

社団法人
日本造船研究協会報告
第 9 号

昭和 31 年 5 月

タービン船の後進發停性能の研究……………第9研究部会

The Backing Tests of Geared Turbine Vessels

………The 9 th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan,
Tokyo, JAPAN
No. 9
May 1956

第9研究部会委員名簿

主　　査　　大江卓二
幹　　事　　石浜喜三郎
委　　員　　秋田好雄　　有田祥太郎　　井上邦之助
　　　　　　伊藤達郎　　大山節夫　　蒲田利喜蔵
　　　　　　神田八郎　　川瀬好郎　　小久保司
　　　　　　小林韓治　　小林信夫　　遠山光一
　　　　　　渡島寛治　　原三郎　　星野次郎
　　　　　　山下正雄　　山内保文

Membership of the 9 th Research Committee

Chairman Takuji OHE

Secretary Kisaburo ISHIHAMA

Members	Yoshio AKITA	Shotaro ARITA	Kuninosuke INOUE
	Tatsuro ITO	Setsuo OYAMA	Rikizo KAMATA
	Hachiro KANDA	Yoshiro KAWASE	Tsukasa KOKUBO
	Kanji KOBAYASHI	Nobuo KOBAYASHI	Koichi TOYAMA
	Kanji TOSHIMA	Saburo HARA	Jiro HOSHINO
	Masao YAMASHITA	Yasubumi YAMANOUCHI	

目 次

1. 緒 言(3)
2. 実 船 試 験(3)
3. 計 測 方 法(3)
4. 試 験 成 績(7)
5. タービン操作の緩急と発停性能(9)
6. タービン船とディーゼル船との発停性能比較(19)
7. タービン主機操作の理論計算(21)
8. 減速歯車應力(24)
9. 総 括(31)

タービン船の後進発停性能の研究

The Backing Tests of Geared Turbine Vessels

Abstracts

It is important for the design of turbine and the maneuvering of ship to determine the appropriate astern power of a turbine. In maneuvering a ship astern, unusual vibrations occur in the turbine, the shafting and the hull, and stresses caused by them are not well known. In order to make clear the stresses in shaftings and reduction gears, our committee carried out about 30 backing tests of three tankers, three cargo ships, one training ship and one ferry. These ships are driven by the geared turbine having a astern turbine in the low pressure cylinder, excepting the training ship and the ferry.

Instrumentation

To obtain the continual records of transition process from the normal ahead condition to the full astern and again normal ahead, special instrumentations were provided on the ship trials. For torque measurement, the wire strain gage, the foil gage or the inductance type torque meter were applied and arranged to record on the oscillograph film through the slip rings and the brushes. Among them the torque meter that applied foil gage was most stable, because of its low resistance, possible direct current in foil and unnecessary of amplifier. For thrust the wire strain gage was used but could not be recorded accurately. Steam pressure was recorded unsuccessfully by the pick-up of wire gage on the diaphragm, accordingly the pressure gage was read at the same time. Shaft revolutions and ship speeds were measured as in the usual trial.

Test result

When the ship go astern from ahead condition and vice versa, remarkable torsional vibrations, that frequencies were $4N$ (no. of blades \times r.p.m.), took place in certain revolutions, and maximum amplitude of the vibrations in some time reached 130% of the ahead maximum continuous torque. The vibrations in the former were more hard than in the latter. This is considered according to the difference of exciting and damping force in each case. And during astern running, torsional vibrations continues at revolutions differing from the above and its mean curve of torque swells, that is considered to be caused by suction of air and cavitations in the propeller. Some hump and hollow were shown in the mean torque curve of transition process, shown clearly in gradual handling.

Generally, the mean torque changes proportional with the steam pressure, the sudden rise of pressure causes peak of torque.

Comparison with diesel ship

There is the remarkable difference in handling between a geared turbine and a diesel. In the case of turbine, astern steam pressure rises gradually to the maximum pressure, accordingly astern torque increases proportional to the pressure and shaft revolution changes continually from ahead revolution to reverse. But in diesel, when the engine revolution drop to a certain amount, the engine is changed astern or ahead, the engine revolution changes suddenly reverse and the shaft torque amounts reverse maximum. The torsional vibration of shaft in reverse handling is measured more distinctly in the turbine ship.

Theoretical calculation in handling

The theoretical calculation formulae in handling of turbine are as follows.

$$\frac{dn}{dt} = \lambda F(n, p) + f(n, v)$$

$$\frac{dv}{dt} = \varphi(n, v)$$

$$p = \Phi(t)$$

To calculate these formulae, relations between p , n and $F(n, p)$, and wake factor and thrust deduction factor are necessary to be known.

Stress in reduction gear

Astern maximum mean torque in the shaft was generally 70~90% of maximum continuous torque as the result of tests. Accordingly in bacing, the root bending stress is 1.4~1.8, abrading stress is 1.8~2.6, and rolling pressure is 1.2~1.3 times of normal ahead condition. These figures are calculated on the base of mean torque, but considering of torque vibration the fluctuation of stress will reach much more.

Conclusion

1. In the transition process from ahead to astern or vice versa, remarkable torsional vibration of shaft appears at a certain revolution and the former is more hard than the latter.
2. During astern running of ship, torsional vibration at the revolution differing from the above goes on continually and its mean torque curve swells.
3. Astern maximum torque is 70~90%, and astern torque at 50% of maximum continuous ahead revolution is 60~80% of maximum continuous ahead torque.
4. Sudden rise of the astern pressure causes remarkable peak of torque.
5. Stress of the gear in the astern reaches considerable amount above the ahead designed value.

1. 緒 言

最近タービン船の後進発停性能ということが設計上及び主機取扱上極めて重要視されるようになつてきた。従来から後進試験は海上公試運転の重要な試験の一つで、後進発生出力、船体停止までの時間、後進操作中の振動状況等を計測して後進性能を確認していた。

前進出力に対してどの程度の後進出力が適当であるか、また危急の際は別として通常その取扱はどの限度まで許さるべきであるか等々、後進タービンについては研究を要する問題が非常に多い。

わが国でも最近の輸出船建造と共に後進タービンについての考えが非常に変ってきた。

米国における後進タービンの設計基準は従来わが国で採用されていた「連続最大出力の何パーセントの後進出力」という標準とは大分趣きを異にし取扱上の要求をも考慮に入れたと考えられる設計基準即ち、「Normal Ahead Speed の 50 % の後進回転において Normal Ahead Torque の 80 % を発生し得る能力」によつている。

わが国でも最近は後進タービンを上記基準によつて設計し、後進試験もこれに近い状態で行つている。米国の設計基準による後進タービン出力は前進出力に比して決して大きな値ではないが、取扱上の面をも十分考慮の上規定したものと思われる。

後進操作中の各部の強度という点になると未だはつきりしたことはわかつていない。後進タービン操作中はたとえその出力が小さい場合でも異状な振動を認める場合が多く、一般に前進操作時とは異なる状態を呈する。しかしてかかる場合の機関各部の応力は普通考えられているものよりもはるかに複雑な変化をなすものであることは想像に難くない。然し後進操作中の機関各部の応力がどのような変動をなし、またそれがどの程度の値であるか且つタービン蒸気圧力の上昇過程、船速、推進器等によつていかなる影響を受けるものであるかは今まで行われた各種の後進試験または Backing Power Test においては明確とは言えない。前後進操作の緩急程度はどの程度まで許さるべきか、その限度決定は非常に難かしく、船体運動と同時に論すべき問題であるが、かような過渡的操作時の軸トルク、スラストを調査することは上述の問題に対して極めて重要な資料を提供し得るものと考えられる。しかしこの研究は機関々係を主としたものであつて、船体運動との関係については更に研究の必要がある。

2. 実 船 試 験

本研究遂行上まず第一に実船試験が必要であるので関係各機関の協力を得て第1表の如く 8 隻について実船試験を行つた。

試験は船型、船速、主機種類、出力の大小、主機操作の緩急等、種々条件の異なるものについて各種の試験成績を得ることが望ましいが、供試船についての実船試験は主として海上公試運転中、入渠工事完了直後（出港前）等に行つたもので同一船について条件を変えて試験を行うことはできなかつたが、特別に 2 回試験する機会を与えられたものもあり、練習船北斗丸及び連絡船眉山丸については特に数多くの試験を実施する機会を得たので試験回数は實に 30 回に達した。

3. 計 測 方 法

発停操作中の過渡的現象を詳細に把握するためにはタービン蒸気室压力、主軸回転数、トルク、ス

第1表 供試船主要項目表

試験年月	船種	船名	船主	総トン数(t)	試験時排水量(t)	連続最大主機出力(SHP)	毎分回転数	推進器直徑×ピッチ(mm)	建造所
昭和28.10	油槽船	B. A. Canada	British American Oil Co.	14,000	27,750	9,000×1	105	6,200×4,430	浦賀
28.11	貨物船	高来丸	大同	7,300	6,810	6,500×1	118.5	5,400×4,420	石川島重工
29.1	"	協徳丸	協立	6,700	7,750	8,000×1	110	5,800×4,700	鶴見
29.4	"	康島丸	飯野	9,500	7,253	12,000×1	113	6,000×5,520	播磨
29.6	練習船	北斗丸	航訓	1,500	1,700	1,400×1	168	3,000×2,850	藤永田
29.11	油槽船	洋邦丸	飯野	12,900	12,515	8,500×1	105	6,200×4,780	新三菱神戸
30.2	連絡船	眉山丸	国鉄	1,450	1,718	900×2	240	2,400×1,920	播磨
30.2	油槽船	秀邦丸	飯野	12,000	12,930	8,500×1	105	6,000×4,700	川崎重工

プロペラの羽根はいずれも4枚。眉山丸は2軸

ラスト等の各要素を時間的に連続記録することが絶対的な必要条件である。

過去において幾多の実船試験が施行されているが、これら試験の殆んどが機関発停時の諸元を主に数秒間隔に記録したに過ぎず、米国の大型油槽船 Esso Suez の Backing Power Test においてのみ電気的に断続記録したに過ぎない。

第9研究部会の実船試験においては船速を除きタービン蒸気圧力、主軸回転数、トルク、ラスト等必要な要素は全部連続記録することとし、計器及び計測装置について研究の結果初期の目的たる連続記録に成功した。なお各試験毎に計測装置の調査、検討を加えて計測方法を改善することにより計測の簡易化と記録の精度を向上させることができた。

試験に採用した方法はトルク及びラストの測定に米国のインダクタンス型トルクメーターに対して線歪計を主として採用し、箔歪計及びインダクタンス型トルクメーターを併用して計測の万全を期した。計器はすべて後部中間軸に装置した。

計測方法を略記すれば次の通りである。

3・1 トルクの計測

回転中のプロペラ軸はその表面にトルクに比例した剪断歪を生ずる。この歪を計測することによりトルクの大きさを測定することができる。それには種々の方法が考えられているが、ここでは線歪計による方式、箔歪計による方式、可変インダクタンスによる方式の3種類について述べる。

3・1・1 線歪計による方式 (写真1)

第1図において、軸線と45°をなす方向

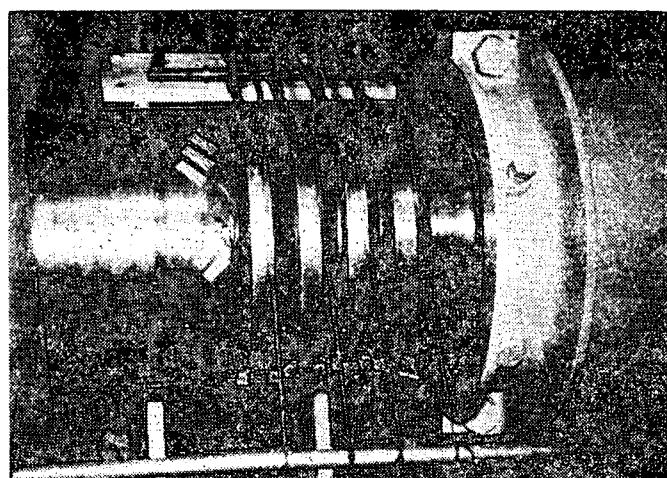
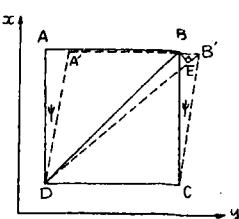


写真1. 抵抗線歪計



第1図 剪断歪図

の歪 ε とトルク T との関係は次のようになる。

$$T = \frac{\pi D^3 \tau}{16} = \frac{2\pi D^3 G \varepsilon}{16}$$

但し τ =剪断応力, G =軸の横弾性係数, D =軸径

従つて 45° の方向の歪 ε を線歪計から求めることによつてトルク T を計測することができる。これには線歪計を軸方向に対して $\pm 45^\circ$ の方向に 4 個はり、伸歪と圧縮が交互に結線されるようにブリッジを組めば 1 個の線歪計の場合の 4 倍の感度で歪を測定することができる。この場合軸から 4 個のスリップリング及びブラシを介して回転体外部と電気的に結合される。スリップリング及びブラシは実船試験で簡易に装脱可能かつ動作の確実なものとして巾 30 mm, 厚さ 2 mm の真鍮板を 2 個に分割できるように作り絶縁ゴムシートを介して軸に取付けた。

ブラシは巾 10 mm, 厚さ 0.3 mm, 長さ 400 mm の磷青銅板を絶縁物を介して適当にスリップリング上に保持圧着した。

実際の計測回路は第 2 図の如く抵抗値 400Ω , 標点間距離 25 mm の線歪計をブリッジに組み発振部で発振させた 5,000 サイクル, 4~10 V の搬送波をスリップリングを通してブリッジに入れ、トルク変動に従つて出てくる対辺からの電圧を再びスリップリングを通して電子管増巾器で増巾し検波整流した後直流増巾器を経てペン書きオシロ或は電磁オシロを働かせている。

3・1・2 箔歪計による方式（写真 2）

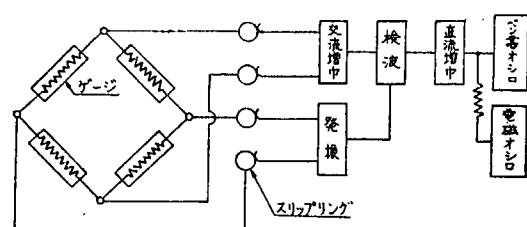
前項の如くブリッジ出力電圧を高利得の電子管増巾器により増巾することは長時間の測定等における基準線の変動という点で不安定になるをまぬかれない。そこで増巾せずにブリッジ出力で直接電磁オシロの高感度ガルバーパーを振動させることが試みられ箔歪計の使用によりこれが可能となつた。

リボンゲージとは前項の線歪計と原理は全く同じであるが、合成樹脂（アラルダイト等）の膜面に

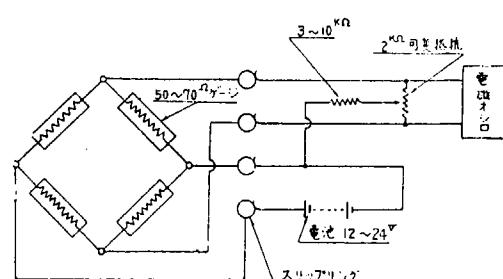
金属箔の適當な図型のものを抵抗体として接合させたもので、抵抗値が小さくなりかなりの強電流を流すことができる。これらの測定回路は第 3 図の如きものである。



写真 2 リボンゲージメーター



第 2 図 交流ブリッジによる計測回路



第 3 図 箔ゲージによる直流ブリッジ計測回路

これの被測定物への接着にはアラルダイト等の合成樹脂接着剤が使用される。ゲージは抵抗値が多

少相違しているため結線をしたブリッジのバランスをとるために $2\text{k}\Omega$ の可変抵抗器を使用した。現在のところこの方式によるのが最も安定な且つ簡単な計測方法思われる。

3・1・3 可変インダクタンスによる方式（写真3）

軸の標点間の捩れ量、即ち第1図 AA' に相当する値をインダクタンス鉄心の空隙変化として検出する方式である。

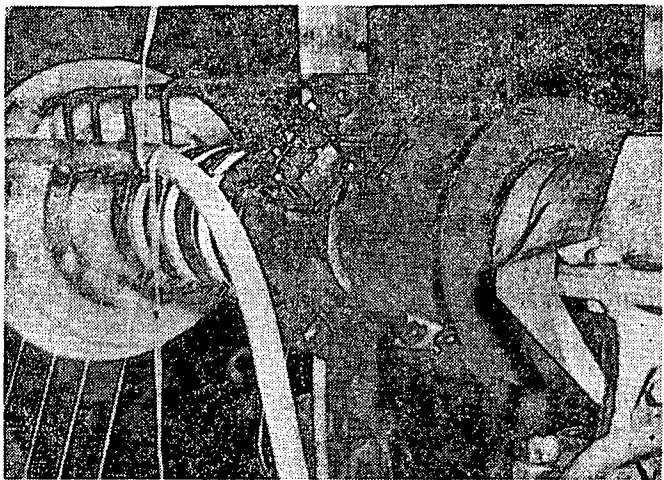
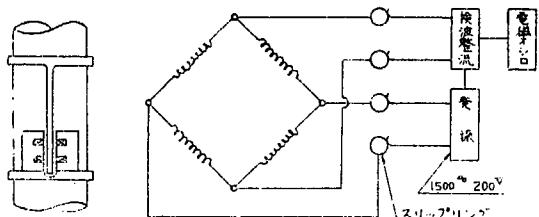


写真3 インダクタンス型トルクメーター



第4図 可変インダクタンスによる計測回路

を使用するのが最も成績がよかつた。

3・2 スラストの計測

トルク計と同様に測定した。即ち2個のゲージを軸心の方向に、他の2個をこれと直角方向に取付けてブリッジを形成して増巾した後オシロに記録した。この方法によるスラストの測定は充分な精度が得られなかつた。

3・3 蒸気圧力の計測

タービン蒸気室圧力を真鍮板で受け板に生ずる応力をその表面に接着したゲージで検出する圧力計を試作して増巾記録したが充分満足な結果が得られなかつたので、これとは別に圧力計の読みを秒毎に記録した。

3・4 主軸回転数の計測

1回転のマークと電接時計とを電磁オシロに記録して正確な回転変化を求めるようにした。

3・5 船の速力の計測

船体停止附近の速力をも或程度正しく知る目的で計測方式について種々研究を試みたが、結局従来通り流木による方法を採用した。

試験の際問題となるのは試験開始時刻を各計測者が同時に記録する必要があることである。この種

実際の計測回路は第4図の如くになる。感度較生は移動鉄心を微動装置により直接移動させて既知変位に対する感度を出した。この方式によると発振電圧及び周波数のみが感度に影響を及ぼすのみで電子管による高増巾をすることなく直接記録が可能でかなり安定した計測ができる。但し軸径に応じた鉄心保持環を必要とする不便はまぬがれない。

これらトルク計測用の各型式は供試船全部に適用されたものではなくリボンゲージは秀邦丸に、可変インダクタンス型は眉山丸左舷軸に装備しその他は線歪計による方式を採用了。

上記何れの場合についても必要なスリップリングには種々の構造のものを試作した結果リングを真鍮製としブラシには磷青銅の帯板

の試験は船橋、機関室および計器取付の軸室等広範囲に亘るため同時記録ということは實際上かなり難かしいことである。特にタービン蒸気室圧力の読みと計器の計測開始時刻は厳密に合せねば意味のない結果となるおそれがある。従つて実船試験では各計測位置に特別に連絡装置を設けて、あらゆる計測位置間の連絡は緊密に行なうよう努めた。その結果計測上の相互の時間的関係は非常に正確なものとすることができた。

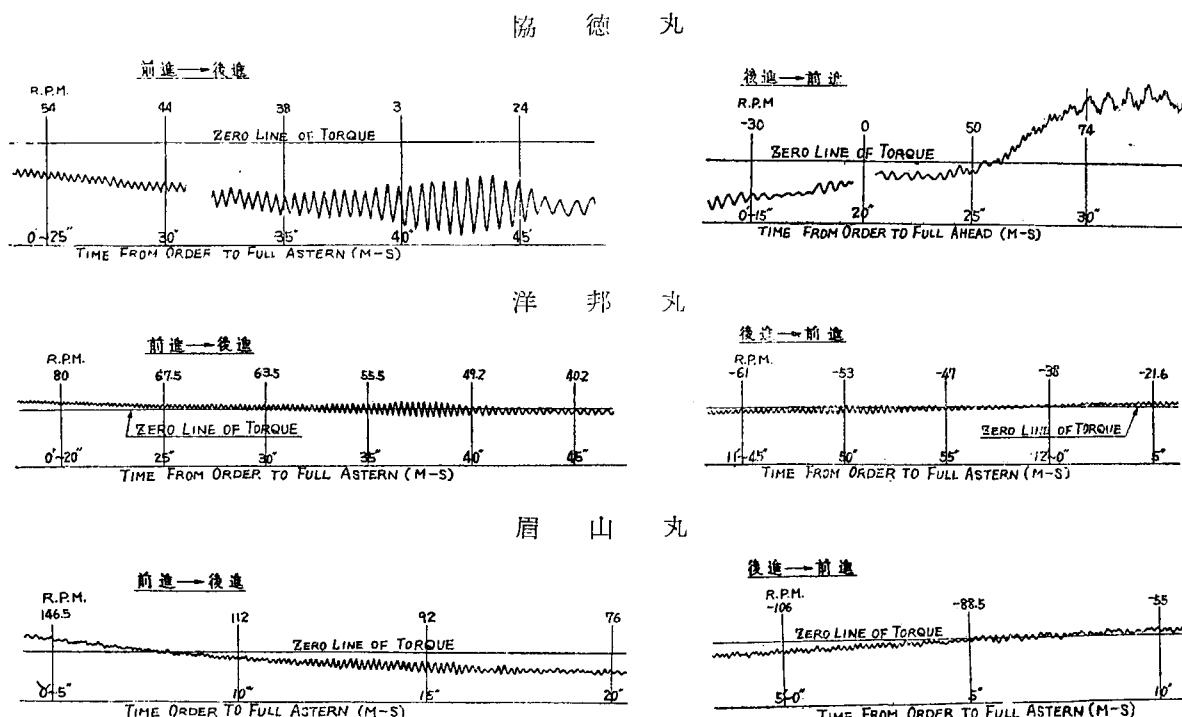
4. 試験成績

4.1 発停時の過渡状態におけるトルクの変動

多数の実船試験の結果、発停時の過渡状態における極めて興味ある現象を記録することができた。トルクの変動は一般に考えられていたよりもはるかに複雑なものである。その概略を記せば次の通りである。

4.1.1 トルクの振動変化

前進から後進及び後進から前進へ移行する場合或る回転範囲を通過する際に $f=4N$ ($N=R.P.M.$) の振動数をもつ顕著なトルクの振動が現われる。その形態は第5図に示す如きものであつてこの傾向は一般に前進から後進へ移った直後においてその振巾が最も大きい。このトルクの変動は軸系の振り振動との共鳴によるものと認められる。試験で認められた共鳴回転数と計算による共鳴回転数とは大体において合致している。



第5図 振り振動共鳴回転附近のトルク変動状況（スケールは各船異なる）

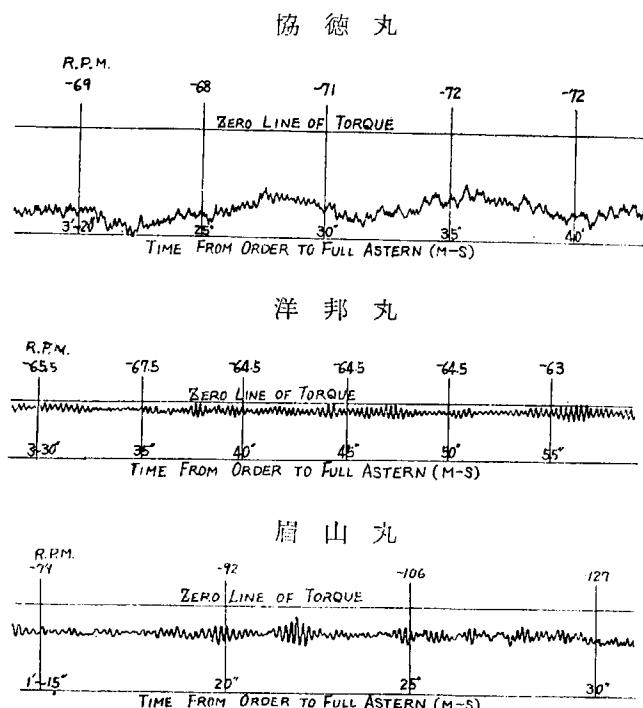
前進から後進へ移る場合より大きいのは、起振力及び減衰力が前者において小なるためと考えられる。ESSO SUEZ のBacking Power Test でも 57 rpm 附近を通過する際に $4N$ に相当する Regular Oscillation が現われたと報告されておりその振動形態は今回の試験の結果得られたものと

同様であつた

現在までの試験の結果四枚羽根プロペラ装備の大型油槽船では後進試験時に他船と異なる現象を呈していることが認められた。即ちこの種船舶では軸系の捩り振動共鳴回転数が一般に 50 rpm 附近にあるために後進試験時の後進操作中に前進回転が捩り振動共鳴回転附近で軸附近で軸の平均トルク $T_m \neq 0$ になる場合が比較的多いので、かかる場合はトルク振巾がトルクの零線を過つて大きく上下に変動するため gear chattering にを起し易い状態を呈する。五枚羽根プロペラ装備の場合について別に実船試験した結果では、共鳴回転数が割合に低いために上記四枚羽根プロペラ装備のものと同一操作の場合はトルク $T_m \neq 0$ のときには未だ前進回転数が共鳴回転以上であるためにかかる現象は比較的発生し難い。しかし以上はこれまでの公試運転時の後進試験結果についてのみ認められたことであつて操作如何によつては必ずしも前述の如き現象を呈するとは言えないであろう。

4・1・2 トルクのうねり変動

前進または後進整定前のトルクは $f=4N$ をもつて継続的な脈動変化をなし、この平均トルクは更に不規則なうねり状の変動をなしている。第6図に示す如くこの傾向は後進整定直前のものが前進整定直前のものよりも大きい。



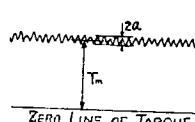
第6図 後進整定前のトルクの変動状況
(スケールは各船異なる)

90 % に達し特殊な場合には 100 % に達するものもある。

上記トルクの大きさは計測トルクの振巾の平均をとつて求めた値で實際は第7図のように平均トルク T_m から $\pm a$ (a =振巾) の変動をしている。

T_m と a との関係は極めて不規則でこれを式に示すことはできないが後進試験時には $T_m \neq 0$ に於ても a の値が相当大きく連続最大トルクの 65 % に達するものもありまた後進整定前においても a の値がそのときの平均トルク T_m

第7図
 T_m と a との関係図



第 2 表 後進操作中の後進トルク

船名	後進最大トルク (mkg)	連続最大トルク に対する比率 (%)	連続最大回転数の 50% の後進回転附近のトルク (mkg)	連続最大トルク に対する比率 (%)
B. A. Canada	37,400	72	32,500	63
協徳丸	38,100	73	36,500	70
康島丸	78,000	103	59,000	78
洋邦丸	50,100	86	45,900	79
"	46,400	80	41,000	70
秀邦丸	45,700	79	35,000	60
眉山丸 {左舷	2,015	75	1,160	43
右舷	2,135	79	1,130	42

に等しくなることもある。前者は $T_m=0$ 附近において軸の捩り振動と共に鳴り、後者は推進器の空気吸込空洞発生などのため回転数が瞬間に変動して軸の捩り振動と共に鳴る結果と推定される。

4・2 発停性能曲線

第8~12図は康島丸、洋邦丸及び秀邦丸の後進試験成績曲線であるが、これらの諸曲線によつてタービン主義発停時の諸元がいかに変化するものであるかを知ることができる。

曲線中のトルクは記録結果の平均値をとつて結んだものであるから実際はこの値から上下に相当の変化をしていることは既に述べた通りである。トルクがその平均曲線で示されているのでうねり状の変動が明瞭に現われている。

各試験共前進から後進、後進から前進へ移るとき、平均トルク曲線に Hump Hollow が現われ、蒸気圧力を徐々に上昇せしめてトルクを漸次増加せしめるときに一層明瞭に現われる。

曲線はいづれも後進発令を時間の基準点として速力、トルク、回転数等の変化状況を示すものである。

5. タービン操作の緩急と発停性能

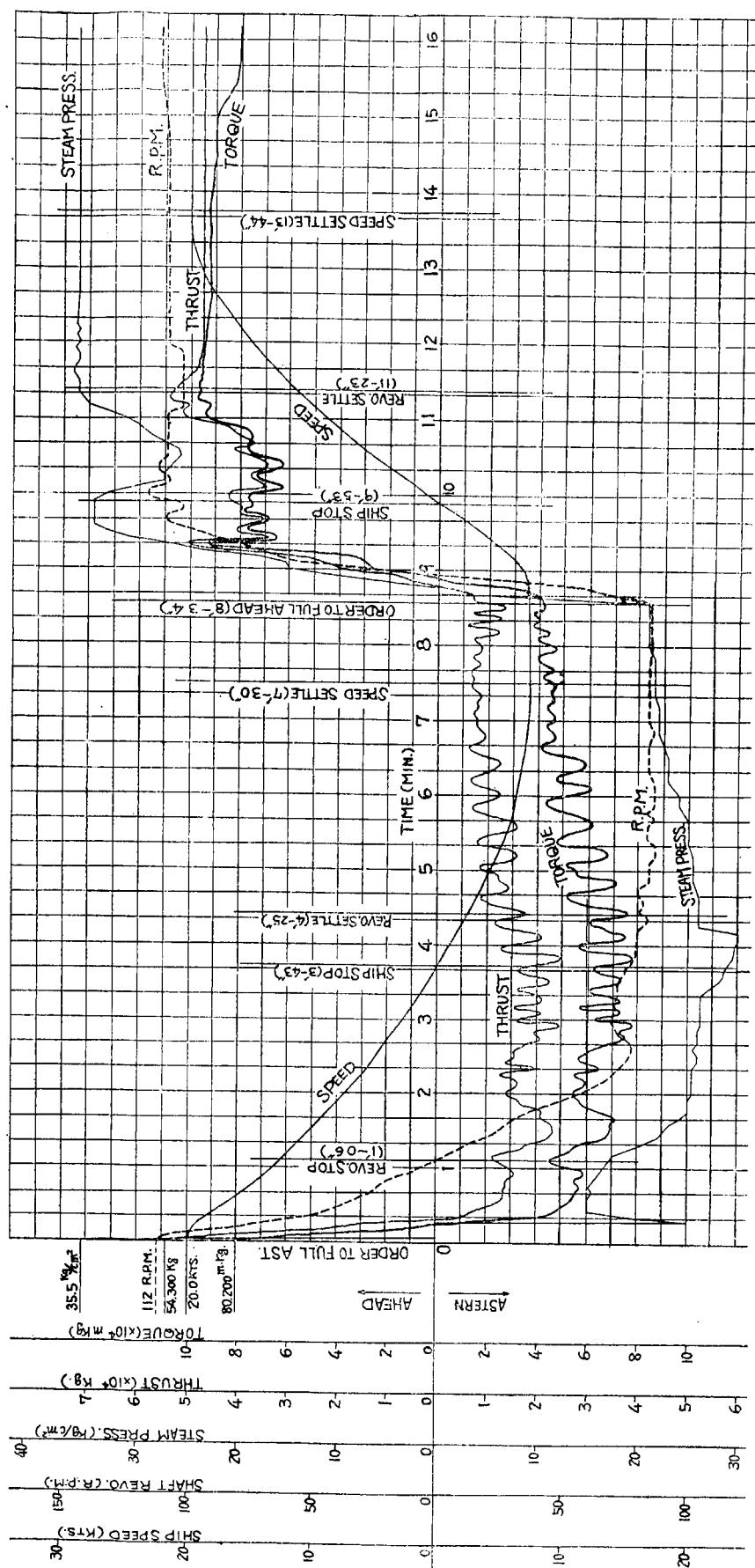
前進または後進操作の緩急程度の差がその船の発停性能にいかに影響するかということは非常に重要な問題であるが同一船で数種の状態変化について試験するということは種々の条件上許されぬことであり、またたとえ数種の試験を実施したとしても、試験開始の状態が異なるとかまたは途中の操作が異なるとかいろいろの要求を織込んで試験するために研究上好適な状態は到底望み得ない。

現在までの試験では同じような初期状態から後進試験に入り途中の操作を幾分変えたものが 2, 3 あり、また眉山丸についてはそれぞれの状態で 6 種の後進試験を実施したのでこれらについてタービン取扱の緩急と発停性能との関係について比較検討することとする。

第3表は各船の後進試験成績比較表で後進発令から前進蒸気閉鎖、後進蒸気送入、前進回転停止、後進蒸気圧力整定、船体停止までの時間を比較一覧表したものである。

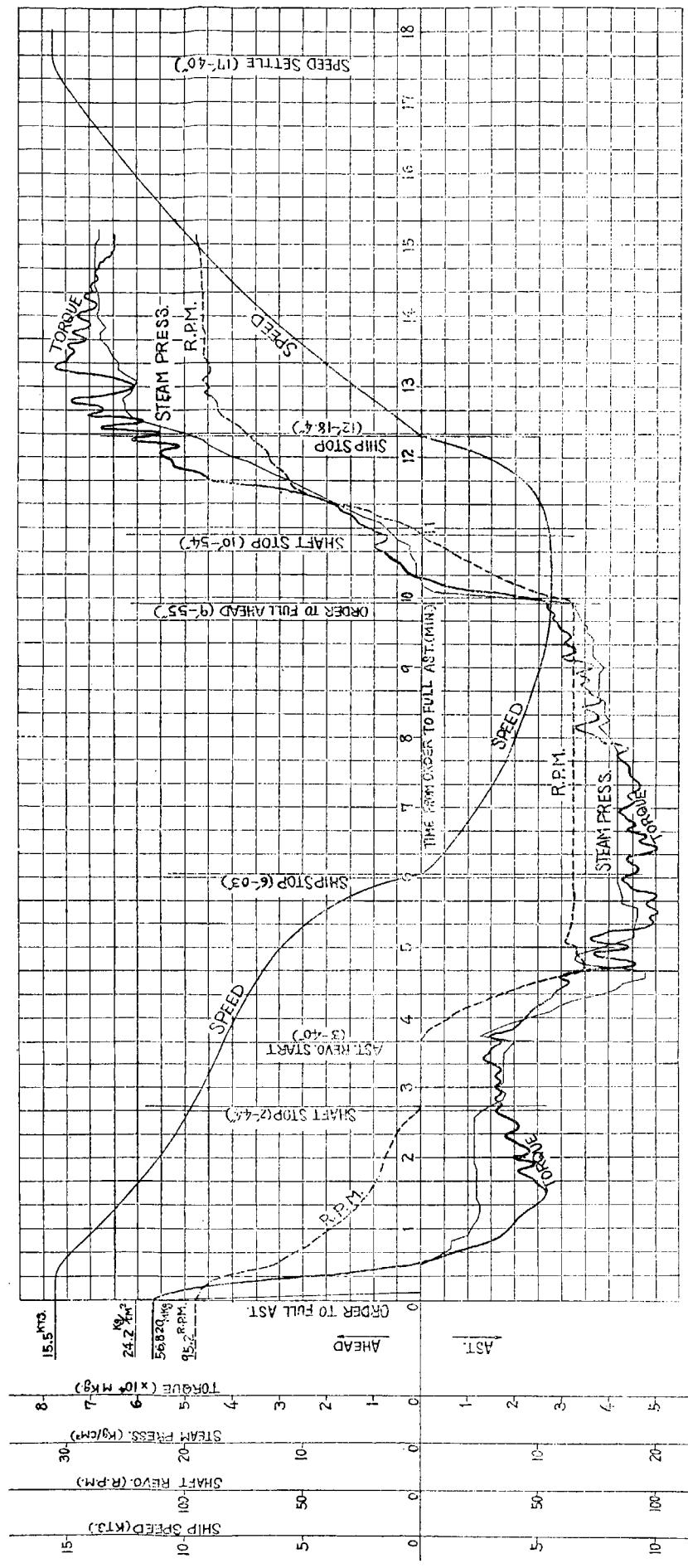
同一船でたとえ初期状態が同一で後進蒸気圧力整定までの時間が同一でもその途中の操作が同一でないでの各要素の計測結果には当然差を生ずるが大体の傾向を知ることができる。特に第8~12図の後進試験成績曲線と対称すれば一層明らかとなる。

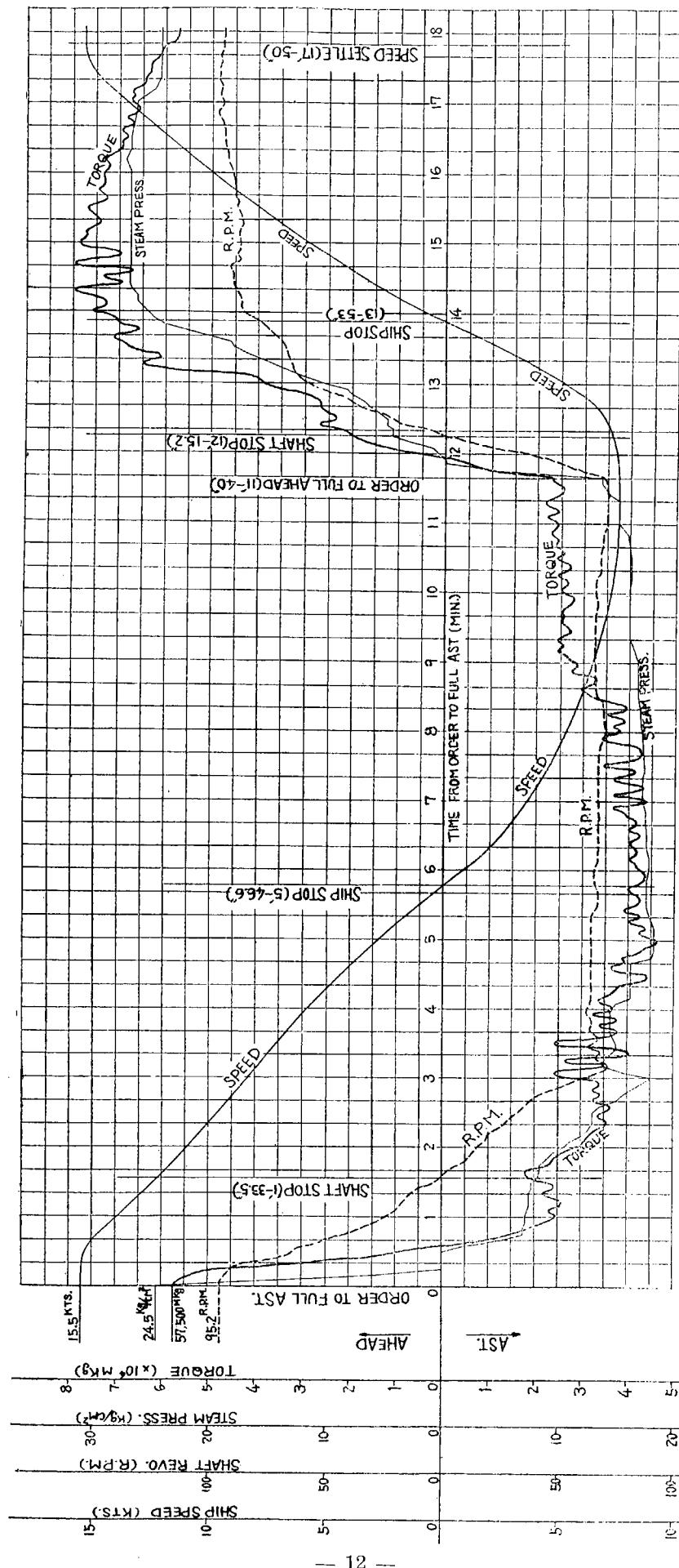
第3表には供試船の他に五枚羽根プロペラ装備船 ANDREAS V. 及び四枚羽根プロペラ装備の



第8圖 績島丸後進試驗成績

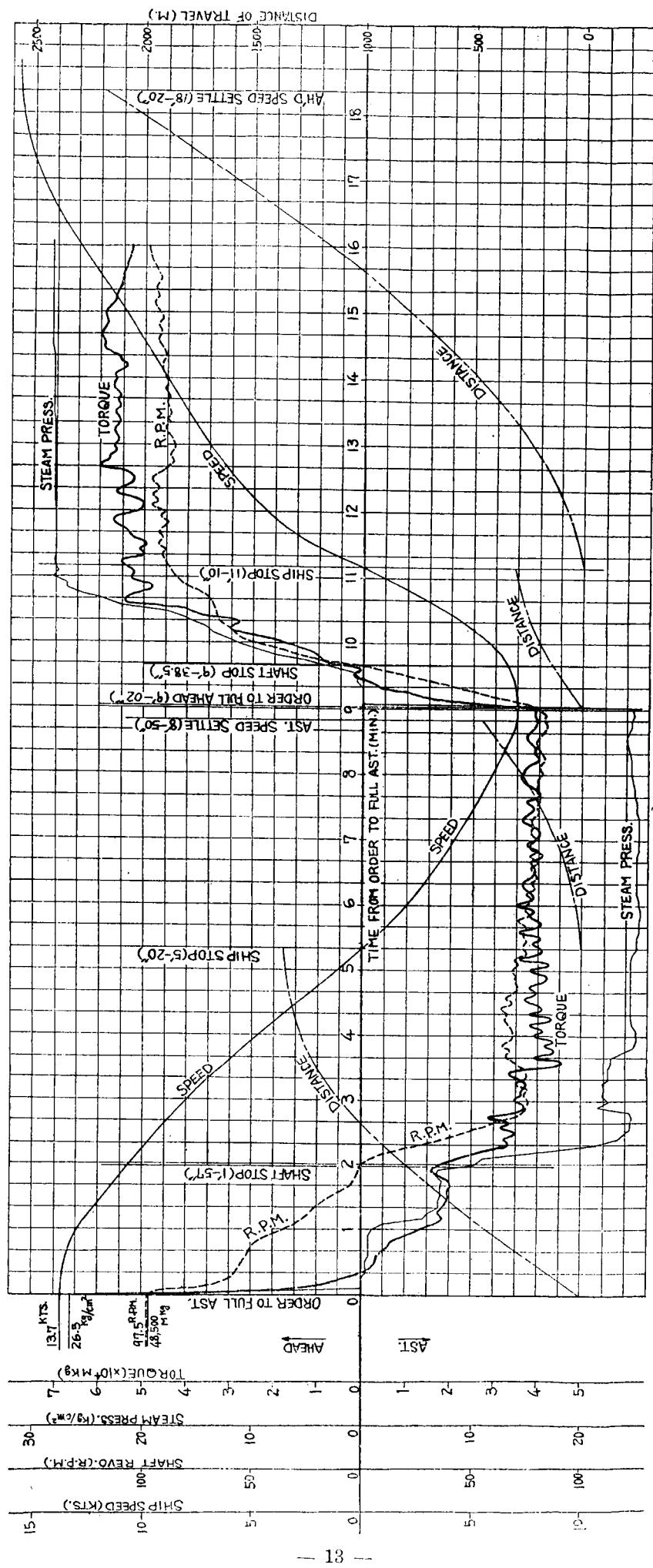
第9図 洋邦丸後進試験成績(第1回)

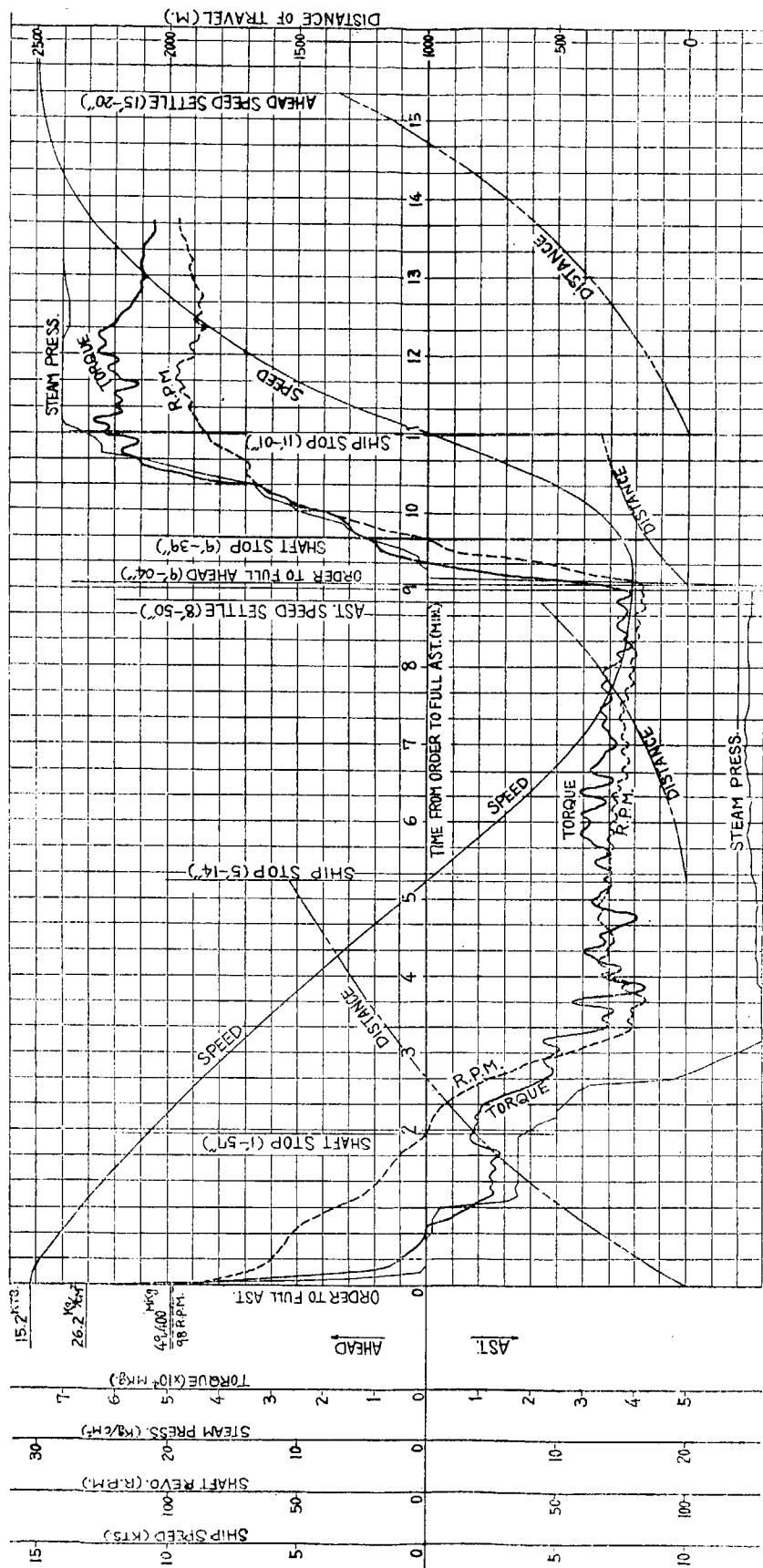




第10図 洋邦丸後進試験成績(第2回)

第 11 図 秀邦丸後進試験成績（第 1 回）





第 12 図 秀邦丸後進試験成績（第 2 回）

第3表 第後進試驗成績比較表

船名	連続最大出力 (軸出力 (SHP))			試験開始状態 試験番号			試験開始状態 試験排水量 (T)			前進蒸気開鎖 までの時間 (分一秒)			後進蒸気整定 までの時間 (分一秒)		
	速力 (kts)	主軸 毎分回転数	回転数	速力 (kts)	主軸 毎分回転数	タービン蒸気室圧力 (kg/cm ² G)	前進蒸気送入時間 までの時間 (分一秒)	後進蒸気送入時間 までの時間 (分一秒)	後進蒸気整定圧力 (kg/cm ² G)	前進回転停止 までの時間 (分一秒)	後進蒸気整定停止 までの時間 (分一秒)	船体停止までの時間 (分一秒)			
B. A. Canada	9,000×1	105	27,750	1	15.7	105	30.5	0'~12"	0'~19"	26	1'~18"	1'~55"	7'~29"		
協徳丸	8,000×1	110	7,750	1	19.0	108	25.0	0'~10"	0'~12"	22.5	1'~7"	1'~25"	4'~15"		
康島丸	12,000×1	113	7,253	1	20.0	112	35.5	0'~04"	0'~16"	25	1'~06"	1'~45"	3'~43"		
北斗丸	1,400×1	168	1,700	1	11.43	159.5	27.0	0'~15"	1'~25"	26	1'~44.5"	3'~20"	3'~40"		
"	"	"	"	2	"	156	"	0'~10"	0'~42"	"	1'~39"	3'~30"	"		
"	"	"	"	3	"	160	26.7	0'~15"	1'~25"	"	1'~46"	3'~50"	3'~55"		
洋邦丸	8,500×1	105	12,515	1	15.5	95.2	24.2	0'~06"	0'~30"	18	2'~44"	5'~10"	6'~03"		
"	"	"	"	2	"	"	24.5	0'~15"	0'~30"	"	1'~33.5"	4'~45"	5'~46.5"		
眉山丸	900×2	240	1,700	1	6.1	98/98	3/3	0'~05"/0'~05"	0'~10"/0'~12"	5/5	0'~30"/0'~30"	1'~40"/1'~40"	2'~40"		
"	"	"	"	2	8.2	140/139	7/7	0'~02"/0'~02"	0'~10"/0'~10"	"	0'~45"/0'~45"	1'~40"/1'~30"	2'~55"		
"	"	"	"	3	10.6	184.5/183	12/12	0'~04"/0'~04"	0'~10"/0'~10"	8/8	1'~0"/1'~0"	1'~55"/2'~0"	"		
"	"	"	"	4	10.8	175.5/177	"	0'~04"/0'~05"	0'~09"/0'~15"	"	0'~47"/0'~47"	1'~25"/1'~25"	2'~35"		
"	"	"	"	5	"	173/177	"	0'~04"/0'~06"	0'~08"/0'~10"	10/10	0'~45"/0'~45"	1'~35"/1'~35"	2'~25"		
"	"	"	"	6	11.7	196/193	15/15	0'~08"/0'~08"	0'~14"/0'~11"	"	0'~53"/0'~50"	1'~40"/1'~40"	2'~30"		
秀邦丸	8,500×1	105	12,930	1	13.7	97.5	26.5	0'~06"	0'~16"	25	1'~57"	2'~40"	5'~20"		
"	"	"	"	2	15.2	98	26.2	0'~15"	0'~36"	26	"	3'~10"	5'~14"		
Andreas V ESSO SUEZ	17,500×1	105	45,000	1	17.7	106	38	0'~05"	0'~05"	21.2	1'~34"	3'~20"	8'~45"		
"	"	"	"	2	"	"	"	"	"	—	95'~75%	0'~13"	7'~40"		
"	"	"	"	3	"	"	"	"	"	—	85%	0'~15"	7'~20"		
"	"	"	"	4	"	"	"	"	"	—	70%	0'~21"	7'~45"		
"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	—	55%	0'~30"	8'~10"		

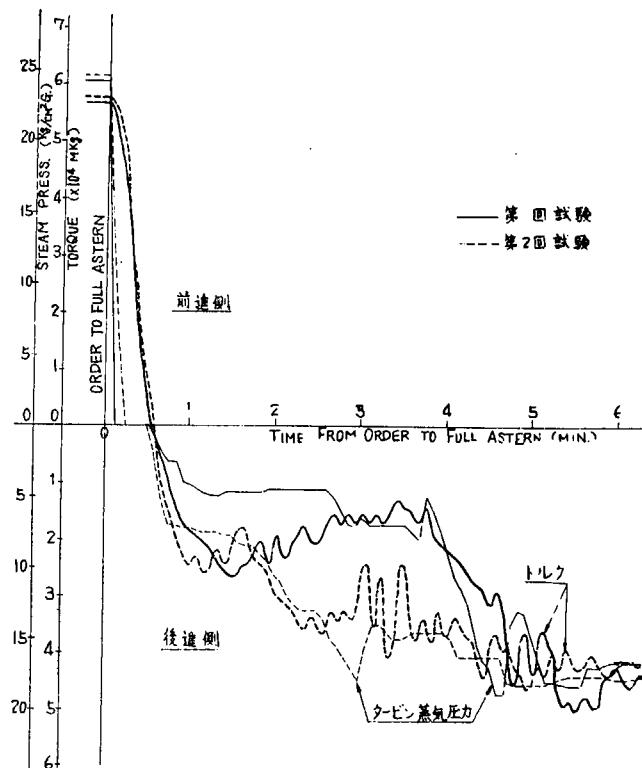
ESSO SUEZ の試験成績をも参考のため記入した。ESSO SUEZ については6回の試験の中4回の試験成績を示し Normal Ahead Condition を100%として表示した。わが国の船舶の後進試験に比して後進蒸気整定圧力までの時間が極端に短かく総て10秒以内であり、従つて前進回転停止までの時間も30秒以内という成績であつて、その操作は極めて Severe なものである。かかる試験ではタービン蒸気圧力は文字通り直線的に上昇する。

第3表の洋邦丸の第1回、第2回の後進試験は共に初期状態と後進整定圧力とが同一である。操作要領は第13図に示す通りで後進蒸気圧力整定に達するまでの時間はほとんど同程度である。トルクの平均値は第4表の如くでその大きさは第1回試験時の方が少し大きい。

この理由は第1回試験の際は圧力整定直前の圧力上昇率が後者よりも大であるためと考えられる。

しかして操作の緩急は後進圧力整定までの時間のみにて決定し得るものではなく途中の圧力変化過程が大きく影響するのではないかと考えられる。

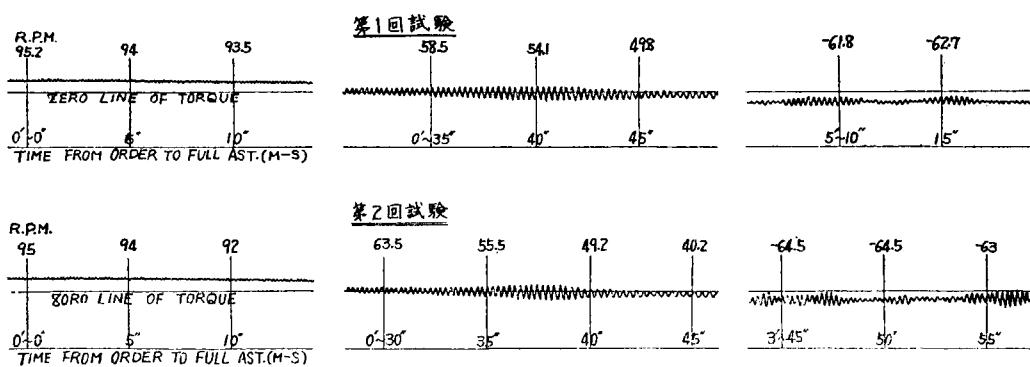
次にこれら両試験についてトルクの変動状況を調べてみよう。第14図は両試験のトルク変動状況を示すものであつてこれによつて



第13図 洋邦丸後進操作要領

第4表 洋邦丸後進試験時の後進トルクの大きさ比較

試験	後進操作中の最大トルク (mkg)	連続最大トルクに対する比 (%)	連続最大回転数の50%の後進回転附近のトルク (mkg)	連続最大トルクに対する比 (%)
第1回 試験	50,100	86	45,900	79
第2回 試験	46,400	80	41,000	70



第14図 洋邦丸後進試験時のトルク変動比較

捩り振動の共鳴回転整定直前のトルク変動の振巾を比較すれば第5表の通りである。

第5表 洋邦丸後進試験時のトルク変動の最大振巾比較 (連続最大トルクを100%とする)

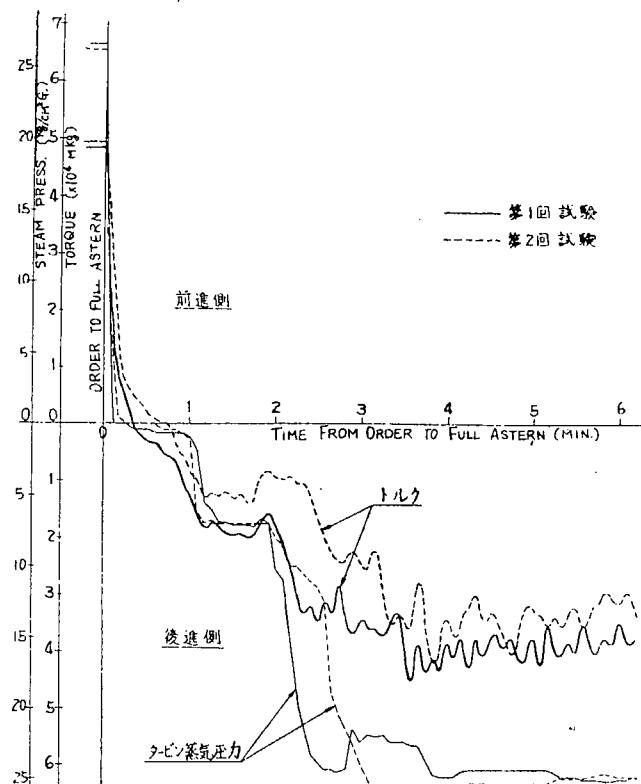
試験	振り振動共鳴回転附近	後進整定直前
第1回 試験	± 56 %	± 50 %
第2回 試験	± 60 %	± 60 %

本表に示す如くトルクの変動状況は最大トルクの大さ比較とは全く逆の現象を示し、トルクの振巾は第2回試験の方が大きい。

洋邦丸と同じような比較は秀邦丸においても見ることができる。本船も比較のために特に2回の試験を施行したのが初期条件、後進整定圧力及びそれまでに要した時間は第3表及び第15図に示す通りである。

操作としては第15図に示す如く両回の後進蒸気圧力の上昇過程はほとんど平行的で整定圧力に達する時間は第1回試験の方が少し早い。この時のトルクの大きさを比較すれば第6表の如く、後進整定圧力は第1回試験の方が第2回試験よりも1kg/cm²低いにかかわらずトルクの大きさは本表でわかるように前者の方が大きい。

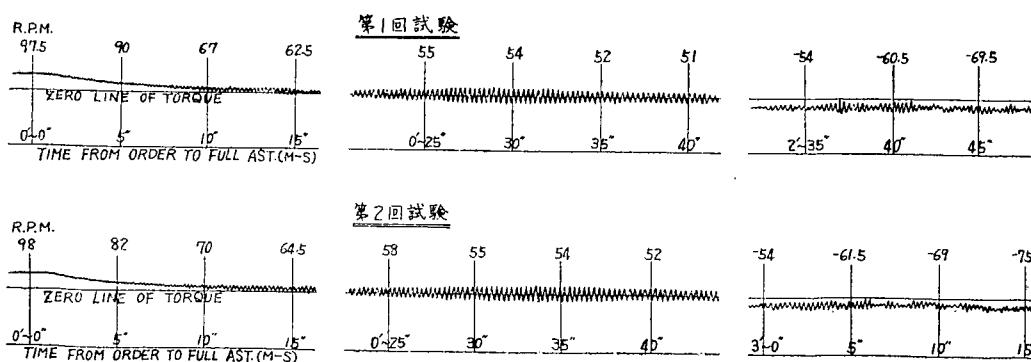
操作中のトルク変動の振巾は第16図に示す如く第1回試験の方がその変動が激しい。トルク変動の最大振巾を示せばほぼ第7



第15図 秀邦丸後進操作要領

第6表 秀邦丸後進試験時の後進トルクの大きさ比較

試験	後進操作中の最大トルク(mkg)	連続最大トルクに対する比(%)	連続最大回転数の50%の後進回転附近的トルク(mkg)	連続最大トルクに対する比(%)
第1回 試験	45,700	79	35,000	60
第2回 試験	42,400	73	35,000	60

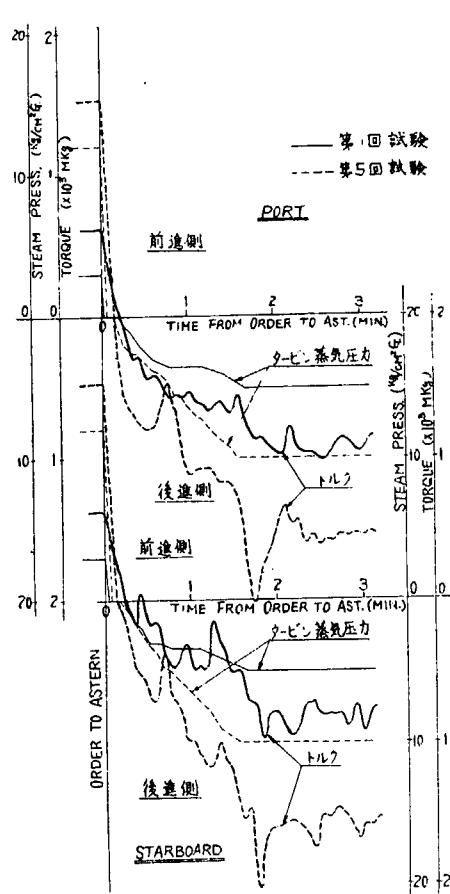


第16図 秀邦丸後進試験時のトルク変動比較

表の如き値であつてその差は殆んど認められない。然し平均トルクの変化即ちうねりの程度は第1回試験の方が大である。

第7表 秀邦丸後進試験時のトルク変動の最大振巾比較 (連続最大トルク) (を100%とする)

試験	捩り振動共鳴回転附近	後進整定直前
第1回 試験	±56	±45
第2回 試験	±56	±39

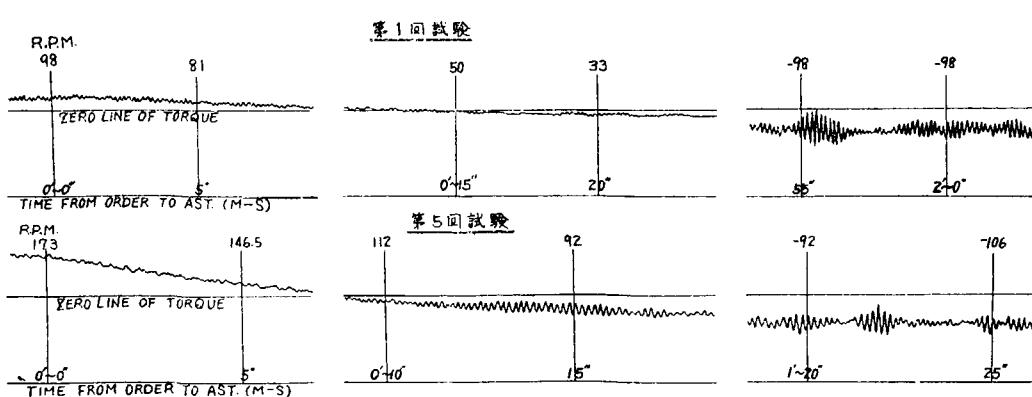


第17図 眉山丸後進操作要領

同一船についての試験において後進整定直前のトルクのうねり状の変化は後進力の大きいもの程一般に大であるが捩り振動共鳴振巾は必ずしもそうではない。

第17図は眉山丸の第1回及び第5回後進試験時のトルクの振動変化を示したもので、後進操作は図に示す通り第1回試験よりも第5回試験の方がはるかに severe であることは明らかである。然し第18図に示すように捩り振動共鳴回転附近におけるトルクの最大振巾はむしろ前者の方が大である。

取扱操作の緩急比較は初期条件と後進整定圧力を同一にして圧力変動率を種々変えて行うのでなければつきりした比較結果を得ることはできないが、以上の如く各船について比較を行つた結果その概略の傾向として次のことがいえる。即ち同一の前進状態から同一後進圧力に移る場合、圧力変動率が大なるものほど後進操作中のトルク及びトルクのうねりは大となるけれどもトルク変動の振巾は必ずしもこれと同調しない。また前進全力で航走中後進全力が発令された後の操作には各船とも相当の差異がある。操作の初期においては



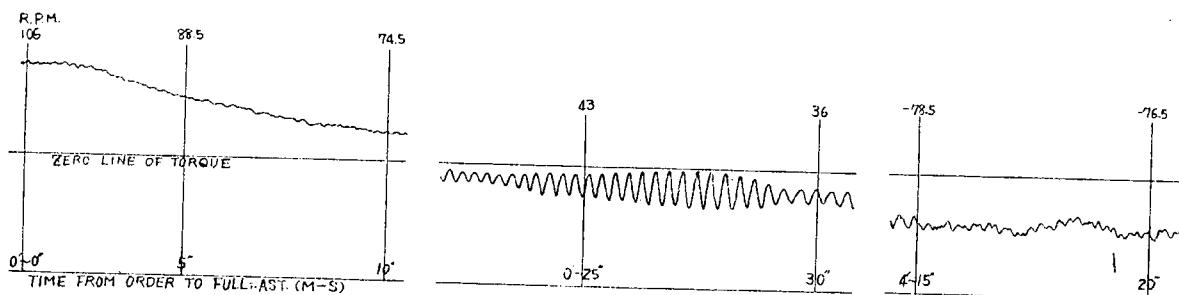
第18図 眉山丸後進試験時のトルク変動比較 (左舷機)

船速及び回転数はなお大きく、この時期に後進蒸気を急激に上昇せしめてもその効果は比較的に少く船速および回転数が或る程度低下したときに後進蒸気圧力を上げれば効果が大きい。

今までの比較は総て四枚羽根プロペラ装備の場合であるが、最近五枚羽根と四枚羽根のプロペラの場合についての比較がしばしば問題になつてゐるからこれら両者についての比較を簡単に記述する。

五枚羽根プロペラ装備船については未だ2隻しか試験していないので、この程度の実績から全般を律することは適当ではないが大体の傾向を知ることができる。

五枚羽根プロペラ装備の供試船は34,200Tの油槽船 Andreas V. 及び Rokos V. の2隻で装備主機械は連続最大 17,500HP の蒸気タービン1基である。2船とも後進試験の結果、前進から後進、後進から前進へ移行するときのトルクの変動程度には大差は認められず、トルク変動の振動数は 5N ($N = \text{回転数}$) である。トルクの変動状況は第14図に示す如きものである。



第19図 Andreas V 後進試験時のトルク変動状況

四枚羽根プロペラ装備の油槽船 B.A. Canada, 洋邦丸, 秀邦丸と五枚羽根プロペラ装備の Andreas V.とのトルク変動を比較すれば第8表の通りで試験の結果では五枚羽根プロペラの場合の振巾はかなり小さくなつてゐる。

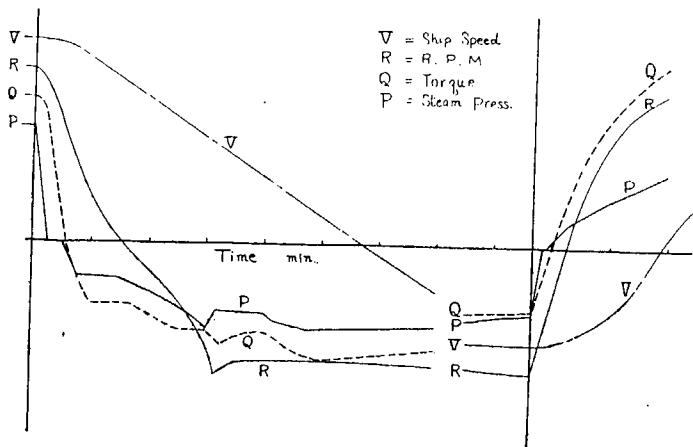
第8表 後進試験時のトルクの最大変動率比較（連続最大トルクを100%とする）

船名	推進器翼数	前進整定状態	前進から後進へ移行する途中	後進整定直前	後進から前進へ移行する途中
B. A. Canada	4	±4.5	±53	±53	±21
洋邦丸	4	±6.6	±60	±60	±31
秀邦丸	4	±6.5	±56	±45	±30
Andreas V	5	±1.3	±20	±16	±6.4

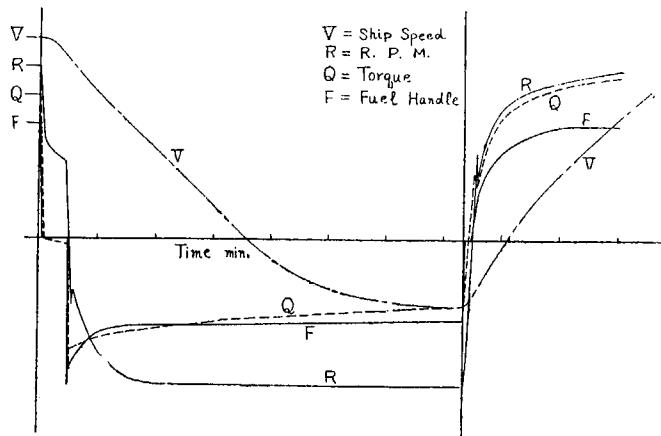
6. タービン船とディーゼル船との発停性能比較

タービン船とディーゼル船とではおののの主機械構造の相違によつて発停操作も異なるのは当然であるが、その発停性能においては前者が後者に劣るものであると一般に考えられていた。然し最近の如く優秀な減速歯車の出現と長年に亘るタービン主機取扱いの経験から現在の発停操作は往時に比して相当に severe になつてきている。特に米国の後進タービン設計基準を採用するに至りその取扱いは一層 severe になつた。更に各種の実船試験結果から発停操作の如き過渡状態のトルクの変動、従つて減速歯車応力が理論的に究明されるならばタービン主機取扱も更に変つてくるものと思われる。

第 20 図及び第 21 図はそれぞれタービン船及びディーゼル船の前進から後進、後進から前進への一般的な操作中における蒸気圧力（または燃料ハンドル）、速力、主軸回転数及びトルクの変化の傾向を示したもので、これらを比較すれば操作に著しい差異が認められる。



第 20 図 タービン船の後進及び前進試験



第 21 図 ディーゼル船の後進及び前進試験

タービン船において前進から後進へ移る場合、後進蒸気は緩かに最高圧力に達し従つてトルクは蒸気圧力に平行に増大して行き、回転も連続的に次第に正回転から逆回転へ移行する。後進から前進へ移る場合もほぼ同様の経過をたどる。これに反してディーゼル船の場合は前進回転数が或る回転に下つたとき急に後進へ燃料ハンドルを操作するためその瞬間回転数及びトルクは逆となりしかもトルクは最高値を示し、回転の上昇と共に次第に低下する。タービン船において後進蒸気を急激に最高圧力まで送気すればディーゼル船の場合に近づくことは明かであるが、それにはタービン羽根、減速歯車等の強度上の確実さが必要である。

第 9 表 タービン船とディーゼル船との発停性能比較

船名	タービン船			ディーゼル船		
	康島丸	協徳丸	眉山丸 (Twin)	箱根山丸	建和丸	第3宇高丸
排水量 (T)	7,250	7,750	1,718	6,940	5,950	2,356
軸出力 (HP)	12,000	8,000	510 500	11,500	3,950	1,600
毎分回転数	112	108	196 193	115	131	210
速力 (kts)	20.0	19.0	11.7	20.5	16.3	11.6
後進発令	0"	0"	0"	0"	0"	0"
回転停止	1'~6"	1'~7"	52" 50"	1'~14"	30"	1'~2"
船体停止	3'~43"	4'~15"	2'~30"	3'~41"	3'~36"	2'~0"
後進速力 (kts)	8.3	4.9	約 5	—	5.5	6.2
後進回転数(毎分)	84	83	155 155	—	110	—
前進発令	0"	0"	0"	0"	0"	0"
回転停止	21"	20"	34" 34"	50"	8.5"	—
船体停止	1'~19"	1'~13"	—	1'~40"	46.4"	1'~0"

* 排水量 1,818 T

タービン船の場合、前後進操作中主軸回転数は次第に変化して行くためその間に捩り振動の共鳴回転があれば明瞭に現われるが、ディーゼル船の場合は回転の切換が急激のため、この振動は不明瞭になる。

両者の発停性能についての具体的な比較は第9表からその一端を窺うことができる。

タービン船康島丸とディーゼル船箱根山丸は軸出力排水量等非常に似かよつた船でありまたこれら両船の発停性能にも特に差を認めない。ただ康島丸はタービン船としてはこの場合の発停操作が一般的のものよりも *severe* であつたから普通の状態では両者の性能の差は多少大きくなると思われるが、タービン船で康島丸の如く *severe* な操作が十分許容し得るということが理論的、実験的に究明されるならばタービン船とディーゼル船との発停性能には殆んどその差を認め得ないということになるだろう。

7 タービン主機操作の理論計算

7・1 主機械操作に関する基礎式

船の推進用回転部の運動方程式は次式で与えられる。

但し I_s = プロペラ軸系全部の換算質量モーメント

n = プロペラの回転数

$F(n, p)$ = タービン蒸気室圧力 p 及びその時の回転数に対するプロペラのトルク

Q = プロペラのトルク

(1) 式はタービン主機械からプロペラ軸に伝わるトルクとプロペラトルクとの差が回転部に加速度を与えるという関係をあらわす。

また船体の運動方程式から船速、船体抵抗及び推力との間には次の関係：

但し、 $k = \text{係数}$

W =排水量

v = 船速

mT = 軸数 m の会計ステップ

τ = スラスト減少係数

$$R = \text{船体抵抗}$$

があり、 T , Q 等に関しては更に次の諸関係式がある

$$前進係数 \quad J = \frac{v(1-w)}{nD}$$

但し ρ = 流体の密度

D = プロペラ直径

w = 伴流係数

更に主機械操作の方程式としてタービン蒸気圧力と時間との関係

が与えられる。

K_t , K_q 及び R は一般に船速 v と回転数 n との函数で与えられるから、上記 (1), (2), (3), (4) 式を書きかえれば主機械のいかなる操作でも次の 3 つの連立微分方程式であらわされる。

但し、 $\lambda = 1/2\pi I_s$ であり、 $f(n.v)$ 、 $\varphi(n.v)$ はそれぞれ操作の種類によつて決定される函数である。

7・2 回転数 n とタービン蒸気室圧力 p との函数で与えられる $F(n, p)$ について

$F(n, p)$ はターピン軸トルクをプロペラ軸トルクに換算したものである。ターピン発生トルクを F_t とし、歯数比を R_y とすればプロペラ軸における $F(n, p)$ は $F_t \cdot R_y$ で与えられる。

整定状態では p と n の間には、

$$n = \xi(p)$$

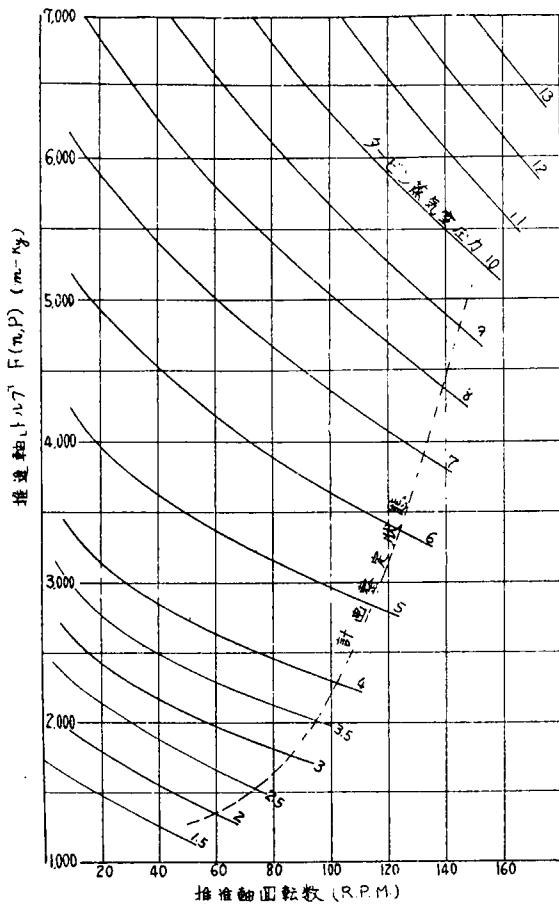
なる時間に無関係な函数関係がある。従つてこの場合プロペラ軸トルクは n または p の何れか一つのみの函数で与えられる。即ち

$$F(n, p) = F_1(n) = F_2(p)$$

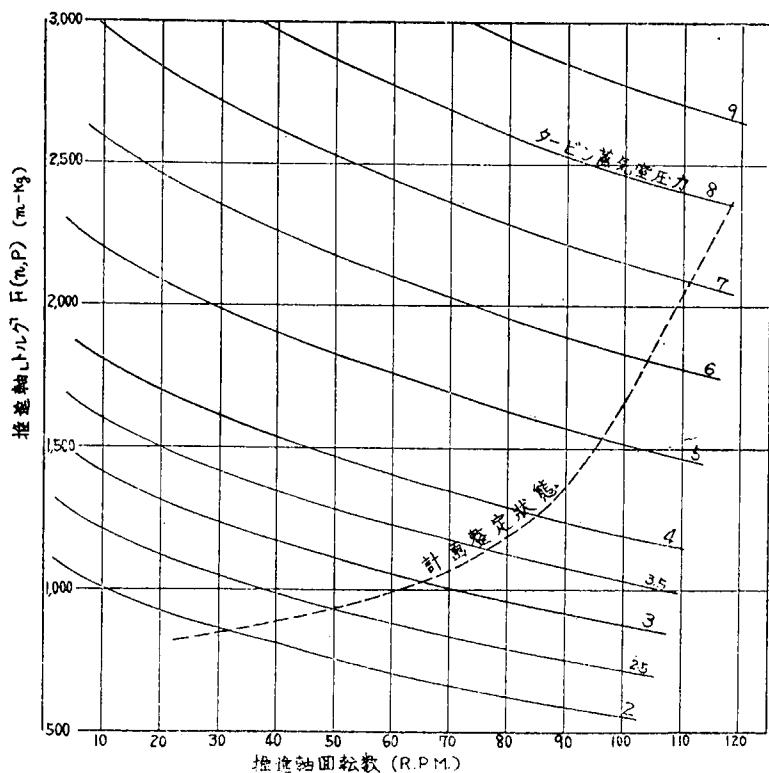
となつて簡単に決定される。然し主機械操作が整定状態に達しない所謂過渡状態にあつては n と p との間には一定した函数関係が存在しない。従つてかかる状態では n または p のみでは $F(n, p)$ の値を決定しない。

発停操作中は整定状態とは自ら異なるから過渡状態の $F(n, p)$ を知るためには n と p とに対する $F(n, p)$ を特別に求めておかなければならぬ。 $F(n, p)$ は実際問題としてこれを一律に数式で表示することは到底不可能であるから $p \sim n \sim F(v, p)$ の関係曲線を作るのが最も便利であり、これなくしては理論計算は出来ない。第 22 図及び第 23 図は実際計算用の前進及び後進の場合の $F(n, p)$ 曲線の一例を示す。

以上の諸関係を用い、実船について $p = \phi(t)$ を与えて前進起動、後進起動及び前進から後進へ移行する操作について理論的に計算を試みた結果、回転数、船速が或程度大なる範囲以外では予期した結果は得られなかつた。これらの計算には w 、 τ 等の値を一定としたため前進から後進へ移行する場



第 22 図 前進 $F(n, p)$ 曲線の例



第 23 図 後進 $F(n, p)$ 曲線の例

合の計算結果ではプラスチック、トルクは共に大きなうねり状態の変化をすることは分ったが詳細変化については知ることが出来なかつた。

発停時の如き過渡現象を理論的に研究するためにはプロペラの Tank test その他の試験についても過渡状態の w , τ 等がいかなる値であるかをはつきり知る必要がある。

8. 減速歯車応力

8・1 前進出力と後進出力との関係

前進出力に対する後進出力の比率は種々の理由によつて相異することは当然であるが實際上無制限にその比率を決めるることはできない。この比率を制限する計画上の理由としてボイラ蒸発量および減速歯車強度をあげることができる。後進タービンの使用蒸気量は前進計画蒸気量の普通 80 % 以下としている。また減速歯車の強度上からも後進出力の限界はほぼ決定されるわけで本項ではタービン構造上前進タービンと後進タービンとの出力比がどのような関係にあるかをしらべてみよう。

前述の如く米国の後進タービン設計基準によれば後進タービンの出力は“Ahead Normal の 50% の後進回転に対して Ahead Normal Torque の 80 % を発生し得る力量”とされているが、これが、あらゆる構造のタービン主機械に対して適用し得るわけではないということを知ることは後進タービン取扱について極めて重要なことである。

現在一般船用タービン主機械としては高圧低圧の汽筒からなるものが最も多いが更に大力量のタービンになるとそれ以上の汽筒数からなるものがある。

後進タービンの装備法としては低圧タービン車室内に唯一個包包含するものと、複汽筒タービンでしばしば見られるように後進タービンを高圧後進、低圧後進とに分けて高、低圧タービン車室内に包含されるものがある。現在の大型タービンでは後進タービンを1個として低圧タービン車室内に包含される構造のものが大部分である。

今1個の後進タービンが低圧タービン車室内に包含される場合を考えて前進タービンの汽筒数と後進タービン力量との間の関係を調べて見よう。

連続最大出力に対する低圧タービンの出力比率が ξ ($0 < \xi < 1$) で、連続最大出力を P とすれば、低圧タービンの出力は ξP である。主軸の毎分回転数を N 、低圧側の全減速比を r とすれば低圧子歯車軸トルク T_L は次式によつて与えられる。即ち

後進全力が連続最大出力の α 倍 ($0 < \alpha < 1$) であるとすれば後進全力時の子歯車トルク T_{Ast} は次の近似式で示される。

この値はほぼ次の如き値である。

前進タービンが2汽筒の場合	$\xi = 0.50 \sim 0.54$
" 3汽筒の場合	$\xi = 0.35 \sim 0.37$
" 4汽筒の場合	$\xi = 0.27 \sim 0.30$

上表は大体の範囲を示すものであつて中には ξ がこの範囲外にある場合もあることは勿論である。単式タービンでは $\xi = 1.0$ となる。(7) 式は後進タービンと低圧タービンとの各計画出力時に発生するトルクの比 T_{Aast}/T_L を $\alpha \cdot \xi$ によって与える関係式で、この式から T_{Aast}/T_L をいかにとるかに従つて連続最大出力に対する後進出力の割合を決定することができる。

前進タービンが高圧及び低圧の2汽筒からなり、後進タービンが高圧後進、低圧後進からなり、各々前進タービン車室に包含される場合を考え

連続最大出力 P に対する高压タービン出力を $\xi_H P$

" " 低圧タービン出力を $\xi_L P$

" " 後進出力を αP

高压後進出力/低压後進出力を $1/\eta$

とすれば連続最大出力時の高圧、低圧各子歯車トルク T_H 、 T_L はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} T_H &= \frac{4500}{2\pi} \cdot \frac{\xi_H P}{Nr_H} \\ T_L &= \frac{4500}{2\pi} \cdot \frac{\xi_L P}{Nr_L} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad (8)$$

但し r_H, r_L は高压側および低压側の減速比

である。従つて後進全力時に對する高圧及び低圧各子齒車トルクをそれぞれ T_{Hast} 及び T_{Lat} とすればそれらは近似的に次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} T_H \text{Ast} &= T_H \alpha^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1}{\xi_H} \cdot \frac{1}{1+\eta} \\ T_L \text{Ast} &= T_L \alpha^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1}{\xi_L} \cdot \frac{\eta}{1+\eta} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

もし $\eta = 1.0$ 即ち高圧後進と低圧後進との出力を同一

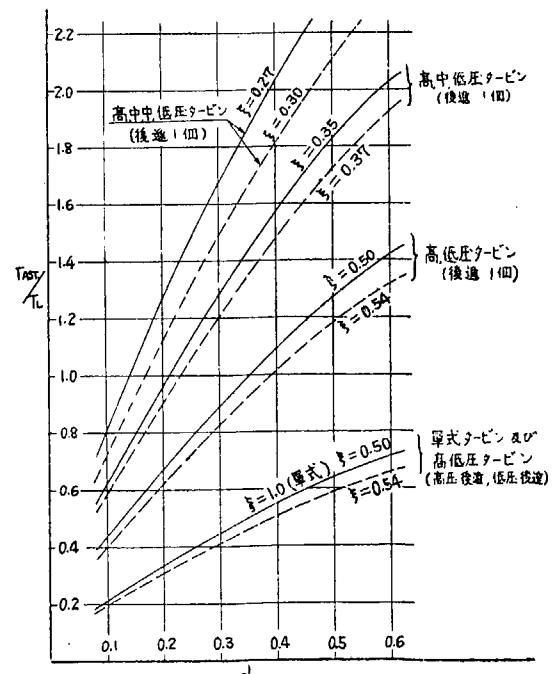
とすれば

$$\left. \begin{aligned} T_H \text{Ast} &= \frac{1}{2} T_H \alpha^{\frac{2}{3}} \cdot \xi_H^{-1} \\ T_L \text{Ast} &= \frac{1}{2} T_L \alpha^{\frac{2}{3}} \cdot \xi_L^{-1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9')$$

となつて (9') 式を (7) 式と比較すれば 後進トルクは (7) 式で示される場合の $1/2$ になることが分る。

今(7)式および(9')式で示される $\alpha^{2/3}\xi^{-1}$ の値を求めて $\alpha \sim \xi \sim T_{\text{Ast}}/T_L$ の関係を図示すれば第2図の如くなる。この図からタービン構造によつて後進タービン出力の決定範囲がいかに制限をうけるかがわかる。

複汽筒タービン主機械で後進タービンが高圧後進、
低圧後進からなるものは α (後進全効率/連続最大出力)



第 24 図 α -Tast/ T_L 曲線

の値を 0.6 即ち後進全力を前進連続最大出力の 60 % に抑えても後進全力時の子歯車トルクは前進低圧計画値の 70 % 前後である。ところが同じ複汽筒タービン主機械にあつても後進タービンがただ 1 個の場合には $\alpha = 0.4$ において既に低圧計画値と同じになつて来る。また前進タービンが 3 汽筒または 4 汽筒からなるもので後進タービンがただ 1 個あるものでは α の値がそれぞれ 23 % および 14 % 程度で T_{ast}/T_L の値が 1.0 となる。

或る船に対して如何なる後進出力を要求するかということは船の型、大きさ、速力、用途等種々の面から考慮の上決定さるべきものであるが前進タービン設計上からも無茶な後進出力を要求することが出来ないことは上述の通りである。

8・2 タービン主機械構造と減速歯車応力との関係

前進出力と後進出力との関係については前項で既に述べたようにタービン構造と両者の出力比との間には密接な関係がある。従つて前進トルクに対して同比率の後進トルクに対しても構造によつてその歯車応力は異つてくる。

今、後進タービンがただ1個でそれが低圧タービン車室内に包含されるものについて考え、この主機械の低圧タービン出力が連続最大出力の ξ 倍 ($0 < \xi < 1$)、連続最大トルクを T_u とする。

或る状態で後進トルクが T_u あるとすれば、このとき低圧子歯車にかかる切線力 (Tangential Force) T.F. は

$$\text{T.F.}_i = c T_a$$

である。但し c は歯数比及び小歯車の径によつて決まる常数である。

連続最大出力時の低圧子歯車の切線力は $c\xi T_n$ であるから低圧子歯車にかかる切線力の比は次の如くなる。

$$\gamma = \frac{\text{低圧子歯車にかかる後進切線力}}{\text{連続最大出力時の低圧子歯車切線力}} = \frac{1}{\xi} \frac{T_a}{T_{\max}} \quad \dots \dots \dots (10)$$

8・2・1 高低圧タービン主機械の場合

最近のタービン主機械は1軸 20,000 HP以下のものが主でその構造は殆んど前進タービンが高、低圧の2汽筒からなり、後進タービンが低圧タービン車室内に包含されるものばかりといつてよい。従つて $\xi = 0.50 \sim 0.54$ と考えて差支えないが、かかるタービン主機械で後進タービンが「連続最大回転数の 50 % の後進回転における後進トルクが連続最大トルクの 80 % を発生し得る」ように設計されているときには、減速歯車応力は次のようになる。即ち

$$T_a \equiv 0.8 T_m$$

であるから、(10) 式から

$$r = \frac{1}{\xi} \cdot \frac{T_a}{T_u} = \frac{1}{(0.50 \sim 0.54)} \cdot \frac{0.8 T_u}{T_u} = 1.48 \sim 1.60$$

となり、後進全力時の減速歯車応力は連続最大出力時のそれに比してかなり大きな値となる。減速歯車強度を表わすに一般に油膜圧力 (Abrading Stress), 接触圧力 (Rolling Pressure), 歯の根元曲げ応力 (Root Bending Stress) 等を用いているが、これらは子歯車にかかる Tangential Force と次の関係がある。

$$\text{Abrading Stress} \quad \sigma_a \propto (\text{T.F.})^{2/3} (\text{R.P.M.})^{-1/2}$$

Rolling Pressure $\sigma_{r,\infty}(\text{T.F.})^{1/2}$

Root Bending Stress $\sigma_b \propto T.F$

これらの関係をそのまま過渡状態にも適用してみれば連続最大出力時の歯車応力 1.0 に対して後進計画応力は次のようになる。

Abrading Stress $\sigma_a = 2.54 \sim 2.86$

Rolling Pressure $\sigma_r = 1.22 \sim 1.27$

Root Bending Stress $\sigma_b = 1.48 \sim 1.60$

8・2・2 高, 中, 低圧タービン主機械の場合

3 汽筒タービンでは現在の設計基準による減速歯車応力を前記高、低圧2汽筒タービンの場合と同じようにするために連続最大出力回転数の50%の後進回転数における後進発生トルクは自ら異つてくる。この条件を満足する後進トルクを連続最大トルクの x 倍($0 < x < 1$)とすれば、その時の後進に対する低圧子歯車トルクと前進計画子歯車トルクとの比は

$$\gamma = \frac{1}{\xi_3} \cdot \frac{T_a}{T_n} = \frac{x}{\xi_3}$$

となる。また高低圧タービン主機械の場合には

$$\gamma = \frac{0.8}{\xi_0}$$

故に

なる関係式を得る。ここに ξ_2 , ξ_3 はそれぞれ 2 汽筒, 3 汽筒の場合の低圧タービン出力と連続最大出力との比をあらわす。

(11) 式で分る如く、 x の値は ξ_2 , ξ_3 の値によつて異なる。この式に $\xi_2=0.50\sim0.54$, $\xi_3=0.35\sim0.37$ を代入すれば

$$x=0.52 \sim 0.59$$

となつて後進発生トルクの割合は減つてくることがわかる。

8・2・3 前進タービン車室の各々に後進タービンを有する場合

これに属するものは単式タービン及び高、低圧2汽筒タービンで高压後進および低圧後進タービンを有するもので比較的小出力の主機械に採用される型式である。

2汽筒の場合、両後進タービンの出力比を $\text{高压側/低压側} = x/1-x$ とすれば

$$\text{高 壓 側} \quad \gamma_H = \frac{x}{1-\xi} \cdot \frac{T_a}{T_n}$$

$$\text{低 壓 側} \quad r_L = \frac{1-x}{\xi} \cdot \frac{T_a}{T_n}$$

簡単のために $x=0.5$, $\xi=0.5$ とすれば

$$\gamma_H = \gamma_L = \frac{T_a}{T_s}$$

となつて子座車にかかる Tangential Force は (10) 式で示される比のほぼ $1/2$ となる。それ故運

絡船の如く発停操作の多い船舶に対しては、この種構造のターン主機械を装備することが良策と考えられる。

8・3 実船試験時の減速歯車応力

第 25, 26, 27 図はそれぞれ康島丸、洋邦丸、秀邦丸の後進試験時の減速歯車応力比曲線であつて、すべて連続最大出力に対する応力を 1.0 として応力を比較したものである。応力はすべてトルクの平均値をとつて求めたものであるから、後進操作中のトルクの振動的変化を考慮に入れるならば実際の応力は更に大となると考えられる。

平均トルクから求めた応力であるにかかわらずその値は時間と共に大きな変動をしていることは図に示す通りである。これは所謂トルクのうねり変動から生ずるもので各船共通の現象である。康島丸については特に前進操作中の場合をも示したが、この時の減速歯車応力は後進操作時に比して割合に小さい。

既に述べた通り各船の後進試験時の平均最大トルクは連続最大計画値の 70~90 % であるからこのときの低圧子歯車のトルクは

$$T_a = (0.7 \sim 0.9) c T_n$$

また低圧ターピン出力を連続最大出力の 50 % と見做せば前進低圧子歯車トルクは

$$T_L = 0.5 c T_n$$

であるから

$$\frac{T_a}{T_L} = \frac{(0.7 \sim 0.9) c T_n}{0.5 c T_n} = 1.4 \sim 1.8$$

従つて前進計画時の歯車応力を 1.0 とすれば後進操作中の最大トルクに対する応力は次の如くなり前進計画値をはるかに超えている。

$$\text{Abrading Stress} \quad \sigma_a = 1.8 \sim 2.6$$

$$\text{Rolling Pressure} \quad \sigma_r = 1.2 \sim 1.3$$

$$\text{Root Bending Stress} \quad \sigma_b = 1.4 \sim 1.8$$

康島丸の如く後進最大トルクが前進計画トルクの 103 % にも達する場合には

$$T_a/T_L = 2.06$$

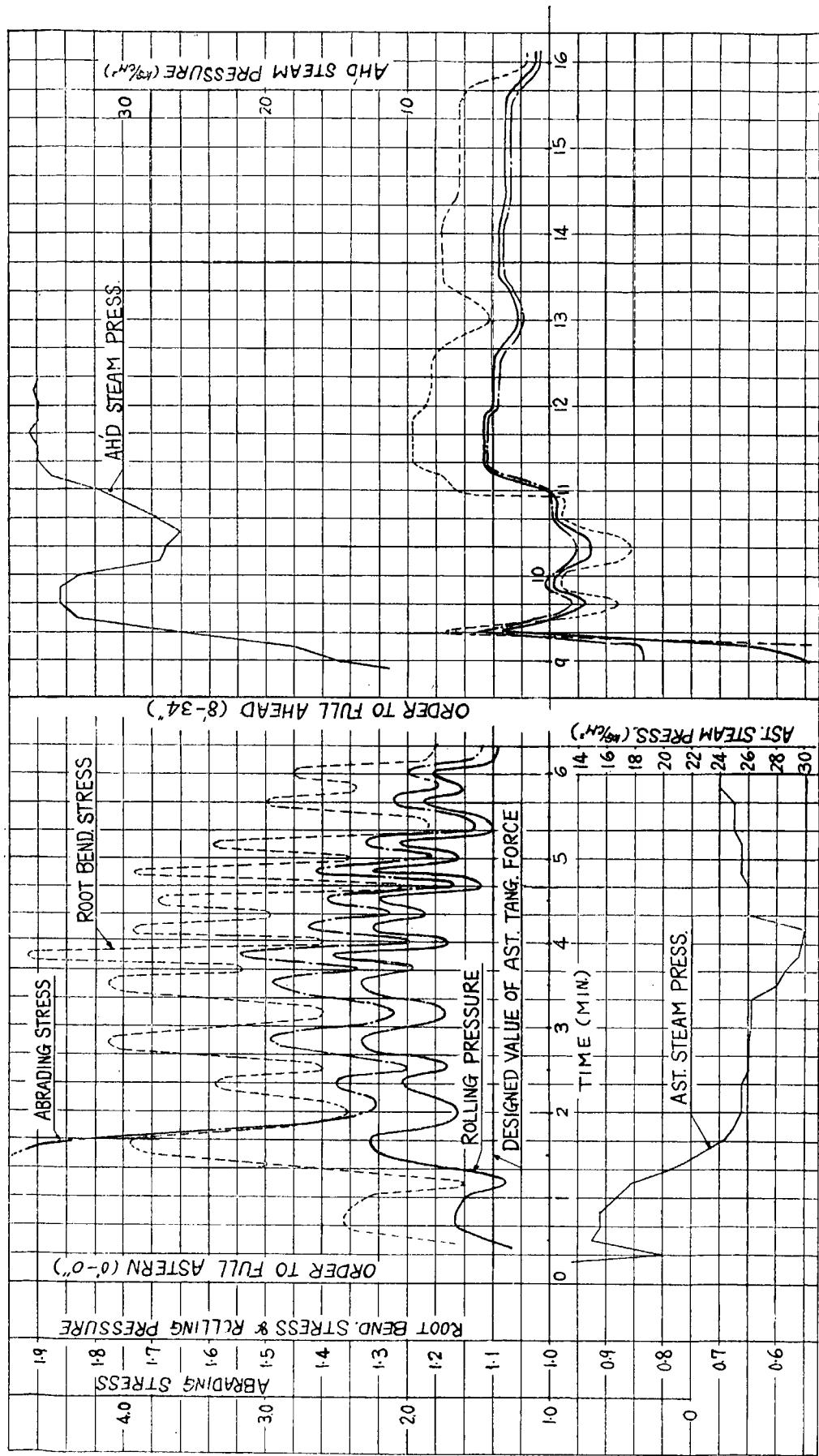
となり、この状態では歯車応力比は次に示す如く上記の値よりも更に大となる。

$$\text{Abrading Stress} \quad \sigma_a = 3.21$$

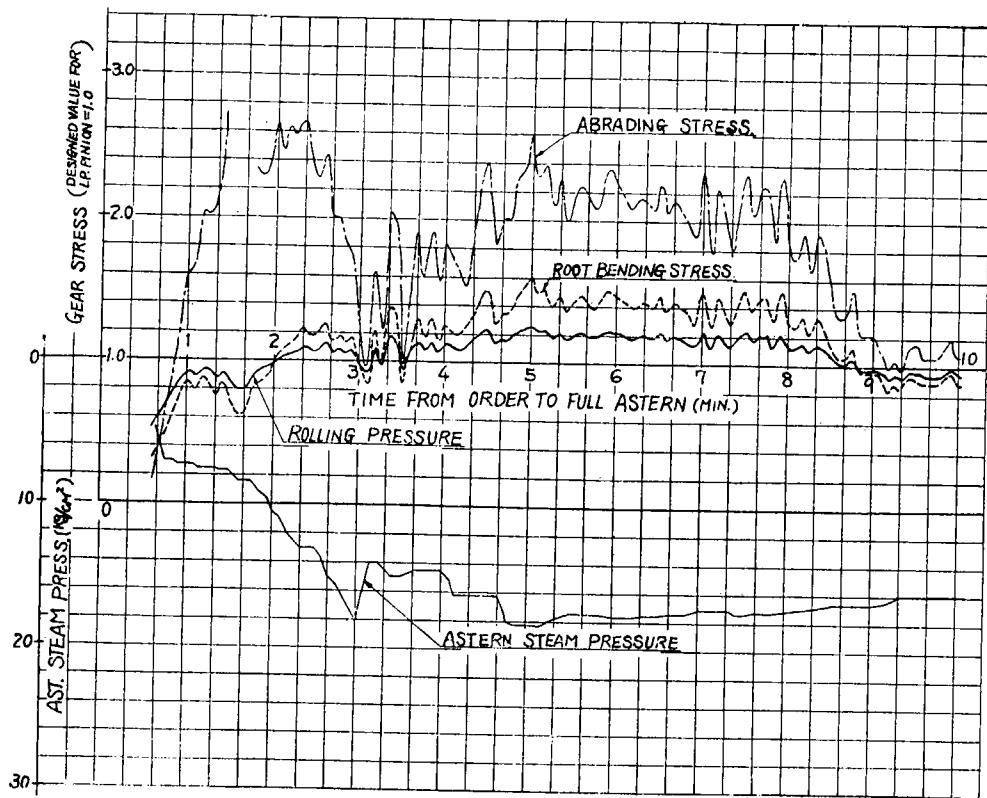
$$\text{Rolling Pressure} \quad \sigma_r = 1.44$$

$$\text{Root Bending Stress} \quad \sigma_b = 2.06$$

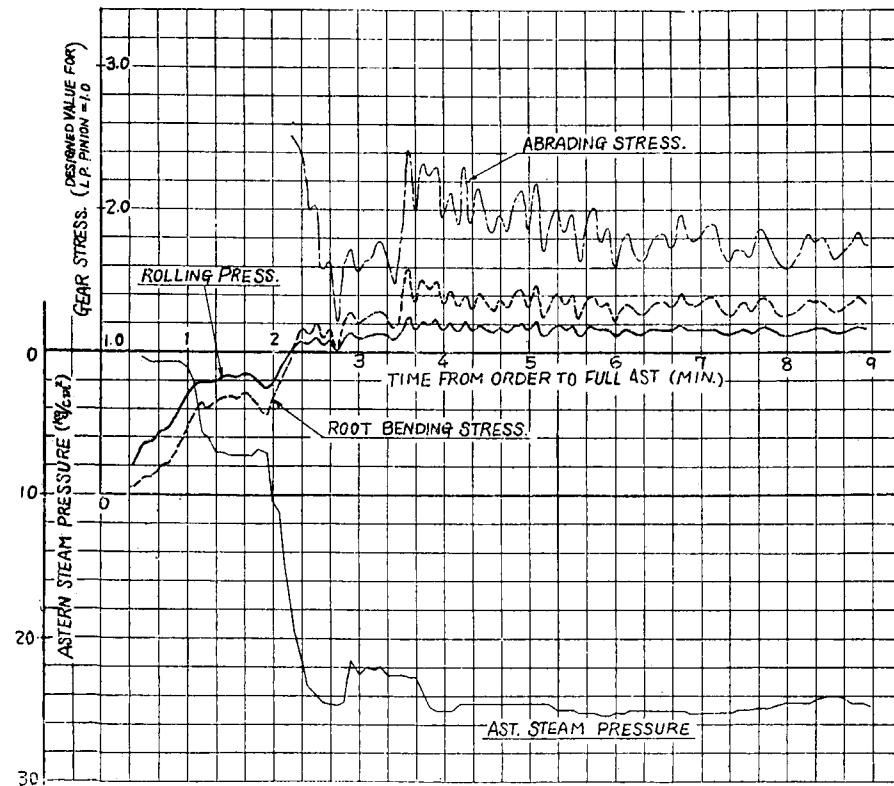
更に後進操作中に起るトルクの脈動変化が減速歯車応力にいかなる影響を及ぼすかは詳でないが、少くとも上記の応力比は更に大になることは想像に難くない。なおトルクが脈動変化をする際、その片振巾がその時の平均トルクよりも大になるような場合は歯に衝撃作用を生じて歯車に少からず悪影響を及ぼすものと判断される。



第25図 康島丸減速歯車応用比曲線



第 26 図 洋邦丸減速歯車応力比曲線



第 27 図 秀邦丸減速歯車応力比曲線（第 1 回試験）

9. 総括

現在までの試験、研究の結果得られた成果を総合すれば次の通りである。

9・1 現在商船用として設計されている普通のタービン主機械では、前進から後進または後進から前進へ移行する操作中に或る回転を通過する際に $f=4N$ ($N=R.P.M.$) の振動数をもつ顕著なトルクの振動が現われる。そして一般に前進から後進へ移る場合がその振巾最も大である。このトルクの振動変化は軸系の捩り振動との共鳴によるものと判断される。

9・2 前進または後進整定前のトルクは振動数 $4N$ (四枚羽根プロペラの場合) をもつて継続的な脈動変化をなし、この平均トルクは更に不規則なうねり状態の変動をしている。しかしてこれらの傾向は後者の場合が前者の場合よりも大である。

スラストについてもほぼ同様である。

9・3 後進試験時の後進トルクの最大値は連続最大トルクの 70~90% に達し特殊な場合は 100% を超えることがある。

なお連続最大回転数の 50% の後進回転附近における後進トルクの大きさは連続最大トルクの 60~80% である。

9・4 後進整定前のトルク変動においてその平均トルク T_m が比較的大きい場合に a/T_m ($2a=$ 複振巾) の値が 1 に達することもある。

また $T_m \neq 0$ において a の値が連続最大トルクの 65% に達するものもある。

9・5 同一前進状態から同一後進蒸気圧力に達する操作において整定蒸気圧力直前の圧力の平均変動率が大、即ち最高圧力附近の操作の所要時間が短いものほど後進トルクおよびそのうねりも大となるけれども、トルクの変動の振巾は必ずしもこれと同調しない。

9・6 高、低圧タービン主機械で後進タービンが 1 個のものでは後進試験時の減速歯車応力（最大値）は前進計画値よりも一般に相当大である。

参考文献

- (1) H.H. Curry: Stopping and Backing Test. A.S.N.E. Vol. 50, 1938.
- (2) E.F. Hewins, H.J. Chase and A.L. Ruiz: The Backing Power of Geared Turbine Driven Vessels. S.N.A.M. Transaction Vol. 58, 1950.
- (3) 大江卓二、石浜喜三郎: タービン主機械応力の各部変動について 造船協会雑誌 第 288 号、昭和 25 年、第 294 号、昭和 26 年
- (4) 石浜喜三郎、田中裕二: 連絡船機関停標準に関する研究 鉄道技術協議会報告書 昭和 24 年
- (5) 木下昌雄、中島康吉: 増減速又は後進中等の船の運動並に推進器軸に加わる推力及び回転力率について 造船協会々報 第 83 号、昭和 26 年 2 月

昭和31年5月25日 印刷
昭和31年5月30日 発行

日本造船研究協会報告 第9号

発行人 出 淵 義

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都中央区京橋1ノ2
セントラルビル5階
電話 (28) 1409

印刷人 笠 井 朝 義

印刷所 笠井出版印刷社

東京都港区芝南佐久間町1~53
電話 (50) 3640, 3641, 9212