当初の状態においては（噴流が水滴に分解した後においては）全ての水滴は同一の温度を有し、この温度は造波に関与する海水の平均温度と等しいと見做す。水滴の飛来時間および構造要素による捕捉瞬時の水滴温度を計算するためには粒径  $r_{cp}$  の水滴に対する空気の流束の運動速度を知る必要がある。粒径の大きい水滴（この場合これらは固体の小球と見做すことができる）に対しては、文献(7)に従えば、水滴の中心と結ばれた座標に対する風の運動速度は次式で与えられる。

$$V'' = \sqrt{\frac{8g(\rho_w - \rho_r)r_{cp}}{3c\rho_w}} \quad (20)$$

ただし、 $\rho_w$ 、 $\rho_r$  — それぞれ水と空気の密度

$c$  — 水滴の運動に対する抵抗係数

また、 $Re \frac{2V'' r_{cp}}{\nu_r} < 2$  に対し

$$c = \frac{24}{Re} \quad (21)$$

ただし  $\nu_r$  — 空気の動粘性係数

$Re > 2$  に対する  $c$  の値は文献(4), (8)に挙げられている。

水滴の飛沫の絶対速度は下記の関係から求められる。

$$\vec{V} = \vec{V}' - \vec{V}'' \quad (22)$$

ただし、 $\vec{V}$  — 水滴の運動速度のベクトル

$\vec{V}'$  — 空気の流速の運動速度のベクトル

半径  $r_{cp}$  の水滴の飛跡は空気流束内の噴流要素の飛跡と同様に計算することができる。

大粒の水滴については下記の関係式に基づいて風により流線化されるときの変形を考慮すべきである。

$$Re = f(Ar)$$

$$\text{ただし, } Ar = \frac{8 g r_{cp}^3}{\nu^2} \left( 1 - \frac{\rho_w}{\rho_r} \right) \quad (23)$$

文献18, 19から判明するように、式23は  $c = 0.45 \sim 0.75$  のときに使用することができる。

相対速度は次式から計算できる。

$$Re = 2.6 Ar^{0.5}$$

$r_{cp}$  の値は下記の関係<sup>12)</sup>から求められる。

$$7 > \frac{\rho_w V'' r_{cp}}{\sigma} > 5.35 \quad (24)$$

上記で下限は当初の水滴の2分割に対応し、上限は数分割（より細分）に相当する。流束内を水滴が運動するとき、物質移動によってその粒径と温度の変化が生じる。空気の流束内における単独水滴の物質移動は次式で表わされる。

$$Nu_g' = a + b Re_g^m (Pr')^n \quad (25)$$

ただし、 $Re_g$  - 水滴の直径および水滴の相対運動速度に基づいて算出されるレイノルズ基準

$$Nu_g' = \frac{\beta d_{cp}}{D_{12}} - \text{水滴の直径に基づいて算出される基準}$$

$$Pr' = \frac{\nu}{D_{12}},$$

$$( \beta - \text{物質移動係数}, D_{12} - \text{拡散係数}, d_{cp} = 2 r_{cp} )$$

文献14, 20)に従えば  $a = 2, b = 0.552, m = 0.5, n = 0.33$  となる。

相対速度  $V''$  をもつ空気により水滴が流線化されるとき熱の移動と水滴の冷却が同時に起きる。

球形粒子の定常流線化に際しての熱伝達に関して B. D. Katsnel'son および F. A. Timofeeva<sup>8)</sup>によって得られた実験データに基づけば下記のように示される。

$$Nu = 2 + 0.03 Pr_r^{0.33} + Re^{0.54} + 0.35 Pr_r^{0.35} \cdot Re^{0.58} \quad (26)$$

ただし、 $Nu = \frac{\alpha d_{cp}}{\lambda} ( \alpha - \text{熱伝達係数}, \lambda - \text{熱伝導率} )$

$$Pr = \frac{\nu}{a} ( a - \text{温度伝導率} )$$

物理的諸パラメータは流束の平均温度に関連付けられたものである。

非定常境界層のもとで熱交換が行なわれる場合、 $Nu$  基準はフーリエ基準 ( $F_0$ ) の関数である。即ち  $F_0 = \frac{a\tau}{d_{cp}^2}$  (ただし、 $\tau$  は水滴の飛行時間)。

水滴から空気に対する非定常熱伝達係数は定常伝達係数は定常条件下における熱伝達係数（式26によって求められる）を介して下記のように表わされる。

$$\frac{\alpha_s}{a} = 1 + \frac{5.6 Pr_r^{1/3}}{\frac{V'' \tau}{d_{cp}}} \quad (27)$$

ただし、 $\alpha_s$  - 水滴表面からの熱伝達係数

次に、噴流束の分解瞬時から被着水面による水滴捕捉瞬時までの水滴温度の変化について検討する。空気の温度  $T_B$  は計算では一定と採り、また水滴温度は初期時点においては空気温度とあまり相違しないと見做される。その場合、温度分布は平衡状態になる傾向をもつ、水滴内の温度分布は下記のようになる。

$$\nu = \frac{\Delta T}{\Delta T_0} = 2 \sum_{i=1}^{i=\infty} \frac{\sin \beta_i - \beta_i \cos \beta_i}{\beta_i - \sin \beta_i \cos \beta_i} \cdot \frac{\sin(\beta_i \frac{r}{r_{cp}})}{\beta_i \frac{r}{r_{cp}}} e^{-\beta_i^2 \frac{a\tau}{r_{cp}^2}} \quad (2)$$

問題の検討を上式の第1項にのみ限定することができる ( $\Delta T_0$  - 初期温度差,  $\Delta T$  - 時刻  $\tau$  における温度差)。一般的な形において下記のように示される。

$$\nu_t = \phi \left( \frac{\alpha d_{cp}}{\lambda} ; \frac{a\tau}{d_{cp}^2} ; \frac{d}{d_{cp}} \right) \quad (4)$$

第2図および文献(8)から

$$\nu_t = \phi \left( \frac{\alpha d_{cp}}{\lambda} ; \frac{a\tau}{r_{cp}^2} \right)$$

に対し

$$B_i = \frac{\alpha d_{cp}}{\lambda} \quad \text{および} \quad F_0 = \frac{a\tau}{r_{cp}^2},$$

の値に基づき  $\alpha$ ,  $a$ ,  $B_i$  および  $F_0$  の各値を算定することによって、グラフから  $\nu_t$  を求める。即ち

$$\Delta T = \vartheta_t \Delta T_0 = \vartheta_t (T_w - T_B) \quad (5)$$

$$\text{および} \quad T'_w = (1 - \vartheta_t) T_w - \vartheta_t T_B, \quad (6)$$

ただし、 $T_w$  - 波浪に関与する表面層の海水の平均温度

$T'_w$  - 被着氷構造要素に対する衝突瞬時の水滴の温度

$T_B$  - 流束内の空気温度

被着氷表に飛上って襲来するとき或いは断続的な風の場合（その場合には風速が激減する），空気中の水滴に減速が起きる。この減速過程において空気と水滴との間に盛んな熱交換が起きる。

気体中の球面体の制動力は次式によって決められる。

$$F = c \pi \left( \frac{1}{2} d_{cp} \right)^2 \frac{1}{2} \rho_r V^2 \quad (7)$$

また  $Re = 5 - 10^4$  に対して

$$c = 12.5 Re^{-0.5} \quad (7')$$

ただし、 $V$  - 水滴の絶対運動速度

水滴の自由落下の限界速度は式(20)に従い下

記のように求められる。

$$V_k = 3.62 \sqrt{\frac{\rho_r}{\rho_w} \frac{d_{cp}}{c}} \quad (8)$$

寒冷空气中を自由落下する水滴の完全凍結時間は A. L. London および R. A. Seban の式<sup>(22)</sup>によって下記のように求められる。

$$T = \frac{1}{3} \left( \frac{1}{B_i} - 1 \right) \left( 1 - r^{x^3} \right) + \frac{1}{2} \left( 1 - r^{x^2} \right) \quad (9)$$

$$\text{ただし, } r^x = \frac{r}{r_{cp}} \quad \text{無次元半径}$$

$r$  - 水滴の液体部分の半径

$r_{cp}$  - 水滴の初期半径(減速時点における)

$$Bi = \frac{ad_{cp}}{\lambda} ; \quad r^x = \sqrt[3]{1 - \frac{q}{q_H}} \quad (35)$$

$$q_H = C_p (T_w - T'_w) + r' \quad (36)$$

ただし,  $r'$  - 氷の融解潜熱

$q_H$  - 完全凍結に至るまでに放出される熱量

$q$  - 運動する水滴によって輸送される熱量

$$q = 4.42 c_p \Delta T P r^{-0.67} \int \frac{dRe}{c Re^{1.5}} \quad (37)$$

水滴の完全凍結時間は減速時間  $\tau_T$  と完全凍結に至るまで残された時間  $\tau_z$  の和として求められる。即ち

$$\tau = \tau_T + \tau_z \quad (38)$$

$$\text{ただし, } \tau_T = \frac{d_{cp} \rho_w}{0.75 r \rho_r} \int \frac{d Re}{Re^2} \quad (39)$$

式39の第2項は次式によって求められる。

$$\tau_z = \frac{\Delta \Gamma r_{cp}^2 r'}{a_i c_i T_a} \quad (40)$$

ただし,  $a_i$  - 氷の熱伝導率

$c_i$  - 氷の熱容量

$\Delta \Gamma = \Gamma - \Gamma'_T$  ( $\Gamma$  と  $\Gamma'$  - 完全凍結の相対時間および一定速度達成時点に対応する相対時間)

以上から水滴の完全凍結時間は下記のようになる。

$$\tau = \frac{d_{cp}^2 \rho_w}{0.75 r \rho_r} \int \frac{d Re}{Re^2} + \frac{\Delta \Gamma d_{cp}^2 r'}{a_i c_i T_a} \quad (41)$$

ただし,  $Re_1$  と  $Re_2$  - それぞれ減速時点までの水滴の速度および水滴の最終落下速度

水滴が完全凍結に至るまでに通過する距離は下記で与えられる。

$$S = \frac{V + V_k}{2} \tau_T + V_k \tau_z \quad (42)$$

上式の速度  $V$  は式41により、また速度  $V_k$  は式42によってそれぞれ求められる。飛行時間が凍結時間を越える水滴は検討から外すべきである。既に確認されているように、噴流の細分解と並んで流束内では水滴の凝集が起きる。  
3)

同様な検討は本稿で挙げた粒径についての水滴分布に対して行なうことができる。水滴の凝集は粒子の粒径分布の変化をもたらし、気体の速度が高いほど、また流束内の水滴が粒径について不均質であるほど、粒径分布の変化は著しくなる。1) 流束内の水滴の凝集、2) 粒径  $r_{cp}$  よりも大きい水滴の分解(凝集の結果生成する  $r_{cp} \geq r_{kp}$  の水滴を考慮することは特に困難)、3) 被着氷構造要素により水滴が捕捉される時点に至るまでの水滴の凍結に対し補正を施す必要が無くて済むようになるためには、流束中からの水滴試料のサンプリングは被着氷面の処で直接行なうべきである。このようにした測定の結果は水滴の粒径分布曲線の作成および平均直徑  $d_{cp}$  または各水滴群の平均直徑  $d_{cp}$  (流束が水滴の大きさについて極めて不均質である場合には)の算出に用いられる。

水滴の分布に及ぼす以上で述べた諸因子の影響を検証するには今後更に実験研究および実地観測を積み重ねる必要がある。

恐らく、大部分の着氷の場合にはこれらの因子は重要な役割を果すことなく、これらを無視できるとも思われる。しかし、残念ながら、今日までのところ、船体着氷に関してこれらの因子は実際に究明されるに至っていない。そのための船体着氷過程において船体の構造要素に生成する氷の量の算定に一定の困難が伴なっている。

被着氷面における氷の成長速度を特徴付ける最も重要な因子は捕捉係数である。これは被着氷面によって捕捉される水量と単位表面積当たりの飛沫流束内の水の量との比として下記のように求められる。

$$k = f(R_e, \rho_w, r_{cp}, \eta, \lambda, \sigma) \\ T'_w, T_a, E, z, q_w, q_s), \quad (43)$$

ただし、 $\rho_w$  — 液体の密度

$\sigma$  — 表面張力

$\eta, \lambda$  — それぞれ粘性係数と熱伝導率

$T'_w, T_a$  — 被着氷面におけるそれぞれ水と空気の温度 (式31参照)

E — 自由表面エネルギー

z — 被着氷面の粗度因子

$q_w, q_s$  — それぞれ水滴および被着氷面の電荷

明らかに、捕捉係数を解析的に計算で求めることは不可能である。エアロゾルの流束内に存在する簡単な形状の物体についてすらも、その捕捉係数の評価は近似的に可能であるにすぎない。<sup>2,11)</sup> 実験研究および実地観測のデータからこの捕捉係数の数値を最も重要なパラメータとの関係において(ノモグラムまたは経験的な相関関係として)決定することができる。

現在のところは捕捉効果に第一義的に影響を及ぼす因子は下記のものであるとの極く一般的な結論を下し得る。

- (1) 被着氷構造要素の付近における媒体の流れの場または流速分布
- (2) 水滴の質量、水滴の運動に対する媒体の抵抗、構造要素の形状および空気の流速に依存する水滴の飛跡
- (3) 水滴と被着氷表との相互作用の性質

本稿で指摘した飛沫着氷の諸特質および文献12)、13)に報告されている研究結果に基づけば、船体またその他の物体の着氷過程の物理的様相に関する筆者等の見解を更に正確にすることができるよう。甲板とその隣接構造要素の冠水過程が着氷成分に及ぼす影響については今後の研究課題である。

### <文 献>

- 1) Bernshtain S.N., 確率論。M., Gostekhizdat, (1946), p. 556
- 2) Grin Kh., Lein V., エアロゾル——ダスト、煙、霧。L., <Khimiya> (1969), 427p.
- 3) Dunsky V.F., 液体噴霧時の凝集について, ZhTF, vol. 26, № 6. (1956)p. 18 ~ 26
- 4) Isachenko V.P., et al, 熱伝達。M.-L., <Energiya> (1965). 439 p.
- 5) Klebanov F.S., 鉱山のエアロゾル問題。M., Gosgortechizdat, (1959) p. 31 ~ 47
- 6) Kolmogorov A.I., 粉碎時の粒子の対数正規分布法則について。DAN SSSR, vol. 31, № 2(1941), p1 ~ 6
- 7) Kutatelidze S.S., Stirivovich M.A., 気体・液体系の流体力学。M.-L., Gosenergoizdat (1958) 232.p.
- 8) Kutatelidze S.S., 热交換基礎理論。Novosibirsk, <Nauka>, (1970), 659 p.
- 9) Levin L.M., 粒分散エアゾルの物理に関する研究。M., Izd-vo AN SSSR, (1961), 267 p.
- 10) Lishevsky A.S., 機械式加圧アトマイザによる液体の噴霧の法則性, Novocherkassk (1961) p. 45 ~ 98
- 11) Mazin I.P., 航空機着氷の物理的基礎。M., Gidrometeoizdat (1957), 120p.
- 12) Panov V.V., Panyushkin A.V., Shvaishstein Z.I., 船体が飛沫を受ける場合の物理的過程。本論文集 p. 13 ~ 32

- 13) Razumovsky I.K., 物質およびその性状の対数正規分布法則。Zapiski LPI, (1948) p. 20~28
- 14) Ramm V.M., ガスの吸着。M., <Khimiya> (1966), 767, p.
- 15) 論文集<船体着氷の海水・気象条件>, L., (1969), 189p., Reprogr. AANII.
- 16) 論文集<船体着氷条件の理論的・実験的研究> L., Gidrometeoizdat (1971), 206p.
- 17) 論文集<船体着氷の物理的性質の研究> L., Gidrometeoizdat (1972), 178p
- 18) Smirnov N.N., Ruban V.L., 媒体の運動速度と水滴の運動速度との関係。ZhPKh, vol. XXII, № II (1949), p. 1211 ~ 1214
- 19) Smirnov N.N., Ruban V.L., 遷移域における水滴の相対運動速度。ZhPKh, vol. XXIV, № I, (1951), p. 47 ~ 56
- 20) Cherni L. M., 粉碎生成物の粒状組成の法則性。Tr. GIKhS, (1950) № 1, p. 20 ~ 31
- 21) Froessling N. Gerland Beitr. Geophys., 1938, vol. 52, pp. 170—174.  
22) London A. L., Seban R. A. Rate of Ice Formation Transaction of  
the A.S.M.E., 1943, vol. 65, N 7, pp. 771—778.