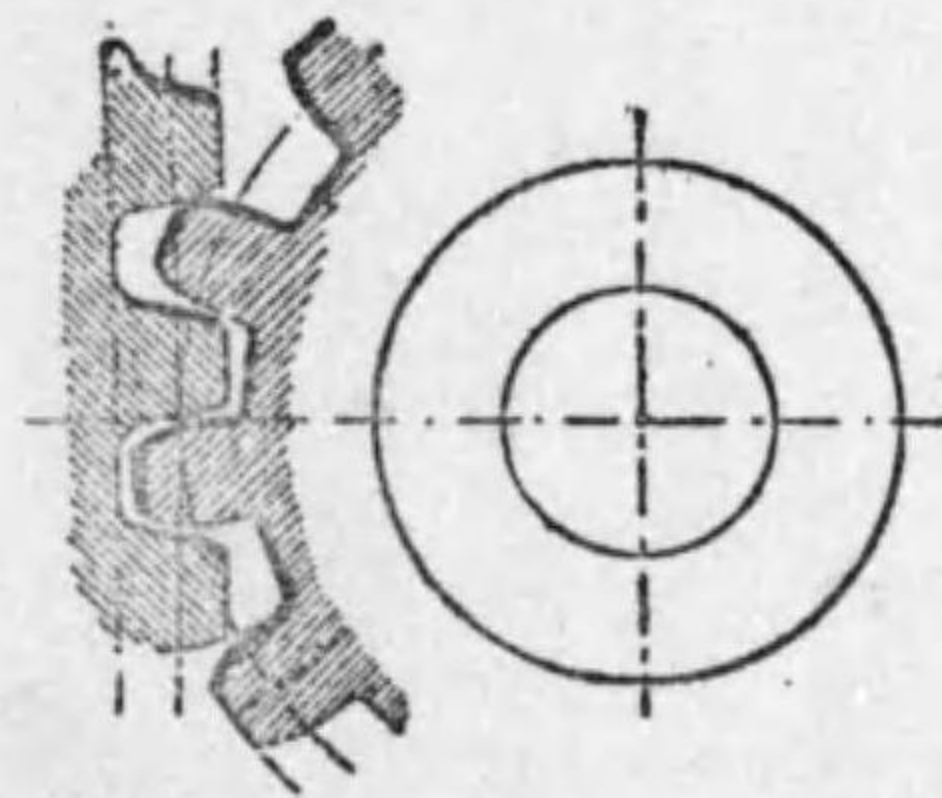
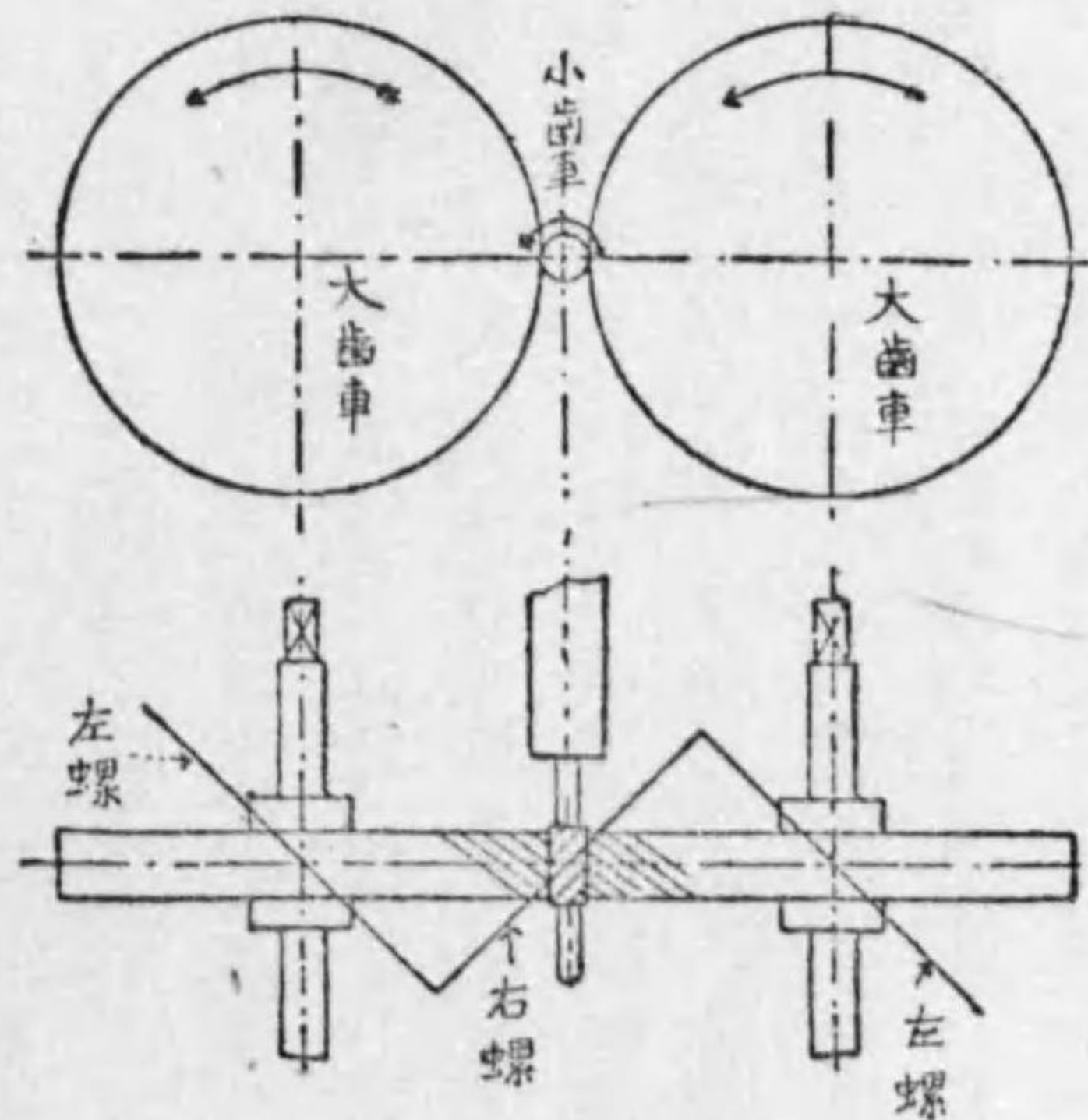


装置したるメルビル・マカルピン六千馬力タービンの回転數毎分千五百減速比五を有するものにして、前式と異なる點は小齒車の軸承を外筐に固定せずして、微小なる範圍を遊動せしめ、

A 圖七十五第



B 圖七十五第



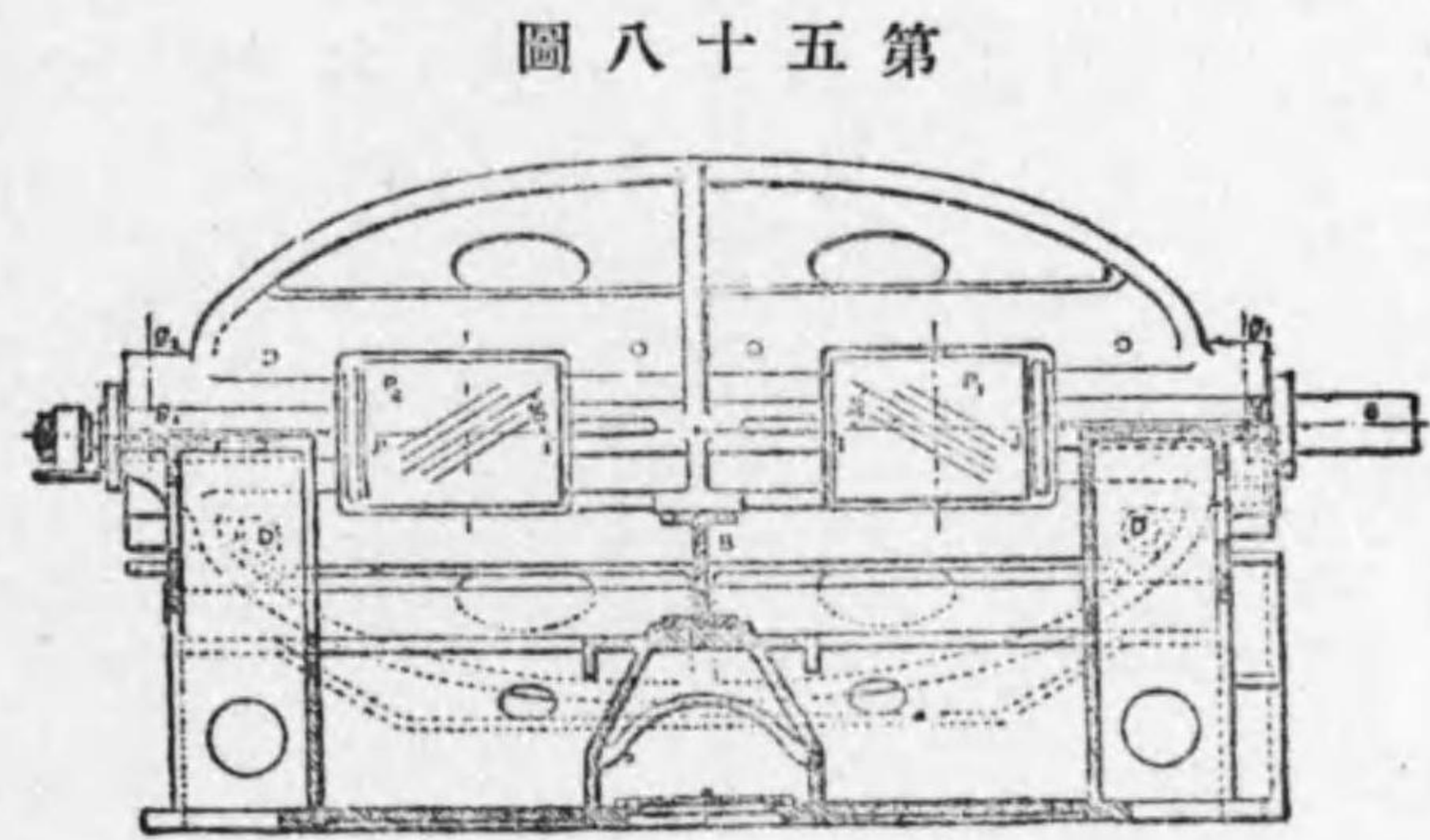
C 圖七十五第

齒上の壓力の分配を均一ならしめたるにあり。蓋し小齒車の軸の位置

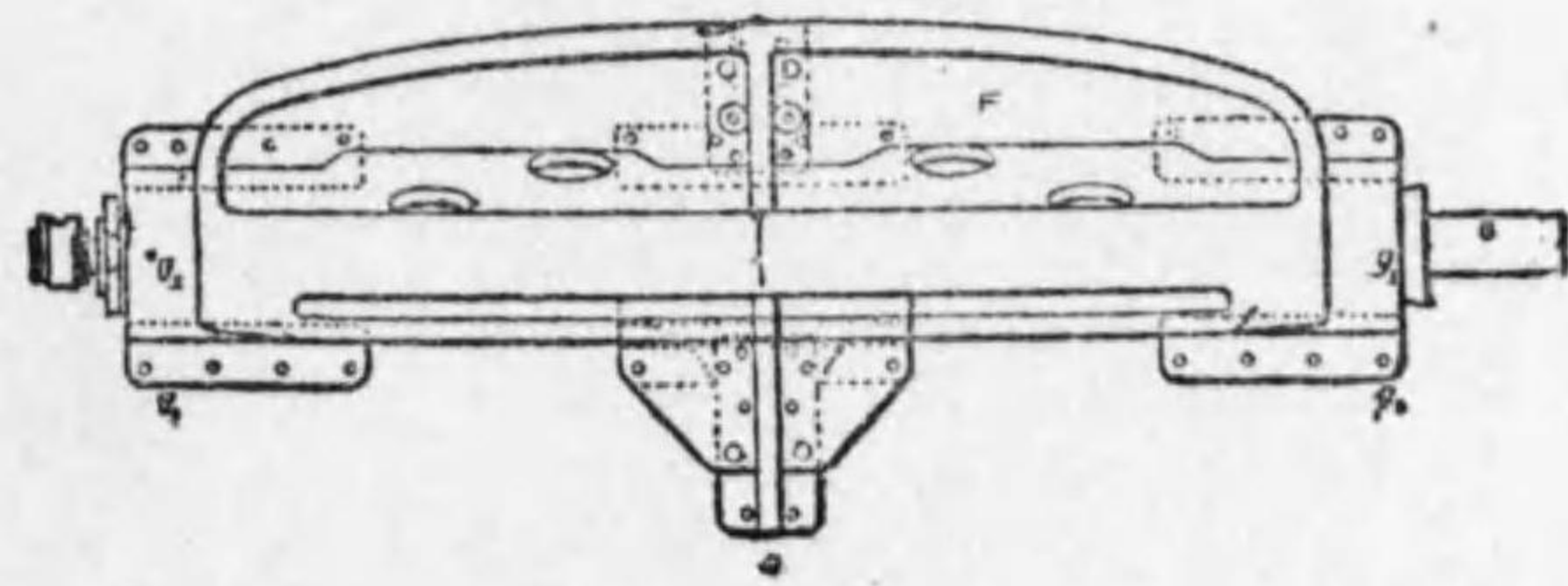
は軸承の設計及据付等の巧拙如何によりては、多少の變化あるのみならず、縦令最初は其位置極めて精密なりとするも、軸承の磨耗の爲めに永續を期する能はず。然るに本装置に於ては、

小齒車軸の位置をして初めより全然齒車の相互作用に依り、自然的に之れを調節し得るの利益ありとす。而して齒は軸線に對して三十度の傾斜を爲し、前後の齒車は他式に於ける如く、其の傾斜の方向互に相反し、大小兩齒車が噛み合ふ際、軸線に沿ふて起る推力を消殺せしめ、且つ大小兩齒車の齒數を非倍數となし、常に同一の齒の噛み合ふことを避け、以て齒の磨耗を一様ならしめたり。本装置に於ける小齒車軸は、遊動片上に架せしめらるゝを以て、軸の正位は全く相接觸せる齒の作用に依りて調節せらる。第五十八圖乃至第六十一圖に於けるDは遊動片にして、外筐とは少しく遊動する様装置され、堅固なる軸承に依りて小齒車軸を保持するも、軸の前後の方向には少許の移動を妨げず。遊動片は第五十八圖に示すが如く、工梁Bに依りて筐底より支持せられ、該片には三個の軸承ありて小齒車をP₁及びP₂なる二個の齒車に分てり。P₁は左螺にしてP₂は右螺なり。遊動片は其構造強固にして高さ非常に大なるが故に、能く軸承部に於ける上下方向の外力に耐へ得るのみならず、左右にも補強せらるゝが故に、水平方向の外力にも耐ふることを得べし。されば大齒車軸と小齒車軸とは、調整正しき限り互に平行なるも、B梁は實際蝶番の如きものなれば、一度齒車が其位置より脱出せば、軸はBの屈撓に依りて垂直面上小角度内は容易に遊動することを得べし。軸鏢はI軸及びS軸上に設けたる

二個のフレンヂC₁及びC₂より成り、横桿L₁及びL₂に依りて貫かれ、適當に締め付けらるゝが故



圖八十五第



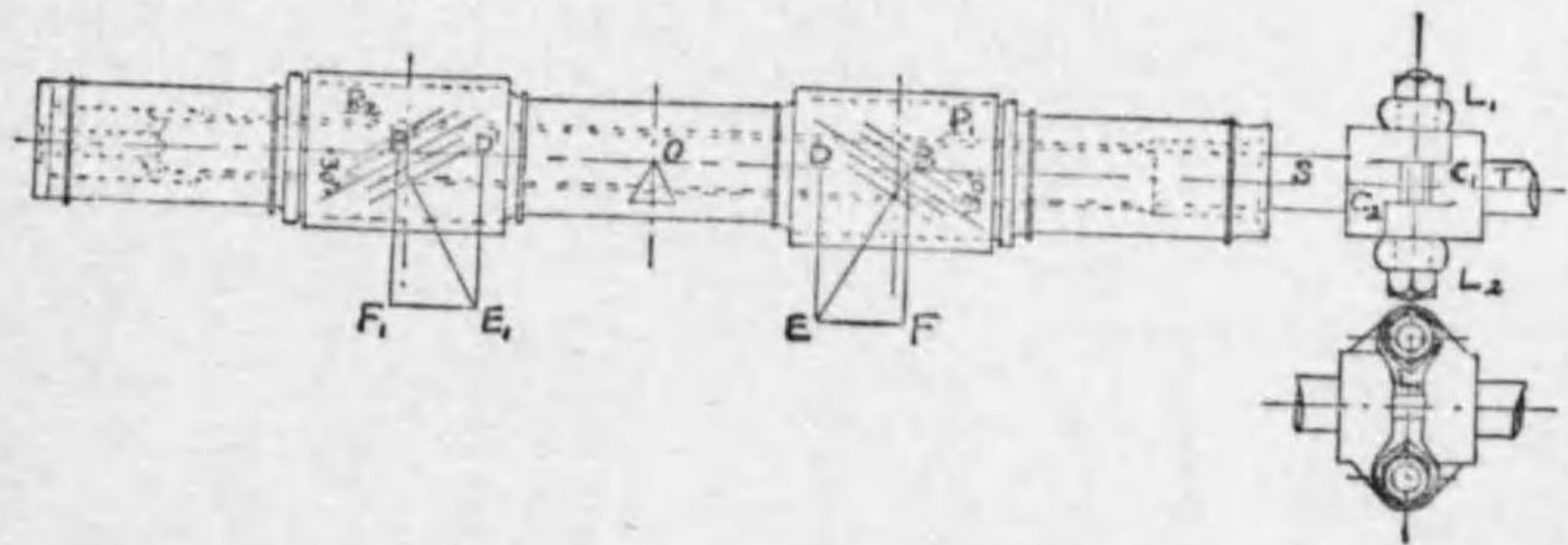
圖九十五第

に、T軸はL₁L₂を通じて單に其の回轉運動をS軸に傳ふるを得るも、軸に沿ふたる運動は之れをS軸に傳ふること能はず。今假りに横桿の締め付け過度なりとするも、軸に沿ふたる力は極めて小なるものにして、之れを閉却するを得べく、故に小齒車ギヤは其軸方向に沿ふたる運動に對しては全く自由なりとす。而して小齒車はS軸に依りて回轉され、S軸は小齒車軸の中空部を通過してCカフリング軸鐔の反對側の終

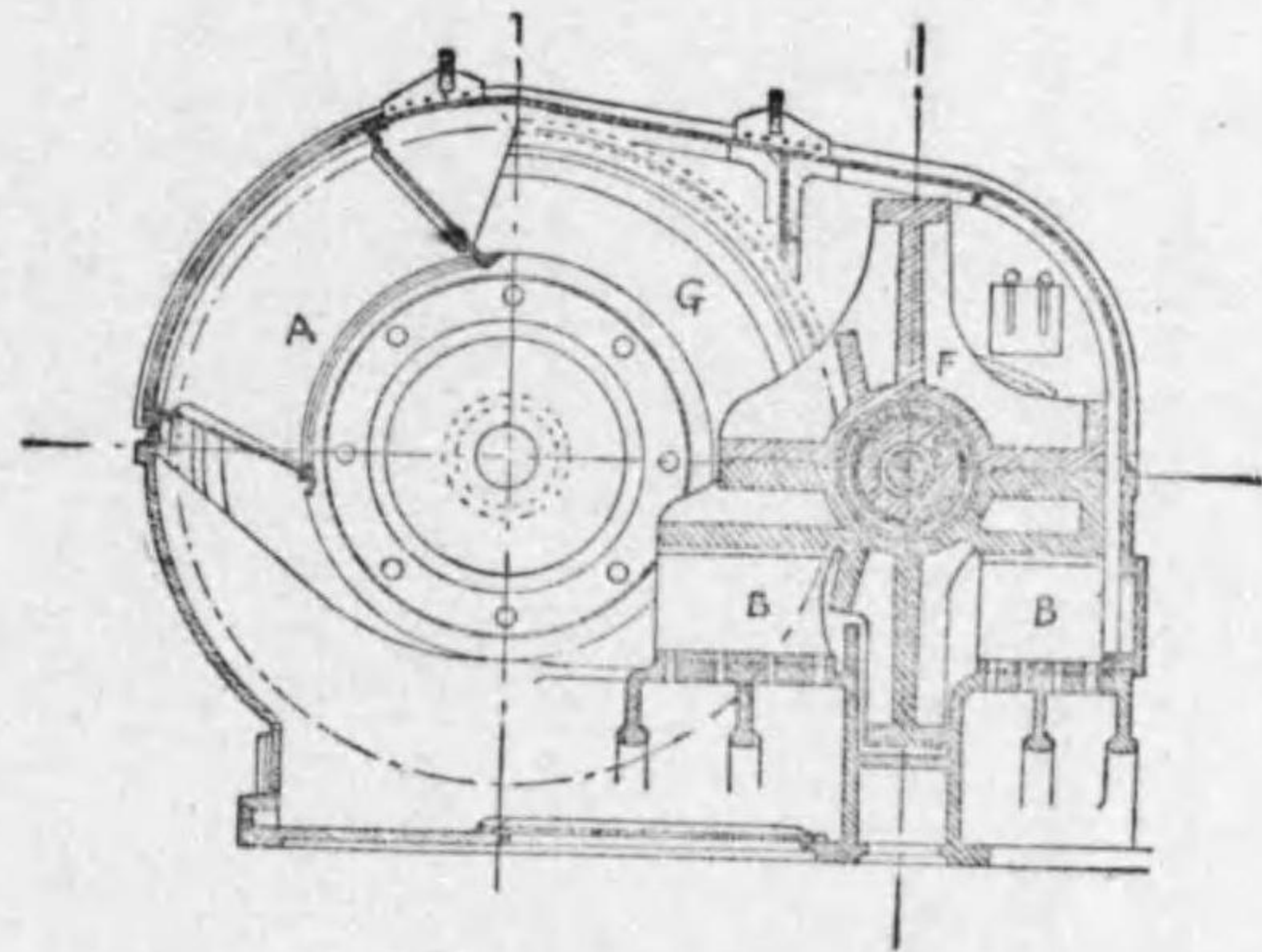
端に於て小齒車軸ギヤシャフトに固定さる。而してS軸は可撓性を有するを以て、小齒車及び遊動片プロトチェンゲレーム上にB梁の屈曲を制止するが如き何等の作用を及ぼさず、故に小齒車の前後並に上下左右の移動は全く大齒車ギヤウヂと接觸する軸上の力のみに依るものなり。

運轉圓滑なる齒車に於て其微小なる摩擦を閉却するものとせば、齒の接觸面に於けるBE及びB'E'なる全體の力は第六十一圖に示すが如く、殆どB及びB'に於て齒に直角にして即ち縦線に對して卅度の角度を爲すべし。故に力の平行四邊形は相似形となるべし。而して水平分力BD及びB'D'は單に齒車を軸の方向に動かさんとする力にして、其方向反對なるが故に、其値等しからざる時は、小齒車は一時或る一方に軸の方向に移動され、兩方相平均するに至りて止む。又BDがB'D'に等しきときは、即ち力の平行四邊形全く相等しきときにして、垂直分力BFは他の垂直分力B'F'に相等し。然るに小齒車軸は軸承ベアリングに依りて支へられ、軸承は又遊動片プロトチェンゲレームBの位置たるO點に依りて支へらるゝが故に、垂直分力BFがO點に對するモーメントとB'F'がO點に對するモーメントとは互に相等しからざるべからず。従つてOB及びOB'は相等しきを要す。即ち齒P₁及びP₂の全體の力相等しきを要するのみならず、其壓力の分布は壓力の中心點B及びB'のO點に對する距離相等しき様に分布せらるべきものとす。

本齒車装置にインボ
 リット形の齒車を用いた
 り。元來此齒形を有する
 齒車は、軸承の磨耗又は
 据付等の誤差の爲め、其
 軸心の位置が設計より幾
 分離ることありとする
 も、猶ほよく噛み合ふも
 のにして、其處に少しの
 接觸の開きを生ずること
 なし。然るにサイクロイ
 ド形の齒にありては、縦
 令其軸心平行するも少し
 く相離ることあれば、



圖一十六第



圖十六第

回轉不圓滑となるを免れず。即ち此種の齒車は軸心の位置の誤差に對しては極めて鋭敏にして、
 軸心相離るれば圓滑に回轉せず、従つて齒に加はる應力は増加して騒音を發するに至るべし。
 故にインボリット形の齒形に劣ること數等なりとす。而して齒の接觸面に於ける壓力は、齒車
 の温度の上昇に依り著しく其分布に不平等を來すものなるを以て、之れに備ふるが爲め、本裝
 置に於ては小齒車^{ピニオン}に對して油の循環を良くし、以て其回轉を圓滑ならしむると同時に、冷却作
 用を爲さしむ。又外管は其兩端及び第六十圖のAに示す箇所に於て、齒車の煽風作用に依りて
 自然に冷却なる空氣を吸收し、又小齒車と可撓軸^{フレキシブルシャフト}Sとの間には冷却水を循環せしむべき裝
 置を有す。

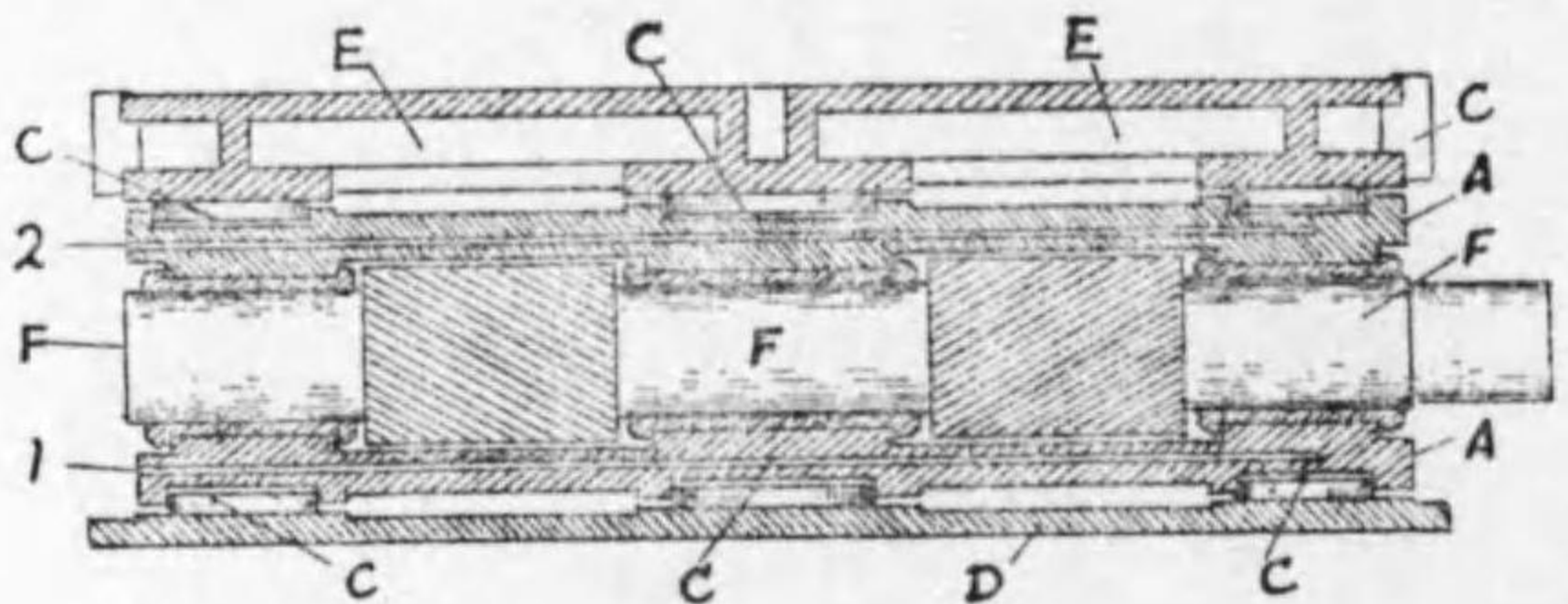
ウエスチングハウス減速装置^{ウエスチングフレイム}は從來のものとは異なり。小齒車軸^{ピニオンシャフト}を支持せる遊動片^{フリクションプレート}が
 油壓力に依りて支持され、以て軸上の壓力に微少なる不平均を生ずることあるも、即座に之れ
 に適應する様自ら軸線を矯正すべきものなり。此油壓に依る支持法は、齒上の壓力を完全に相
 平均せしむるのみならず、高速力の爲めに必然的に起る音響を小齒車の軸周と機構内とに壓入
 されたる油の壓縮作用に依りて減殺し、齒の接觸の際に生ずべき衝動を防止することを得べし。
 油壓力にて支持せる遊動片の動作は、第六十二圖に依りて明瞭なり。同圖は米國汽船ネブチ

ユニオン號に裝備したる減速装置の主要部を示したるものとす。圖中Aは小齒車軸を支持する遊動片、Dは外筐の一部Eは多數の支柱に依りて外筐に固定されたる梁にして、圖に示すが如くAはD及びEに固定せられずして、小範圍内に於て上下動を爲すことを得。Aの上下兩面には三個の筒形の凹所を刳削し之れに薄き吸鑿Cを嵌入せり。1は下方の三油筒を、2は上方の三油筒を共に連絡するの通路とす。タービン作動中は、小齒車の反作用にて回轉方向の如何に依り、AはD又はEの方に壓出さる。若し齒上の反作用がAをDに向つて壓する場合には、Aは1に導かれたる油の壓力に依り、外筐に接せずして液體中に浮游すべし。又反作用の方向が以前と反對の場合には、AをEに向つて壓すべきも、2に油壓力を導けば、Aは決してFに接觸することなし。此油筒は同一の油原と連絡せるを以て、若し小齒車軸の中點Fの左右孰れの方に齒上の壓力に微少なる差異ありとせば、強壓力を有する方のAを推移し、以て此部の強壓を除くと同時に、之れを壓力低き部分に轉移して互に相平均せしむ。此方法に依るときは常に小齒車軸を支持せる遊動片を強壓油中に浮游せしめ、毫も外筐と連絡を有せしむることなし。上記の解説に依り、油筒内の壓力は傳達せらるトルクに比例するものなるを知る。故に壓力計に依りて油壓を求め、毎分時に於ける回轉數を知るを得ば、其時に於ける荷重を知ること

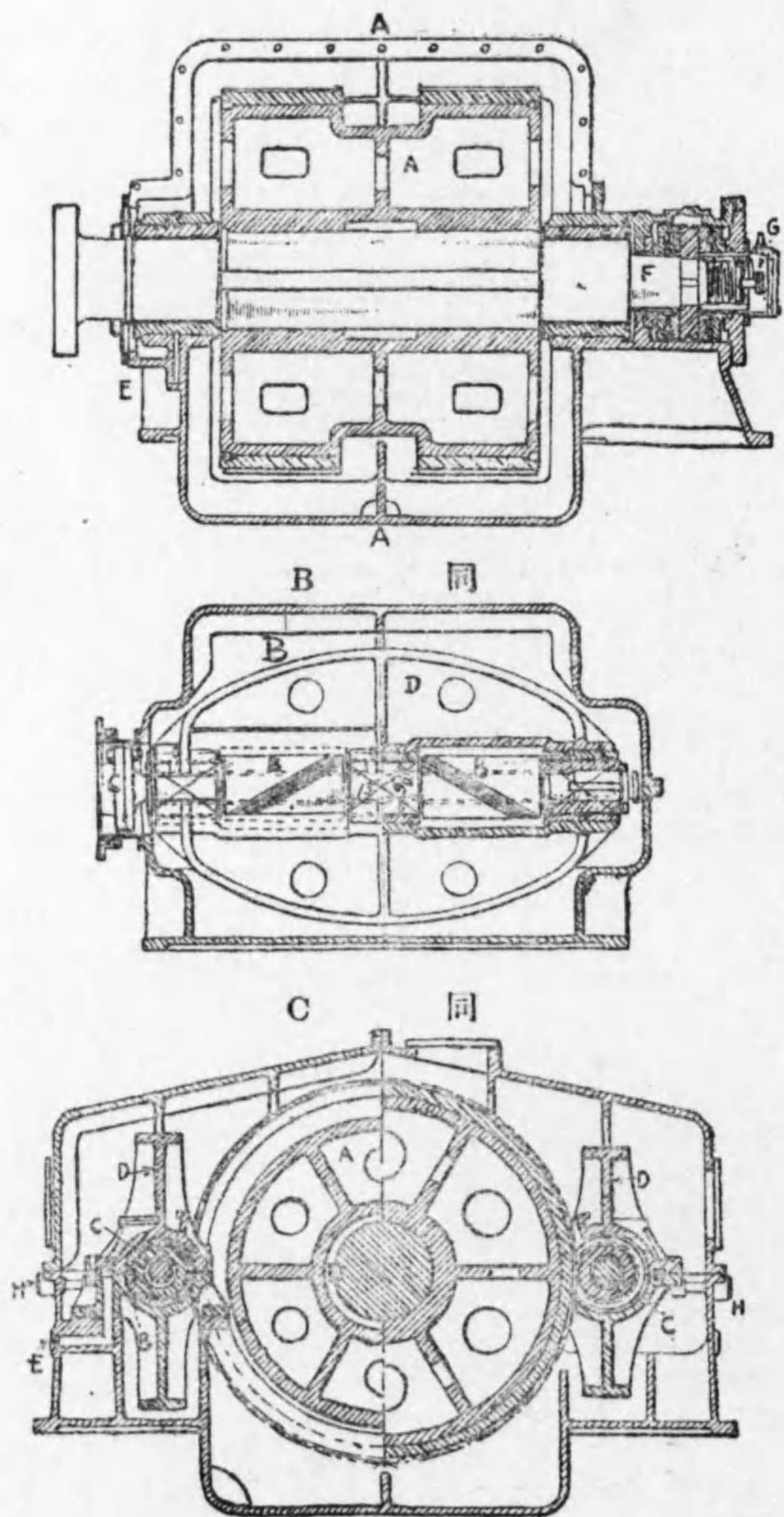
を得べきが故に、ウエスチングハウス油壓式減速装置は、常に有力なる傳達装置たるのみならず、正確鋭敏なる動力計と云ふを得べし。

此式に於ては他の諸式と同じく、齒車に二重斜齒を用ひて相反向せしめ、以て音響を減殺すると同時に、軸心に沿ふ推力を互に相平均せしめたるは勿論、其他の點に於ては油壓に依る以外、メルビル・マカルビン式のもの異なることなし。第六十三圖及び第六十四圖は米國チエスタ造船所に於て建造せし十四隻の油槽船に据へ付けたるウエスチングハウス二重減速装置にして、全速力るとき第一減速装置にて三千六百回轉を四百五十回轉に減速し、第二減速装置にて四百五十回轉を更に七十回轉に減速すべき装置なるを以て、其減速比は五十一・二五となるべし。但第一減速装置には油壓式を使用し、第二減速装置にはメルビル・マカルビン式のものを採用せり。第六十三圖に於てAは大齒車、Bは小

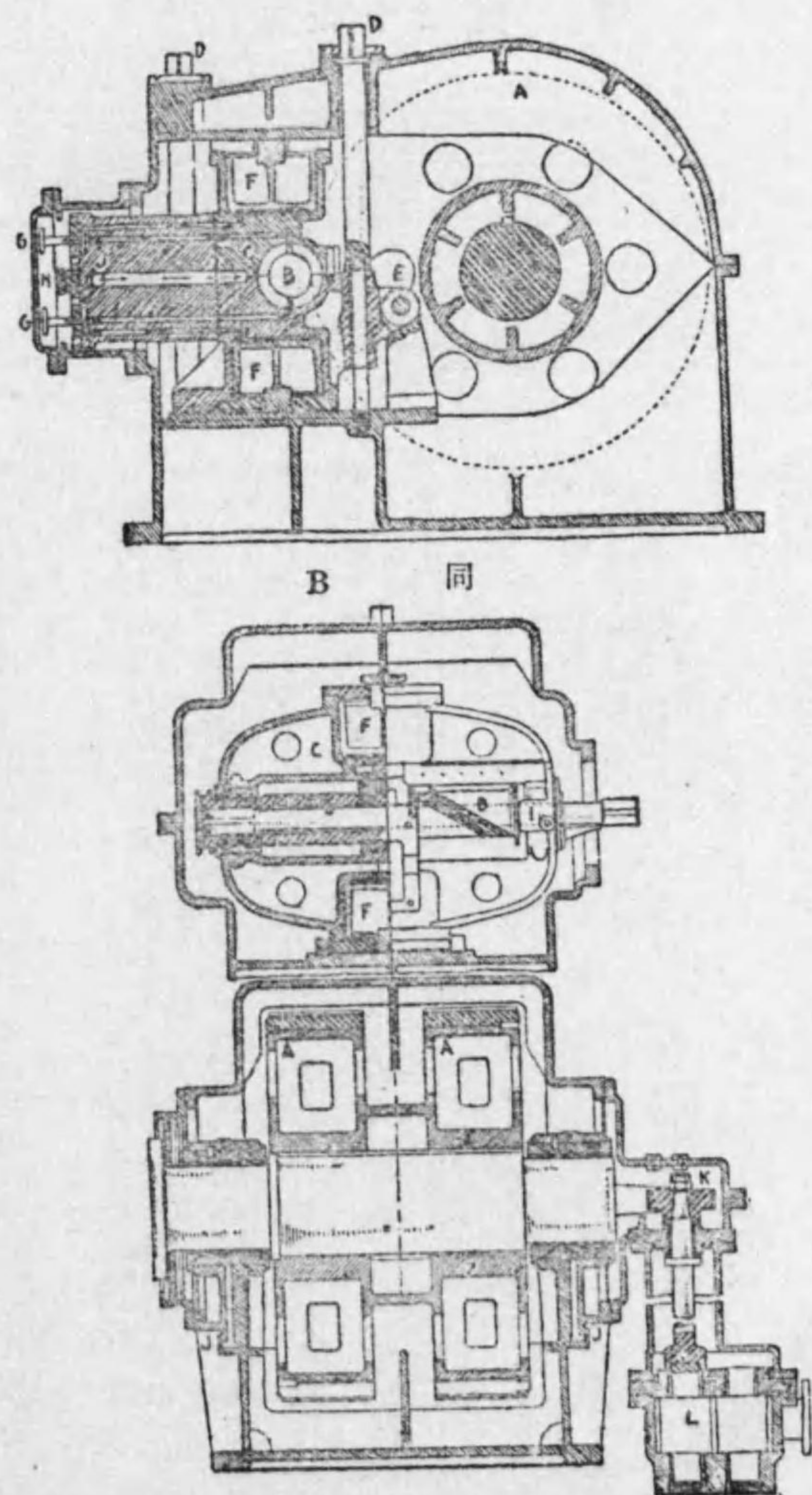
圖二十六第

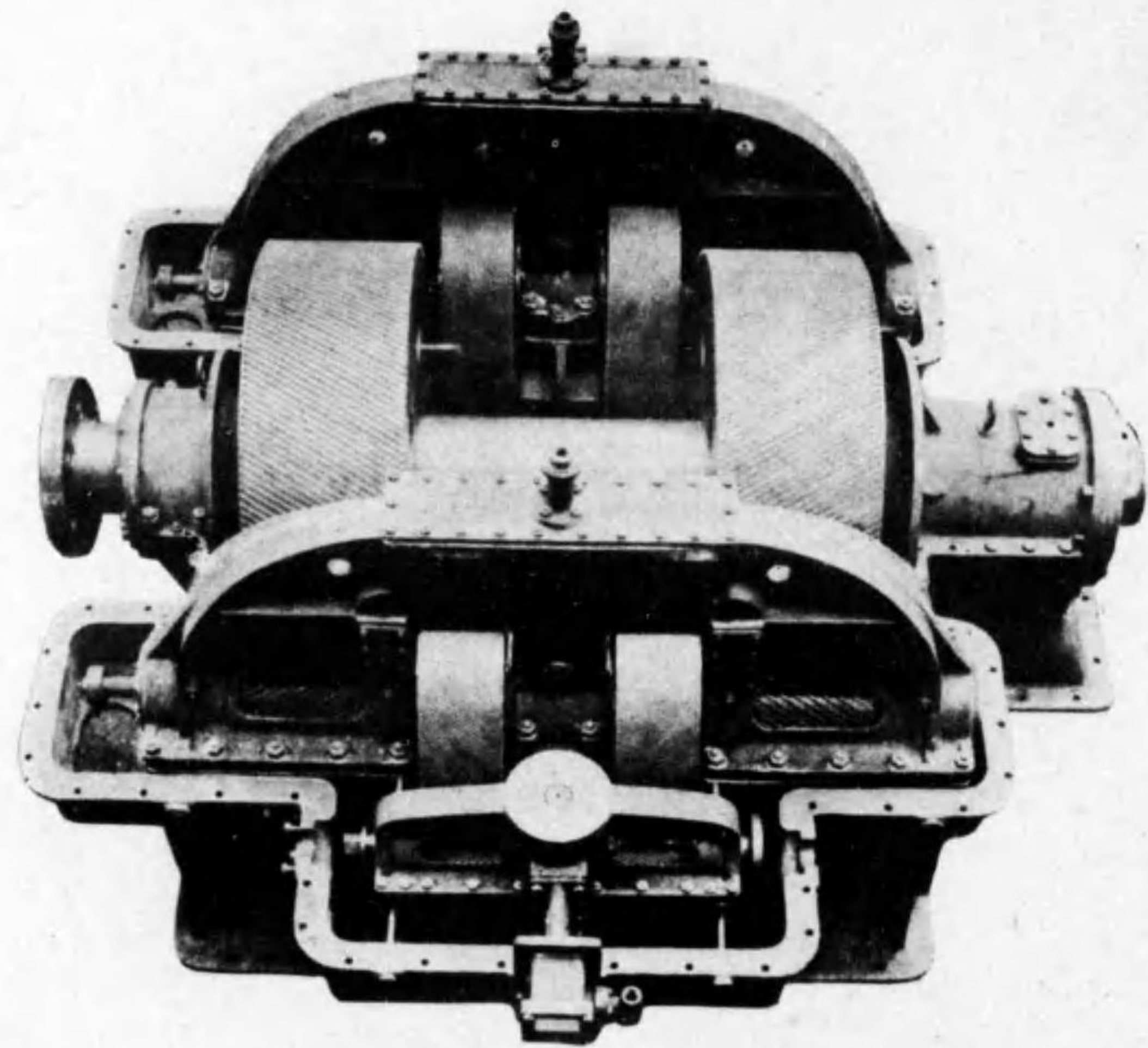


第 六 十 四 圖 A

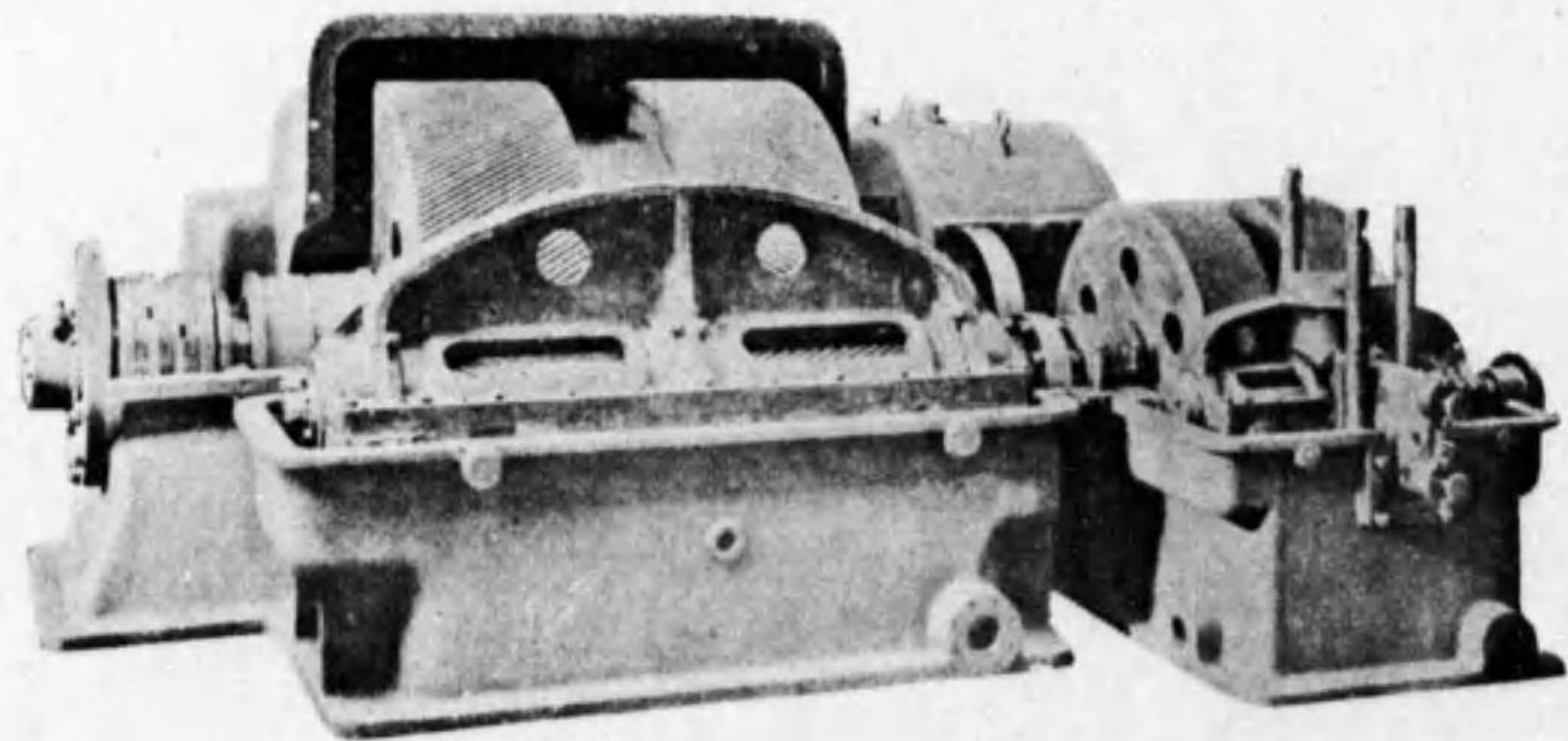


第 六 十 三 圖 A



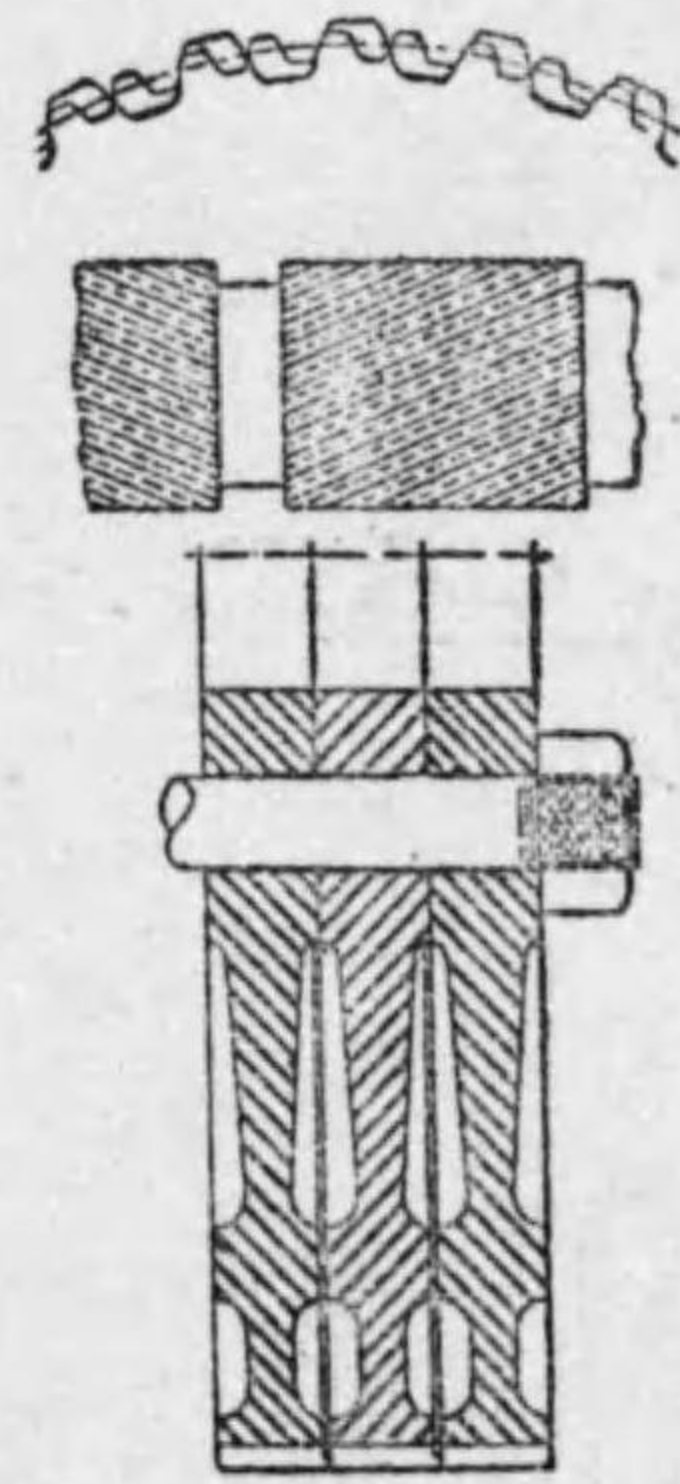


図の置裝速減重二シビルカマ



部 一 共 同

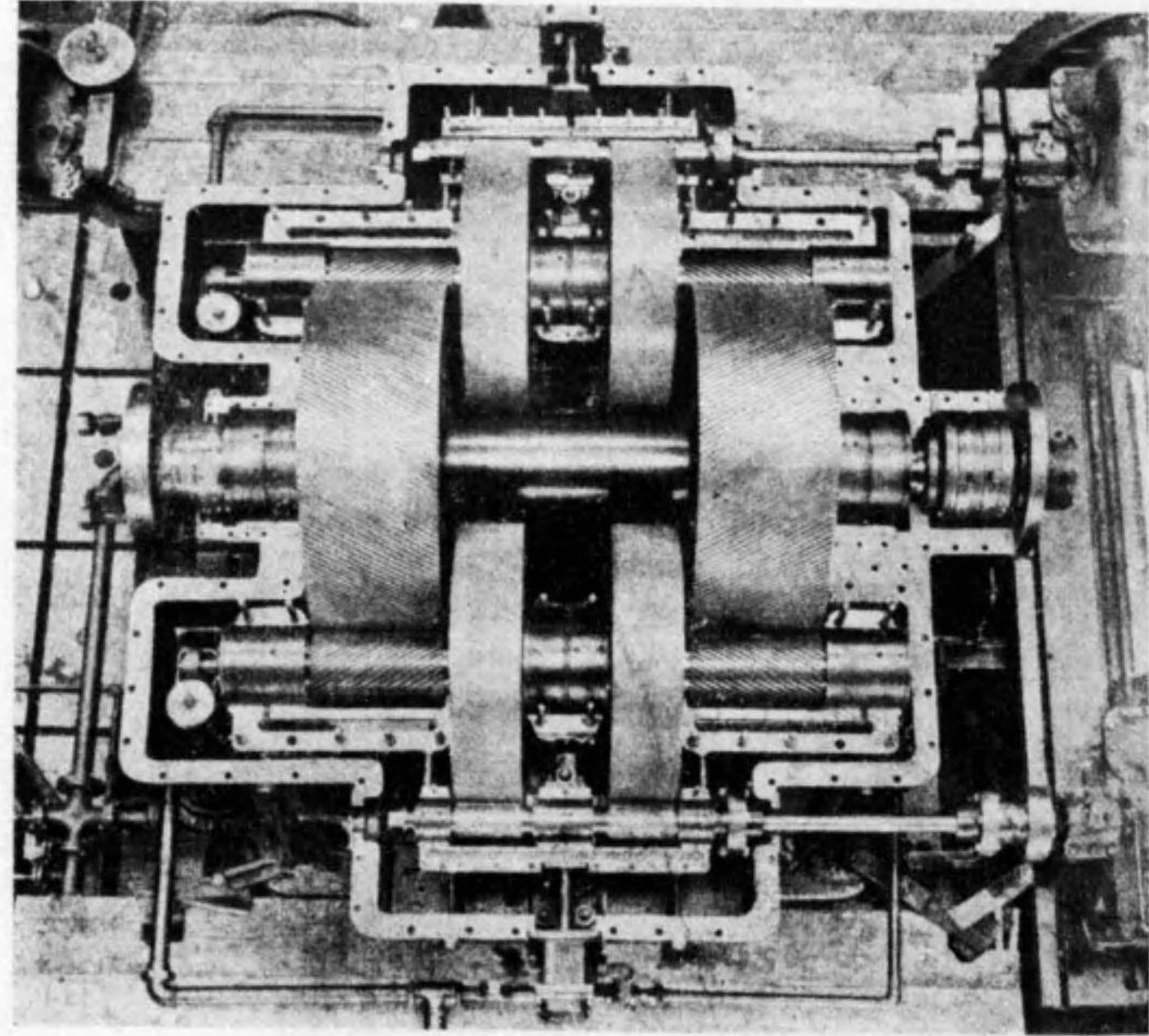
圖 五 十 六 第



齒車、Cは遊動片、Dは遊動片抑へ螺釘、Eは遊動片の支點、Fは動力計吸錨、Gは動力計調整瓣、Hは動力計指示器、Iは支柱、Jは油の供給口、Kは注油唧筒ギア、Lは注油唧筒、又第六十四圖に於てAは大齒車、Bは小齒車、Cは小齒車軸、Dは遊動片、Eは油の供給口、Fは推力承、Gは回轉指示器ギア、Hは支柱を示すものとす。

アルキスト減速装置は最近の發明に係るものにして、同装置が發電用タービンに使用せられたるもの今日まで既に七十餘臺に及び、其後船用タービンの減速用として使用せられしもの多く、就中米國戰艦ネバダ號に据へ付けたるもの、如きは、極めて良好の成績を表はせり。本装置を採用せる主なる理由は、應力を齒上に一樣に分配するが故に、機中に些少の不完全なる箇處、歪若くば不正確の點ありとするも、一箇處に非常に大なる應力を集注せしめざるにあり。

本装置の特徴は第六十五圖に示すが如く、軸の方向に必要な屈撓を得せしめんが爲め、大齒車を數枚の旋削せる鋼板にて作り、各板は中央に於て互に密着し、周に於ても互に相接するが故に、其外



二重減速装置の圖

形は恰も筒形を爲す。此筒形面の上に斜に齒を刻みたる後ち、適當の工具に依り周圍の密着を離すときは、各板は獨立せる輪となり、小齒車と斜に噛み合ふ爲めに起る横壓に對して屈曲の自由を有すべきも、板の各部は其屈撓に依り、其組織を破壊する恐なき様充分なる強力を有せしむ。而して此屈撓の範圍は極めて微少にして、而も荷重を適當に分配するに充分にして危険なる週期的變形に達することなし。

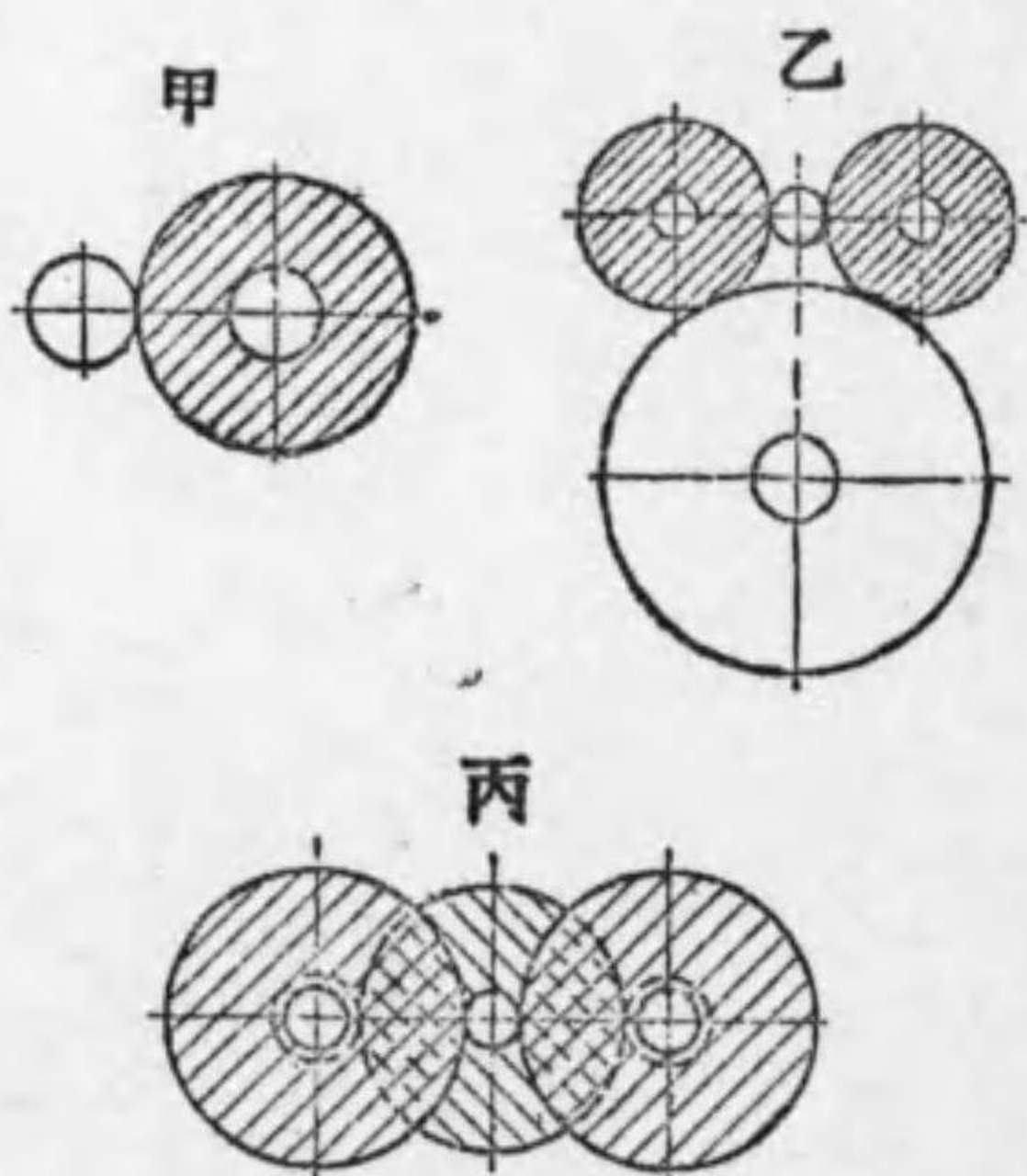
米國G、E會社にて製造中の此型式に三種あり、甲は一つのフレキシブルギア可撓輪と噛み

合せたるもの、乙は一つのフレキシブルギア小齒車より二個のアイドルフレキシブルギア仲介可撓輪に噛み合ひ、仲介可撓輪より大

なる固形輪フリクションギアに運動を傳へたるもの、丙は二重

減速装置にして高速力の小齒車が二個の中間軸上の可撓輪に噛み合ひ、此中間軸の他端にありて可撓輪と共に回轉すべき小齒車は低速力の第二の可撓輪に兩側より作用するもの是なり。後の二法に於て輪の可撓性は作用點に

圖六十六第



於ける荷重を平均するの効あるのみならず、一つの齒車に對して作用點二箇處を有するが故に、必要なる齒面の長さを減少することを得べし。第六十六圖は甲、乙、丙の三型式を示したるものにして圖中斜線を施しあるは可撓輪なり。

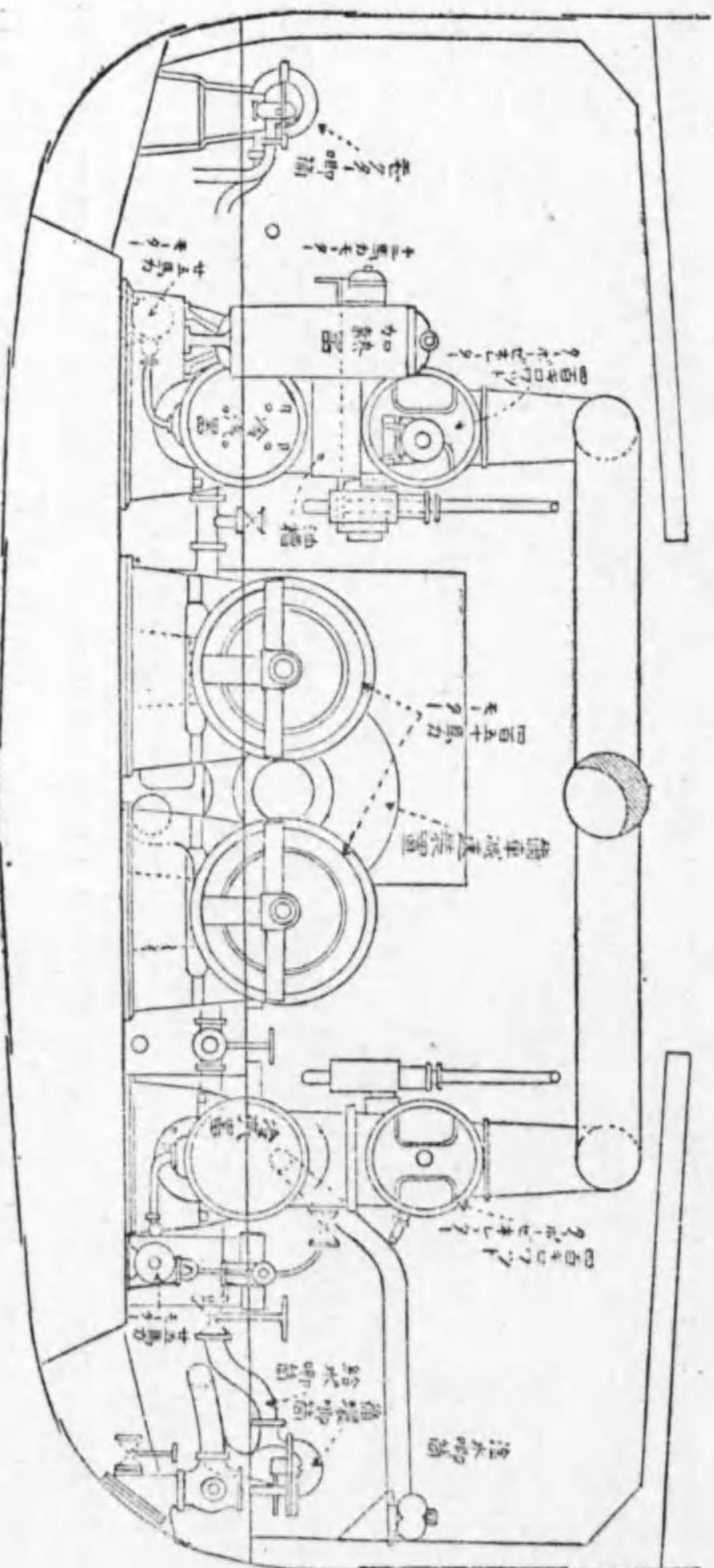
今メカニカル・ギアード・タービンの電氣推進機關及びフエチングル・トランスホーマーに優る主要なる點を挙げれば次の如し。(一)減速比大なるのみならず、減速裝置の效率大なり。

(二)電氣推進機關は電壓高く且つ濕氣のため短絡し易き惧あるも、本裝置には其憂なし。(三)電氣推進機關に比し容積及び重量少く、且つ其製造價格安し。

電力裝置に依るもの(電氣推進機關) 電氣を應用して艦船を推進せしむる裝置 (Electrical propulsion or electric drive)は、從來三四の沿海航路船に使用せられたるものありしも、遠航船用としてはデユビター號を以て嚆矢とす。同船は北米海軍に屬する石炭運送船にして、數年前同海軍が試験的に之れに電氣推進裝置を應用したるものなり。然るに同船の結果は意外に良好なる成績を挙げたるより、其後建造されたる多數の戰艦並に巡洋艦等に續々此裝置を採用するに至りたるものなり。抑も電氣推進裝置なるものは、或る原動機にて高速度に發電氣を回轉して電力を發生せしめ、猶ほ電動機と推進器とを直結して、其發電機にて發生したる電力を

電動機に送給し、以て推進器を徐速度に回轉せしむべきものなり。今デユビター號の機關の大體裝置を記載すれば、原動機にカーチス・タービンを用ひて電壓二千三百ボルト、周波數三十三・三分の一サイクル、容量五千五百キロ・ボルト・アンペアの三相式交流發電機

圖七十六第



二臺を運轉し、其各にて出力^{アウトプット}二千七百五十馬力、毎分時の回轉數百十、極數^{ポール}三十六を有する誘導電動機^{インダクションモーター}二臺を作動せしめ、其廻轉子^{ローター}には三相捲線^{スリーフェーズワイピング}を施し、其端を三個の集電環^{スリフリング}に連結し、集電環には加減し得べき抵抗を挿入し得る装置にして、此抵抗器は電動機發動の際、方向を變更する場合又は一定速度より徐速度となす場合等に使用するものなり。而して其抵抗器の外側には海水を循環せしめて、常に抵抗器内に生ずる熱を外部に發散せしむるの用に供す。發電機及び電動機は現今一般に交流電氣^{オールドカレント}を使用するも、艦船に依りて其方式一定せず、或るものは三相交流を用ひて電動機にワウンド・ローターを廻轉子として採用し、又他のものは二相交流^{ツウフェーズオールドカレント}にしてダブル・スキレル・ケーテ型の電動機を使用せるものあり。

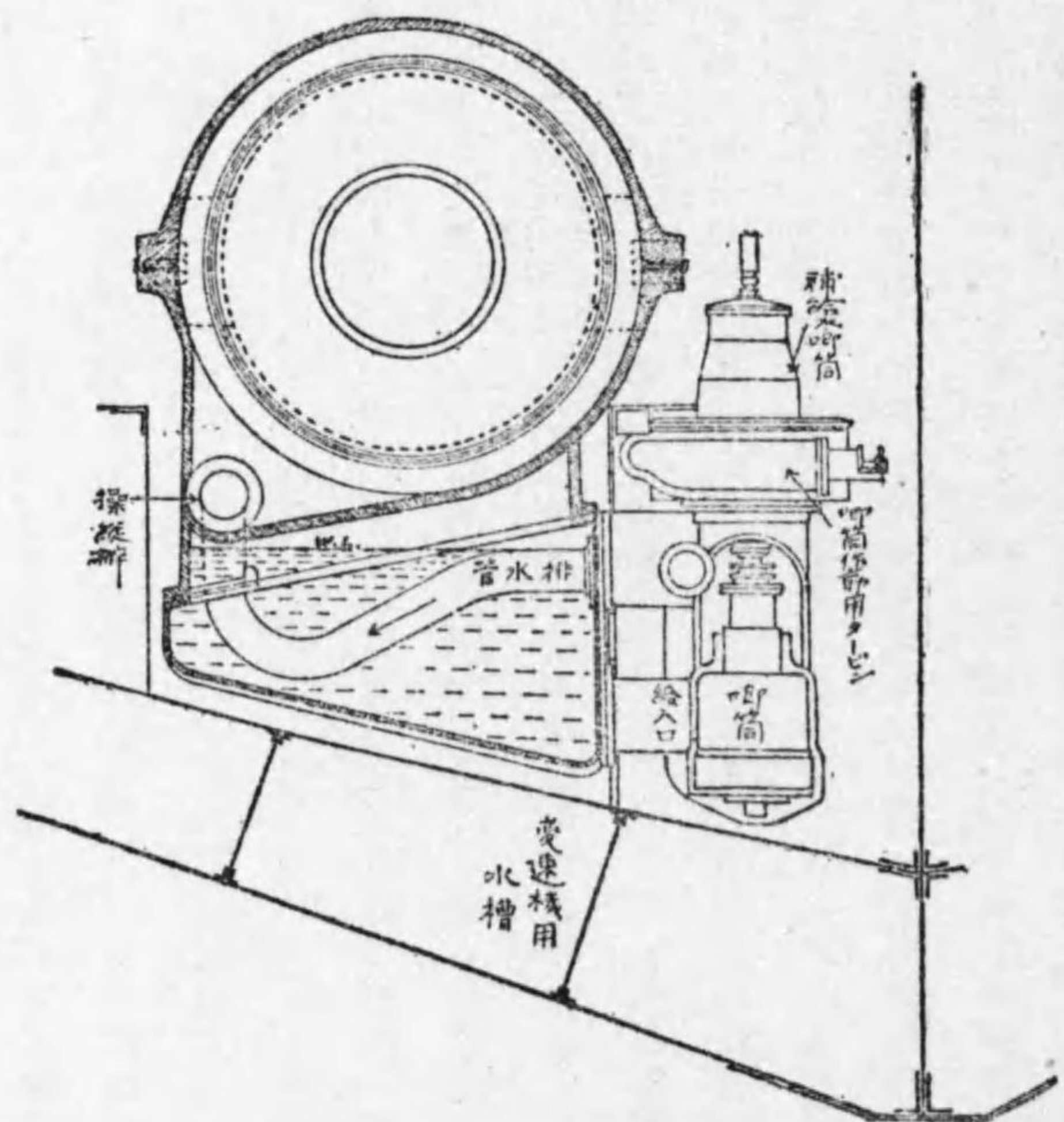
第六十七圖及び第六十八圖は始めて電氣推進装置を据付けたる商船ミヨルナー號の機關室の平面圖及び側面圖を示したるものなり。但し本装置には電氣推進装置の外、齒車減速装置をも併用せるものとす。

是等艦船の原動機として使用せらるゝはバーンソンズ・タービン、カーチス・タービン、スタール・タービン又はディーゼル機關等にして、蒸氣タービンを使用せるものをターボ・ポー・エレクトリック・ドライブ^{Turbo-electric drive}と云ひ、ディーゼル機關を使用せるものをディーゼル・エレクト

欠

欠

第七十圖



第四章 タービン機の減速装置

に依りて、第二水車を回轉せしむべきものなり。後退用水車も之れと同一原理なるも、導翼ガイドブレード内に於ける水の流動方向反對なるを以て、推進軸を逆轉せしむるの差異あるのみ。而して水室内に急速に水を充滿し若くは之れを空虚となし、又は水の補給を爲さんが爲め、特に蒸氣に依りて作動せらるゝ小形唧筒を備ふるものとす。第七十圖は本變速機の横断面、操縱弁及び水室と唧筒との連絡装置を示したるものにして、此装置に依るとき

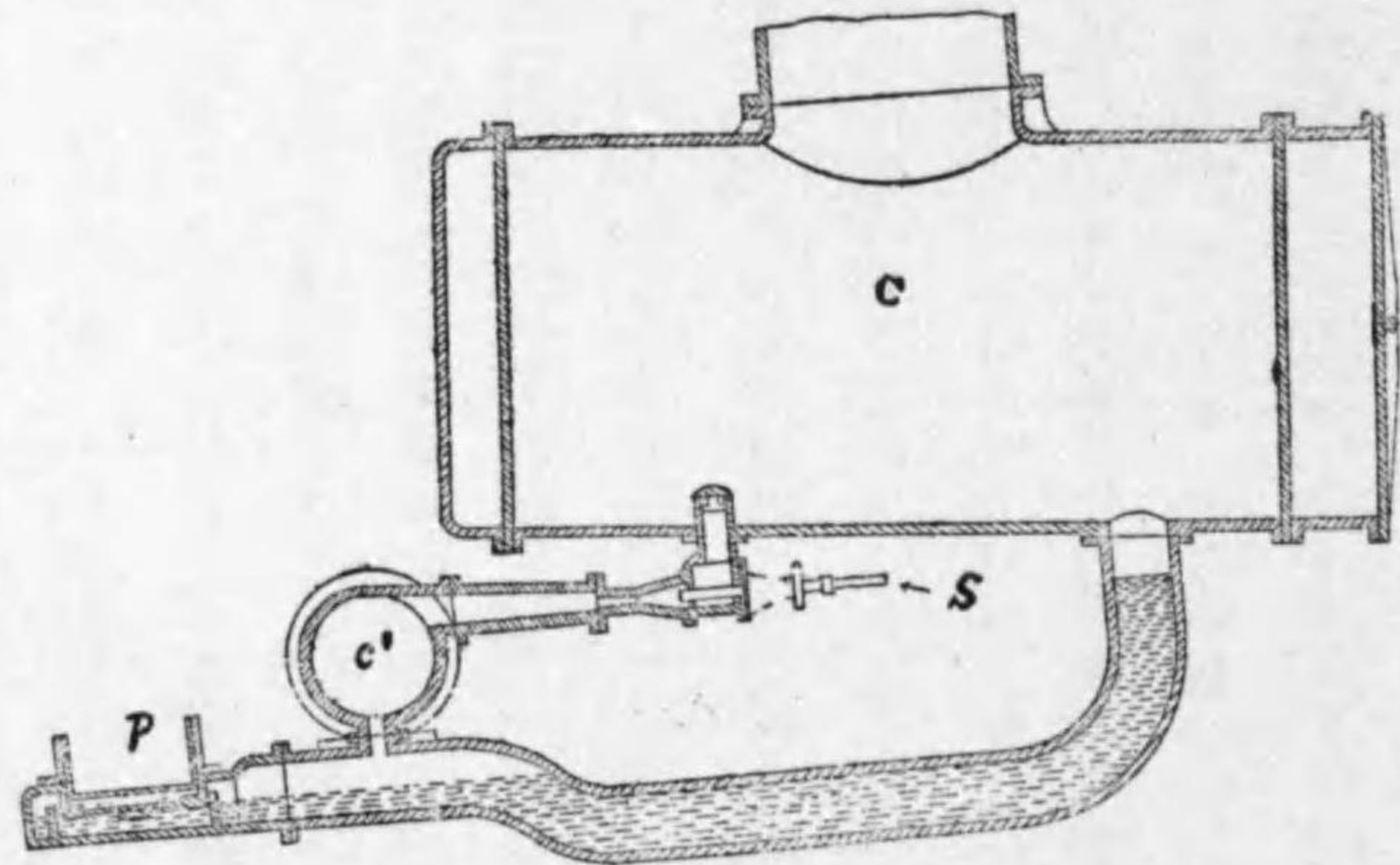
は、經驗上小形の變速機にて前進方向より後退方向に變ずる爲めに要する時間は三秒乃至四秒、大形のものにて五秒乃至七秒にして、其動作極めて迅速なりと云ふ。而して前進の際には前進室へ、後退の際には後退室へ共に水を充滿し、又停止の際には、前進室並に後退室とも空虚ならしむるものにして、此場合にはタービン機は荷重を有せざるを以て、汽機ポードの回転数は調速器ガバナに依りて調節せらるゝものとす。

此装置に依るときは、タービン機を高速度に回転してタービンの効率を高むると同時に、後退運轉のときにもタービン機は始終同一方向に回転して推進器軸のみを逆轉すべきものなり。而して此装置に於ては、絶へず同一の水を繰返し使用し得るため、第二水車即ち水タービンにて利用されたる殘餘の水の速度は全くの損失とならずして、再び第一の水車に利用さるゝ利益あるがため、割合に其効率大なるものなり。而して本減速装置に於ける效率は、汽機の馬力の大小に依り一定せざるも、小馬力のものにて約百分の八十七大馬力のものにて百分の九十にして、ギアード・タービンの減速装置の效率たる百分の九十七乃至九十八に比較すれば多少の遜色あるを免れず。左れど此機械にて使用したる暖水を給水として汽罐に供給するときは、其損失の百分の一・五乃至百分の二の恢復を得るは容易にして、アドミラル・フォン・チルピッ

ト號は本装置を備へ、工場に於ける試験成績は百分の九十二の効率を挙げたりと云ふ。又此式の減速比は約六分の一乃至七分の一にして、後退力量は前進の約百分の八十五乃至百分の八十八なりとす。今本機のギアード・タービンに優る主要なる點を擧ぐれば次の如し。(一)重量及び容積少し。(二)喧騒なる音響なし。(三)後退タービンを要せず。(四)變速機トランスフォーメーターは壓力を受けざるため、其動作部極めて安全に、而も大動力を傳ふることを得。

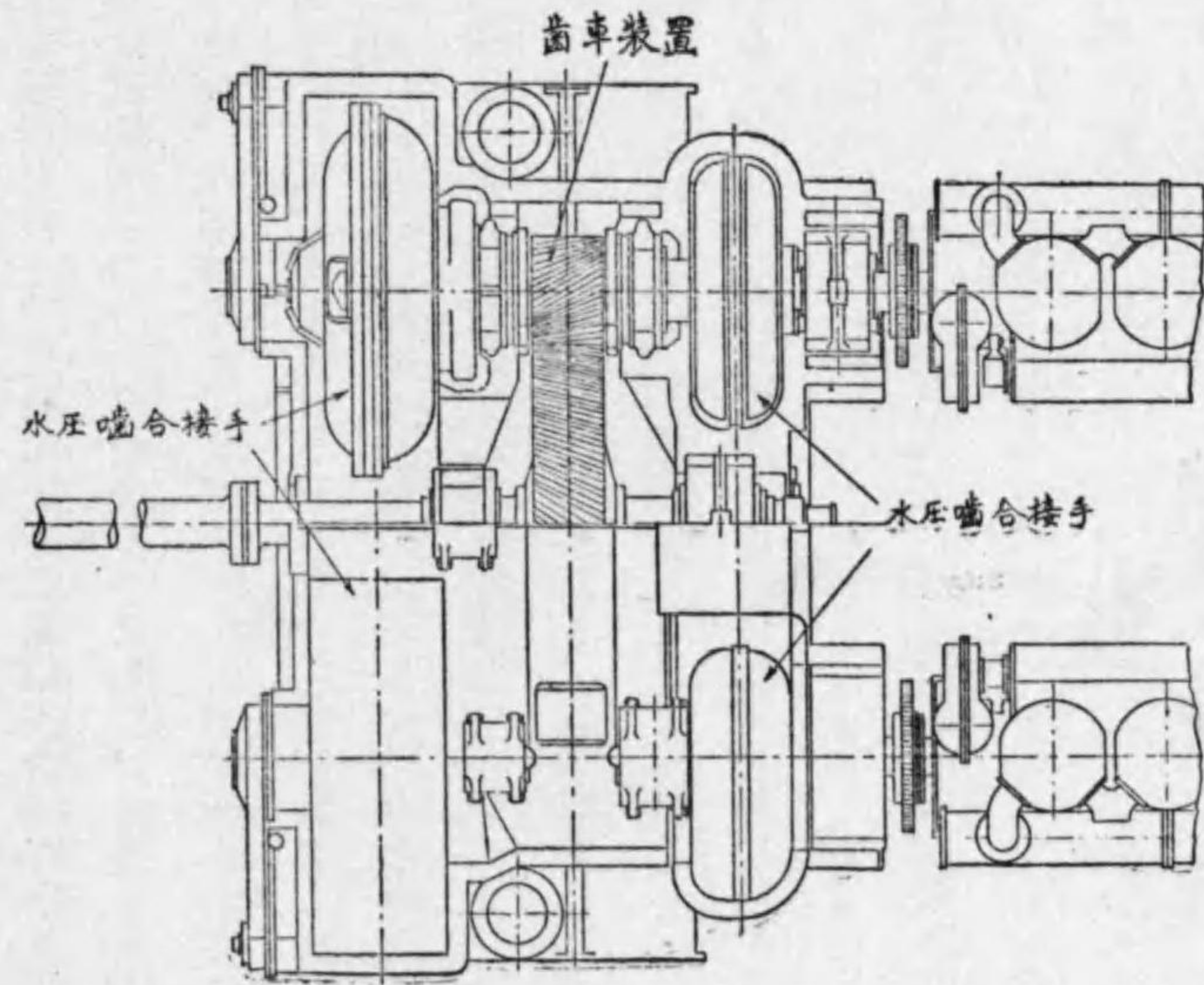
最近獨乙フルカン造船所に於て建造したるフルカン號は總噸數二千噸にして、主機にフエチングル・トランスフォーメーターを使用し、原動機として蒸氣タービンの代りにディーゼル機關を用ひ、且つ激動を防止せんが爲め従來トランスフォーメーター内に使用せる水に代ふるに油を以てし、齒車装置を使用して第二水車の速度を更に減少したるものにて、ディーゼル・ハイドロリック・ドライブ(Diesel hydraulic drive)又はフルカン・ギア(Vulcan gear)と稱し豫想外に良好なる成績を現出せり。即ち此装置に依れば、前進側の效率は百分の九十八、後退側は百分の九十七に達し、ディーゼル機關を使用するも何等の音響なく其動作極めて圓滑なりと云ふ。是れディーゼル機關の不規則なる回轉力率ターニング・モーメントより生ずる震動が油のために消殺せらるゝに依るものとす。本船に於ける齒車の減速比は一對三・六にして、第二水車軸を内空と爲し、其内部に第一水車軸を

圖二十七第



時を増加すれば蒸氣の消費量百分の四を減少し、更に一時を増加すれば百分の四・五を減少し、真空二十九時に達するときは百分の五・五を減少し得べしと云ふ。蓋し同一の壓力落差 (Pressure drop) に對する熱量落差 (Heat drop) は低壓力のもの程多大なるに依るものなり。換言すればタービン汽機に於ては、初壓力を増加するよりも終壓力を低下する方遙に有利なるものなり。例へば初壓力百七十封度の蒸氣を真空二十七時までアデアバチックに膨脹すれば、蒸氣一封度に付二百七十八熱位を發生す。今若し此場合に二十七時より二十八時に真空を増加するときは、二百九十三・七熱位を發生し、前者の場合よりも熱の發生百分の五・六の増加となるべし。之れに反し、初壓力百九十封度の蒸氣を真空二十七時

圖一十七第



貫通し、第二水車軸に小齒車を附して之れより大齒車に傳達し、大齒車より推進器軸に連結せるものなり。第七十一圖はフルカン・ギアの平面圖を示したるものとす。

第五章 船用蒸氣タービン機附屬装置

真空増進器 蒸氣タービン機に於て冷汽器内に高度の真空を得ることは、汽機の効率を増進する上に最も必要なることなり。パーソンズ氏の説に依れば、二十六吋以上真空一

まで以前と同一状態に膨脹せしむるときは、二百八十四・七熱位を發生し、百七十封度の場合に比し僅に百分の二・三の増加に過ぎず。即ち蒸氣の初壓力を二十封度増加するよりも真空一吋を増加する方百分の三・三の熱量の増加となるものなり。故にタービン汽機に於ては、冷汽装置に最善の注意を拂ひ、出來得るだけ多量の真空を造ること最も肝要なりとす。

真空増進器 (Vacuum augmenter) は、バーンス氏の發明に係るものにして、第七十二圖は其の構造を示したるものなり。Cは正冷汽器 (Main condenser)、Dは副冷汽器 (Auxiliary condenser)、Pは排氣唧筒にしてSは蒸氣注射器 (Steam jet) を表はしたるものなり。今其の動作を記載すれば、Sなる注射器に蒸氣を送給して正冷汽器内に残存する空氣及び蒸發氣を誘出し、以て正冷汽器内に多量の真空を造るものにしてDなる副冷汽器に送りたる空氣及び蒸發氣はPなる排氣唧筒にて排出せしむべき装置なり。又圖に示すが如く正冷汽器より排氣唧筒に至る管を曲屈して常に其の部に水を充滿せしめ、以て空氣及び蒸發氣の再び正冷汽器内に逆流するを防止す。

此装置を用ゆるときは優に正冷汽器内に二十九吋の真空量を得るのみならず、副冷汽器内の空氣及び蒸發氣は常に注射蒸氣の爲めに壓搾せられて其容積を減少すべきが故に、排氣唧筒の動作を良好ならしめ、従つて其效力を大ならしむることを得べし。蓋し排氣唧筒の動作は、其の下部に發生する真空量と冷汽器内の真空量との差異の大小に關係すべきものなり。通例排氣唧筒の位置は、正冷汽器の底部以下約三呎の處に排置するを常とす。

冷汽器 従來冷汽器 (Condenser) の効率増進法に就ては、世人の多くが之れに注意を拂はず、一般に低度の真空を以て満足し、更に之れが考究を爲さざりしが、高速力の船舶の建造と共に、タービン汽機の世に現るゝに及び、汽機の動作上蒸氣の初壓力を増加するよりも其終壓力を減少するの有利なるを認め、爰に冷汽器に關する學理と實際との研究を重ねるに至れり。今冷汽器の効率増進法に關する諸家の所説を綜合すれば左の如し。

(一) 傳熱の良否は冷汽面を形成する材料の性質如何よりも、寧ろ面の清汚に甚大の關係を有すべきものなるが故に、努めて其面を清淨ならしむるを必要とす。蓋し外部傳導は内部傳導よりも著しく抵抗大なるが故なり。従つて冷汽器の蒸氣の入口には、油を抽出する適當なる装置を爲すべし。

(二) 器内の蒸氣は一様なる速度を以て各管間を通過せしめ、又凝縮水は其の速度を迅速ならしめ且つ一定の速度を以て流通し、絶へず冷汽面と蒸氣との接觸を完全ならしむる

を要す。

(三)器内に於ける蒸気の入口は成るべく空気の出口より遠ざけ、又循環水の方向は出来得る丈け蒸気の方向と互に相反せしむべし。

(四)排気唧筒の動作は其の温度の低きを良とし、冷汽器及び汽罐の効率を増進する爲めには、給水の温度の高きを以て良好と爲すが故に、空気と凝縮水とを排除するに別個の唧筒を備へ、一は暖き給水を排除するに供し、他は冷汽器の下部より冷却せる空気を排除して、成るべく高度の真空を得るにあり。此目的に供へんが爲め冷汽器の底部其他に冷汽室を設けて、空気及び蒸發氣を冷却せしむるを必要とす。

前諸項の條件を充さんが爲めに考案せられたる冷汽器にして、最近タービン汽機及び往復汽機に用ひて最も有利なりとして認めらるゝはコントラ・フロー式及びユニフラックス式の二種なりとす。

(一)コントラ・フロー冷汽器(Contraflo condenser)は其の形状断面方形なるものと圓形なるものとありて、其方形なるものには一般に内部に二枚の仕切板を設け、之れを水平位より少しく傾斜して室内を上、中、下の三段に區劃し、蒸氣は各區劃を通じて

互に相反した

る方向を辿り

つゝ、次第に

大なる室より

小なる室に進

入すべき装置

にして、各室

内に於て蓄積

せる凝縮水は

各別個の排出

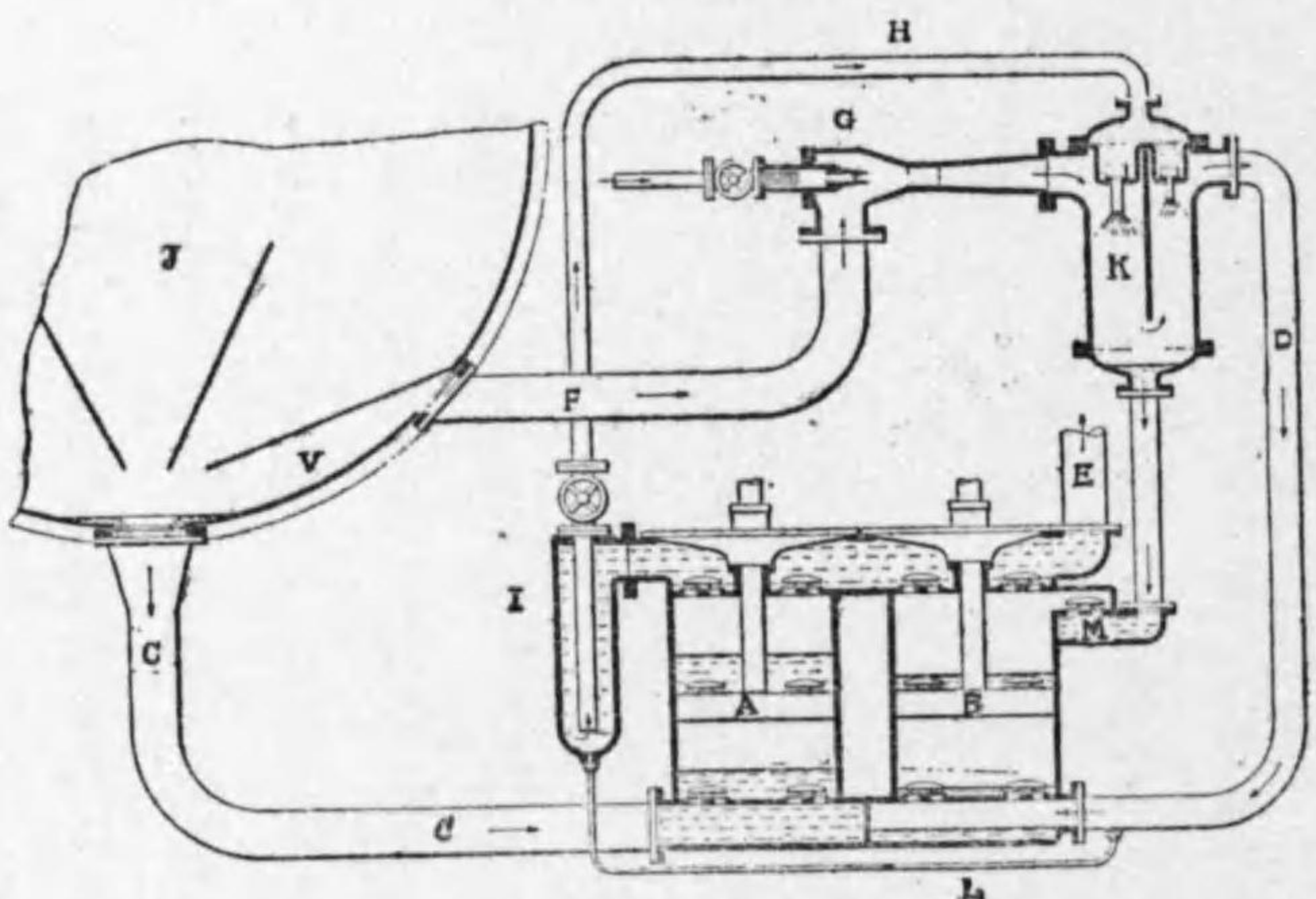
管を経て排気

唧筒の吸入管

に導かれ、又

冷却せる空氣

圖三十七第



- A ウォーター・パレル
- B エヤー・パレル
- C ウォーター・パレルへの吸入管
- D エヤー・パレルへの吸入管
- E 唧筒の排出管
- F エセクターへの吸入管
- G エセクター
- H レシーバーへの凝縮水
- I ウォーター・ホケット
- J 冷汽器
- K レシーバー
- L エヤー・パレル吸入管への封水用管
- M 不還瓣

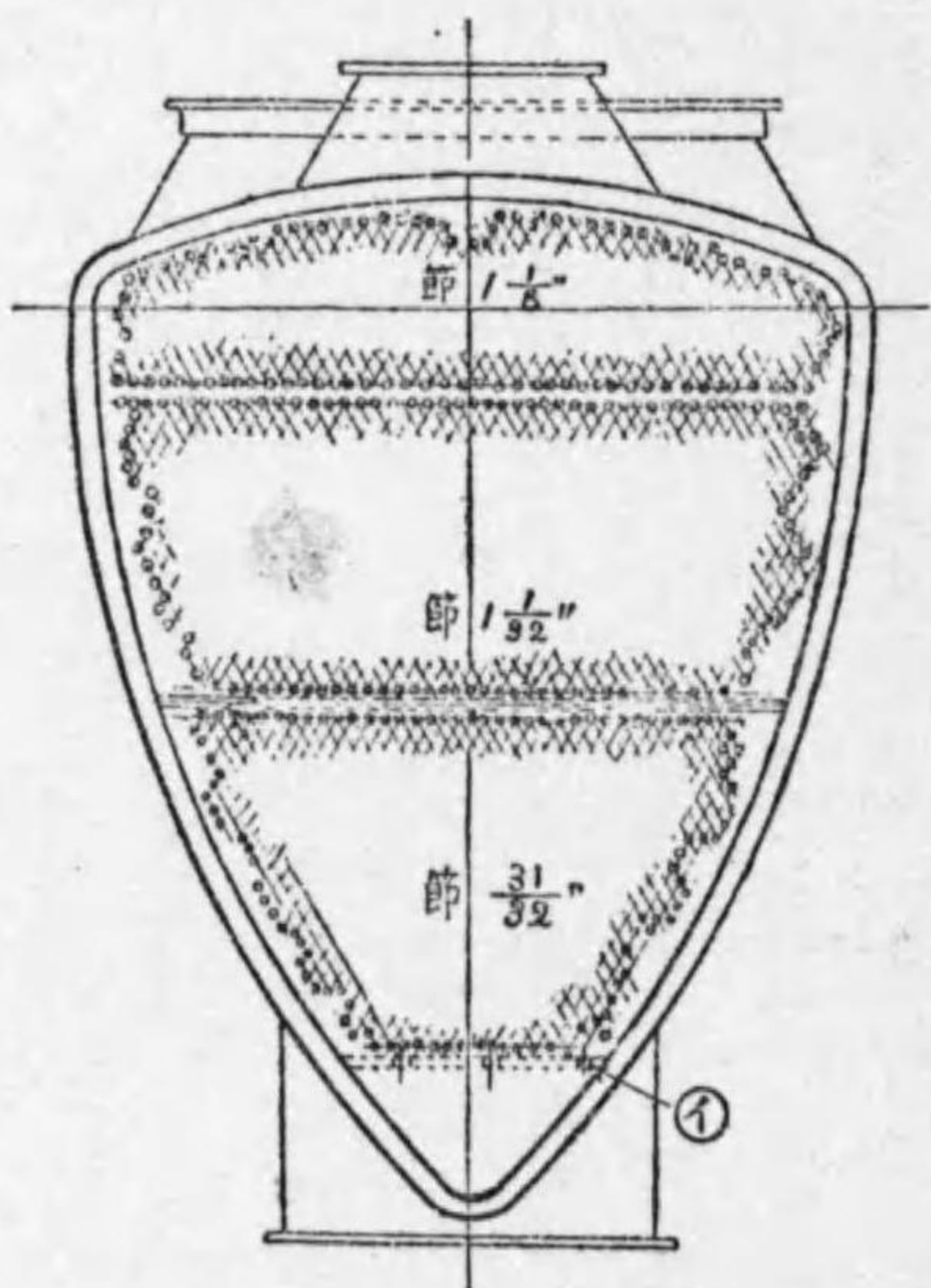
は冷汽器の下部より排氣唧筒に接続す。此装置に依るときは、冷汽器内の下方の冷汽管は上方より落下する凝縮水の妨害を受けざるが故に、冷汽面と蒸氣との接觸を完全ならしむることを得べく、又冷却せる空氣は密度大なるを以て排氣唧筒の動作良好にして、従つて冷汽器内に高度の眞空を作ることを得べし。

モリソン氏の考案に成るコントラ・フロー冷汽器(第七十三圖)は一般に断面圓形を爲し前記の排列法と異なり二枚若くは三枚の仕切板を斜に装置して、各板の間隔は蒸氣の入口より出口に至るに従ひ次第に狭くし、蒸氣をして各管間に沿ひ一樣なる速度を有せしむると同時に、凝縮水は四方に飛散せしむることなく各仕切板に沿ひ之れを底部に集積せしめCより、又空氣はVなる冷却室を経てFより各々排氣唧筒により排出せらるべき装置なりとす。

(11)ユニフラックス冷汽器(Weir's uniflux condenser)ユニフラックス冷汽器(第七十四圖)は其形狀断面ハート形を爲し、蒸氣の入口より出口即ち上方より下方に赴くに從ひ、管數及び管と管との間隔を減じ、斯くして蒸氣の凝縮に伴ひ次第に其容積を減少し、中間に縦の隔板を設けて管の垂下を防ぎ、内部には別にモリソン式に於ける

圖四十七第

(器汽冷スクラフニユ・ーヤエウ)



が如く仕切板を用ひず、冷汽器の全長に互る大なる蒸氣口を設けて、之れを喇叭形と爲し、之れに多數の導板を裝備し、蒸氣をして常に一定の速度を以て全冷汽面に接觸せしめ、又底部には管に平行に一面に一時内外の孔を有する平板を備へ、以て内部に蓄積する凝縮水を一局部よ

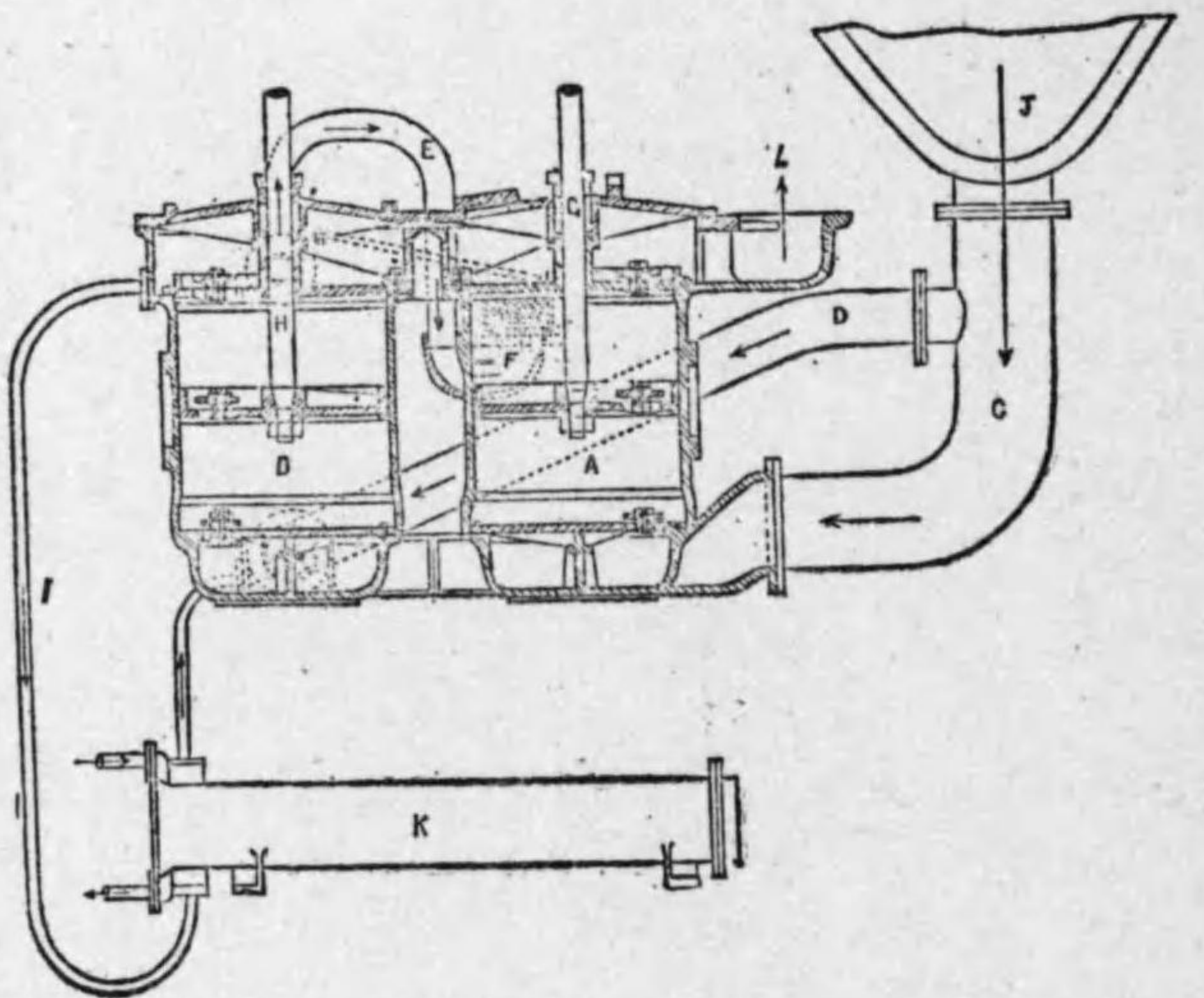
り排除せず、器の全長に互り一樣に排除せしむべき装置なり。此装置と爲すときは各管間を通過せる蒸氣は凝縮して器の側面に衝突し、該板に沿ひて底部に落下し空氣は追放せられて最下部に蓄積すべきを以て、水と空氣とは各別個の吸入口より排氣唧筒に依り排出せらるべきものなり。

前二式の冷汽器を使用するときは、普通の冷汽器に比し著しく同一馬力に對する冷汽面積を減少することを得べし。而して毎馬力に要する冷汽面積は船舶の種類及び航

路の如何に依り一定せざるも、内地航路に於て〇・六五平方呎乃至〇・八平方呎、外國航船又は熱帶地方を航行する船舶に於ては一・一平方呎乃至一・二五平方呎と爲すを常とす。

排氣唧筒 エアーポンプ タービン汽機の出現に伴ひ、冷汽器の改造と共に排氣唧筒の改良となり、第一に採用せられたるをウェヤー式 ウエット、エンド、ドライ、エアー、ポンプ 乾濕排氣唧筒 (Weir "wet and dry air pump") とす。同唧筒は乾唧筒と濕唧筒の二唧筒より成り、乾排氣唧筒は冷汽器内に存在する空氣及び蒸發氣のみを抽出すべきものにして、汽機室内の高處に設置し、通例 サイキユレリチングポンプ 循環唧筒の頂部以上に置き其周圍は常に水を以て包被す。又濕排氣唧筒は普通の排氣唧筒と同じく、冷汽器内にて凝縮せし水及殘餘の空氣及蒸發氣を抽出すべきものなり。此種の唧筒を用ゆるときは、バキューム、オーグメンター 真空増進器を使用せずして優に冷汽器内に二十九吋以上の真空を造り得べしと云ふ。而して其の後ウェヤー氏の考案に成るデュール排氣唧筒 (Duval air pump) は其成績一層良好なるを以て廣く一般に採用せらる。第七十五圖は其構造を示したるものにして、濕唧筒と乾唧筒とを合装したるが如きものなり。即ち一箇の汽筒は直下の濕唧筒鐸に連結し、乾唧筒は濕唧筒鐸より横挺を以て作動され、濕唧筒が下降運動を爲す場合には乾唧筒は上昇運動を爲し、一汽筒にて兩唧筒を作動するもの

圖五十七第



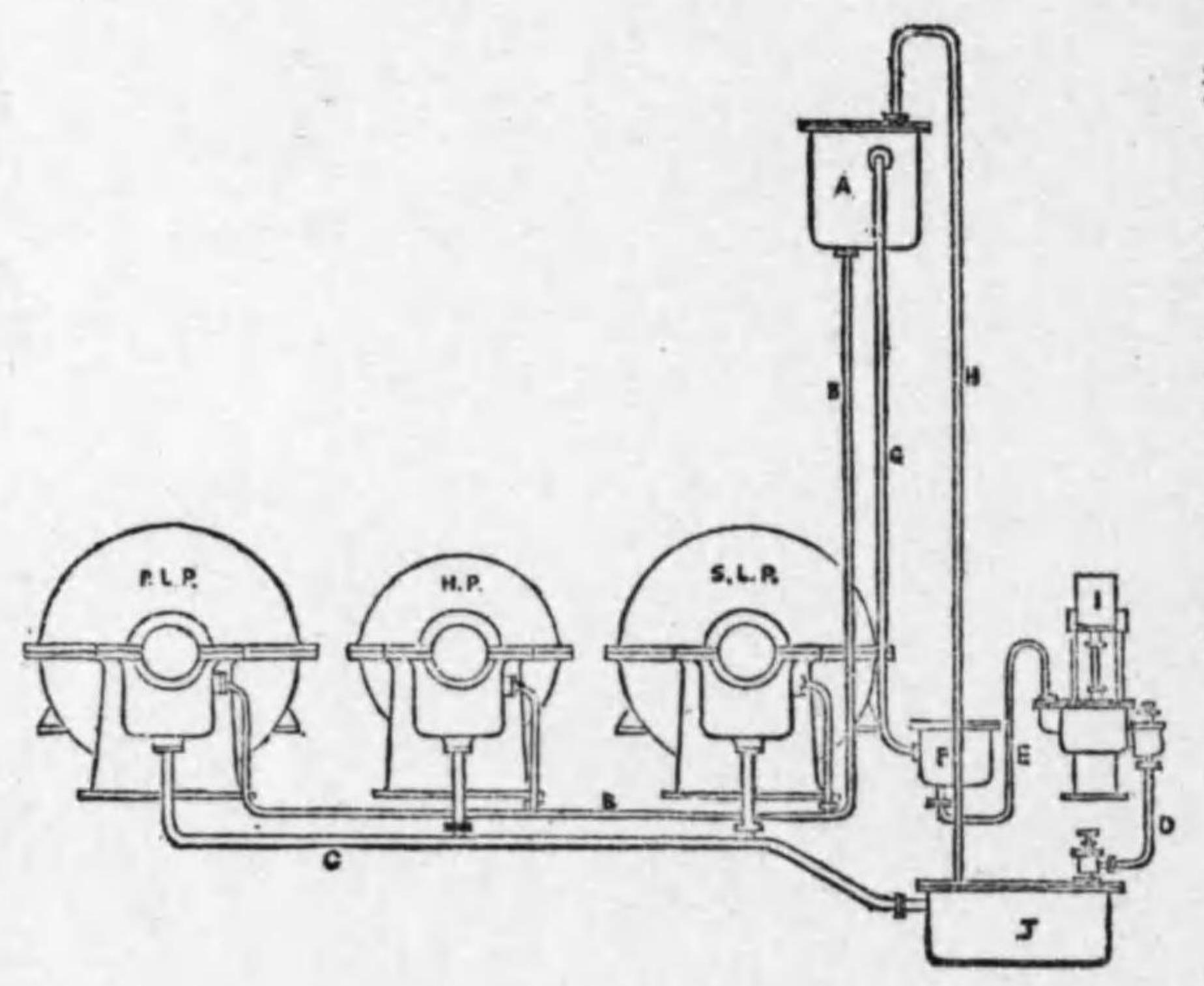
- A 濕唧筒
- B 乾唧筒
- C 濕唧筒への吸入管
- D 乾唧筒への吸入管
- E 乾唧筒より濕唧筒への排出管
- F 發條付不還瓣
- G 濕唧筒鐸にして直接に上部汽筒の吸鐸鐸に接続す
- H 乾唧筒鐸にして横挺に依り濕唧筒鐸に接続し後者の下降運動の際には上昇運動を爲す
- I 冷却器への注入水の入口
- J 冷汽器
- K 冷却器
- L 唧筒の排出口

なり。而して乾唧筒に吸入したる空氣及び蒸發氣は、壓縮せられて同唧筒の排出瓣よりE管に

入り、不還瓣Fを通過して、濕唧筒の汲鏝瓣と排出瓣との中間に送られ、濕唧筒にて凝縮水と共に排除せらるべきものなり。又乾唧筒内に於て凝縮したる蒸發氣は、水と爲りてKなる冷却器内に入り、内部を通過する海水の爲めに冷却されて乾唧筒の吸入瓣下に進入すべき装置なり。此唧筒の利益とするところは、常に乾唧筒内に冷水を送給するが故に、唧筒を冷却して蒸發氣を凝縮し、且つ水封作用を完全ならしむべきを以て高度の真空を造り得ると、乾唧筒の抵抗を減少し得るにありとす。

最近好評を博せるカイネチック排氣唧筒(Kinetic air pump)は、回轉式と往復式とありて、其構造は異なるも原理は同一にして、真空増進器とチューアル式排氣唧筒とを併用したるが如きものなり。第七十三圖は現今一般に使用せらるる往復式カイネチック排氣唧筒の構造を示したるものにして、エゼクター・レシーバー及び唧筒より成り、エゼクターに依つて冷汽器内より抽出されたる空氣及び蒸發氣はレシーバー内に送られ、蒸發氣は此所にて唧筒のウォータ・バーレルに依つて排除されたる一部の凝縮水の爲めに凝縮してエヤー・バーレルの上部に入り、別管を通過してエヤー・バーレルの下部に入りたる空氣と共に、冷汽器の最下部より抽出されたる凝縮水と合して排出管に導かるるものなり。

圖六十七第



- A 重力油槽
- B 油槽よりタービン各軸承への油の入口
- C タービン軸承より油の出口
- J 冷油槽
- I 注油唧筒
- D 冷油槽より注油唧筒に至る油の吸入管
- E 唧筒より濾過器への油の排出管
- F 濾過器
- G 濾過器より重力油槽に至る油管
- H 重力油槽より冷油槽への溢油管

潤滑装置 蒸氣タービン機は回轉速度大なるがため、注油装置を完全ならしむること最も肝要なり。若し汽機の作動中油の供給杜絶したらんには、忽ち軸承を過熱せしむべきが故に、軸承には送油は約十封度乃至三十封度の壓力を有するコンプレッサー油を供給し、

且つ透視注油器 (Sight feed glass) を附して、潤滑油が完全に流通しつゝあるや否やを目撃し得べき装置を必要とす。而して重力油槽 (Gravity tank) を備へたるものには一且唧筒にて油を槽内に送り油の重力に依りて、各軸承に注油し、此所にて使用せられたる油は冷油槽 (Oil cooling tank or oil cooler) 内に入りて冷却せられ、濾過器 (Filter) を通過して重力油槽内に復歸し、再び各軸承に供給せらるべきものなり。冷油槽は觸面式にして管の内部に油を流通せしめ、其外部に海水を循環せしむるを普通とす。而して冷油槽の効率を増加せんが爲め管内に種々のレターダーを装備したるものあり。

此装置に依るときは絶へず同一の油を循環せしめて始終之れを使用し得るの利益ありといへども、其使用長きに互るときは自然油の性質を不良ならしむべきが故に、時々新鮮なる油を補給するの必要あるものとす。第七十六圖はタービン船に於ける重力油槽に依る注油装置を示したるものなり。

ギアード・タービンにありては、齒車に送給する油と軸承用のものとは其性質を異にし、前者は後者に比し其粘度高きものを要する以外に、油壓及び其送油量を大ならしむべき必要あるが故に、大阪商船會社のバリー丸に於ては齒車用の冷油槽と軸承用の冷油槽とを異にし、且つ

兩者への油量を調節すべき装置を設けて、之を同一の送油唧筒にて作動せしめ軸承への油は重力油槽より供給し齒車へは直接唧筒より送給す。而して送油唧筒は故障のありたる際直に他を使用し得る様常に二臺を備ふべきものとす。

齒の接觸面に注油すべき噴口 (Nozzle) の數は一箇所に五個乃至六個にして前進側並に後退側に備へ、前進側のものには筒内にて回轉するブリキ製の小羽根を附し、之れに依り硝子覆の外側より油の流通しつゝあるや否やを知るに便ならしめたるものあり。又重力油槽は普通二個を備へて其一つを豫備とし、槽内には浮子 (Float) の設けありて、内部の油が或る標準線以下に減少したる場合には、自動的に汽笛を吹鳴して警告を發せしめ、又萬一送油唧筒に故障を生じ、噴口への油の供給を杜絶することあるも、重力油槽内の油が一時噴口の方に分流し、過熱の危険を脱せしむべきものとす。即ち噴油器 (Sprayer) に至る油の通路中に同型大の二個の不還瓣ありて、平素は噴油器内の油壓 (約十四五封度) が軸承内の油壓 (約八九封度) よりも高きがため、其一方を開きて他方を閉じ居るも、一旦唧筒の停止する場合には、噴油器内の油壓は減少して軸承内の油壓以下となるが故に、重力油槽内の油が噴油器内に逆流する装置なりとす。

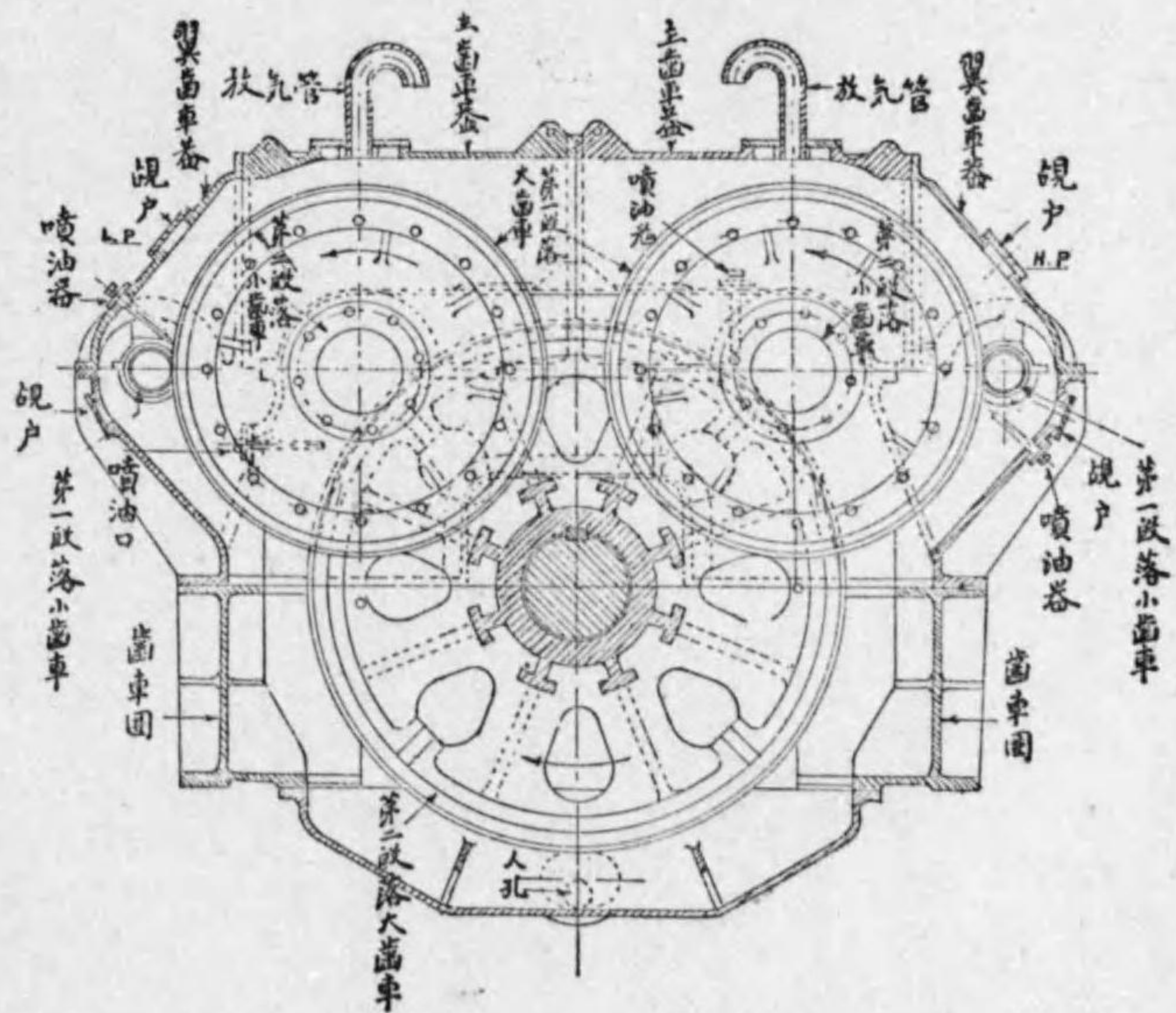
バーンス會社の最近設計に依れば一段減速装置のギアード・タービンは勿論、二段減速装

置のギアード・タービンに於ても、別に重力油槽グラビティタンクを設けず、同一送油唧筒にて軸承及び齒車の相方に注油し、兩者の希望條件を充たしたるものあり。而して萬一送油唧筒に故障を生じ、送油不能なる場合には、電鈴若くは燈火に依り直に警告を發すべき装置なりとす。

第七十七圖はギアード・タービンに於ける齒車圍ギアケース (Gear Case) 及び噴油器スプレーの配置を示したるものとす。

回轉數指示器及び回轉方向指示器スピードインジケータ、リボート、ローテーションインジケータ 汽機エンジンの回轉數は回轉數指示器 (Speed indicator or tachometer) に依

圖七十七第

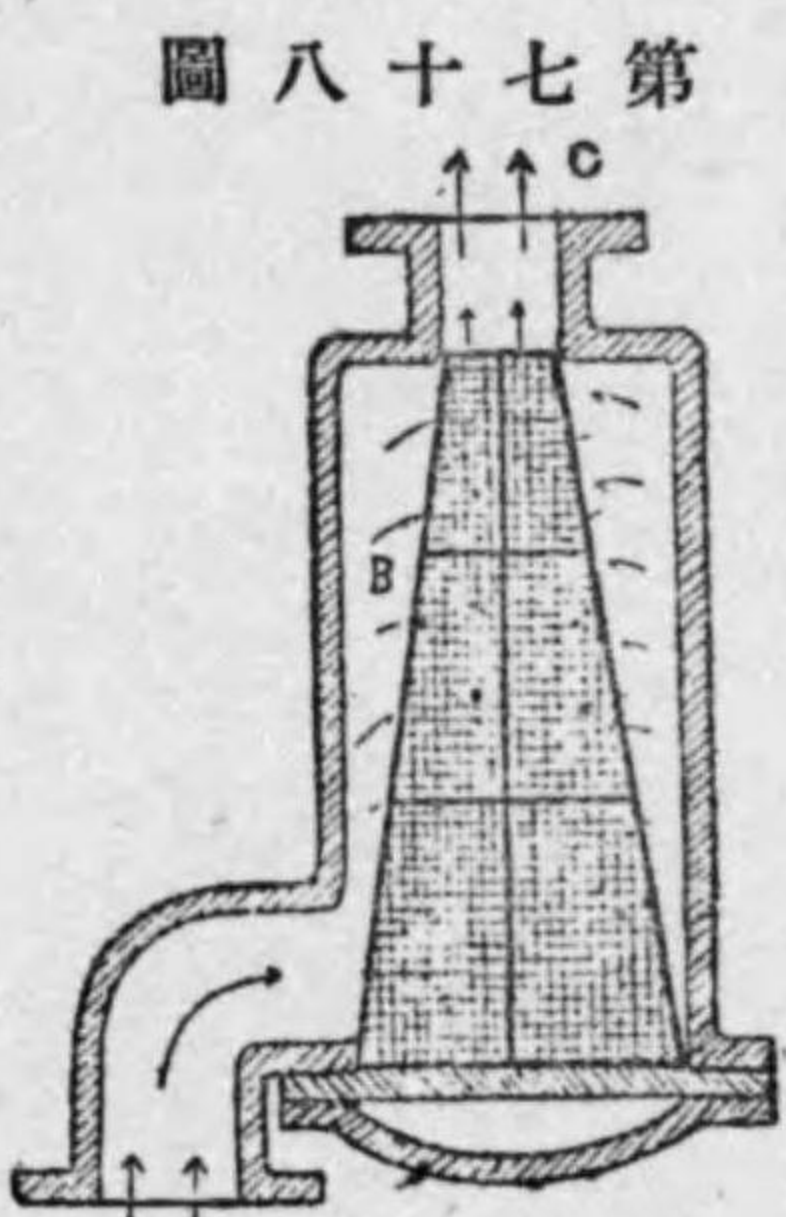


りて表示せらるゝものにして、此器は汽機の回轉速度の大小に伴ひ、内部に裝置せる重量の遠心力を利用し、其瞬時に於ける回轉數を十回轉に付き一回轉の割合にて表はすを通例とす。又時として推力承スラストベアリングの前部に厚き硝子窓を設けてローター軸シャフトの一端に目標を附し、推力承上にも車軸シャフトの前進及び後退方向を指示すべき矢向を記し外部より其の回轉方向を認識し得べき裝置を備へたるもの、又は車軸より電氣裝置に依り燈火の種別にて其回轉方向を指示すべき裝置に成るものあり。

濾網ストレーナー及び自動塞止瓣オートマチックストップバルブ 操縱瓣マニピュレーティングバルブとタービン匣ケーシングとの間には第七十八圖に示すが如き眞鍮又は鋼製の濾網 (Strainer) を設け、蒸氣中に含有する不純物を濾過し以てタービンに之れを侵せしめざるると同時に、多少蒸氣の沸溢ブライミン (Priming) を防止するの用に供す。(但し大馬力の汽機には主汽管に汽水分離器 (Separator) を備ふるを普通とす) 蓋しタービン各部の間隙 (Clearance) は極めて小なるが爲め、若し不純物の之れに侵入することあらんか忽ち翼に損傷を生ぜしむべく、又蒸氣中に多くの水分を含有するときは甚しく翼の摩擦を増加し、著しく汽機の効率を減殺すべきが故なり。而して濾網の孔の總面積は汽管面積の約二倍にして、最近製造のものには内部より蒸氣を進ませしめ、不純物を内部に蓄積せしむるを常とす。此濾網は汽管の接續を外さず

して掃除又は検査に支障なからしめたるものなり。又時として汽罐と操縦弁との間にコロージン・ストレーナー(Corrosion strainer)と稱する漉網を附し、以て冷汽器漏洩して罐水の濃度を増加したる際、鹽化マグネシウム及び鹽化ソヂウム等の鹽類が、蒸氣と共にタービン内に入りてタービンを腐蝕せしむるを防止したるものあり。此漉網には外部に壓力計の備へありて、入口と出口との差壓が、五封度を超過する場合には内部を開放して掃除すべきものとす。

パーソンズ直結タービン汽機に於ては低壓タービンと高壓タービンとの間に一個の不還瓣(Non-return valve)たる自動塞止瓣(Automatic stop valve)を設けて、低壓タービンのみを使用する際該タービンより高壓タービン内に蒸氣の逆流するを防止せしむるものとす。故に若し低壓



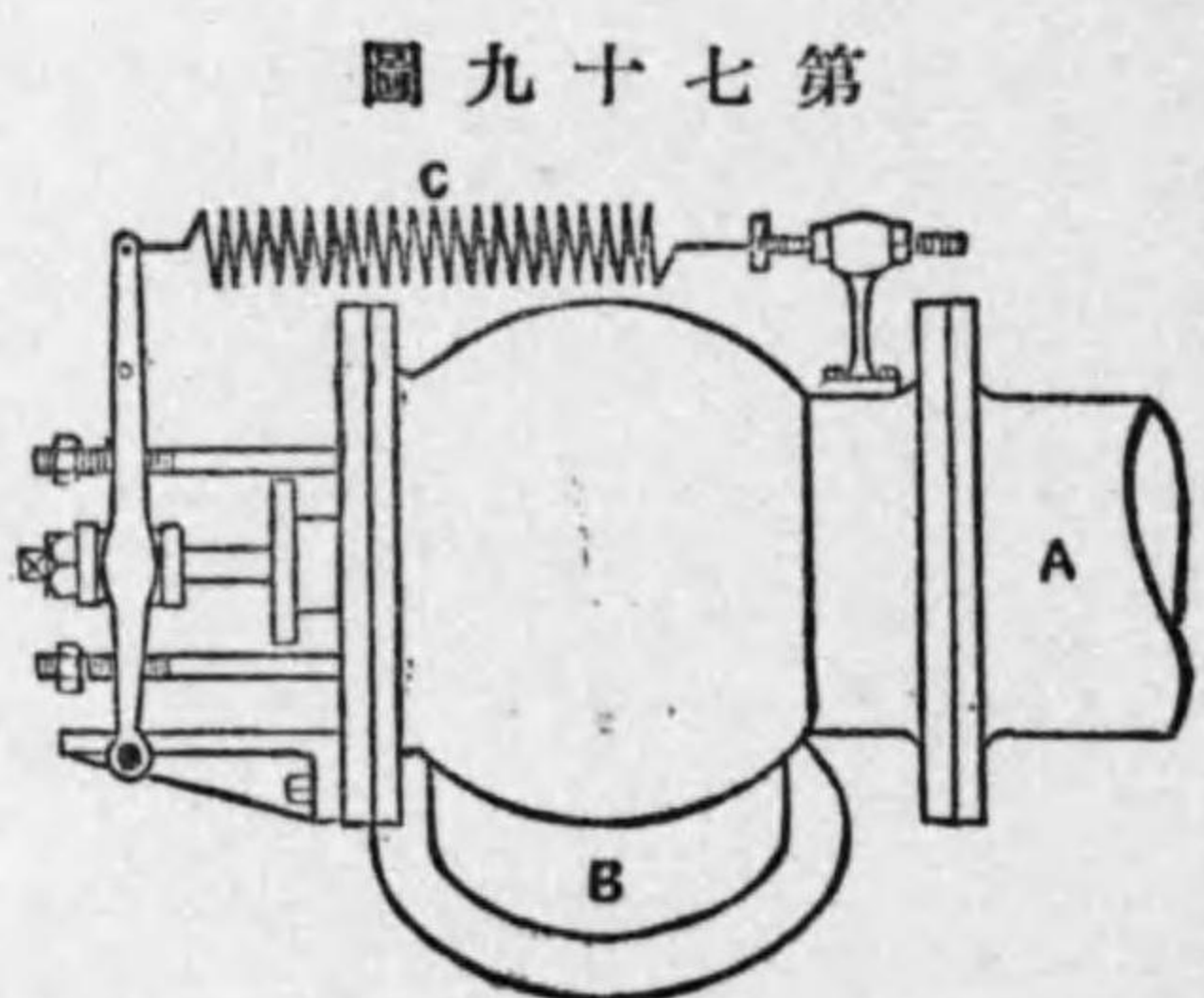
第七十八圖

- A 漉網への蒸氣の入口
- B 眞鍮製金鋼
- C タービンへの蒸氣入口

タービン匣内の汽壓が高壓タービン匣内の汽壓よりも超過するときは、自動的に之を閉塞すべきものなり。第七十九圖は該瓣を示したるものなり。又巡航タービンを備ふるものには巡航タービン

と主機との間又は高壓巡航と中壓巡航との間にも此塞止瓣を裝備す。

- A 高壓タービンの出口
- B 低壓タービンへの入口
- C 發條(二個)

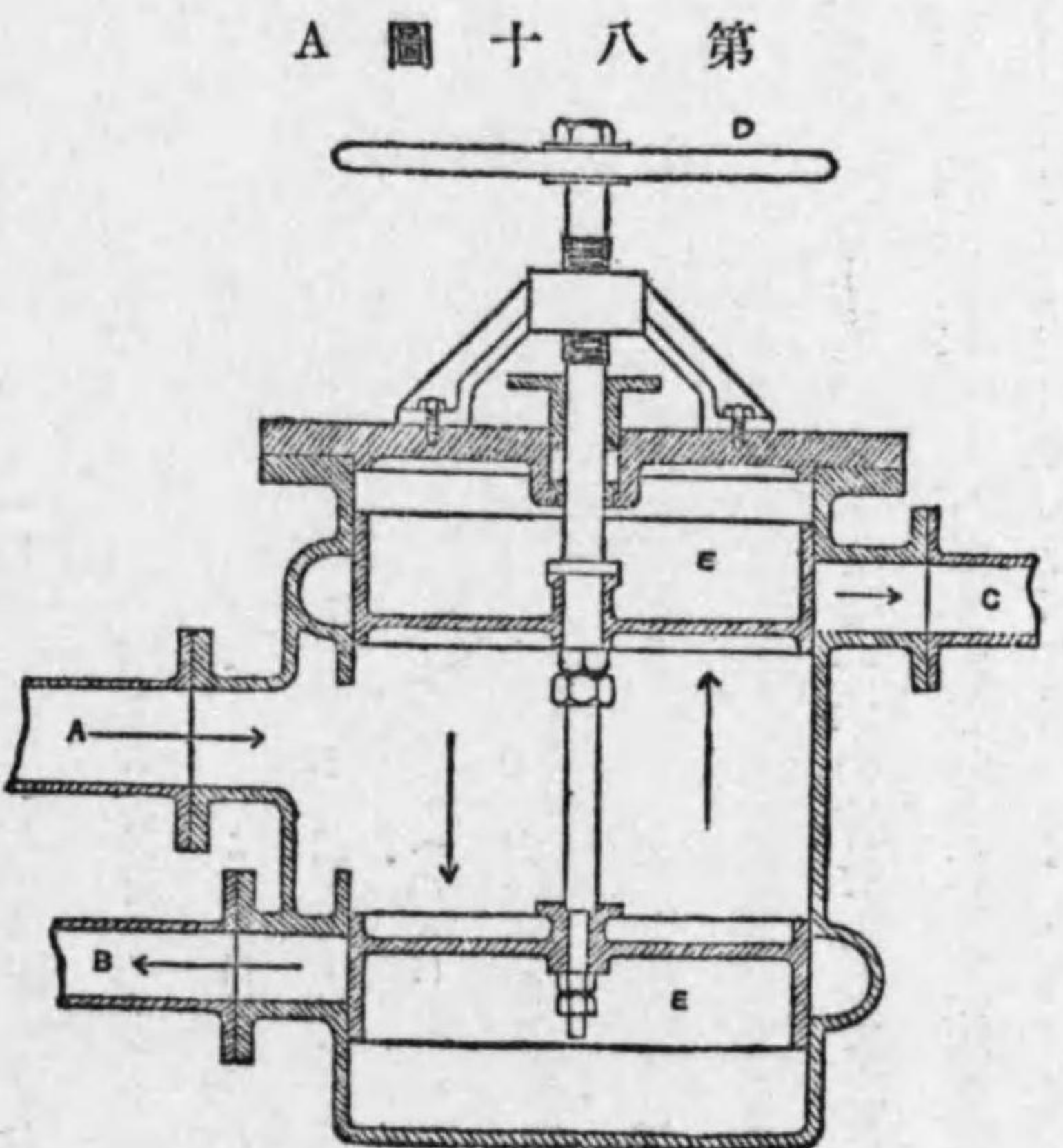


第七十九圖

ギアード・タービンにありては、推進器軸の折損又は推進器墜落等より來る車軸の急回轉を防止する目的を以て、罐塞止瓣と汽機操縦弁との中間に隔壁瓣(Bulkhead valve)を設けて之れを自動塞止瓣となし、斯る際に汽機の運動を自動的に阻止すべき装置に成るものあり。即ち各ローター軸の前端に调速器

(Governor)を附し、之れより一本の管を出して之れを潤滑油管と隔壁弁とに接続す。故に若し汽機の回轉急激に増加するが如き場合には调速器は遠心力作用に依りて忽ち管上の弁を開き、管内の油を他に流出せしむべきが故に、管内の油壓の減少に伴ひ、隔壁弁を自動的に閉塞せしむるものとす。又該管上には別に一の危急瓣(Emergency valve)ありて、人為的にも急速に汽機の運動を停止せしむることを得。

マニパリングバルブ、サイレントプロップ、操縦弁及び吹弁、操縦弁 (Manoeuvring valve) は港灣出入の際汽機の前進又は後退を司るべき吸鑿式滑瓣にして、恰も發動弁 (Starting valve) の動作に於けるが如く、該弁を

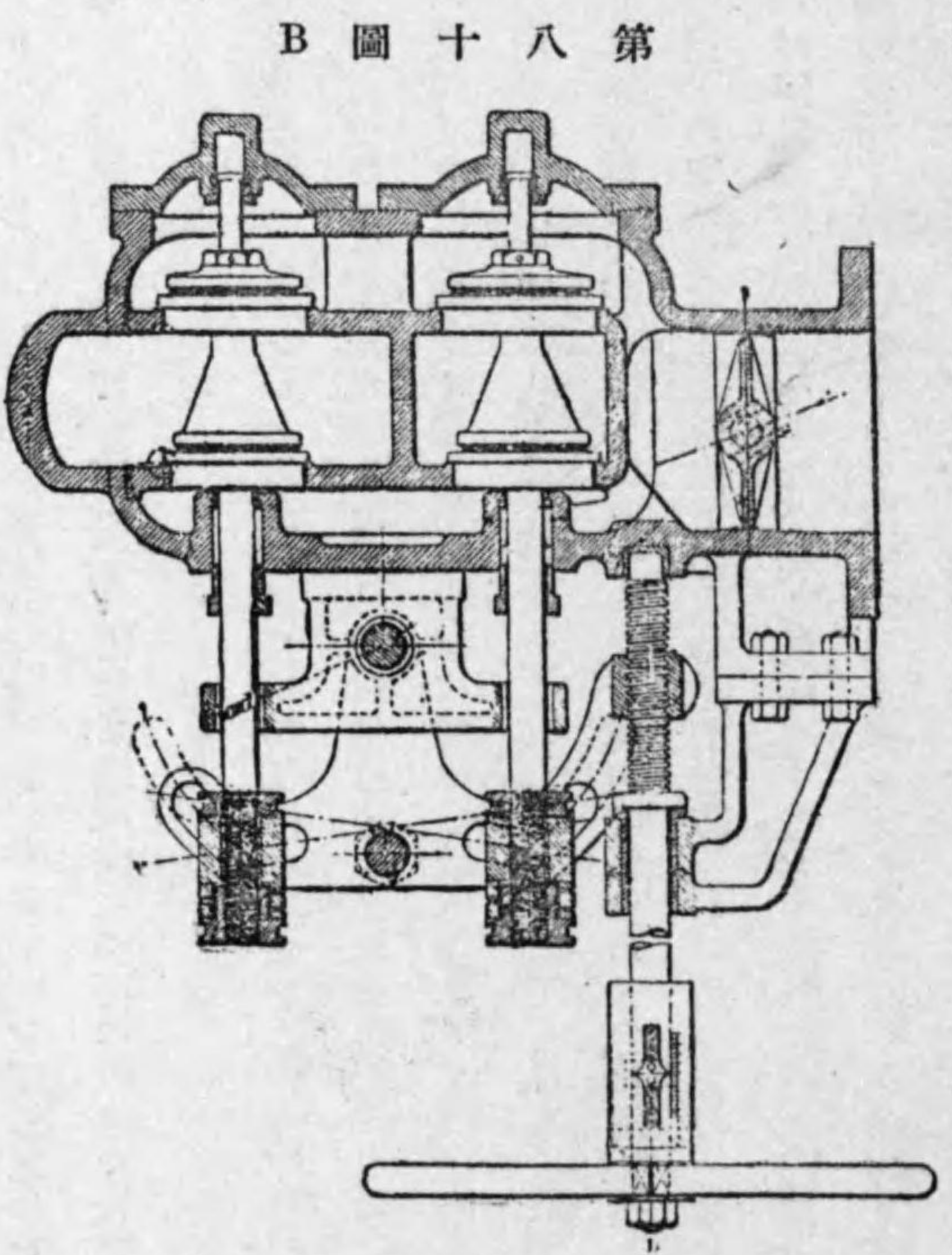


第十八圖 A

- A 操縦弁への蒸気の入口
- B 後退タービンへの蒸気の入
- C 低壓前進タービンへの蒸気入口
- D ハンドウキール
- E 吸鑿式滑瓣

ときには兩後退タービンに蒸氣を供給し、又船首を回轉せんとするときは一方の低壓タービン

と他方の後退タービンとに蒸氣を送給すべきものなり。第八十圖 A 及び第八十圖 B は共に該瓣の構造を示したるものにして同圖 B は其最新式のものを表はし、従来の吸鑿式に代ふるに二個の瓣を以てし、一は前進タービンに他は後退タービンと相接續す。而して二瓣共同の一の手輪に



第十八圖 B

依つて動され、手輪を右に廻せば前進用のものを開きて後退用のものを閉ぢ、又左に廻せば前進用のものを閉ぢて後退用のものを開き、孰れか其一方に蒸氣を供給すべき装置なり。

軍艦又は旅客船にありては罐内に於ける汽壓の昇騰に際し蒸氣を安全弁

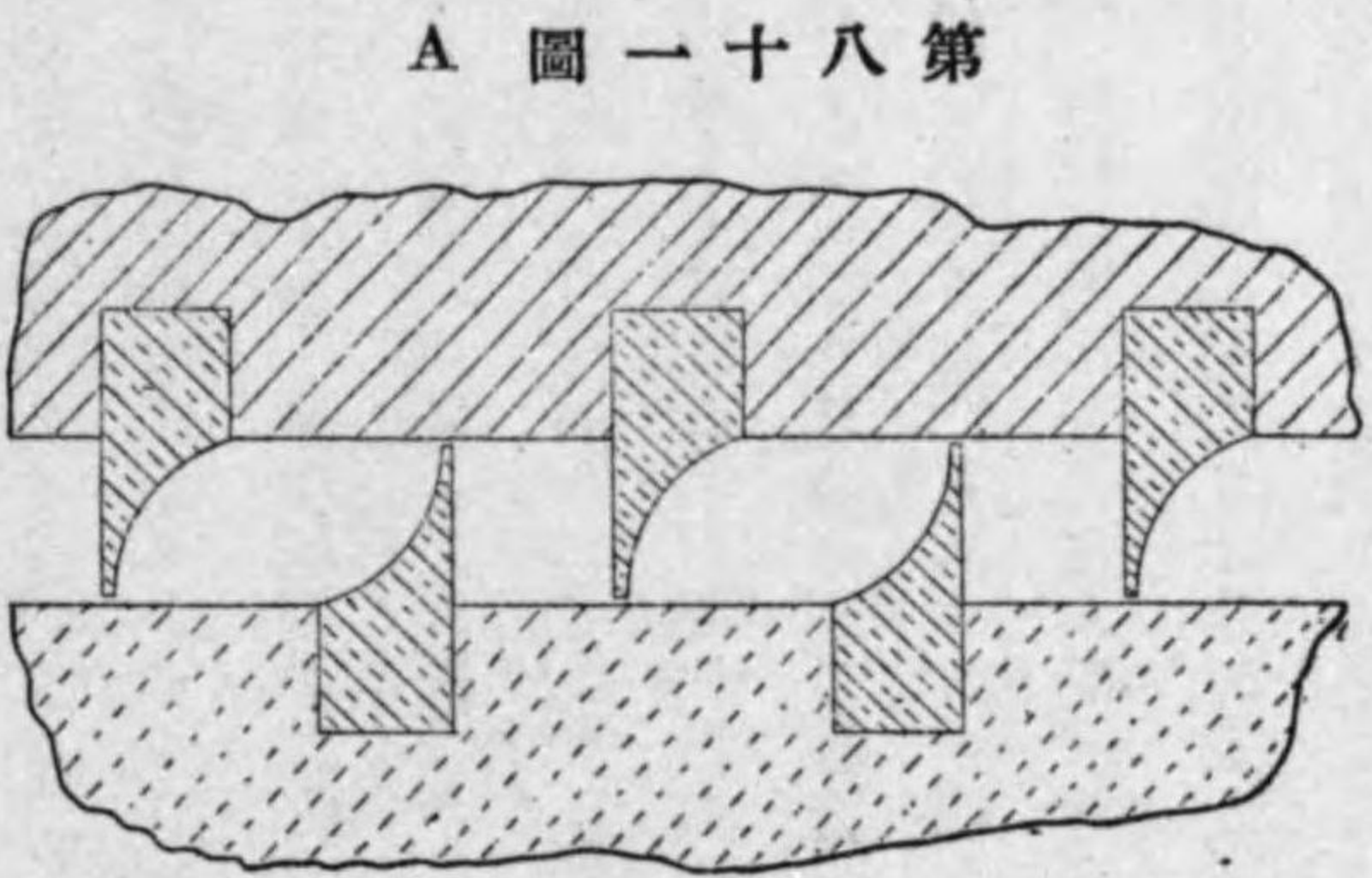
より吹出せしめずして、**點吹瓣** (Silent blow off valve) を經て之れを冷汽器内に導き、其音響を外部に傳達せしめざるを常とす。而して點吹瓣は必要の際徐々に開きて冷汽器の震動を防止すべきものとす。

疏水装置 バーンソンス汽機に於ては高低兩タービン匣の下部に各々其の前後を連結する疏水管を設けて之に疏水嘴を取付け、汽機の停止せる時之を開くの用に供し、又高壓タービン匣の後部より兩低壓タービン匣の後部に導ける疏水管ありて其中央に二通嘴 (Two-way cock) を取付け、以て高壓タービン匣内に生ぜし凝縮水を低壓タービンの孰れか其の一方に疏通せしめ、更に兩低壓タービン匣の後部より之を排氣唧筒の吸入側に導くべきものにしてタービンと排氣唧筒との間には不還瓣を附して水の逆流を防止し、且つ管の一部を彎曲して常に之れに水を貯へ、空氣の逆流に備へしむ。但し低壓タービンの疏水は排氣唧筒の停止せるとき、即ち全く汽機の使用を停止せるときに限り之れをバルブへ排除すべきものとす。

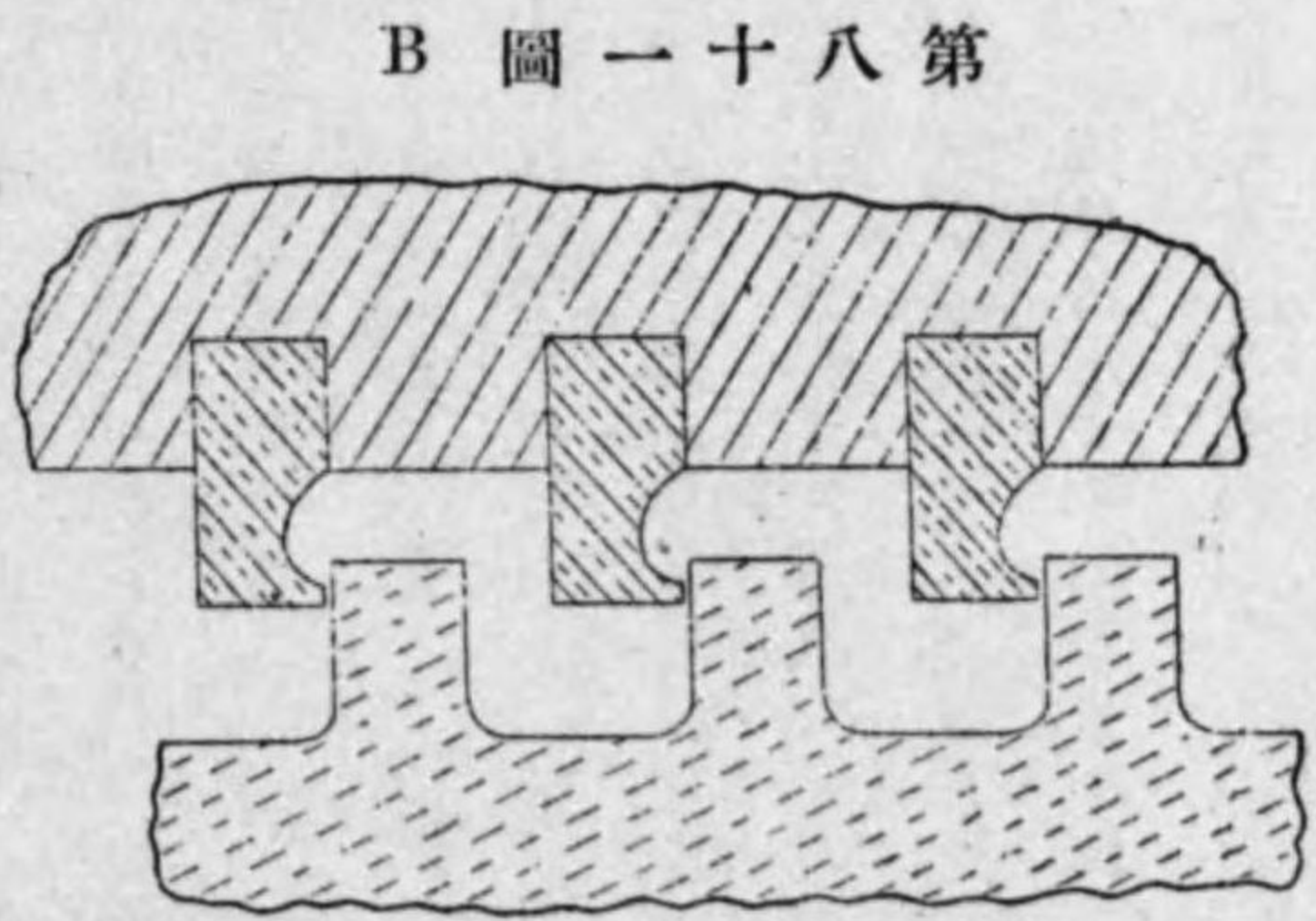
カーチス・タービン汽機其他のインバルス・タービンにありては、タービン匣内に多數の區劃 (各段落毎に) を有するが故に、リアクション・タービンに於ける如く、前部の凝縮水を後部に流通せしむること不可能なるを以て、各段落毎に凝縮水を排除すべき装置を必要とす。故に各段落に疏水管を設けて凝縮水を第一段落より第二段落に、第二段落より第三段落に遞次に之を其の次の段落に導き、斯くして凝縮水を汽化して再びタービン内に於て働を爲さしめたる後、最後に之れを冷汽器に排すべき装置なるも、航海中は疏水嘴を密閉し、必要に應じて時々之れを開放すべきものとす。又グラントに於ける凝縮水は之れを低壓力の段落に導くを常とす。

汽機發動前には各タービン匣の疏水嘴を開きて排氣唧筒を徐速力にて作動せしめ、汽機停止後に於ても暫く排氣唧筒の運轉を繼續すべきものとす。

虚罫 及び虚罫 間隙計 第三章に於て述べたる如く、リアクション・タービンにありては推進器より生ずる推力と動翼上に作動する蒸氣力とは殆ど大差なきも、尙ほ兩者を完全に釣合はしめんが爲め、特に蒸氣の進入側に虚罫 (Dummy piston) を設けて其面に蒸氣を作動せしめ、以て推進器より來る推力と動翼上に作動する蒸氣力との差異と相等しからしむるの外、虚罫環に依り匣とローター軸との間隙より漏洩する蒸氣を防禦すべき装置を必要とす。虚罫環の構造は第八十一圖A及び第八十一圖Bに示すが如きものにして、虚罫と環との間には常に約千分の十五吋乃至千分の三十吋の間隙を存せしむべきものとす。而して第八十一圖Aはコンパクト・タイプと稱して前進側に、同圖Bはラヂアル・フィンと稱して後退側に使用すべきもの



A 圖一十八第



B 圖一十八第

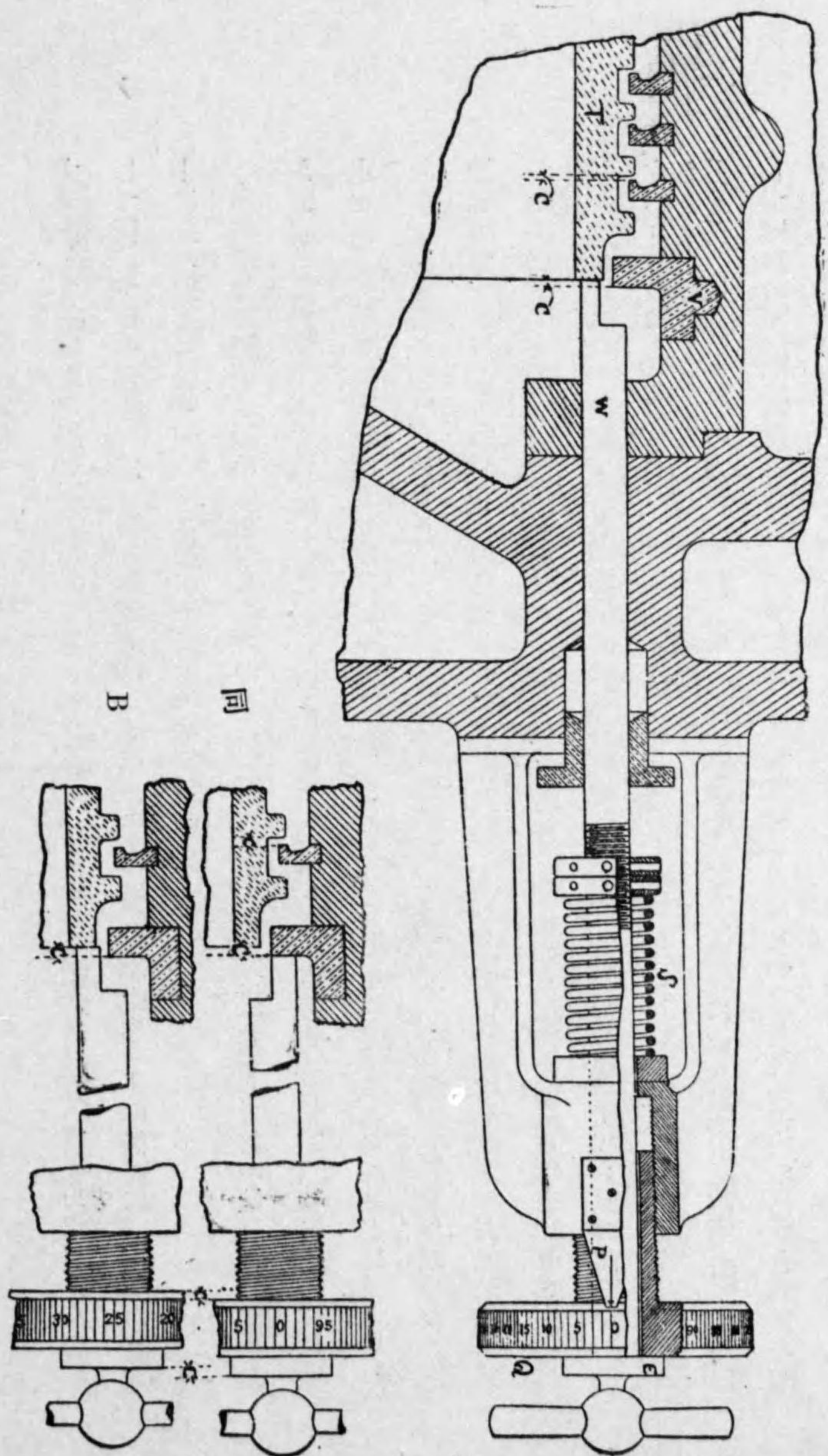
なり。今其の動作を述べんに、蒸氣の漏洩して此部を通過せんとするや、狭所より比較的廣濶なる場所に出づるの結果、絞約せられて凝縮し、水は虚罅の遠心力作用に依つて外方に飛散せんとするも、虚罅環の兩側に於ける内外氣壓の差異の爲めに互に相平衡し、以て此部を汽密ならしむべきものなり。此種の装置を

稱してラビリンス・パッキング (Labyrinth packing) と云ふ。

匣内の汽壓の高低換言すれば汽機の馬力の増減に依り、推進器より來る推力と動翼上に作動する汽力とは多少の差異を生ずべきものなるが故に、之に備ふる爲め小形の推力承を必要と

す、而して其の上半部を蒸氣推力 (Steam thrust) 用、下半部を推進器推力 (Propeller thrust) 用として使用するを普通とす。即ち推力承の上部のカラーは車軸上のカラーの後面に、下部のカラーは其の前面に接觸せること第八十三圖に示すが如し。

虚罅環の間隙量は極めて微小なるものなるが故に、若し推力承摩耗して其の量を超過するときは、忽ち虚罅環の損傷を來し延ひて汽機の破損を生ぜしむべき憂あるを以て、特に此の部に注意を拂ふべきこと肝要なり。虚罅間隙量は、指板計 (Finger piece or finger plate) 又は間隙計 (Clearance gauge or micrometer gauge) に依り隨時測定すべきものとす。指板計は虚罅間隙量を測定するに最も簡便なる用具なりといへども、タービン匣内に於ける汽壓の高低に伴ひ其の示度に變更を生じ、殊に徐速力より全速力に急轉する際の如きは其の影響最も甚しきが故に、精密なる間隙量を測定するには間隙計に依らざるべからず。間隙計はタービン匣の前面に附着すべきものにして第八十二圖は其の構造を示したるものなり。今其の動作を説明せんに、間隙計は圓筒軸の方向に平行して前後に運動し、Sなる撥條に依りて其の脱出を防止す。而して撥條の強度は匣内の汽壓の高低に依つて加減せらるべきものにして、匣内の汽壓と填料の摩擦とに打勝たしむれば足る、其れ以上に壓縮するときは、鐔の先端を摩耗せしむるの惧あり。Q

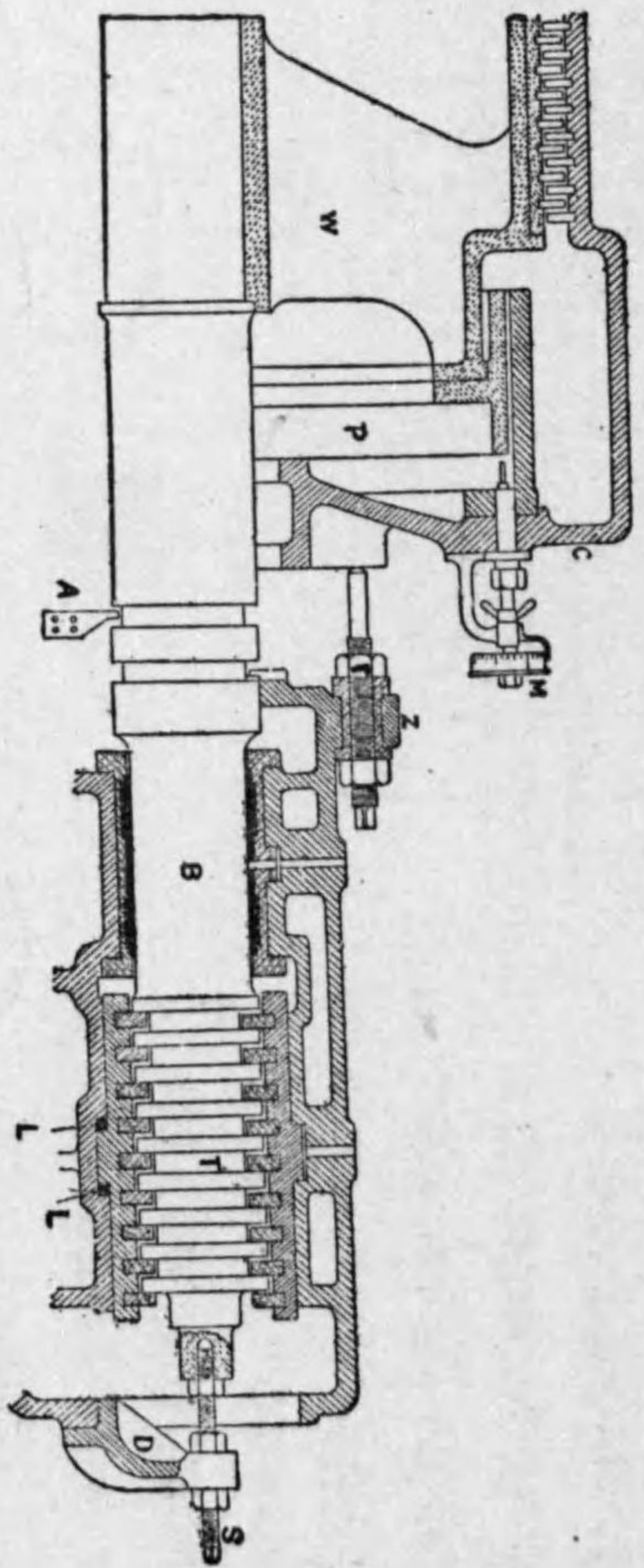


なる手動車輪の縁には千分の一時を以て標準とせる目盛りありて、間隙計の前後に運動する量を測定するの用に供す。匣の内部にはVなる固定せる「止め」ありて其の前面と虚鍔環Iの前面とが同平面となるときは虚鍔間隙量は零なりとす。故に間隙計鐸の先端はVなる「止め」の前面若くは虚鍔環Iの前面の孰れにも接触し得べき装置にして、兩者の距離の差は虚鍔環の間隙量を表はすものなり。間隙計鐸は「止め」又は虚鍔の前面の孰れにか接触せしむるを得べく、間隙計鐸の頭部には記號を附し以て「止め」と鐸端、若くは虚鍔と鐸端との孰れが接触し居るやを知るに便ならしめ、平素は其の鐸端を「止め」上に置き、間隙量を測定せんとするときは間隙計鐸を半回轉して虚鍔の前面に接触せしむるものとす。第八十二圖Bは其の兩者の場合を示したるものなり。

虚鍔環の調整を要するときは、充分能くターピンの暖まりたる時、推力承の上半部を取り外して調整環（断面方形を爲せる黄銅製の半輪）を拔出し、ローターを前部に移動して前進用虚鍔環とカラーとを接触せしめ、然る後ち指板計とローター軸の頸環との中間の隙を測り、此隙が之れに所要の間隙量を加へたる量と等しくなるまで再びローターを後方に移動し、承臺の下半部の前後の隙に之れに適合する調整環を挿入して下部の推力承を其位置に固定し、次に

推力承の上半部を取付け、調整螺釘を締め付けて推力軸のカラーと推力承のカラーとを接觸せしめ、推力承の母螺^{ナット}を締付けて一時其の位置に固定し、調整螺釘を弛めて匣と該螺釘との中間に約千分の四吋乃至千分の六吋の間隙を存せしめ、然る後推力承の母螺を弛めて調整螺釘の先端を匣に密着せしめ、手を以て一旦推力承の母螺を締め付け、更に汽機に蒸氣を送給して後再び堅く締附くべきものなり。而して前記の間隙千分の四吋乃至千分の六吋は油膜間隙(Oil film clearance)と稱して、推力承のカラーと推力軸のカラーとの間に油の潤滑用として設けたるものなり。第八十三圖に於てTは推力承、Zは調整螺釘、Bは軸承、Lは調整環、Dは虚罅環調整の爲め假に取附けたる支肘、Sは之れに附屬する螺釘を示したるものにして、推力承の上部と下部とは其の受くべき推力を異にするが故に、上部は推力軸のカラーの後面に、下部は其の前面に各反對面に於て互に相接觸するを見るべし。又Wは圓筒を支ふる車輪、Pは虚罅、Mは間隙計Aは指板計Cは匣を示したるものなり。大なるタービン汽機に於てローター軸を前後の方向に移動せんとするときは、推力承の上半部を取り去り、其の位置に推力軸の頸環に適合すべく内面に方形の溝を有する黄銅製の半周形を爲せる蓋を嵌入して、之れを下部の承臺上に固定し、螺齒車^{ウォームギアリング}の手段に依り螺鐸^{スクリュー}を回轉してローター軸を前後に移動すべき装置に成

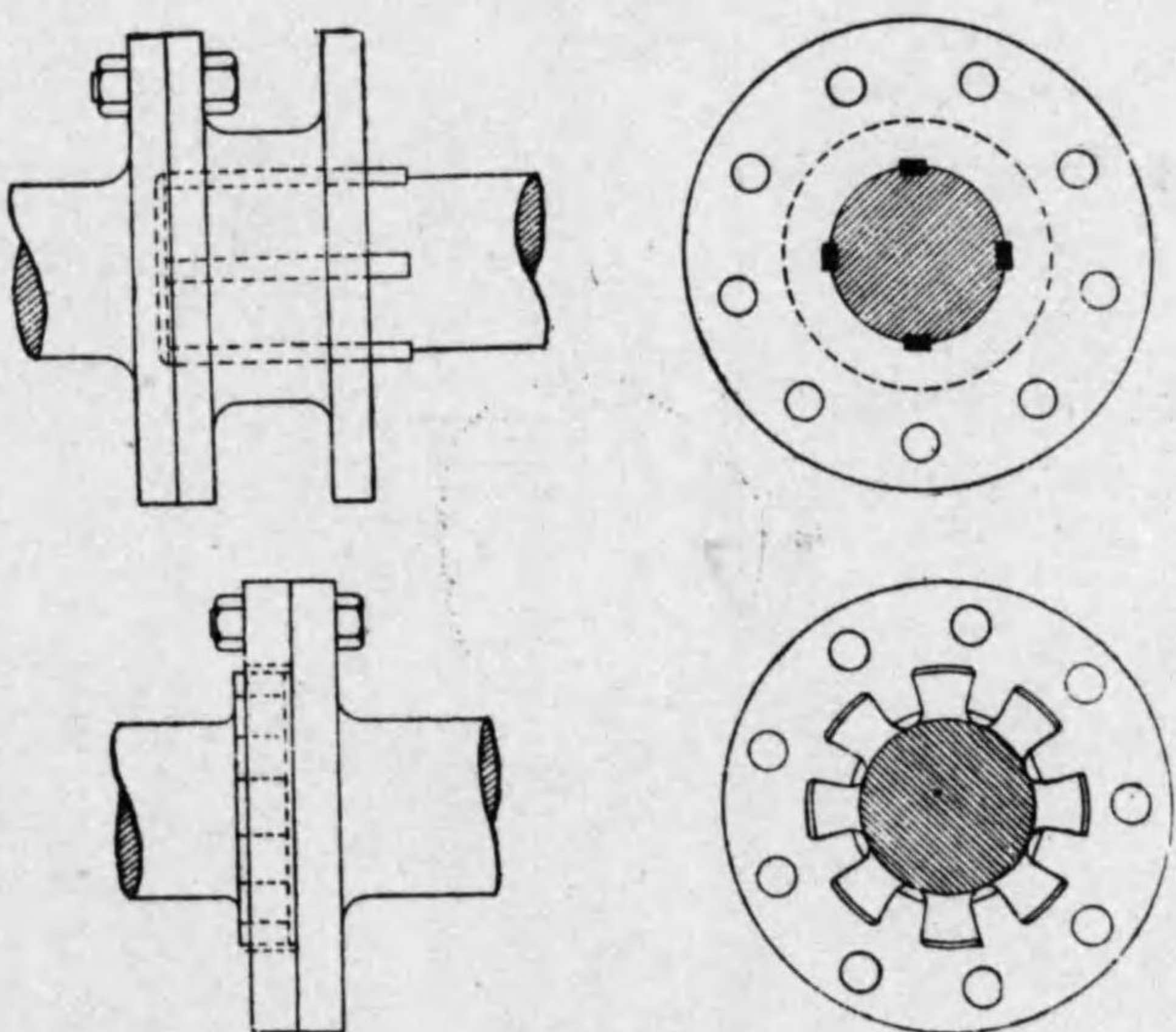
圖三十八第



るものあり。又戦闘艦、巡洋艦又は旅客船の如き大馬力を有するタービン汽機に於ては、推力承に固定したる螺齒車を用ひて該推力承の上下部を所要の位置に移動し、之れを緊締するに調整環^{ナット}を使用する代りに上下二個の圓錐螺釘を以てし、且つ各推力承の移動したる距離を表はすべき指示計を附し、以て虚罅間隙量を調整するに便ならしむ。

伸縮軸鈎 (Flexible coupling) 二個のタービンと同一軸系に裝備する場合、若くはタービン軸と齒車軸との中間に伸縮軸鈎 (Flexible coupling) を設くるを必要とす。例へば巡航タービン軸と主機軸とを普通の軸鈎を以て連結し、兩者の間に毫も伸縮を許さざるときは、汽機の動作の状態の異なるに従ひ、各タービンの膨脹の割合を異にするが故に、虚鈎間隙量に變更を及ぼし、延て虚鈎環の損傷を惹起せしむるに至るべし。第八十四圖A及第八十四圖Bは此場合に使用せらるゝものにして、共に一軸より他軸に回轉力を傳達すると同時に、各自由に車軸の方向に伸縮し得べき裝置なり。而して二軸の中間に伸縮軸鈎を設くる場合には、必らず各軸に推力承を備ふべきものとす。而して同一軸系に高壓若くは低壓の前進タービンと後退タービンとを裝備することあるも、後退タービンの虚鈎環には鱗形又は楔形のものを用ひて縦の間隙量を大ならしむるが故に、タービン膨脹して縦

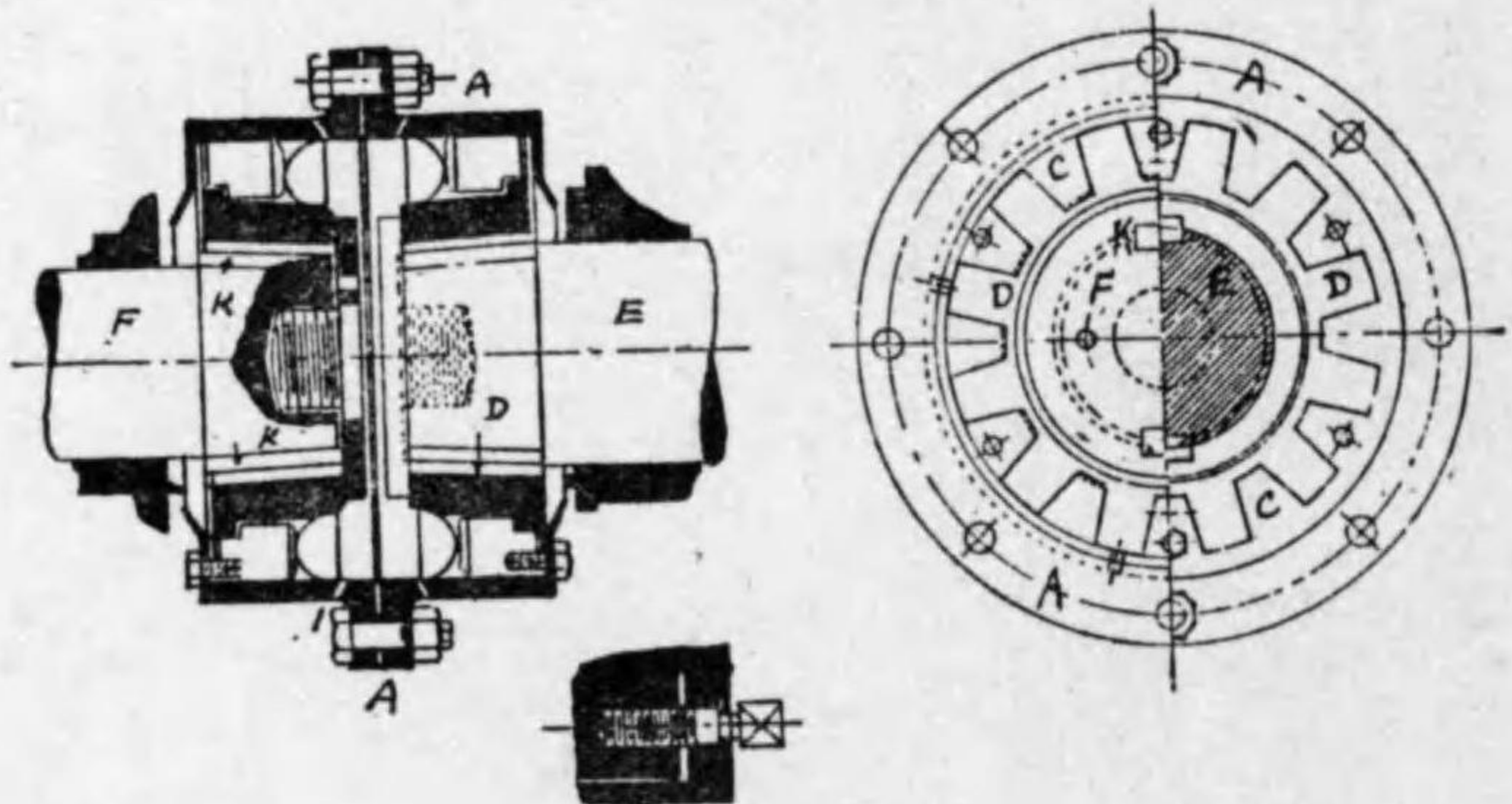
A 圖四十八第



B 圖四十八第

にして、共に一軸より他軸に回轉力を傳達すると同時に、各自由に車軸の方向に伸縮し得べき裝置なり。而して二軸の中間に伸縮軸鈎を設くる場合には、必らず各軸に推力承を備ふべきものとす。而して同一軸系に高壓若くは低壓の前進タービンと後退タービンとを裝備することあるも、後退タービンの虚鈎環には鱗形又は楔形のものを用ひて縦の間隙量を大ならしむるが故に、タービン膨脹して縦

C 圖四十八第



- A カップリング・スリップ
- B ガスタトン・ピース
- C スリップ・チース
- D クロー・ピース
- E ローター軸
- F ピンオン軸
- I ドレイン・ホール
- K キー

令軸の移動ありとするも、後退タービンの虚錨には毫も危害を及ぼさざるを以て、兩タービン間には伸縮軸錨を設けざるものなり(第五十六圖参照)。

又時として同一軸系に巡航タービンと主機とを装備し、巡航タービンの虚錨環に鱗形若くは楔形のものを使用し、兩タービン間に普通の軸錨を用ひたるものあり。此場合には巡航タービンの推力承は推進器推力(Propeller thrust)の一部を受くべきも、該タービンの蒸氣推力(Steam thrust)は推進器推力に對抗して作動すべきものとす。

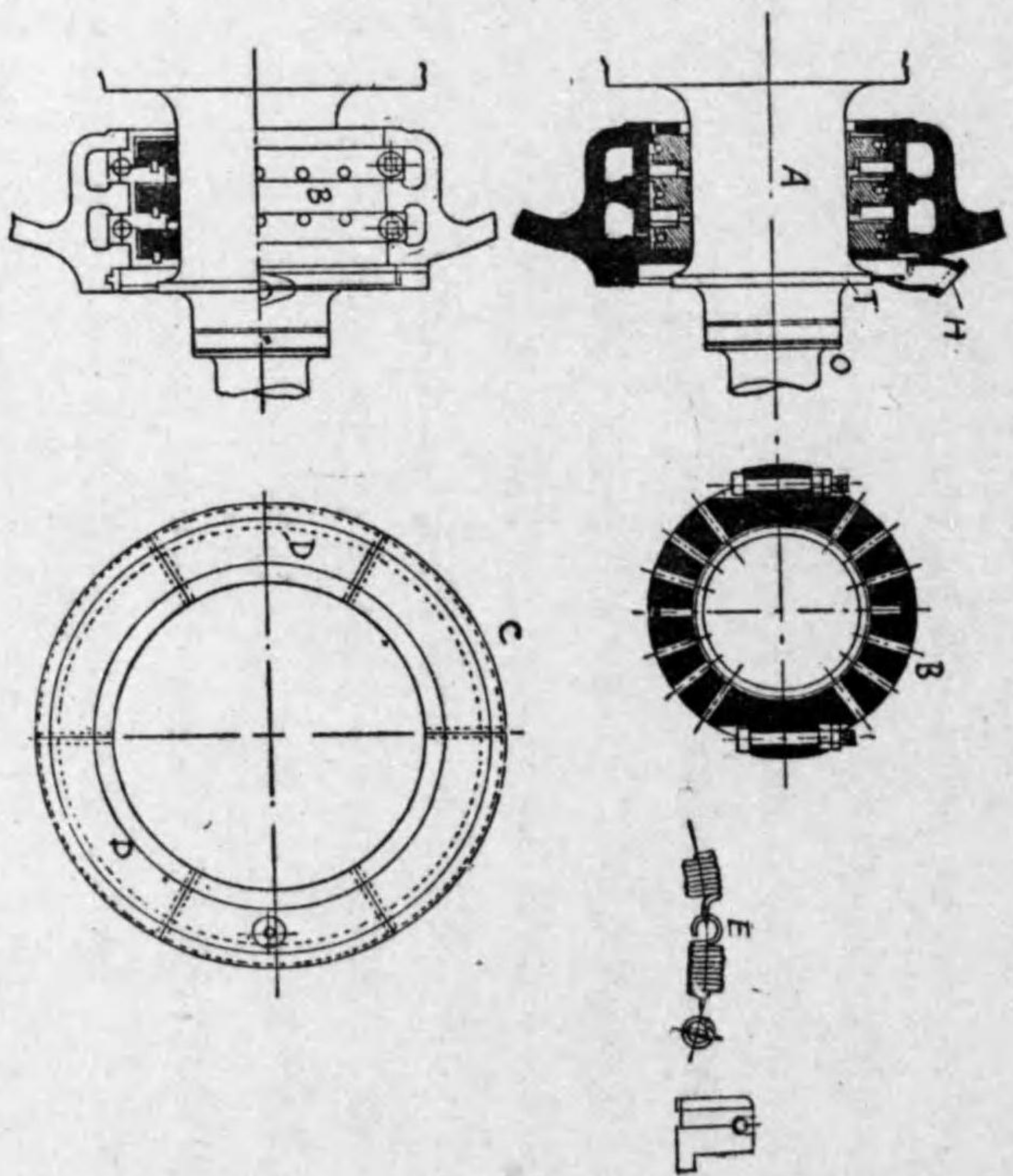
第八十四圖Cはギアード・タービンに於ける小齒車軸とローター軸との中間に裝備する伸縮軸錨にして、一名クロー・カップリングとも云ふ。此軸錨は小齒車軸又はローター軸に嵌合する爪(Claw piece)と此爪の齒に噛み合すべきスリーブ・チース(Drive teeth)及び此兩者を包含するカップリング・スリーブ(Coupling sleeve)の三者より成り、兩軸端に四分の一時以上の間隙を存せしむるものとす。此軸錨は極めて必要なるものにしてローター軸と小齒車軸とを自由に伸縮せしめ得るのみならず、之れに依り常に大小兩齒車の齒の接觸を完全ならしむべきものなり。而して此軸錨への油の供給はローター軸承及び小齒車軸承の下半部に設けたる突出部の作用に依るものにして、齒面へは常に充分なる油量を供給し、且つ監視を嚴にすると同時に

軸錨の動作が完全なるや否やを注意すべきものとす。

炭素式ローター・グラ

ンド 第八十五圖はバリスン・ギアード・タービンに使用するローター・グラランドの構造を示したるものにして、此グラランドは鋼製のスリーブ内に納めたる三組の炭素環(Graphite ring)より成り、各環は又六個の斷片を以

圖五十八第

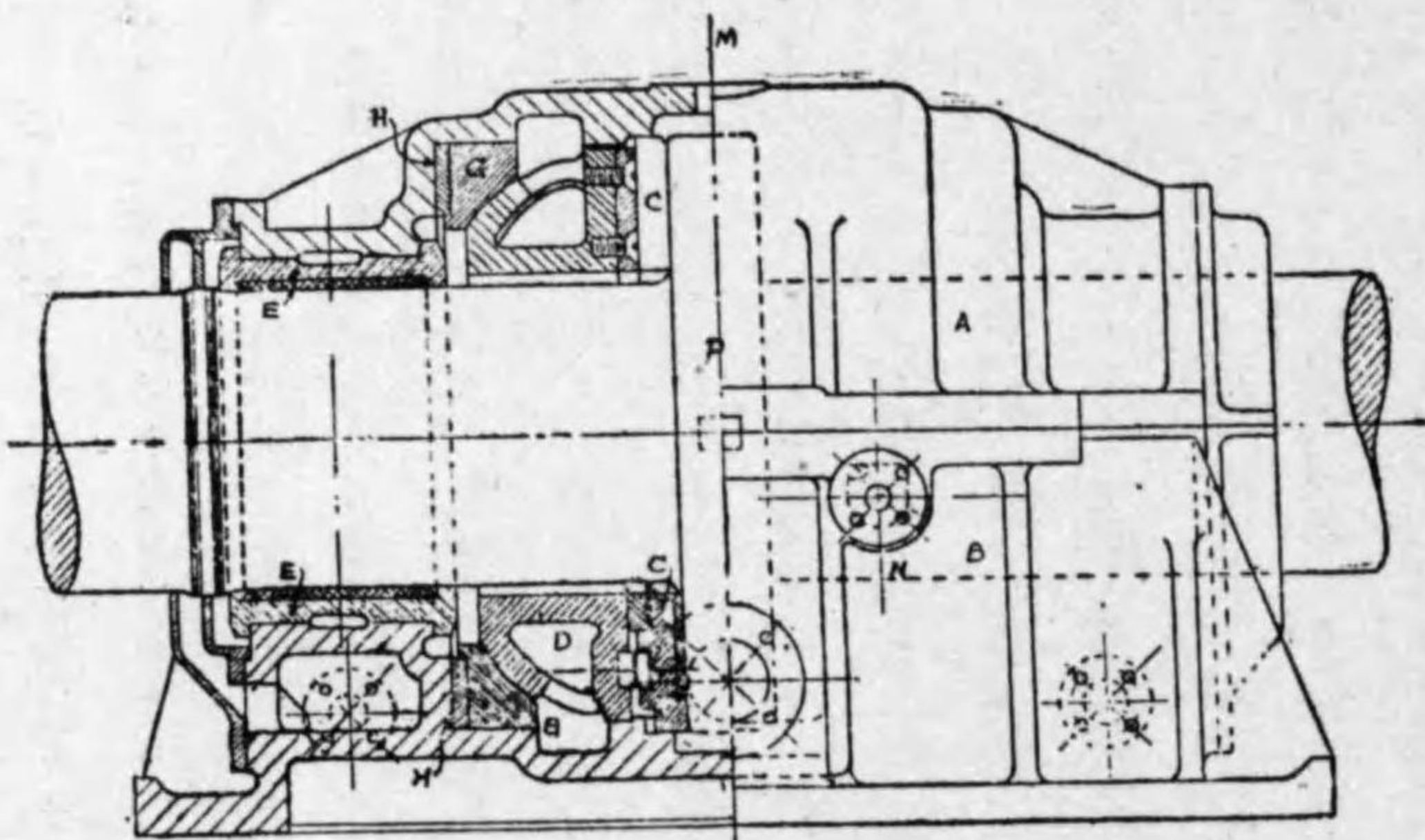


て造りガーター・スプリングに依り之れを其の位置に固定す。圖中Aはローター軸、Bはスリ

ープ、Cは炭素環、Dは其の断片、Eはガーター・スプリング、又Tはローター・グラウンドより軸承の方に水の進入を阻止すべきウォーター・スローア (Water throwers)、Hはグラウンドより漏れる水と蒸發氣とを外部に導く笠 (Hood)、Oはオイル・スローアにして軸承より流出する油を此所にて防止し、之れをオイル・ドレーンに接続し以て油の消費を防止するものなり。

ミッシェル推力承 普通型の推力承は、車軸のカラーと推力承のカラーとが、車軸の回轉方向に對して互に平行なるを以て、其の内に入りたる油は推力の爲めに壓出せらるゝ結果、每平方吋面に五・六十封度以上の壓力に對抗すること能はず。従つて大馬力の機關にありては、車軸に多數のカラーを裝備し、每平方吋面に受くる壓力を減少せざる可らざるも、ミッシェル式のものにありては、極めて高壓力に堪へ得るを以て、單に一個のカラーを以て足れりとす。蓋しミッシェル推力承 (Michell thrust bearing) は壓力に依る油膜潤滑 (Pressure oil film lubrication) の原理を應用したるものにして、優に每平方吋面に五百封度乃至六百封度の高壓力に堪へ得るが爲めなり。従つて著しく摩擦を減少し得るのみならず、多數のカラーを有せざるが爲め、其の調整均一にして、而も容易なるの利益ありとす。第八十六圖はミッシェル推力承の構造を示したるものにして、Pは車軸のカラー、Cはパッドにして普通型の連續せるカラーに對し數個

圖六十八第



- P はカラー
- C はパッド
- H は調整用ライナー
- D はスヘリカル・ブロック
- N は油の入口
- M は油の出口
- G はソケット・リング

の断片より成り、普通其の數五個乃至六個を有し、各パッドの背後の中心附近にはピボットを備へ、常に車軸の回轉の方向と或傾斜を爲すものにして、ピボットの作用に依り自動的に油膜を形成せしむべきものなり。即ちパッドは油の進入する方向に常にカラーと傾斜して其の口を開けるが爲め、カラーの回轉に伴ひ自動的に油膜壓を生ずる

ものなり。故に此の軸承に於て常にカラーとパッドとの間に壓力油膜を維持せしめんが爲めには、パッドの面がカラーに對し常に少しく傾斜し居ること、換言すれば油の入口は其出口よりも大にして、其通路は楔形を爲し居ることを必要條件とす。而して實驗の結果に依るに、油壓の最大なるときは、入口の面積が出口の約二倍なるときなりとす。即ち推進器より來る推力は此の楔形の油膜に依りて支持せらるゝものなり。故にパッドは直接車軸のカラーに接觸せず、油中に浮き居るが爲め、摩擦は單に油のシャワーに依つて生ずるものゝみにして、極めて少く、普通型の如く推力の大小には何等の關係なく、唯面の大小と油の粘度に關係を有するに過ぎず。従つて摩擦は普通型のものゝ約二十分の一に充たず。其の結果軸承の小さくにして而も發熱磨耗等の故障なく、且つ油量を節約し得る利益ありとす。

ミッシエル推力承は、蒸氣機關たると内燃機關たるとを問はず、今や一般に各種機關に採用せられ、孰れも極めて好成绩を挙げ居るも、タービン汽機に對しては特に有效なるものなり。其の理由は往復汽機にありては、曲肱の一回轉中に於ける回轉力率不同なるが爲め、推力承のカラーと車軸のカラーとは多少の間隔を生じ、自然油の進入を容易ならしむべきも、タービン汽機にありては、回轉力率ターニングモーメント一様なるが爲め、毫も其の作用起らざるに依るものなり。

ミッシエル推力承は推進器の推力を受くるに使用せらるゝ以外に、パーソンズ・タービンの前方又は後方に設けて、タービン翼に及ぼす蒸氣推力を受くる爲め、若くはタービン・ローターの位置の調整用として使用せらるゝものなり。

馬力測定器 タービン汽機にありては、往復汽機に於けるが如く往復動作部を有せざるが爲め、指壓器インディケーター(Indicator)を應用して汽機の實馬力(Indicated horse power)を求むること能はず。故に軸の振れの角度を測定して其の軸馬力(Shaft horse power)を求むるを常とす。蓋し彈力制限内に於ては軸の振れの角度の大小は、之れに加はるターニングモーメント回轉力率(Torsion or turning moment)に比例すべきが故なり。而して此關係は次式を以て表はすことを得。

$$C = \frac{I^2 F \times 12L}{I \times \theta} \quad (1)$$

$$F = \frac{C \times I \times \theta}{144L} \quad (2)$$

但し上式に於て

C は每平方時に封度にて計りたる車軸材料の彈性率(Modulus of elasticity)

F は呎封度にて計りたる回轉力率(Turning moment)

θ はレヂアンを以て表はしたる車軸の二點間に於ける捩れの角度

L は呎にて計りたる車軸の長さ(測定すべき二點間の距離)

I は吋單位に於ける車軸截斷面の慣性能率(Moment of inertia)

然るに實體軸及び中空軸の慣性能率は夫れ々々次の如くなるべし。

$$I = \frac{\pi}{32} \times d^4$$

$$I = \frac{\pi}{32} (d_1^4 - d_2^4)$$

但し d_1 は車軸の外徑、 d_2 は其の内徑を表はすものとす。

(1) 及び (2) の公式に於て θ の値を知れば車軸材料の弾性率を知り得べく、弾性率を知れば回轉能率を求め得べきが故に、今 N を一分時の汽機の回轉數とすれば軸馬力は次の如くなるべし。

$$\begin{aligned} \text{S.H.P.} &= \frac{2\pi N}{33000} \times F \\ &= \frac{2\pi N}{33000} \times \frac{C \times I \times \theta}{144L} \end{aligned} \quad (3)$$

今 (3) 式に於ける既知數を K とすれば

$$\text{S.H.P.} = K \times N \times \theta \quad (4)$$

軸馬力は汽機の摩擦を控除したる正味馬力 (Brake horse power) に等しきものなるを以て、若し實馬力を求めんとせば、其の汽機の機械的効率を以て軸馬力を除すべきものとす。而して軸馬力を測定する機械を捩計 (Torsion meter) と云ひ、其の種類數多ありといへども、之れを大別すれば、電力を應用したるものと、機械的なるもの及び光線を應用したるものとありて、其の原理は同一なるも、唯 (3) の馬力計算の式に於て捩れの角度に代ふるに或者は其の角度に對する弧の長さを用ひ、又或者は回轉力率を使用せるの差あるに過ぎず。孰れも捩計に依り θ の角度を求め、之れを變形したるものにして、捩計の正否は一に θ の値の正否に關係し、 θ の値の正否は、軸の截斷面の慣性能率と、捩れに對する材料の弾性率の値が種々なる馬力の範圍内に於て常に一定なるや否やに關係し、又慣性能率は、軸鏢其の他軸徑の不同等に依つて其の値を精密に計算するは難事なるを以て、多くの場合に於ては、大さの異りたる軸の多數を測定し、之れより得たる慣性能率に基きて其の略近値を定むるを普通とす。然れども精密を要する場合、特に中空軸の如きは、其の誤差多き爲め、豫め捩計を應用する前、其の軸を工場に於て實際に測定するを肝要とす。例へば今外徑十吋半内徑六吋四分の一の中空軸二本を

接続したる全長四十六呎のものに就き、實際に之れを測定する方法を述べんに、最初該軸を床上に水平の位置に置き、之れを適當なる軸承上に支へ、其の一端を基礎臺上の腕木に固定し、軸の他端には長さ八呎の梁を取付け、其の一端に重錘函を吊して、内部に四分の一噸乃至五噸位の重錘を入れ、軸に振計を固定する位置即ち軸の一端より四十三呎の距離に、軸の中心より其の左右に八呎の長さを有する横桿を取付け、其の兩端に指針を附して、重錘函に重錘を加ふる毎に指針の指す目盛を読み、又重錘を取り去るときも指針の目盛を読み、函内の重錘の重量と之れに相當する指針の目盛とを記録し置くを要す。此の目盛は軸を中心とし、其の中心より指針までの距離を半径とする弧上に畫かれたるものにして、指針の動きたる距離は、軸の中心より指針までの距離に於ける軸の振れの角度に相當する弧の長さを表はすものなり。今種々の重量に對する軸の振れの平均の弧の長さ(吋)を縦線に、回轉力率(呎封度)を横線としてグラフを作るときは、兩者の關係を表はす曲線は殆ど原點を通過する直線となるが故に、弧の長さは回轉力率に比例するものなるを知る。爰に δ を振れに依る弧の長さとするれば、回轉力率は次の如く書き表はすことを得べし。

$$F = \text{定數} \times \delta$$

一例を舉ぐれば、回轉力率八呎噸、指針の指す軸の振れの弧の長さ〇・七三七五吋なりとせば、定數は次の如くなるべし。

$$8 \times 2240 \div 0.7375 = 24298$$

$$\therefore F = 24298\delta$$

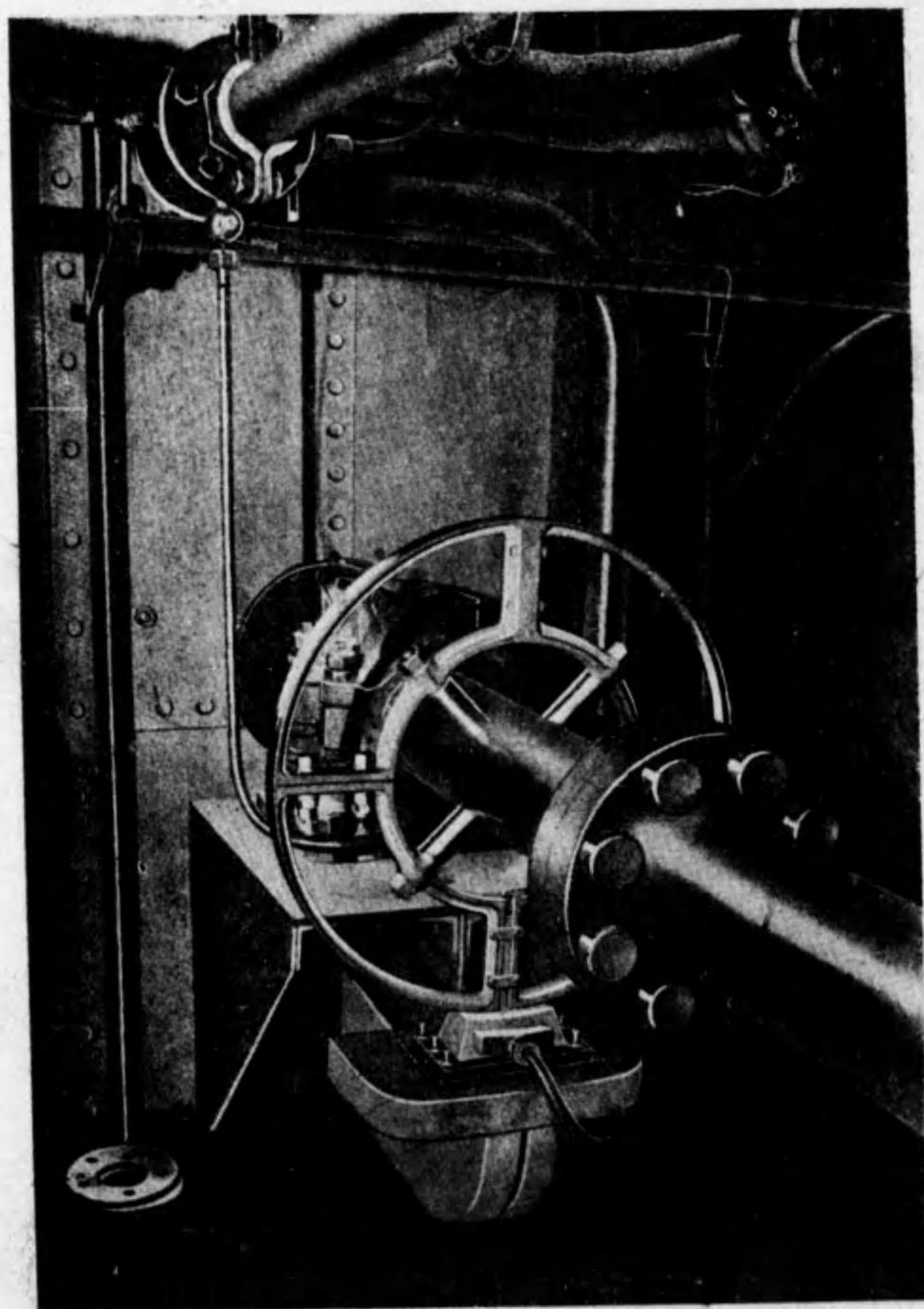
依つて

$$\begin{aligned} \text{軸馬力} &= \frac{2\pi N}{33000} + 24298 \times \delta \\ &= K \times N \times \delta \\ &= 4.626 \times N \times \delta \end{aligned}$$

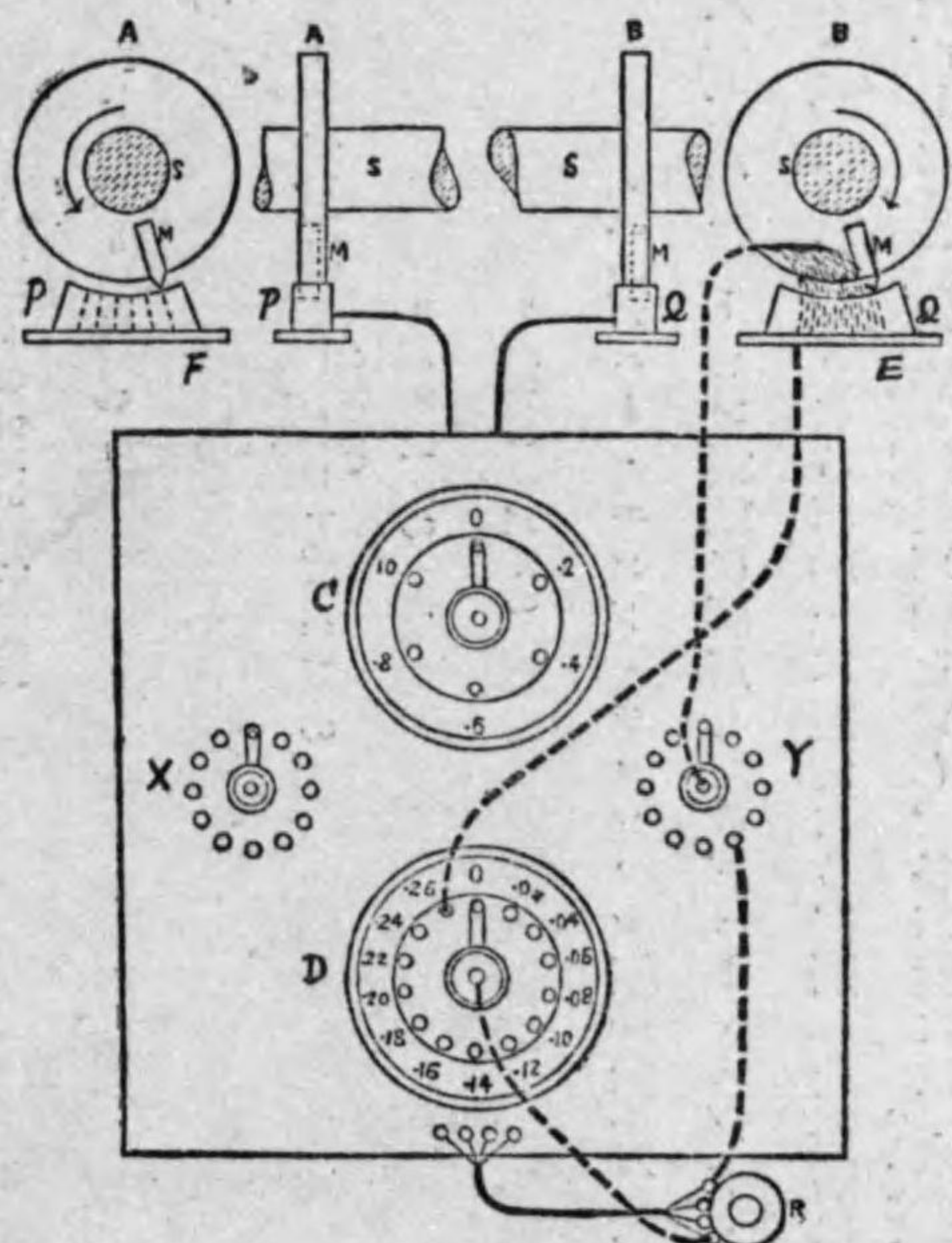
(1) デニー・ハンド・ジョンソン振計(電力應用)

第八十七圖はタービン機軸に應用したるデニー・ハンド・ジョンソン振計の概略の装置を示したるものにして、Sなる車軸上に適當なる間隔(此間隔は出來得る丈け廣さを良とす)に於てA及びBなる二個の黄銅製車輪^{ガンメタル}を架し、各車輪には永久磁鐵片^{パーマニトマグネット}(Permanent magnet)を附着し、其の一端には圖に示すが如きV字形を爲して突出せる極^{ポール}(Pole)を有せしめ、以て其部に濃厚にして一定せる磁場^{マグネチックフィールド}(Magnetic field)を生ぜしむ。Mなる磁鐵片^{マグネット}(Magnet)の下部には、

「デジーヨソソ」式旋式指器軸を應用したる圖



第七十八圖



び接觸腕に接続し、同様にQなる感應器に巻き附けたる各別個の捲線も、夫れ夫れDの接觸子
及び接觸腕に接続す、X及びYは夫れ夫れ感應器の抵抗器 (Variable resistance) にして、

軟鐵を以て作りたるP及びQなる扇形の二個の感應器 (Inductors) ありて、水準儀 (Leveling screws) を備ふるE及びFなる黄銅製の受臺上に支持せられ、各感應器には絶縁せる數組の銅線を巻き附け、孰れも之を記録器 (Recording box) に連結せしむ。記録器にはC及びDなる二組の接觸子 (Contact studs) 及び接觸腕 (Contact arm) ありて、適宜に要せられたる接觸子と接觸腕とを接続せしむることを得べし。感應器Pに巻き附けたる各別個の捲線 (Winding) の兩端は、夫れ夫れCの接觸子及

之に依り回路 (Circuits) 内の電流を適宜に調整するを得べきものとす。C の目盛は 〇・二吋の間隔に於て P なる後部感應器の捲線數と等しく六等分せられ六個の接觸子を有し、D の目盛は 〇・〇二吋の間隔に於て Q なる前部感應器の捲線數と等しく十四等分せられ十四個の接觸子を有し、C 及び D の目盛の全長は孰れも感應器上の捲線の全長 (圓周の一部) を表示すべきものなり。最初前部の車輪に設置したる磁鐵片を P なる感應器の一端にある捲線の上に置き (後部の車輪に設置したる磁鐵片を Q なる感應器の前と反對の一端にある捲線の上に置き (精確に磁鐵片を其位置に設定し易からしめんが爲め各感應器の頂上に一線を書し、其線と相對する處に磁鐵片を合せしむべき装置なり)、且つ記録器の接觸腕を孰れも O 接觸子に合せしめ、然る後汽機を運轉すべし。若し車軸に毫も工程を傳達すること無きに於ては、爰に P 及び Q なる各感應器の捲線に於て電流を生ずべし。是等の電流は孰れも感應器捲線より接觸腕抵抗器及び受話器捲線 (Telephone receiver winding) R を經て、再び感應器に至り循環すべきものとす。而して受話器捲線に至る線の接合は C 及び D に通ずる電流が互に反對の方向に流動すべき仕組なるが故に、若し C 及び D の電流が互に相等しきときは中和して受話器に感受せざるべきも、車軸が工程を傳送するとき、換言すれば車軸が振らるゝときはタービン機に近き方の車輪の磁

鐵片の相對位置を進むべきが故に、爰にC及びDの回路に於て電力に差異を生ぜしむるの結果、受話器に音響を發せしむるに至るべし。然るときは受話器の音響を止るまで、Dの接觸腕を順次に移動して其位置を求むべし、該腕の指示する目盛は感應器捲線の半徑に於ける車軸の振の角度に相當する弧の長さを表示すべきものなり。若し車軸の振非常に大にしてDの目盛に於て測ること能はざる場合には、Cの接觸腕を適宜に移動して之を測定すべきものにして、此場合にはC及びDの二つの目盛に表示せられたる數字の和を振の角度の弧の長さとする。

今

- d を時にて計りたる車軸の直徑
- N を毎分時に於ける回轉數
- C を感應器定數(車軸の振を計る箇處の實際の半徑)
- L を呎にて計りたる車軸の長さ(兩車輪間の距離)
- r を時にて振計に表示せられたる數字
- 一・五三 を定數

とすれば

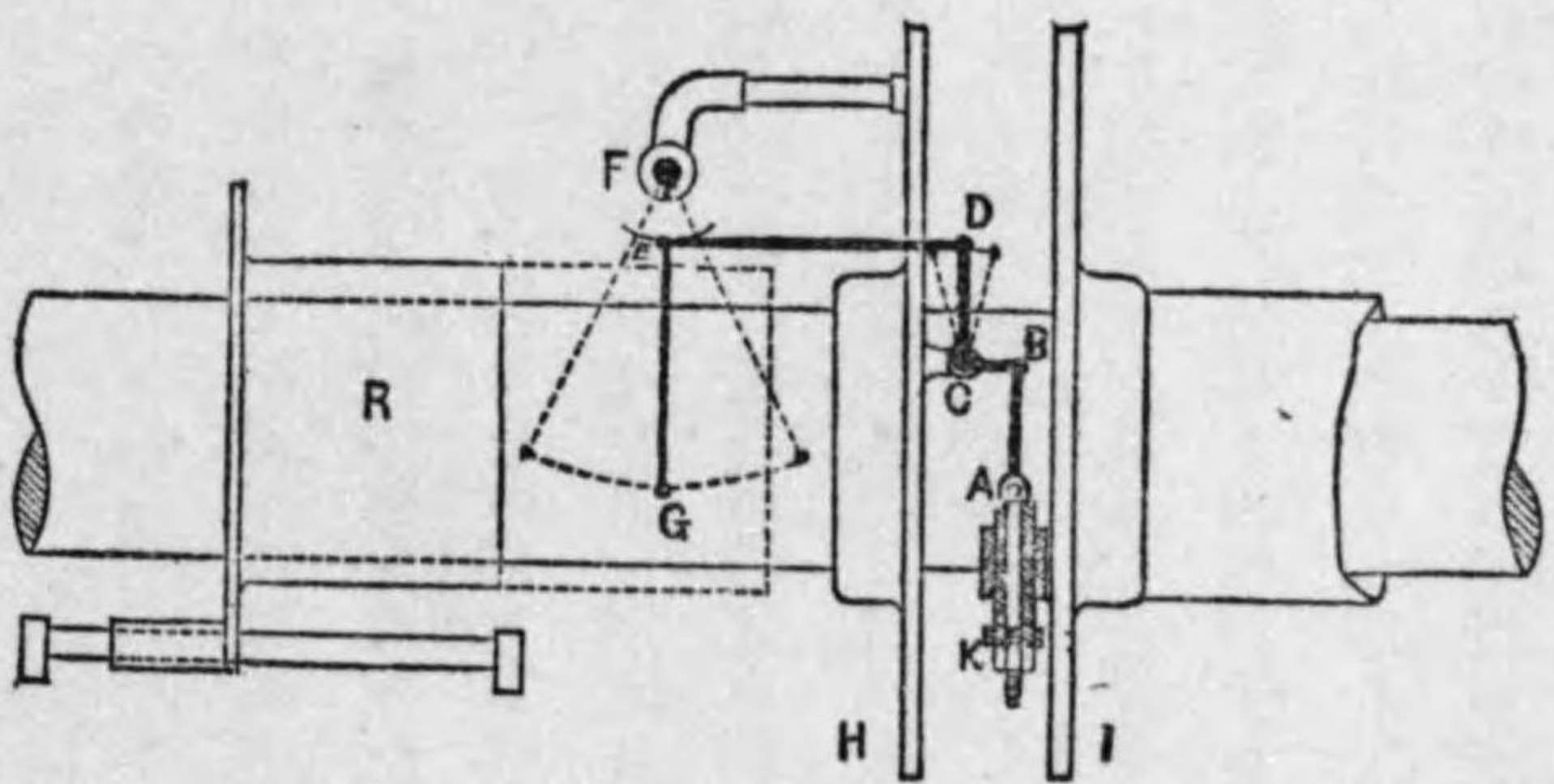
$$\text{軸馬力(S. H. P.)} = \frac{1.53 \times r \times d^4 \times N}{C L} \dots\dots\dots(1)$$

但し(1)の公式は、實體軸に應用せらるべきものにして、中空軸の場合には豫め車軸を振り、實際に之を測定して定數を求むべきものとす。是れ回轉力率に對する抵抗は車軸の内徑の大小に多大の關係を有すべきが故なり。

(二)フェチングル振計(機械的)

第八十八圖はフェチングル振計を示したるものにして、該機は車軸に嵌せられたる二個の筒より成り、一個の筒の前端は車軸に固定せられ、他端は之に固定せらるることなく其部にIなる圓板を有し、之と相隣りてIなる圓板と同形同大の圓板Hを有する他の筒ありて車軸上に固定せられ、車軸が毫も回轉力率を受けざるときは、I及Hなる圓板上に刻記せられたる二點は常に互に相對向すべきも、一旦車軸が振らるるときは爰に二點は相分離して、Iなる圓板の一點は他の圓板の其れと相對向せし點より或距離だけ移動を生ずべし。然れども其の距離たる僅少にして計算上不便尠からざるを以て、槓桿裝置に依りて之を十八倍乃至二十八倍に擴大したるものなり。即ちIなる圓板の一部にABなる鉸を取付け、之をHなる圓板の一部に固定せ

圖八十八第



N は毎分時に於ける車軸の回轉數

られてCを支點とするL字形槓桿(Bell-crank lever)BC Dに連結し、又DE錐をHなる圓板の一部に固定されFを支點として作動するFG錐に連結するときは、G點は所要の移動距離を表示すべきものなり。而してGなる一端には鉛筆ありて、車軸上に裝備したる圓筒上の圖紙に曲線を畫くべく、此曲線は車軸の振の角度に比例すべきものなり。而して車軸回轉中はFGなる槓桿は車軸の方向に動搖し、其他の槓桿、圓板及び筒等は孰れも車軸と共に回轉すべきものとす。

今此式に於ける振計を用ひて馬力を測定するときの公式を示せば次の如し。

$$\text{軸馬力(S. H. P.)} = \frac{\text{定數} \times N \times \delta}{L \times R}$$

但し

- δ は振計に表はれたる振れの角度に相當する弧の長さ
- R は車軸の中心より振れの角度に相當する弧の長さまでの距離
- L は尺にて計りたる車軸の長さ(測定すべき二點間の距離)

(三) ベビス・ギブソン振計(光線應用)

ベビス・ギブソン振計は、同時に開閉すべき二個の瞬間開閉器より成る。即ち適當なる間隔に於て車軸上に固定し軸と共に回轉する二個の圓板ありて、後部の圓板の背後に燈火を設置し前部の圓板の前方に測定器(Torque finder)を裝備し、各圓板には第八十九圖に示す如く圓周に沿ひ輻狀的の少孔を穿ち、又燈火の遮蔽板並に測定器の眼鏡にも之れと一致する少孔を穿ち、汽機に荷重なき時は是等の少孔を通じて燈火の光線を認め得べき装置にして、同圖の1は該器を取附けたる處を示し、2は軸が振れざるとき孔より光線を認め得る場合を示し、3は軸の振れたるとき光線の見へざる場合、4は測定器の移動に依りて光線の見ゆる場合を示したるものなり。今其の動作を述べんに、軸が振られざるときは前後の兩圓板に穿てる孔は互に相一致し、各孔を通じて燈火より發射する光線を認むることを得べきが故に、測定器を左右に移動して光線を遮斷し、其の移動したる距離を二分して得たる數を記録し置くべし。此二

等分點を零點と名く。次に測定器を零點に置き軸を振るときは、一方の圓板と他方の圓板とは其移動量を異にするが故に、各孔を通じて光線を認むること能はざるに至るべし。依て孔の移動せし量丈け測定器を移動するときは再び光線を認め得べきが故に、更に測定器を左右に移動して光線を遮斷し、斯くして移動したる平均距離より先きに軸が振られざるとき得たる數を減じたるものは軸の振れたる角度なりとす。依つて

$$\text{軸馬力 (S. H. P.)} = \frac{\text{定數} \times N \times \theta}{L} \dots\dots\dots (6)$$

但し

- N は毎分時に於ける車軸の回轉數
- L は呎にて計りたる車軸の長さ
- θ はレヂアンを以て表はしたる二點間に於ける車軸の振れの角度

圖九十八第



此式の振計を使用するときは、常に燈火遮斷板に穿てる各孔を一樣に而も完全に認め得べき

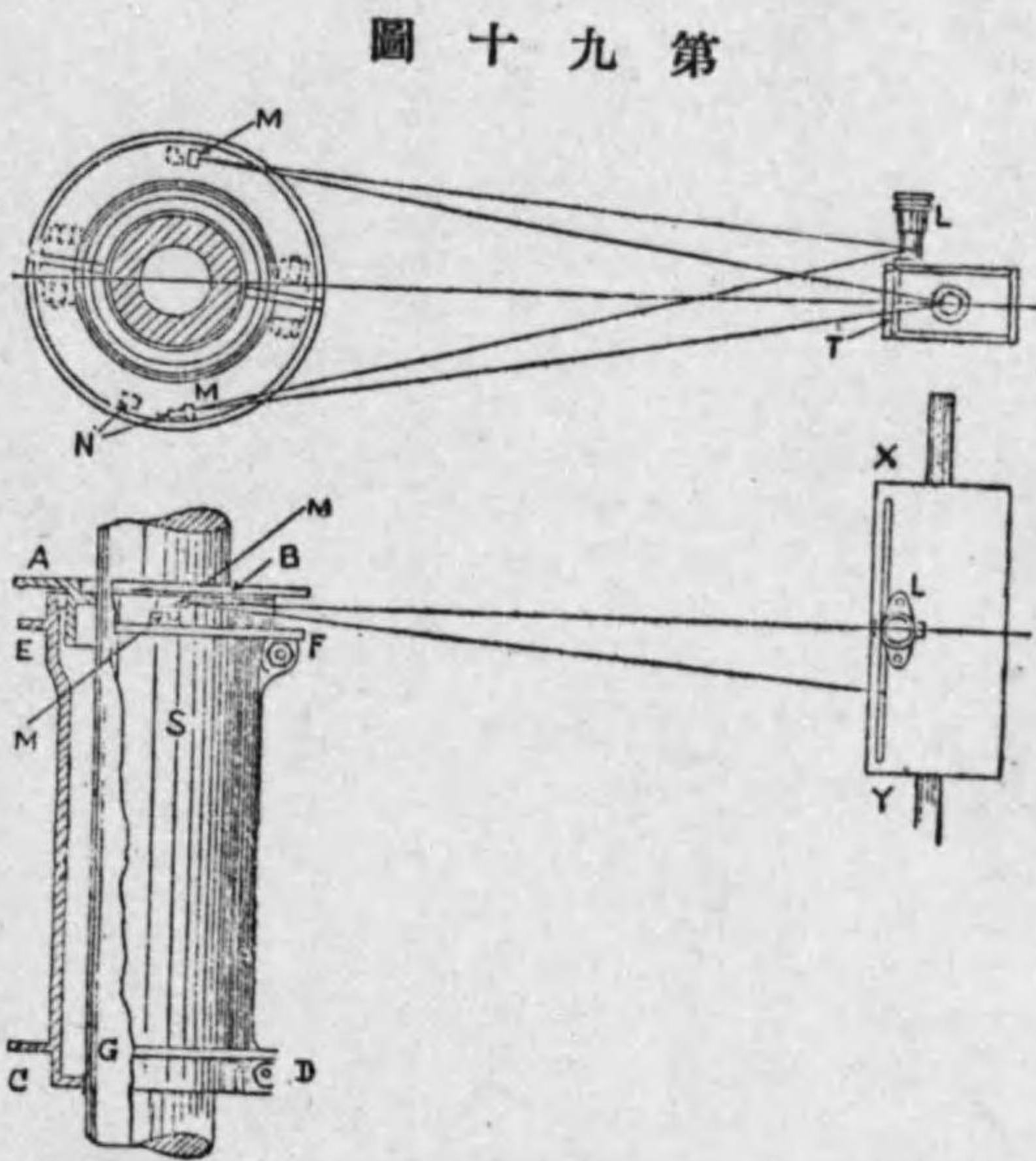
一定せる強き光度を必要とす。又各孔の縁は銳利にして且つ其の附近は寫眞機の閉閉器に於けるが如く鈍黒色と爲すを可とす。若し少しにても孔縁に搔痕を生ずるときは、光線を遮斷したる後に於て之れを反射せしむるの虞あるが故なり。

前述せし如く此方法は一回轉中唯一ヶ所に於て振れの角度を求むるものなるが故に、タービン機又は電動機の如き回轉能率の一樣なるものには精密なるも、往復汽機の如き一回轉中回轉能率の異なるものに對しては、其の平均能率を求むる爲め第八十九圖Cに示すが如く種々の異なりたる半徑に於て三十度づつを隔て、十二箇の小孔を有する圓板を使用し、汽機の作動中各半徑に於ける孔と光線とを既述せし如く測定器を移動して調整し、斯くして得たる十二の角度を平均したるものを θ の値とす。

(四) ホップキンソン・スリング振計(光線應用)

ホップキンソン・スリング振計は、ベビス・ギブソン式に於けるが如く、光線を應用して車軸の振れの角度を測定すべきものにして、此の式の利益なる點は車軸の短距離内に於て之れを應用し得るにあり。第九十圖は其の原理を説明したるものにして、Sなる筒の一端CDを車軸G上に固定し、他端は自由と爲して之れに突縁DEを附して、該突縁より二三吋を距りたる

車軸上にA Bなる頸環^{カラー}を固定し、此カラーとフレンヂとの中間に圓周に沿ひ等距離にMなる凹面を有する鏡二個若くは四個を裝備し、鏡の軸が車軸と直角の方向に旋轉するが如く自在關節となしあるが爲め、軸の振れるに従ひフレンヂF EとカラーA Bとの關係位置に異動を生



圖十九第

じ、従つて鏡を旋轉して圖示せる燈火(眞直なる織條)と相對する位置に來るときは、鏡の凹面の反射に依り燈火の影像をX Yなる目盛せる硝子製の遮板^{スクリーン}上に映寫すべき装置なり。而して遮板上に鏡の反射に依る燈火の零點より移動せる距離は其時に於ける車軸の回轉力率を表はすものにして、タービン汽機に於ては一回轉中殆ど同一なりとすへども、往復汽機に於ては同一ならざるを以て、一回轉中に於ける各鏡より

の反射距離を平均して其回轉力率を求め、之れに依り汽機の軸馬力を測定すべきものなり。

遮板^{スクリーン}上に目盛せる零點は、機軸を推進器より取り外し、汽機を前進及び後退の方向に回轉して其の移動せる距離の中央點を求め、之れを零點と定むべきものなり。蓋し汽機を前進方向と後退方向とに回轉するときは軸承に於ける摩擦は同一ならざるものとす。而して圖中Nは旋轉せしめる鏡(Zero mirror)にして、遮板上の目盛りの零點と一致せしむる爲めに使用すべきものとす。

$$\text{軸馬力(S. H. P.)} = \text{定數} \times N \times F$$

但し

N は毎分時に於ける車軸の回轉數

F は呎封度にて計りたる回轉力率

第六章 タービン船の推進器

抑も推進器の目的は、後方に水を排除して其の反動力に依り船舶を推進せしむべきものなるが故に、必ず多少の失脚^{スリップ}(Slip)あるを免れず。従つて汽機に依り傳達せる全力を擧げて、悉

く之れを船舶推進の用に供すること能はざるものにして、翅面の摩擦抵抗、推進器に依つて生ずる水の旋轉運動、遠心力作用に依る海水の散亂、翅根の大なる角度より來る渦流の發生若くは推進器の吸引作用に依る船尾抵抗の増加等と相俟つて、直接或は間接に汽機の力量を減殺すべきものなり。今

- Q を一秒間に推進器に依り後方に排除せらるゝ水の容積(立方呎)
- V を排除せらるゝ水の加速度
- g を引力に依る加速度
- T を推進器に受くる全推力(封度)

とすれば物體運動の原則に依りTの値は次の如くなるべし。

$$T = \frac{64Q}{g} \times V = 2Q \times V \tag{1}$$

而して水に運動を起さしむる爲めに費さるゝエナジーをEとすれば

$$E = \frac{64Q}{2g} \times V^2 = Q \times V^2 \tag{2}$$

前二式に依り

$$T = \frac{2E}{V} \tag{3}$$

(3)式に就て案ずるに、今翅面の摩擦を無視して考ふれば、一定の機械力を利用して成るべく多量の推進力を得んには、少量の水に高度の加速を與ふるよりも、大量の水に低度の加速を與ふる方遙に經濟なるを知る。換言すれば直徑小なる推進器に長さ螺距(Pitch)を與ふるよりも、直徑大なる推進器を用ひて之れに短き螺距を與ふる方、其失脚率を減少せしめ得るものなり。然るに蒸氣タービン機は其の速度の大なる程其の効率大なるが爲め、之れに伴つて推進器の回転速度も大となり、勢ひ推進器の直徑を小として比較的翅の面積を増加し螺距を減少すべき必要あるを以て、普通の推進器に比し各部の割合異なり、従つて其の形状も亦同じからざるものなり。

推進器の推力 推進器は作動中常に其の翅面に反動力を受くるものにして、此の反動力は汽機より推進器へ傳達されたる全馬力が悉く船を推進せしむるが爲めに使用せられたるものとせば、其の働の量を船の速度(呎)にて除し、之れに推進効率を乗じたるものに等しきが故に、今

- H, P を汽機の馬力
- V を一時間の船の速度(節)
- P を推進器の螺距(呎)

N を一分間の回轉數

f を推進効率

とするときは

$$T = \frac{H.P. \times 33000 \times 60 \times f}{V \times 6080} \quad (4)$$

上式に於て

$$\frac{33000 \times 60 \times f}{6080} = \text{定數}$$

とするときは翹面に受くる反動力即ち推進器の有効推力 (Actual or effective thrust) は次の數値に従つて消長するものなるを知る。即ち船の速力一定なるときは馬力に正比例し、馬力一定なるときは船の速力に逆比例すべきものなり。即ち

$$T \propto \frac{H.P.}{V} \quad (5)$$

(5)式に依り實際推進器に受くる推力即ち推力承に及ぼす推力の多大なる場合は、大凡そ次の如き場合に起るものとす。(一)曳船を爲すとき、(二)風浪に向つて進航するとき、(三)汽機を發動し若くは逆轉するとき、(四)船を繫留して試運轉を爲すとき、故に以上の場合には特に推力承に注意すべきものなり。

推進器の効率 推進器に傳達せらるゝ勢力の大部分は既述せるが如き種々の原因の爲めに空費せられ、眞に船を推進せしむる爲めに利用せらるゝ勢力は、成績良好なる場合に於て僅に其

の十分の六乃至十分の七に過ぎず。而も効率の低きものには往々にして十分の五を下ることあり。殊にタービン船の如き回轉速度の早きものには、其の効率著しく減少すべきものなり。抑も推進器の前面には船體あるが爲め、推進器は常に船體に伴つて前進運動を有する水に作動する結果、一方に於て推進器の効率を増加すると同時に、他方に於ては其の前面にある船體部分に吸引作用を及ぼし、爲めに其の効率を減少すべきものなり。而して推進器の吸引作用に依つて生ずる抵抗の損失と、ウェークを利用する推進器の利益とは略ぼ相等しく、換言すればスラスト・デダクション係數とウェーク係數とは略ぼ相等しきを普通とす。即ち船體効率 (Hull efficiency) は約一に近きが爲め、推進馬力 (Thrust horse power) を有効馬力 (Effective horse power) と同一のものと見做すを通例とす。今推進器の効率及び推進馬力と有効馬力との關係を、式を以て示せば次の如し。

$$\text{推進器の効率} = \frac{\text{推進馬力}}{\text{軸馬力}} = \frac{\text{推進馬力}}{\text{實馬力} \times \text{機械的効率}} \quad (6)$$

$$\text{推進馬力} = \frac{\text{推力} \times \text{船の速度} \times 6080}{\text{船體効率} \times 33000} \quad (7)$$

$$\text{有效馬力} = \frac{\text{曳船抵抗} \times \text{船の速度} \times 6080}{\text{船體効率} \times 33000} \quad (8)$$

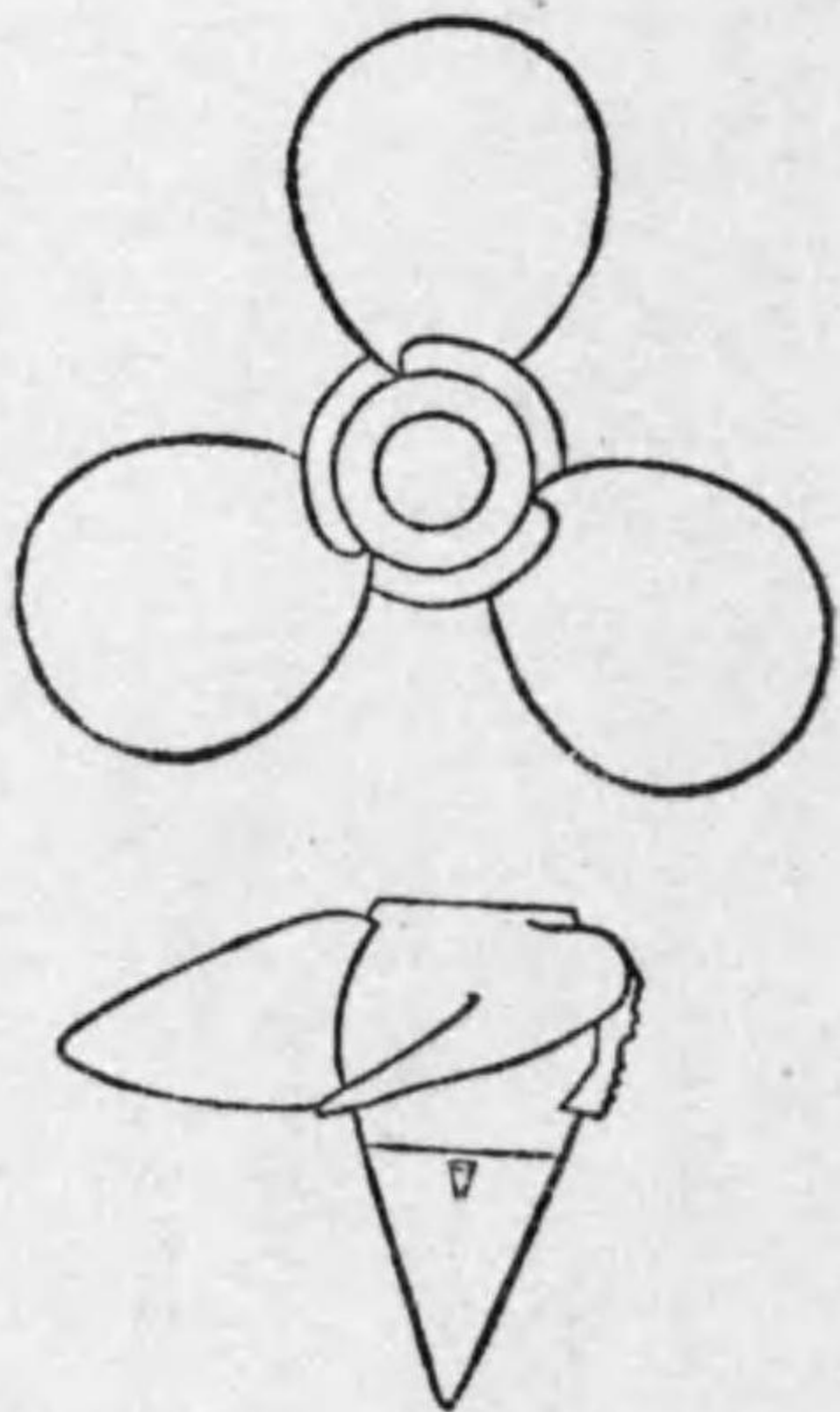
$$\text{船體効率} = \frac{\text{有效馬力}}{\text{推進馬力}} = \frac{\text{曳船抵抗} \times \text{船の速度}}{\text{推力} \times \text{船の速度} \times \text{ウエーク係數}} \quad (9)$$

$$= \frac{\text{アラスト・デダクシヨン係數}}{\text{ウエーク係數}} \quad (10)$$

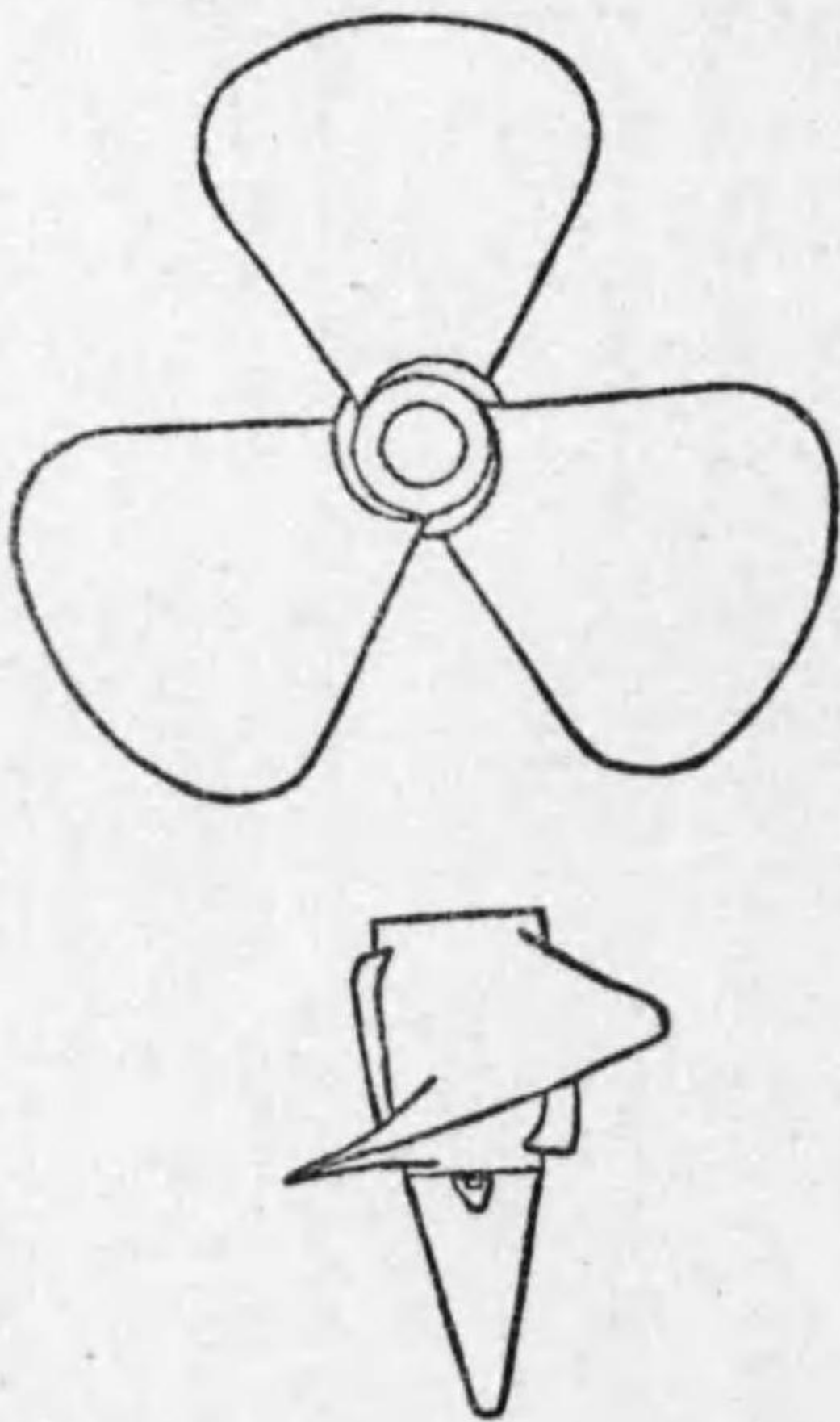
既述せる如くタービン船の推進器は回転速度の増加するに従つて其の効率を減少し、之れに反しタービン汽機は回転速度の増加するに従つて其の効率を増加すべきものなるが故に、兩者の聯合効率をして最大ならしむべき回転數を撰定して推進器の設計を爲すべきものとす。

推進器の形状 直結タービン汽機は往復汽機に比し遙に其の回転數多大なるが爲め、之れに使用する推進器は成る可く摩擦抵抗を減少し、且つ震動を少からしめんが爲め特殊のブロンズ（普通ストーン氏のマンガネーズ・ブロンズ又はタービストン・ブロンズを用ゆ）を以てポストとを一連體にし、製作後之れをナイフ・エツデ（二個の水平なる軌道）上に乗せ充分に均衡を保たしめたる後、^{ブレード}翅の作動する表面（前進面）を滑に磨きて努めて摩擦を減少し、且つ推進器の背後には長き圓錐形の尖帽^{キャップ}を附し、以て推進器に及ぼす抵抗を減少せしむべきものとす。

圖一十九第



圖二十九第



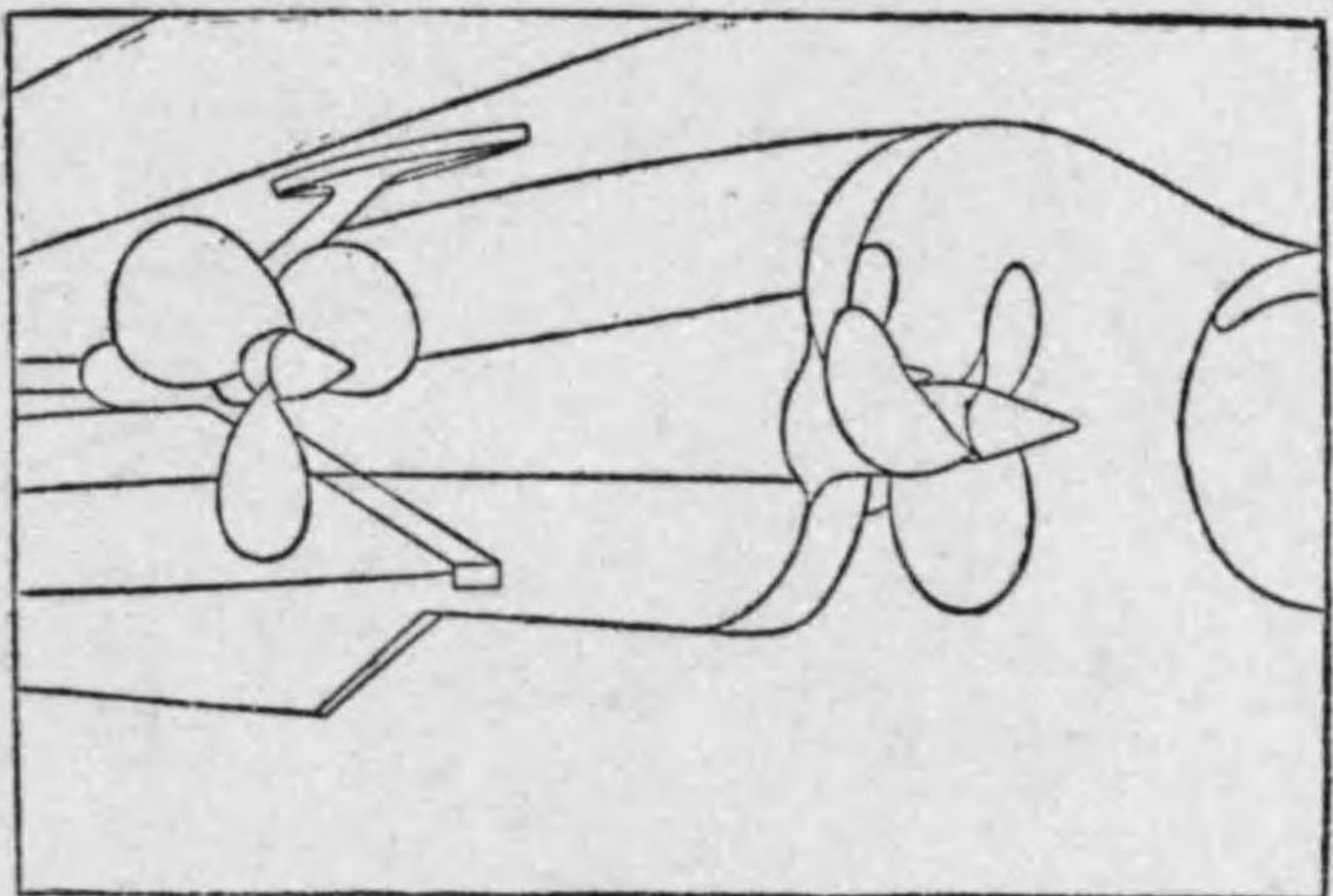
前述せる如くタービン汽機の回転數は多大なるが爲め、之れに普通の推進器を使用すれば、翅の先端に於ける速度は非常に大となりて、此の部に有害なる空洞作用（Cavitation）を生ずべきが故に、之れを防止せんが爲め特に推進器の直徑を減少して翅の速度を減少すると同時に、直徑に比して翅の面積を増加せしむるを必要とす。蓋し翅の每平方吋面に受くる^{アラスト}推力にして或限度を超過する場合には、推進器の前部に前記の空洞作用を生ずべきが故なり。故にタービン

汽機に用ゆる推進器は翅の長さの割合に廣大なる幅を有し、又其の直徑に比して小なる螺距 (Pitch) を有するものなり。例へば往復汽機に於て推進器の螺距の直徑に對する比 (Pitch ratio) は一乃至一・四なるに反し、タービン汽機を有する推進器は概ね一以下にして通例〇・七乃至

〇・九なるに過ぎず。又推進器の總展開面積 (Expanded area) 即ち翅の實際の面積と平盤面積 (Disc area) 即ち推進器の直徑を直徑とする圓の面積との比 (Area ratio) は、往復汽機のものにありては〇・三乃至〇・四なるに反し、タービン汽機にありては〇・四乃至〇・八を普通とす。

タービン汽機に適合する推進器翅の形狀の如何は未だ決定せられざるものにして、勿論汽機の回轉數の多少に依り一定せざるべきも、從來の經驗に徴するに其の形狀は我邦の團扇形にして、翅の中心線より左右に同一面積を有し、且つ螺旋の基線が軸と直

圖三十九第



角を爲すもの其の結果最も良好なりと云ふ。而して推進器の効率の大小は其の形狀の如何よりも、寧ろ直徑に對する螺距と面積との配合如何に存するものゝ如し。第九十一圖及第九十二圖は直結タービン船に使用する推進器の形狀を、又第九十三圖は三筒軸を裝備するタービン船の船尾の形狀を示したるものなり。而して軍艦の如き細形の船體にありては外部に車軸支肘 (Shaft bracket) を用ゆることあるも、一般の商船にありては成るべく車軸の船外に露出するを防止する目的を以て、車軸の通過する船體の一部を特に膨起して外部に支肘を使用せざるを普通とす。

左表はタービン船に於ける推進器の面積比 (Area ratio) を示したるものなり。

船名	推進器の直徑	推進器展開面積	推進器の面積比
比羅夫丸	四呎二吋	八・〇八	〇・五九
カーマニア	十四呎	八五・三六	〇・六〇
田村丸	三呎十吋	七・七〇	〇・六六
さくら丸	六呎三吋	一六・六三	〇・五四

船名	推進器の直径	推進器の螺距	螺距比	毎分時に於ける翅の先端の速度	船の速力
アメシスト	六呎六吋	六呎六吋	一・〇〇〇	九〇〇	二・三節
マンクスマン	五呎七吋	五呎七吋	〇・八〇六	〇〇〇	二・三節
ロンドンデリ	五呎	四呎六吋	〇・九〇〇	〇〇〇	二・二節
デイブ	五呎三吋	—	—	〇〇〇	二・一節
カーマニア	十四呎	十三呎	〇・九二八	八二五	二・一節
ビクトリアン	八呎三吋	—	—	七一五	一・九節
比羅夫丸	四呎二吋	三呎七吋	〇・八六〇	八三〇	一・八節
田村丸	三呎十吋	三呎七吋	〇・九三四	七二〇	一・八節

ものなり。

左表はタービン船の速力と推進器の螺距比及び翅の先端に於ける速度との割合を示したるものなり。

備考 推進器の面積比とは翅の総展開面積と平盤面積との比なり

天洋丸	九呎七吋	三五・四五	〇・四九
地洋丸	十呎九吋	三六・〇〇	〇・三九五
クレオル	六呎	一九・〇〇	〇・六七
チエスタム	九呎六吋	—	—
サレム	九呎七吋	七二・一三一	〇・五五六
アーカンサス	九呎七吋	—	—
スターレット	六呎六吋	二一・〇六	〇・六二
バスケインスト	六呎六吋	一六・六三	〇・五四
梅ヶ香丸	六呎三吋	—	—
春洋丸	九呎七吋	三五・四五	〇・四九
安洋丸	十六呎	七五・六〇	〇・三七五
紳丸	七呎九吋	三四・〇〇	〇・七二三
香取丸	十一呎六吋	五〇・四〇	〇・四八
安藝丸	十三呎三吋	七八・九	〇・五七二
金剛丸	十二呎	—	—
同	十二呎	内側軸 七一・五 外側軸 六五・〇	〇・六三三 〇・五七五

天	地	さく	ルシ	チエ	サ	ア	メ	春	梅	櫛	安	香	安	安	ペン
洋丸	洋丸	く	シタ	エスタ	レ	カン	ケ	洋	ケ	櫛	洋	取	洋	洋	マイ
丸	丸	ら	ニア	ター	ム	サス	香	丸	丸	丸	丸	丸	丸	丸	クリ
丸	丸	丸	ア	ム	ム	ス	丸	丸	丸	丸	丸	丸	丸	丸	ー
九	六	六	六	九	六	九	九	七	六	七	六	十一	十六	十一	七
呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎
七	三	三	三	六	六	七	六	七	六	九	十	六	七	六	二
吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋	吋
八	五	五	十	六	八	八	五	八	五	七	十	九	十	六	八
呎	呎	呎	吋	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎	呎
九	九	三	三	二	二	二	六	九	八	九	三	三	三	三	二
時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時	時
○・九一三	○・九三三	○・九三三	○・九二〇	一・〇〇〇	○・九一二	○・八五二	○・九六一	○・九一三	○・八四六	○・九〇三	一・〇六二	○・八〇四	○・七五五	○・七五五	○・九三〇
八一三二	一〇六〇〇	九七六〇	九四三〇	一〇四五〇	一二八七〇	一〇二一四	八一三二	九四九九	五二八〇	七五九〇	九三六〇	二〇・五節	二四・五節	二〇・五節	二四・五節
二	二	二	二	二	三	二	二	二	二	一	一	一	一	一	一
〇節	〇節	一節	一節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節	二節

二一八

金	剛	十二呎	十一呎	〇・九一六	一〇・九二七	二八節
---	---	-----	-----	-------	--------	-----

推進器の螺距 ピッチ タービン汽機の推進器は一般にユニホーム・ピッチ (Uniform Pitch) と爲す

を通例とす。蓋し従來の經驗に徴するに、タービン船に用ゆる推進器の螺距を半徑的若くは軸線的に増加するも、毫も其の利益なきことを表明せるに依る。然るに曩日米海軍所屬ワシントン試験水槽に於ける實驗の結果は、此の事實に反し、タービン船に用ゆる推進器の如き翅幅廣きものにありては、軸線的に其の螺距を變更せしむる方其の否らざるものに比し遂に推進效率を増加すべきことを證明せり。即ち廣大なる幅を有する推進器をユニホーム・ピッチとするとすは、之れに依つて後方に押し遣らる、水柱ウエーターコラムの面積を減少し、從つて其の速度を増加せしむべきが故に、軸の方向に沿ひ翅の前部より後部に至るに從ひ、次第に其の螺距ピッチを増加し、翅の各部をして能く水と接觸せしむるときは、水柱の面積を減少することなく、著しく失脚スリップを減少し得るのみならず、水に對する動作漸進的にして震動を減少するの利益ありとす。彼のルシテニア號及びモレテニア號の推進器は共にアキテアル・インクローチング・ピッチ (Axial increasing pitch) を有す。

推進器の失脚 スリップ タービン汽機に於ける推進器の失脚は、往復汽機のものに比し遙に多大なるを常とす。是れタービン汽機は推進器の回転數多大なるに依るものなり。殊に風波の有無に依り著しき差異を生ずるものにして、其の極端なる一例を挙げれば、鐵道聯絡船比羅夫丸が、英國より我國へ回航の途次、新嘉坡、香港間に於て激しき風波に遭遇し、當時百分の六十の失脚を生じたることあり。蓋し直結タービン船に用ゆる推進器は汽機の馬力に對する面積比較的になきが爲め、風波に抵抗する力少なきに依るものなり。スビークマン氏の調査に依れば、普通の状態に於て聯絡船にて百分の十四乃至百分の二十四、遠洋航船にて百分の十六乃至百分の二十の失脚あるを通例とす。

左表は普通の状態に於けるタービン船の失脚を示したるものなり。

失脚	船名	失脚	船名
21%	ロンドンデリ	28%	バイバー
25.5%	チエスター	14%	バイキング
15.3%	ルシテニア	15%	モレテニア
26%	ドレッドノート	22%	マンクスマン
22% 23%	さくら丸	25% 35%	田村丸
20%	安藝	15% 30%	比羅夫丸

左表はタービン汽機及び往復汽機に於ける推進器の回転數と失脚との關係を示したるものなり。

速力	タービン船 マンクスマン		往復汽機船	
	毎分時回転數	失脚百分比	毎分時回転數	失脚百分比
15海里	335	15	—	—
16 "	365	16	135	16+
17 "	390	17	142	16
18 "	420	18	160	15+
19 "	450	19	170	15
20 "	480	20	175	14+
21 "	500	21	180	13+
22 "	530	22	—	—
23 "	580	24	—	—

推進器の失脚の多少は回転數の多少に關係するは勿論、風潮の方向と其の力の大小に依つて著しき差異あるものにして、殊に速力試験の際標柱間に於て取りたる失脚は、船と水との關係を表示せざるものなるを以て、其の誤差甚しく、殆ど失脚としての價値なきものなり。又航海中にありても測程器(log)に示す數字は、潮流又は海流の方向と其の力とに依つて異なり、逆流の場合と否らざる場合に比し多くを表示すべきものなるが故に、失脚の多少を論ずる場合には、天候

及び海上の状態同一なる場合に於て互に相比較すべきものとす。

推進器の面積 エクスパンデッドエリア プロジェクテッドエリア 推進器の展開面積は、**投射面積** より割り出すべきものにして、**投射面積** (Projected area) の大小は推力の大小に依りて定むべきものなるが故に、**投射面積** (軸に垂直なる平面に投射したる翅の面積) 毎平方時に對する推力の割合を知るときは推進器に要する總**投射面積**を求むることを得べし。スピークマン氏の説に依れば數次の實驗の結果、毎分時に於ける推進器先端の速度一千呎に付き**投射面積**一平方時に對する推力は約一封度なりと云ふ。例へば推進器の先端の速度が一分時に五千呎なりとせば、**投射面積**毎平方時に對する推力は五封度なり。而して推進器先端の速度は船の速力に比例すべきものにして、船が全速力のとき**投射面積**一平方時に對する推力は徐速力の荷物船に於て五封度、大洋を航行する客船に於て六封度乃至七封度、聯絡船に於て七・五封度乃至八・五封度、巡洋艦及び戰艦に於て八封度乃至十封度半、又水雷艇及び驅逐艦に於て九封度乃至十一封度なりとす。今推進器翅の先端に於ける速度を毎分時V呎と假定すれば、**投射面積**一平方時に對する推力は $\frac{V}{1000}$ 封度となるべきが故に、之をPとし、一汽機に於ける全有效推力をTとすれば、之に附する推進器の總**投射面積**は次の如くなるべし。

$$A_p = T \div p = \frac{T}{p}$$

タービン船に於ける推進器の プロジェクテッドエリア **投射面積** と ディスク エリア **平盤面積** との比は〇・四乃至〇・五六を通例とす。今此の比をr、平盤面積をAdとすれば

$$A_p = r \cdot A_d = r \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right)$$

然るにApはT/Pに等しきが故に

$$r \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) = \frac{T}{p}$$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{T}{p \times r \times \frac{\pi}{4}}} = \frac{\sqrt{T}}{\sqrt{\frac{\pi}{4} p r}} \tag{11}$$

今 $\sqrt{\frac{\pi}{4} p r} = C$ とおるとすれば

$$D = \frac{\sqrt{T}}{C}$$

依て

$$\text{推進器の直径(呎にて)} = \frac{\sqrt{\text{有效推力}}}{C} \dots\dots\dots (12)$$

翅の面積每平方時に對する推力餘りに大なるか、又は翅の先端に於ける速度餘りに大なるときは空洞作用を生ずるに至るべし。實驗上水面下一呎の深さに於て、投射面積一平方時に付き十封度乃至十二封度を限度とす。是以上に超過せしむるときは推進器の效力頓に減少すべきが故に、出來得る丈け翅の面積を増加して每平方時面に對する推力を減少せしむるを必要とす。次の表は各船に於けるCの値を示したるものなり。

船名	Cの値	船名	Cの値
クロービニア	二八・〇	ロンドンデリ	三〇・八
バイバー	三〇・一	デイブ	二九・〇
アメシスト	三〇・八	カーマニア	二一・〇
マンクスマン	二六・四 二八・七五	ビクトリアン	二四・六五

タービン船出現の當時には一軸に二個又は三個の推進器を附するか、若くは左右兩軸に各二個を附し、中央軸にのみ一個を附着したりしが、其の後の設計に係はるものは孰れも各軸に

一個を附し、推進器には三枚翅を用ゆるを通例とす。

船尾の震動 高速力を有する汽機にありては、推進器より生ずる船尾の震動少なからず。殊にタービン船の如き回轉速度の多大なる大汽船にありては、其の影響一層大なりとす。而して其の原因種々ありといへども之を大別して二となすことを得。即ち一は推進器の製作不良にして各部の均衡を保たざる時、二は推力が推進器の中心に來らざる時之なり。第一の場合にありては努めて推進器各翅の重量を均くし、且つ各翅の重心點をして車軸の中心より同一距離にあらしめ、尙ほ各翅間の相互の距離を同一ならしむるときは、此の原因より生ずる震動を絶無ならしむることを得べし。第二の場合に關しては稍々複雑せるものありて、其の原因二三にして止まらずといへども、之れを要するに推進器は常に攪亂せられたる水中にありて作動すべきが故に、推力の中心が常に移動して一定せざるに依るものなり。凡そ船體の進行するや必ず水之に伴ふべきものにして、其の速度の大小は船體の形狀に依るよりも、寧ろ水中に於ける船體の表面積の多少及び其の面の粗密如何に影響すること大なりとす。而して同一船體にありても、船體の位置に依りて之に追從する流水の速度に大小あり、例へば船體の側面に於ける流水の速度は船體を遠ざかるに従つて減少し、又水面に近き部分は龍骨の部分より

も大なるものなり。ランキン氏の説に依れば流水の速度は船の速力大なるに従つて増加し、約船體の速度の十分の一に相當すべしと云ふ。斯くの如く推進器が流水中にありて作動するとき、三個軸の汽機にありては、中央軸に於ける推進器の上部翅は下部翅よりも常に多大の抵抗を受くべく、又左右兩軸に於ける推進器の船側に接近する翅の推力は、他方に於けるものよりも多く、従つて推力の中心は推進器の中央に來らずして内方に集注すべし。又車軸の方向が船の進行する方向と一致せざるとき即ち上下又は左右に傾斜するときは、推進器の回轉中有効螺距に變更を生ずべきが故に、推進器の効率減殺するのみならず、推力の中心は推進器の中央に集注せざるべし。

推進器の下部翅は上部のものよりも水高壓力を受くること多く、又推進器翅が水面上に現はるゝか若くは水面に接近する場合には、水面を擾亂して空氣を水中に混入すべきが故に、下部翅に受くる抵抗は上部翅に於けるものよりも多く、従つて推力の中心は移動すべきものなり。

推進器に及ぼす流水の影響は、車軸方向の傾斜に依りて相緩和することを得べし。即ち推進器の上下に於ける流水の速度の差異より生ずる影響は、車軸の方向を左右に傾斜せしめ、船側に於ける流水の差異より生ずる影響は車軸の方向を上下に傾斜せしむるときは、此の原因より

生ずる震動を防止することを得べし。例へば右螺旋の推進器を使用する單螺旋の船に於ては、推進器の上部翅に受くる抵抗は下部翅のものより大なるを以て、車軸の回轉方向を船尾より見て左舷に少しく傾斜せしむるときは、震動を緩和せしむることを得べし。同理に依り双螺旋の船に於て外廻りの推進器を使用するときは、船尾を基點として汽機室に至るに従ひ、次第に車軸を外方に展開し、且つ上方に傾斜せしめ、之に反し内廻りの推進器なるときは、内方に至るに従ひ、次第に相接近せしめ且つ下方に傾斜せしむべきものなり。

タービン船に於ける車軸は、孰れも船尾に至るに従ひ少しく下方に傾斜せしむるを通例とす。一例を挙げれば天洋丸は各軸共上下に百分の二の勾配を有し、「さくら」丸は中央軸百分の四・二七左右兩軸各々百分の四・二八又比羅夫丸及び田村丸に於ける中央軸は百分の二、左右兩軸は各々百分の二・七五の勾配を有す。而して右の内天洋丸、比羅夫丸及び田村丸の三船に於ける各軸は、孰れも左右に相平行するも、獨り「さくら」丸は約千分の七の勾配を以て船尾より汽機室に至るに従ひ次第に相接近す。斯くの如くタービン船に於ける車軸の傾斜は流水の速度の差異より生ずる影響を緩和するの目的に非らずして、汽機の配置及び船體の構造上之を然らしむべきものなりとす。

車軸の上下に於ける傾斜は一呎に付き一時二分の一を限度とす。

推進器の位置は船尾若しくは船側より遠ざけ、成るべく推進器への水の供給を完全ならしめざるべからず。然らざるときは船體の抵抗を増加し、推進器の効率を減殺するのみならず、之が爲め船尾の震動を惹起せしむるに至るべし。故に最近の建造に係はる大なるタービン船に於ては、車軸の船尾柱を貫通せる部分を殊に著しく突出せしめ、以て推進器への水の供給を充分ならしめたるものあり。

車軸の數 タービン船の軸數に關する海軍當事者の意向は、驅逐艦には成るべくタービン數及び軸數を減少せんとするにあるものゝ如く、而して二軸、三軸及び四軸の内孰れが最も經濟にして且つ實際上に便利なるかに就ては、諸説區々にして一定せざるも、カーチス式ツェリ式其他同型式のタービンに於ては、大船を除く外は一般に二軸を採用するを通例とす。二軸裝置と爲すときは三軸又は四軸の裝置のものに比し、推進器の効率少しく大なるの利あるも、タービンの効率を減少するの不利あり。故に此の點より論ずれば、多少タービンの効率を減殺するも、汽機の回轉數を減少して推進器の効率を増加するを良とす。然れども他方より論ずれば、多數軸を用ひてタービンをセリーズに排列するときは、汽機の重量を減少し且つ推進^{プロペラ、プエフェイスン}效率

率を増加し得るのみならず、船内に於ける検査開放等に便利なるの外、各個のタービンの重量著しく軽減すべきが故に、取扱甚だ便利なるの利益あり。而して三軸裝置と爲すときは、四軸裝置のものに比して、適當なる推進器を採用し得るを以て、大に有利なりといへども、大形軍艦にありては之が爲め汽機室の廣大となるにも拘はらず、中央縦隔壁を設けること能はざるの不便あり。又四軸裝置と爲すときは、汽機室を二個に分割し、各室に二個のタービンを裝備し得るが故に、軍艦には最も適當せる裝置にして、且つ三軸のものは艦の操縦上二個以上の推進器を使用すること能はざる不便あるに反し、四軸のものは四個の推進器を悉く使用し得るの利益ありとす。商船に於ては非常に大なるタービン船に四軸裝置を採用するの外は、一般に三軸裝置と爲すを通例とす。今若し荷物船にして二軸裝置を用ふるときは、タービンの直徑大となるが爲め、往復汽機に比して軸の位置高まり、且つ軸^{シャフト、トシヤク}隧道の高さ高まるが故に、三軸裝置を用ゆる場合よりも後部船艙に於ける荷物積載上の便利悪しく、又四軸を用ふるときは、二軸裝置のものに比して内側軸の長さ短く、兩外側軸の隧道は左程長からざるを以て、此の點に關しては甚だしき不便なきものなり。又鐵道聯絡船其他の旅客船にありては、一等客室は一般に中甲板にあるを以て、後部船艙を開放して總ての車軸を共同隧道内に置くも甚だしき不

便なきが故に、斯る船舶に於ては軸数の選定は餘りに重要視せられざるものなり。

回轉數 タービン汽機の重量は大凡そ回轉數の自乘に逆比例するものなるが故に、出來得る丈け回轉數を増加するとき著しく汽機の重量を軽減するを得べしといへども、直結タービン機にありては推進器の爲めに自ら其の數を制限せらるべきものなり。而して毎時に於ける船の速力、推進器の螺距及び失脚率等を知悉するときは之に依り所要の回轉數を決定することを得べし。

タービン汽機の回轉數は船型の種類及び使用航路の如何に依り一定せざるも、往復汽機に比して遙に大なるものなり。然れども最近の建造に係はるものは漸次回轉數を減少せしむるの傾向あり。バーソンス・タービン汽機を備ふる驅逐艦又は聯絡船にありては毎分時五百乃至七百回轉を通例とし、戰艦、巡洋戰艦又は遠洋航船にありては百六十乃至三百回轉を限度とす。從來三個軸を有するタービン機に於て中央軸と左右軸とはウェーキの關係上回轉數を異にし、中央軸は常に左右兩軸のものより少きを普通とせしが、近來螺距を變更して各軸の回轉數を略ぼ同一ならしめたるもの多し。

船の進行に伴ひ船體に追從するウェーキの速度は位置に依りて同一ならざるが故に之に適合

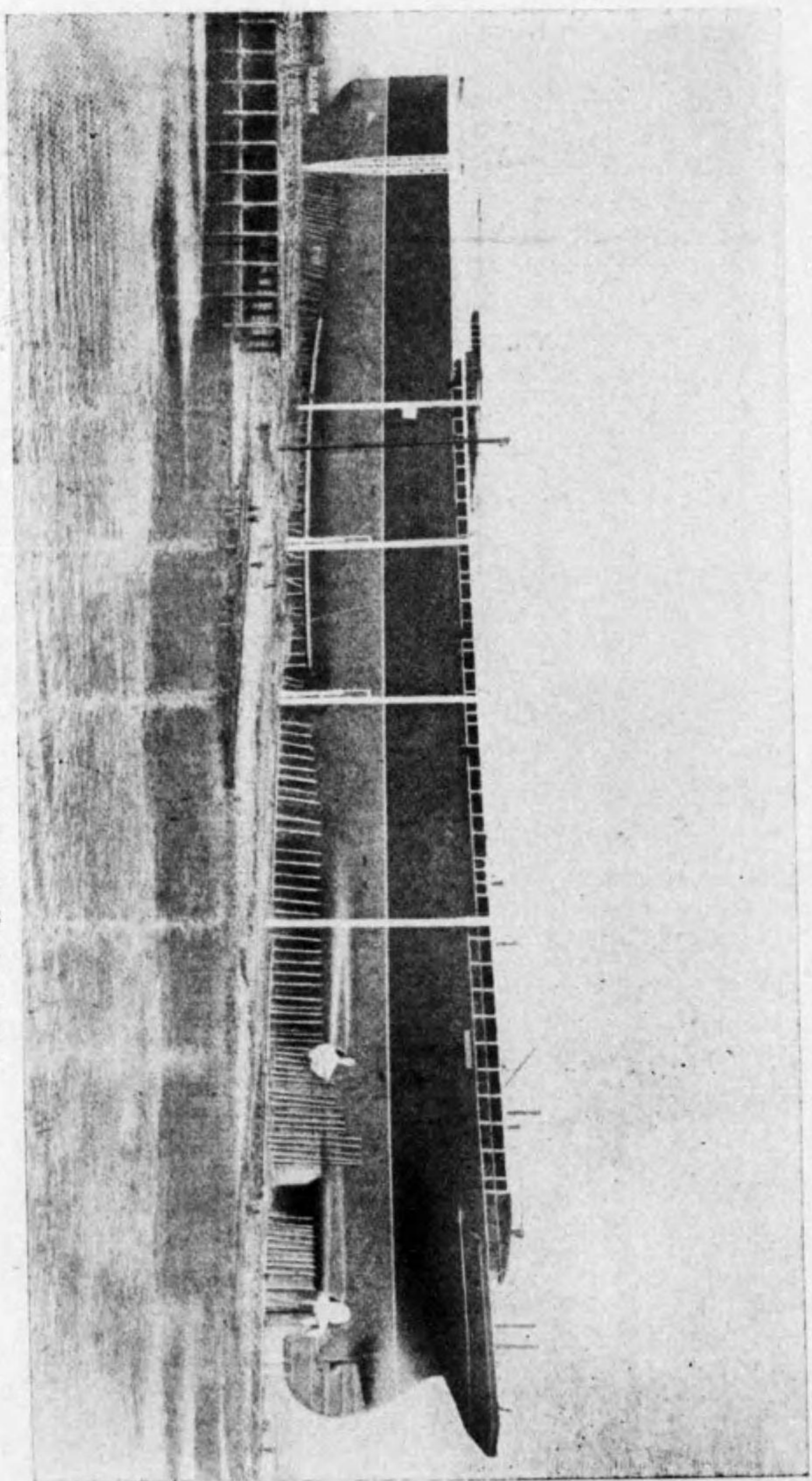
せしめんが爲め、各軸に於ける推進器の大きさを異ならしむるか、又は推進器の大きさを同一となして各軸の回轉數を異ならしむることあり。

推進器の翅數 同一の馬力並に回轉數に對しては、三枚翅を備ふるよりも四枚翅を備ふるときは、大なる面積を得らるゝの理なるも、其の旋廻の際各翅互に相妨害するの故を以て、水掻きの動作良好ならず。従つて四枚翅のものより生ずる推力は三枚翅のものより生ずる推力に比し其の量割合に少きのみならず、水の摩擦抵抗も亦大なりとす。最近解析的研究を試みたる若干の推進器に就て見るに、最も適當なる三枚翅の推進器と四枚翅の推進器との效率の相異は比較的僅少にして、前者は後者よりも百分の一・五乃至百分の二の増加あるに過ぎず。然れども四枚翅のものは其の動作連續的なるが爲め、震動少きの利あり。ルシテニア號の如きは船尾の震動を減少せんが爲め、從來使用し來りたる三枚翅の推進器を廢して四枚翅のものと變更せり。

車軸の回轉方向 三個軸装置のものにありては、中央軸及び右舷軸に右廻りの推進器を附し、左舷軸に左廻りの推進器を附して、雙螺旋船に於けるが如く、左右兩軸を外廻りと爲すを通例とす。故に右舷軸は常に中央軸の爲めに運動を妨害せらるゝを以て、回轉數を減少するに至るべし。又四個軸装置のものにありては、之に裝備するタービン汽機の型式若しくは後退タービ

ンの装置に依り一定せざるも、パーソンズ・タービン汽機を備ふる装置のものにありては、右舷外方の車軸と左舷内方の車軸とは共に左廻りを用ひ、左舷外方の車軸と右舷内方の車軸には、共に右廻りを用ゆるを通例とす。故に高速力るときは外側軸は内側軸よりも回転數多大にして、低速力るときには回転數減少すべきものとす。斯く兩装置に於て孰れも低壓タービン軸を外廻りと爲すの理由は、港の出入に際し艦船操縦の際、低壓タービンのみを使用すべきが故なり。而して外廻り及び内廻り兩式の推進効率に就ては、嘗て英國海軍所屬ハスラー試験水槽に於て行はれたる實驗の結果に徴するに、後式は前式よりも稍々優良なる結果を表はせしも、其の後英佛伊海軍の艦船に於ける實驗の結果は、兩式の推進効率に差異なきことを記せしのみならず、推進器にして餘りに船體に接近するときは、却て内廻り式の方其の効率の低さを示すと共に、船の操縦の爲めに馬力を損ずること多大なるを表明せし以來、操縦の容易と相俟つて一般に外廻り式を採用するに至れるものなり。又各軸に後退タービンを裝備せるものにおいて、兩右舷軸に右廻りの推進器を附し、兩左舷軸に左廻りの推進器を附して、内外兩軸を共に外廻り式と爲すを普通とす。

推進器の空洞作用 從來比較的低速力の艦船に於ては未だ嘗て經驗せしことなき力量の損失



圖の號アニテシルるす有を器進推の個四

を高速力の汽機に發見せし以來、遽に此の點に對する注意を喚起するに至れり。此の力量の損失及び之に伴ふ速力の減退は、空洞作用(Cavitation)と稱する現象に起因すべきものにして、此の原因に對する學者の説は區々にして一定せざるも、之を綜合するときは大凡そ次の如くなるべし。(一)毎平方時に於ける推進器の吸引推力が理論上大氣壓に推進器より水面までの水高壓を加へたる總壓力よりも大なる場合に起るものなるも、實際にありては水中に空氣其の他の瓦斯の存在するが爲め、毎平方面に於ける推力が約十二封度を超過する場合には此の作用を生ずるものなり。(二)推進器に依つて水に附與せらるゝ速度が餘りに大なるとき、換言すれば此の速度が大氣壓と推進器上の水高壓との總壓に相當する水の速度より大なる場合には、推進器に水の供給伴はざるが爲め、前同様の結果を生ずるの理なるも、實際にありては水が推進器に依つて附與せられたる速度は、推進器に水の觸れたる刹那一時に生ずるものにあらざして、推進器の前方或距離の處に於て其の作用を受け始め、推進器に達するときは既に約其の二分の一の速度に加速せらるゝものなるが故に、此の加速せられたる水の速度が前記の總壓力に相當する水の速度よりも大なる場合には空洞作用を生ずるに至るものなり。今 h_1 を大氣壓に相當する水の高さ(呎)、 h_2 を推進器より水面までの距離(呎)、 V を推進器に依つて附與されたる毎秒

時の水の最後の速度即ち推進器の速度(呎)とすれば

$$\frac{V}{2} \sqrt{2g(h_1 + h_2)} \quad (13)$$

なる関係のとき空洞作用起り、従つて推進器の推力を減少し、失脚を増加すべきものなり。

(三)船體と推進器との間隔不充分なるか、又はアフター・ランの不適當なる場合には推進器の翅への水の供給遮断され、水流は翅の爲めに破壊されて旋轉し、水は推進器に伴流せざる爲め、茲に空洞の現象を生ずるに至るものなり。故に若し推進器に空洞作用を生ずるときは、水は後方に排除せられざる爲め、推力器の推力は著しく減少し、其の效率を減殺すべきものなり。

(四)推進器の翅の速度餘りに大なるときは、其の跡を充すべく水の之に随伴せざる爲め、翅の周圍に空洞を生ずるに至るべし。(五)翅の断面の形狀如何に依り、作動中其の前面及び後面に空洞を生ずべしと云ふ。此の説に従へば、翅の水中に進行する際、先端(Leading edge)の肉厚さものにありては、水の此の部に接觸するや、渦を生じて前面に奔流し、此の部に空洞を生ずべしと云ふにあり。而して此の作用は翅の先端の前面を弓形(Curved)に造るときは之を防止すべしと云ふ。左れど翅の速度の大なるものにありては此の部の空洞を防止し得るも、之が爲め翅の後端(Full wing edge)に空洞を生ずるを以て、斯る推進器にありては前面を弓形と爲さ

ざるを良とす。總て翅の断面の形狀に依る空洞作用は肉の厚さ薄さのものには起らざるものにして、肉の厚さものにありても翅幅廣さものは其の影響少きものとす。

推進器の侵蝕 船の速力の増加するに従ひ、推進器の速度も之れに伴つて増加すべきが故に、之が爲め空洞作用を生じ、其の結果推進器のボス及び翅の根元に侵蝕(Erosion)を生ずることあり。此の侵蝕は直徑小にして割合に面積の大なる快速力船の推進器に見る現象にして、甚だしきに至りては翅の一部を折損したる例あり。而して其の原因に對する學者の説に依れば、斯る推進器にありては、空洞の爲めに渦流の發生を伴ひ、其の結果水の突撃を受けて水槌作用(Water hammer action)に依り之を侵蝕するものなりと云ふ。而して其の防止策として(一)雙螺旋船に於ては出來得る限り推進器を船尾より遠くすること、(二)三螺旋又は四螺旋の船に於ては出來得る限り後部の推進器を前部のものより遠け、且つ前部の水柱を遮らしめざること、(三)船尾の構造をして成るべく推進器への水流を阻害せしめざることの三條件を推奨せり。

第七章 熱及び蒸氣

熱の英單位 熱の英單位(British Thermal unit)とは一封度の清水を華氏の溫度一度上昇せし

むるに必要な熱量を云ひ、之を表示するに B.T.U. 或は B.M.U. なる略字を用ゆ。
 熱は物體分子の震動に依つて生ずるものにして機械的働とは互に相轉換し得べきものなり而して、一單位の熱量を發生せしむるに七百七十二呎封度の働を要し、又一單位の消費に依りて七百七十二呎封度の働を爲し得べきことは、嘗てジュール氏の實驗に依りて證明せられたるものなり。故に此の七百七十二なる定數を稱してジュール對度 (Joule's equivalent) 若くは熱の機械的當量 (Mechanical equivalent) と云ふ。然れども輒近に至り更に緻密の調査に依り、熱の一單位は七百七十八呎封度に等しきことは既に學者間に確認せられたる處にして、今日に於ては歐米各國孰れも此の定數を使用せり。

絶對温度 實驗上定壓力の下にて華氏三十二度の空氣一立方呎を二百十二度に熱するとき其の容積は一・三六五四立方呎となり、又逆に二百十二度の空氣一・三六五四立方呎を三十二度に冷却するときは其の容積一立方呎となり、斯く温度一度を昇降する毎に三十二度に於ける氣體の容積の四百九十三分の一を増減すべきを以て、若し氣體の温度を華氏零下四百六十一度とせば、計算上氣體の容積は零となるべきなり。此の零下四百六十一度を絶對零度と名づけ、之より起算したる温度を絶對温度 (Absolute temperature) と稱す。

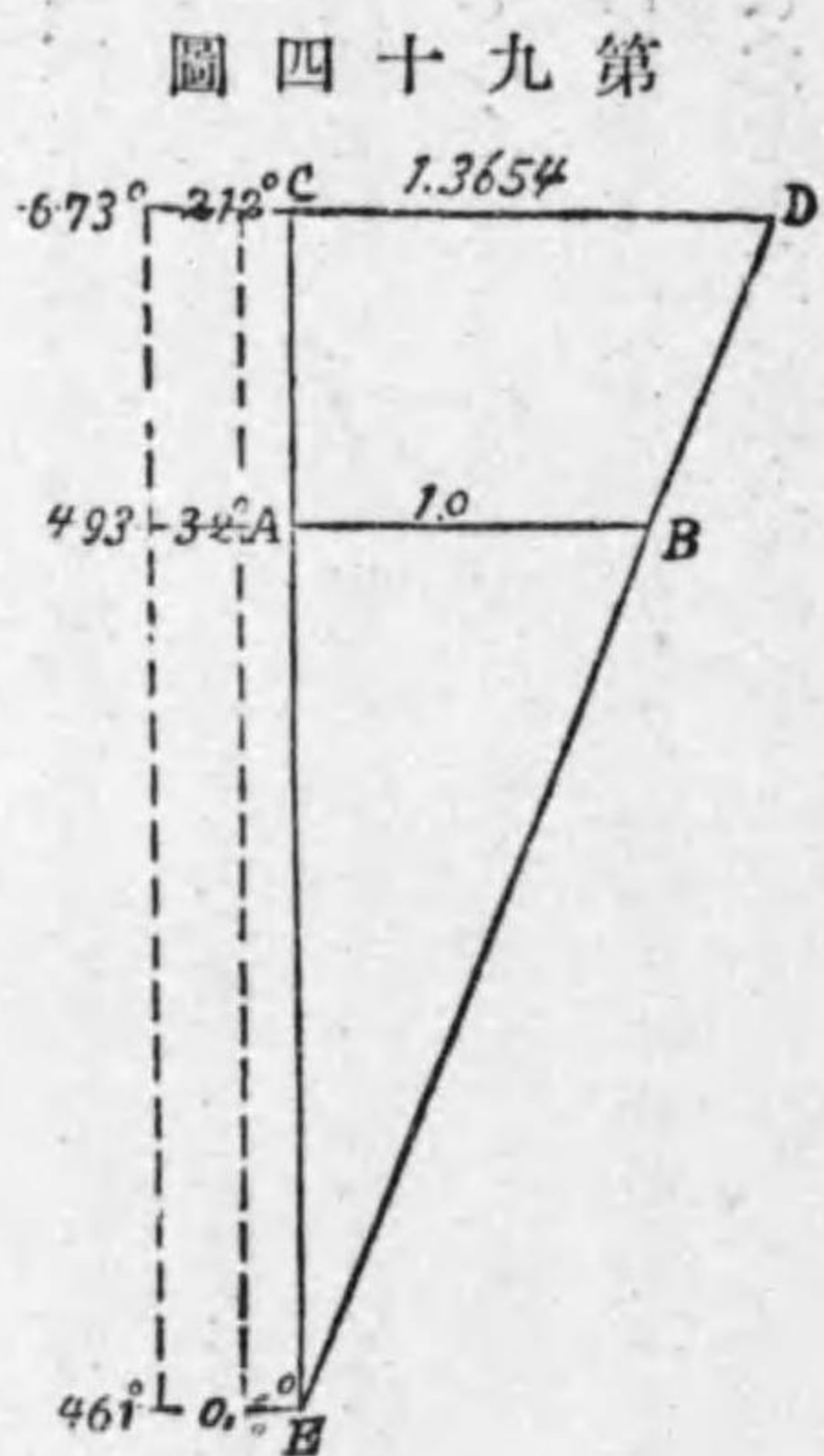
第九十四圖に於て適宜の尺度を以て CE 直立線中に A 及び C の二點を取り、A を華氏の三十二度 C を二百十二度とし、CE 線に直角に AB 及び CD の二線を出し、適宜の尺度にて AB を一、CD を一・三六五四の長さに取り、D と B とを連結して之を延長し、CE 線と出會せしむるときは E 點は求むる處の絶對零度の點なり。

今 AE の長さを x 度とすれば第九十四圖より次の比例式を得べし。

$$\begin{aligned} AE+AC : AE &= CD : AB \\ x+180 : x &= 1.3654 : 1 \\ x &= \frac{180}{3.654} = 492.6 \end{aligned}$$

即ち絶對零度は華氏氷點下四百九十二度・六にして、零點下四百六十度・六となるを以て之を四百六十一度と概算したるものなり。

依て (1)



第九十四圖

但し t は氣體の温度、 T は其の絶對温度なり。

蒸氣の全熱量 蒸氣の全熱量 (Total heat of steam) とは水を蒸發せしむるに必要な顯熱

(Sensible heat) 及び潜熱 (Latent heat) の和にして、華氏三十二度の水一封度を或温度まで上昇せしめ、其の温度に於て之を蒸發せしむるに必要な熱量を云ふ。

顯熱とは水の温度を沸騰點 (Boiling point) に達せしむる熱を云ふものにして、其の多寡は物體の温度を増減するも其の状態を變ずることなく、且つ驗温器 (Thermometer) を以て其の熱量を測定し得べきものを云ひ、潜熱とは物體の温度を増減せしむることなく、單に其の状態を變ぜしむるに必要な熱量を云ふものにして、例へば沸騰點に達したる水を更に蒸發せしめんには、尙ほ其の水を氷點 (Freezing point) より沸騰點まで達せしむるに要する熱量の數倍を加へざるべからず。而かも此の多量の熱は毫も水の温度を上昇せしむることなし。故に之を潜熱と云ふ。

而して蒸氣温度、潜熱、顯熱及び全熱量は卷尾に附したる蒸氣表 (Steam table) によるを正確なりとするも其の精密を要せざるものにおいて便宜次の如くして求むるを常とす。

今Hを蒸氣の全熱量、Lを潜熱、Sを顯熱とせば華氏三十二度より起算したるT温度に於ける全熱量は

$$H = L + S$$

而して

$$\left. \begin{aligned} L &= 966 - 0.7(T - 212) \\ S &= T - 32 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

なるを以て

$$\begin{aligned} H &= 966 - 0.7(T - 212) + (T - 32) \\ &= 10321 + 0.3T \end{aligned} \quad (3)$$

(2)式に依りて潜熱量は蒸發すべき温度の上昇に伴つて減少すべしといへども、顯熱の増加は潜熱の減少する割合よりも大なるが故に、蒸氣の全熱量は其の温度の上昇に伴つて次第に増加すべく、其の割合は温度一度を増す毎に其の十分の三を増加すべきものなり。但しダビス博士の實驗の結果に依れば、蒸氣は其の温度華氏の五百十度(壓力七百四十三封度に相當す)に達するまでは次第に其の全熱量を増加するも、該温度を超過するに従ひ次第に其の量を減少す。蓋し此の温度を超過するときは顯熱の増加よりも潜熱の減少する割合多きに依るものなり。

蒸發の内働及び外働 内働 (Internal work) とは蒸發中水の状態を變ぜしむるに必要な内部の働を云ひ、之に要する熱量を内部潜熱と云ふ。又外働 (External work) と

は蒸發の際外部の壓力に逆つて蒸氣の爲すべき働量を云ひ、之に要する熱量を外部潜熱と云ふ。例へば水一封度の容積を v 、之より發生したる蒸氣の容積を V （立方呎）、其の壓力を P （每平方呎）とすれば

$$\text{外働} = P(V-v) \text{ 呎封度} \tag{4}$$

今 J を機械的當量、 L を潜熱とすれば

$$\text{内働} = JL - P(V-v) \text{ 呎封度} \tag{5}$$

依つて

$$\text{外部潜熱} = \frac{P}{J}(V-v) \text{ B.T.U.} \tag{6}$$

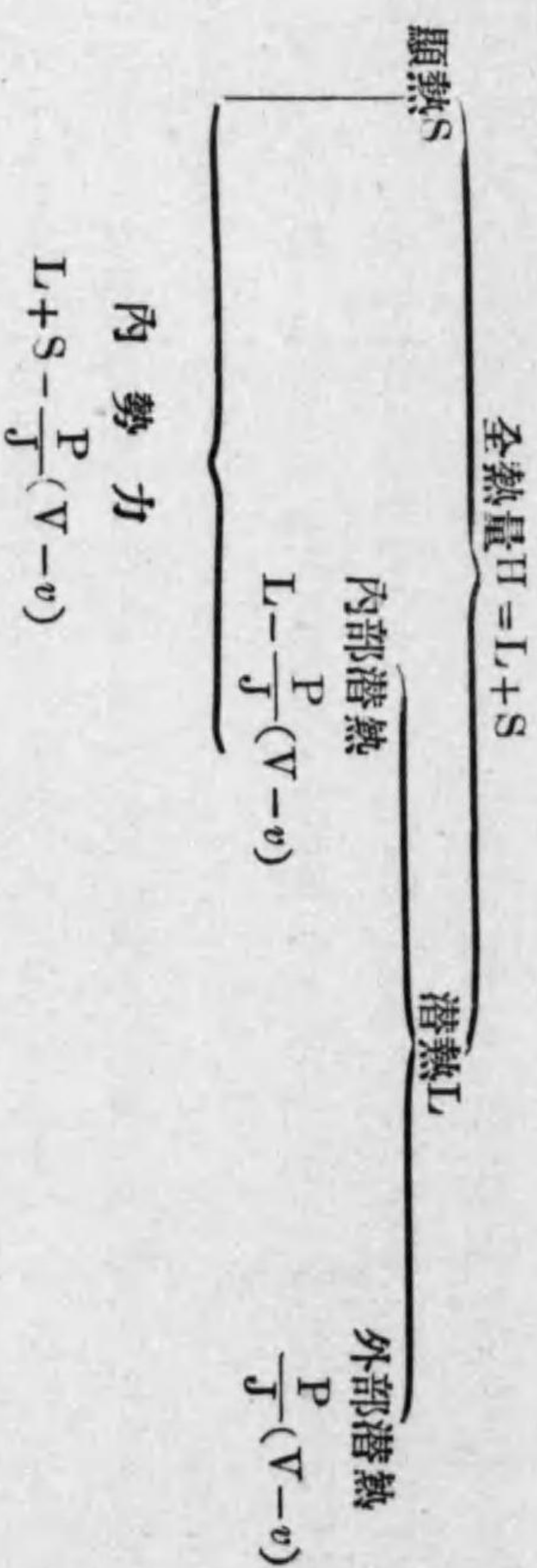
$$\text{内部潜熱} = L - \frac{P}{J}(V-v) \text{ B.T.U.} \tag{7}$$

抑も内働は或温度を有する水が同温度を有する蒸氣に變ずる間に享有せし勢力の増加なるが故に、蒸氣の有する全内勢力 (Internal energy) は

$$\text{内勢力} = JH - P(V-v) \tag{8}$$

$$\text{内勢力} = L + S - \frac{P}{J}(V-v) \tag{9}$$

今前述せし諸定義を圖解すれば左の如くなるべし。



定壓力及び定容積に於ける蒸氣の發生 定壓力に於て水に熱を加へて之を蒸發せしむるときは次の三状態を生ずべし。

- (一) 水の温度は次第に上昇して遂に沸騰點に達す。其の沸騰點は蒸氣の壓力に關係を有するものなり。
- (二) 既に水が沸騰點に達するときは、之に熱を加ふるも更に温度の上昇なく、單に蒸氣の發生を見るに過ぎず。熱の益々附加せらるゝに従ひ、器内の水量は悉く蒸發せらるゝに至るべし。其の間蒸氣の温度は一定不易にして、次第に其の容積を増加す。此の場

合に於ける蒸氣を稱して飽和蒸氣 (Saturated steam) 又は乾蒸氣 (Dry steam) と云ふ。

(三)若し全く水の蒸發せられたる後に於て、壓力を變更することなく更に之に加熱すれば、其の溫度を増進すると共に其の容積も亦増加すべし。此の場合に於ける蒸氣を稱して過熱蒸氣 (Superheated steam) と云ふ。

又定容積に於て水に熱を加へて之を蒸發せしむるときは、次の状態を生ずべし。

器内の水面上に壓力なきものとすれば、忽ちにして蒸氣の發生を始め、之に熱を加ふれば、水の益々蒸發せらるゝに従ひ、其の溫度及び壓力も亦之に伴つて増進すべく、既にして水の全く蒸發せらるゝに至らば、其の溫度及び壓力は水の重量と蒸氣の容積との既知數より計算して之を確定することを得べし。

濕蒸氣 飽和蒸氣には必らず各溫度に相當する密度 (Density) あり。而して其の密度は蒸氣の全部若くは一部を液化するに至らずして、能く汽體を保持し得べき最大のものたり。而して各溫度には又之に相當する最大壓力ありとす。今飽和蒸氣より熱を減却して其の壓力を變ぜざれば、一部の蒸氣液化するに至るべし。之を濕蒸氣 (Moist steam or wet steam) と云ふ。

換言すれば飽和蒸氣内之と同溫度の水を含有する蒸氣を云ふ。而して濕蒸氣の潜熱及び全熱量 (Total heat) は同壓力のものにても其の熱量一定せず。蒸氣の内に含有する水量の多寡に關係を有すべきものなり。今式を以て之を表せば

$$\text{濕蒸氣一封度の潜熱} = q \times L \quad (10)$$

$$\text{濕蒸氣一封度の全熱量} = S + q \times L \quad (11)$$

但し q は乾燥率 (Dryness fraction) にして、濕蒸氣一封度内の蒸氣の重量と濕蒸氣一封度の比なり。即ち

$$\text{乾燥率} = \frac{\text{蒸氣の重量}}{\text{蒸氣の重量} + \text{水の重量}}$$

例へば濕蒸氣一封度内に含有する水量を其の百分の十五と假定すれば

$$\text{乾燥率} = \frac{100 - 5}{100} = \frac{95}{100} = 0.95$$

蒸氣の乾燥率を測定するカロリメーター (Calorimeter) には種々あるも、最も簡單なる方法としては或溫度を有する水の一定量と、乾燥率を測らんとする蒸氣とを、直接又は間接に接觸せしめて、増加したる水の溫度を測り、然る後ち水の得たる熱量と蒸氣の失ひたる熱量とより方程式を作りて容易に其の率を求むることを得。例へば今

- w を凝縮したる蒸氣の量(封度)
 q を蒸氣の乾燥率
 W を水の重量(封度)
 t を測らんとする蒸氣の温度(華氏)
 t_1 を水の始めの温度(華氏)
 t_2 を水の終りの温度(華氏)
 W' を水を入るゝ器の重量(封度)
 S を水を入るゝ器の比熱

とするときは蒸氣の失ひたる熱量と水の得たる熱量とは次の如くなるべし。

蒸氣の失ひたる熱量 = $w(q \times L + t - t_2)$ B.T.U.

水及び容器の得たる熱量 = $(W + S \times W')(t_2 - t_1)$ B.T.U.

依つて次の方程式を得。

$$w(q \times L + t - t_2) = (W + S \times W')(t_2 - t_1)$$

$$q = \frac{(W + S \times W')(t_2 - t_1) - w(t - t_2)}{L} \quad (12)$$

過熱蒸氣は一般に飽和蒸氣に加熱して之を得るも、又時として機械的作用に依り之を生ずることあり。例へば瓣の開啓量の調節に依り蒸氣を絞約せるとき、又は收汽室内に於て急激に汽壓の下降せるとき如く、蒸氣が外働を爲さずして汽壓を低下するときは過熱蒸氣となるものなり。

過熱蒸氣 スーパーヘッテッド・スチーム (Superheated steam) の性質に至ては未だ全く確定せられず。其の作用上に關しては概ね完全なる瓦斯體と其の性質を等ふるものとして解決せらるゝを常とす。然れども斯く爲すは其の著しく過熱したるものに對しては稍々精確なるも、其の否らざるものには正鵠を得ざるものありとす。輓近船用機關の効率増進上蒸氣タービン機は勿論、往復汽機にも過熱蒸氣を使用せんとする機運を促進し、殊にシューミット過熱器 (Schmidt's superheater) の發明せられて以來、其の需用益々多きを加ふるに至れり。パーソンズ・タービン機に於て華氏驗温器にて二百度以内の過熱をなすときは、八度又は九度の過熱に依り其の効率百分の一を増加すべしと云ふ。而して過熱の程度は汽罐内に發生せる蒸氣の温度以上華氏の百二十度乃至二百度を限度とす。

今日を華氏三十二度より起算したる過熱蒸氣一封度の有する全熱量、Hを同壓力に於ける飽

和蒸氣一封度の全熱量、 K_p を過熱蒸氣の比熱 (Specific heat)、 T 及び T' を夫々過熱蒸氣及び飽和蒸氣の温度とすれば、

$$\begin{aligned} H &= H + K_p (T' - T) \\ &= H + 0.48(T' - T) \\ &= 1082 + 0.3T + 0.48(T' - T) \\ &= 1082 - 0.18T + 0.48T' \end{aligned} \tag{13}$$

上式に於ける 0.48 は K_p の平均値を表はすものにして、其の値は過熱蒸氣の壓力と温度とに關係し、壓力の増加するに従ひ其の値を増加すると同時に、其の温度の増加に伴ひ其の値を減少すべきものなり。

アイソサーマル線及びアヂアバチック線 アイソサーマル線 (Isothermal lines) とは完全瓦斯が一定温度の下にて膨脹する時の壓力と容積との關係を表はしたるものにして、其の形狀は雙曲線 (Hyperbolic) を爲し其の關係は次式にて表はさる。

$$PV = C \tag{14}$$

換言すれば氣體の絶體壓力 (Absolute pressure) は其の容積に逆比例するものなり。

汽機に於ける蒸氣の膨脹をして此の法則に従はしめん爲めには、膨脹中外部より熱を供給することを要するも便宜上此の法則に従ふものと看做すことも尠からず。

アヂアバチック線 (Adiabatic lines) とは外部より熱を附加し若しくは奪取することなくして、瓦斯を膨脹せしめたる時の壓力と容積との關係を示すものにして、其の變化は一般に次式にて表はさる。

$$PV^n = C \tag{15}$$

而して飽和蒸氣の場合には n の値は一・一三五となるも精確を要せざるものありては $\frac{10}{9}$ を使用す。即ち

$$PV^{1.135} = C \tag{16}$$

或は

$$PV^{\frac{10}{9}} = C \tag{17}$$

而して此の法則に従つて膨脹するときには蒸氣は漸次液化すべく、其の乾燥率は次に依り求むることを得べし。而して熱を附加し若しくは奪取することなくして蒸氣を膨脹せしめたる時、生ずべき乾燥率は次式より求むることを得べし。

$$q = \frac{T}{L} \left(q_1 L_1 + \log_e \frac{T}{T_1} \right) \dots \dots \dots (18)$$

但し L_1 及び L は夫れ夫れ膨脹前後の蒸氣の潜熱、 q_1 及び q は夫れ夫れ膨脹前後の乾燥率又 T_1 及び T は夫れ夫れ膨脹前後の蒸氣の絶対温度 (Absolute temperature) を示すものとす。例へば 絶體汽壓 百十五封度を有する 飽和蒸氣 一封度を熱の増減なくして膨脹せしめ、其の終壓力を二十封度・八と爲すときは、飽和蒸氣表に依り其の初壓力及び終壓力に相當する蒸氣の温度は夫れ夫れ三百三十八度及び二百三十度なるが故に

$$T_1 = 338 + 461 = 799$$

$$T = 230 + 461 = 691$$

$$L_1 = H_1 - S_1 = 1185 - 303.7 = 876.3$$

$$L = H - S = 1152.1 - 198.7 = 953.4$$

$$q_1 = 1$$

其れ故に

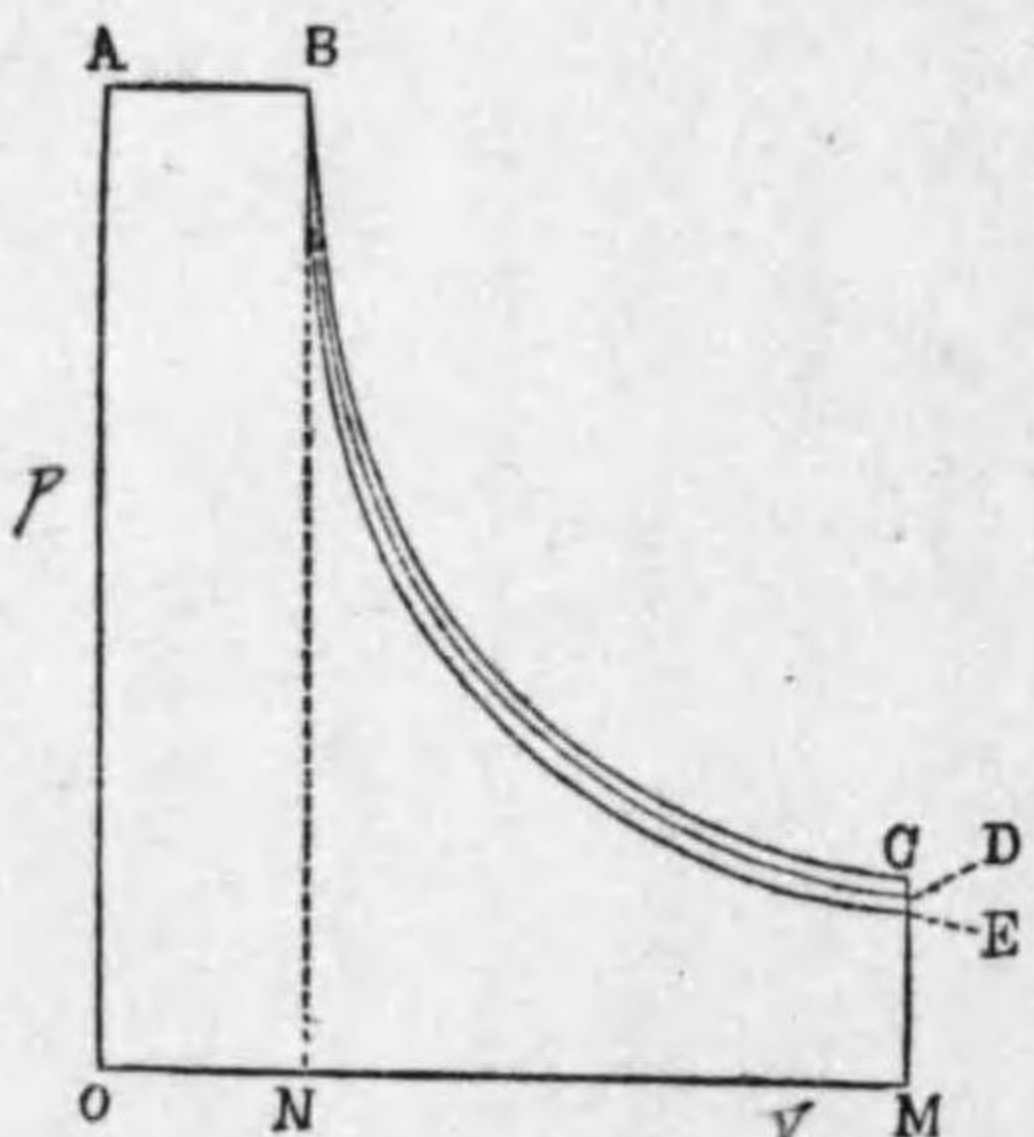
$$q = \frac{691}{953.4} \left(\frac{1 \times 876.3}{799} + \log_e \frac{799}{691} \right) = 0.9$$

蒸氣の膨脹 蒸氣膨脹線 (Expansion line) の形状は蒸氣の性質及び之を使用すべき汽機の種類により一定せず。若し飽和蒸氣に熱を附加し若しくは之より熱を奪取することなくして之を膨脹せしむるときは前記の如き關係を有するも、飽和蒸氣を膨脹せしめて常に之を飽和の状態に保つときは次の如き關係を有するものなり。

$$PV^{\frac{17}{16}} = C \quad (19)$$

前式に於ける P は蒸氣の絶対壓力、 V は立方呎に於ける容積にして C は定數なり。第九十五圖に於て縦線は絶対壓力を、横線は容積を表はすものとし、今前記の状態の下に A

圖五十九第



O なる絶體壓力を有する AB 容積の蒸氣を OM の容積に膨脹せしめて得たる是等の諸線を比較するときは、 BC は雙曲線、 BD は飽和蒸氣線、 BE はアヂアバチック線にして、 CM 、 DM 、 EM の各線は是等の各の場合に於ける終壓力を示すものなり。蒸氣が外働を爲しつゝ外部より熱を附加し若しくは之より熱を奪取することなくして膨脹せしむるとき

は、蒸氣の一部は凝縮し、其の結果蒸氣の益々膨脹するに従ひ其の壓力を減少すべきを以て、BEなるアチアパチック線は常に飽和線よりも下降すべきものにして、DE線は此の場合に於ける終壓力の下降量を示すものなり。故に若し蒸氣を膨脹せしめて之を飽和の状態に維持せんには、汽筒に汽包室（ワヤット）を設くるか、又は其の他の手段に依り外部より之に相當の熱量を附加せざるべからず。最初飽和の状態にある蒸氣を膨脹せしめて、始終其の状態を維持せんが爲め、之に附加すべき熱量は、蒸氣が外働の爲めに費す熱量よりも少きものなり。若し附加すべき熱量にして蒸氣を飽和の状態に保ちて餘りあるときは、其の量の増加するに従ひ、蒸氣は益々過熱してBDなる飽和線は遂にBC雙曲線に近似すべきものなり。而して往復汽機に於ける蒸氣の膨脹は略ぼ飽和線を爲すべきものにして(19)式に従ひ、蒸氣タービン機に於ける蒸氣の膨脹は略ぼアチアパチック線を爲し(16)式又は(17)式に従ふべきものとす。

抑も蒸氣が膨脹を爲すに際し、多くの場合に於ては、働（ワア）を遂行すべきが故に、其の有する熱の一部を消費するの結果、濕蒸氣（モイスト、スチーム）を生ずるは普通の状態なるも、時として蒸氣が膨脹中毫も外物に作動せざることあり。斯かる場合に於ける蒸氣の膨脹を稱して蒸氣の自由膨脹（Free expansion）と云ふ。例へば或壓力を有する飽和蒸氣一封度を取り之を汽筒内の吸鑿下（ベント）に置き、

今外力を用ひて急に吸鑿（ベント）を舉揚するとき、蒸氣は毫も働（ワア）を遂行せずして膨脹すべきが故に、若し假に汽筒及び吸鑿が不導體を以て作られ、之に外部より熱を附加し若くは熱を奪取することなきに於ては、蒸氣の有する熱量は始終同一なるものなり。然るに飽和蒸氣の性質として、壓力を減少すれば其の全熱量も亦減少すべきものなるが故に、自由膨脹（フリー、エキパンション）を爲したる蒸氣は之を飽和の状態に保つに必要な熱量よりも餘分の熱量を有すべきこと明かなり。故に斯る蒸氣は過熱蒸氣に變化せらるべきものなり。而して蒸氣が噴口（ノズル）又は開啓量小なる瓣を通過する時は同じく自由膨脹をなすべきも、かゝる場合に於ては蒸氣は速度を得るために熱の一部を消費すべきが故に、濕蒸氣（モイストスチーム）となるものなり。今 L_1 、 S_1 及び q_1 を夫れ夫れ蒸氣膨脹前の潜熱、顯熱及び其の乾燥率、 L_2 、 S_2 及び q_2 を夫れ夫れ膨脹後の潜熱、顯熱及び其の乾燥率とし、蒸氣が自由膨脹を爲すものとせば毫も熱量の消費なきが故に次の方程式を得べし。

$$q_1 L_1 + S_1 = q_2 L_2 + S_2$$

依て

$$q_2 = \frac{q_1 L_1 + S_1 - S_2}{L_2} \tag{20}$$

故に(20)式より膨脹後の蒸氣の乾燥率を求むることを得べし。

蒸氣が噴口内に於て自由膨脹を爲すときは、壓力の下降に伴ひ速度を得べきが故に、蒸氣の
潜勢力 (Potential energy) は變じて現勢力 (Kinetic energy) となり、其の結果水分を生じて一時濕
蒸氣となるも、一旦蒸氣が靜止の状態となりて其の速度を失ふに至らば、前記の理由に依り過
熱蒸氣となるものなり。

蒸氣の效率 蒸氣の有する全熱量が、悉く機械的の仕事に變ぜらるゝものにあらざして此の
機械的の仕事の爲めに消費せられたる熱量と全熱量との比を稱して 蒸氣の效率 と云ふ。

$$\text{蒸氣の效率} = \frac{\text{蒸氣の爲したる有効働量}}{\text{蒸氣の有せし全勢力}}$$

蒸氣を醸成するに必要な全熱量は、汽壓の増進するに従つて益々其の増加の割合を減少す。
換言すれば或温度の水より若干の蒸氣を醸成するに要する熱量は、其の壓力及び温度の上昇に
伴つて増加すれども、其の割合たる甚だ遅緩なるものなり。例へば十六氣壓に於ける蒸氣若干
封度を醸成するに要する熱量は、一氣壓に於ける同量の蒸氣を醸成するに要する熱量の僅に一。
〇四倍に過ぎざるものなり。而して若干の蒸氣を醸成するに要する熱量は、固より其の壓力の
高低に依つて増減すれども、全般を通じて其の差頗る僅少なるが故に、消費すべき一定の熱量

に對して最大の働を得んには其の歸着する所、定量の蒸氣より最大の働を求むるにありと
す。

今 T_1 を蒸氣の膨脹前の 絕對溫度、 T_2 を膨脹後の 絕對溫度とすれば、理想的汽機の最大効
率を表示すべき公式は

$$\begin{aligned} \text{最大效率} &= \frac{T_1 - T_2}{T_1} \\ &= 1 - \frac{T_2}{T_1} \end{aligned} \quad (21)$$

(21) 式の値をして最大ならしめんには T_2/T_1 の値を最小ならしめざるべからず。 T_2/T_1 の値を最
小ならしめんには T_2 の値を小ならしむるか、若くは T_1 の値を大ならしめざる可らず。然るに實
際の汽機に於ては T_2 は冷汽器内の 絕對溫度にして、 T_1 は或る 初壓力 (Initial pressure) を有す
る蒸氣の 絕對溫度なるが故に、汽機の效率を増加せしめんには高溫度の蒸氣を用ひて之を低溫
度とならしむるにあり。換言すれば成るべく高壓の蒸氣を用ひて充分に之を膨脹せしむるにあ
りとす。今 三聯成汽機と蒸氣タービン機とに於ける蒸氣の膨脹率を比較せんに、前者
に於ける 高壓汽筒の容積を一、低壓汽筒の容積を七・五とし高壓汽筒の斷汽點 (Cut off)

を衝程 (Stroke) の二分の一とすれば、蒸氣の全膨脹は十五倍となり、假に三分の一とするも十二倍半となるに過ぎず。之に反し蒸氣タービン機に於ける蒸氣の全膨脹は之よりも遙に大にして、百五十倍乃至二百倍に達するを普通とす。例へば初壓力を百五十封度、冷汽器内の真空を二十八吋とすれば、蒸氣の全膨脹は百五十倍となるべし。故にタービン機は往復汽機に比し一定量の蒸氣より多大の働量を^{ワアーク・ダヤ}得べきこと明かなり。

實際に於ける蒸氣の効率^{エフィシエンス}は汽機の發生したる實馬力又は軸馬力を之に要せし蒸氣量及び其の蒸氣の全熱量と給水の温度との差を以て除すれば之を求むることを得。今式を以て之を表はせば次の如し。

$$\text{蒸氣の効率} = \frac{\text{馬力} \times 33000}{778 \times \text{蒸氣量} \times (\text{蒸氣の全熱量} - \text{ボイラの温度})} \quad (22)$$

高壓高温の蒸氣 蒸氣の含有する熱量は或る壓力 ストドラ氏の實驗の結果は毎平方吋約三百五十封度、グーデノフ氏の實驗に依れば約三百八十封度) に達するまでは増加し、其以上は壓力の増大と共に減少するものなり。而して同一馬力に對する蒸氣使用量は低壓蒸氣よりも高壓蒸氣の方少なく、且後者を作る汽罐の効率は、前者の場合に比し僅かに低下するのみにして殆んど變化なきが故に、材料の改善と共に高壓蒸氣を利用せんとするは當然のことなりとす。

元來蒸氣の有する熱の熱力學的價値の増大は、最大温度を限定する (現今使用せる材料に對しては最高温度を華氏七百五十度とす) 時は其の平均温度を上昇せしむることにあるを以て、高壓蒸氣を使用して蒸氣を數個のタービンに分ち、遞次に之を膨脹せしめて各タービンに於ける蒸氣の温度の變化を少なからしむるにあり。然れども高壓蒸氣は膨脹に伴ふ凝縮水多く、從つてタービンは其の抵抗の増加と侵蝕作用とを受くる爲め數個の段落より該蒸氣の一部を取り去り、給水加熱器に送りて其の熱を利用し、以て給水の温度を上昇せしめ、或は中途加熱 (Boiler heating) を行ひて蒸氣を長く過熱の状態に保ち、其の平均温度の増加を圖ると共に抵抗並に侵蝕作用を減じ、機關の効率を増加せしむるを常とす。左れど中途加熱には特に大いなる容量を有する氣管を備ふるの不便ありとす。現今陸上に於て發電所の原動機に使用する蒸氣の壓力は毎平方吋六百封度乃至八百封度 (蒸氣の温度華氏七百五十度) にして之に使用せるタービンの熱効率は百分の二十五乃至三十にして内燃機の熱効率と殆んど伯仲の間にあり。

晩近英國のデニー造船所に於て建造せられたるタービン船キング・ジョージ五世の主機はパソンス會社にて作られ之に供給する蒸氣は壓力五百五十封度温度華氏七百五十度の過熱蒸氣にして此の蒸氣が左舷軸第一中壓タービンとタンデム式に後方に連結せられたる高壓タービン

に入り計畫馬力三千五百〇内五百五十軸馬力の働を傳へ壓力二百封度の廢汽となりて左右兩軸の第一中壓タービンに分流し、レダクション・ギアの兩翼に裝備せられたる第二中壓タービン並にギアの前方中央上部にある低壓タービンを経て二個の廢汽管より二個の冷汽器に流入するものなり。而して船舶操縦の際は壓力を二百封度に低減して中壓タービンと低壓タービンを使用し高壓タービンを空轉せしむるものとす。

蒸氣の凝縮 汽笛内に於て蒸氣の働を遂行するや、總て液化の之に伴ふべきは必然の結果なりといへども、往復汽機にありては各汽笛に出入すべき熱氣口同一なるを以て、出入蒸氣の溫度に著しき高低の差あり。之が爲め蒸氣の凝縮を誘起するのみならず、常に管體の溫度を始終均一ならしめんとするの作用を起し、間接に蒸氣の效率を減殺し、爲めに高壓の蒸氣に期待すべき充分の利益を收得すること能はざる不利益あるも、蒸氣タービン機にありては匣内に入入する蒸氣の入口及び出口を異にするが故に、毫も此の有害なる影響を被らざるものなり。然れども働の遂行に依つて生ずる水分の爲めに、著しく噴口、翼其の他の摩擦抵抗を増加するを以て、此の損失を減少せしが爲め、特にタービン機に過熱蒸氣を使用せるもの多し。而して往復汽機に充分過熱せる過熱蒸氣を使用すれば、高壓及び中壓の兩汽笛内に於ては辛ふじて其

の状態を維持し得るも、低壓汽笛内に於ては縦令之に汽包室 (Steam jacket) を設くるも最早や其の状態を維持し難きものにして、遂に濕蒸氣となるものなり。

汽笛内に於ける蒸氣凝縮の有害なることは、原動力として蒸氣を使用する主なる缺點の一たるべきも、此の性質を有するが故に廢汽を復水して再び罐水に使用し得ることは、機關學上又必要缺くべからざることなりとす。今觸面冷汽器内に於て、蒸氣を凝縮せしむるに必要な冷却水量を求めんに、凡そ蒸氣の失ふべき熱量は水の收得すべき熱量と正に相等しきものなるが故に、Hを三十二度より起算したる廢汽の全熱量、 t_3 を給水の溫度、 t_2 を排水、 t_1 を冷却水 (海水)、Wを蒸氣の重量、 w を所要の冷却水量とすれば次式を得べし。

$$W \times \{H - (t_3 - 32)\} = w \times (t_2 - t_1)$$

$$\therefore w = \frac{W\{H - (t_3 - 32)\}}{t_2 - t_1} \quad (23)$$

蒸氣の働 蒸氣の働は蒸氣の膨脹の状態に依り異なるものにして、其の膨脹線が

$$PV^n = C$$

なる關係を有するときは、膨脹中に於ける蒸氣の働は次の如くなるべし。

$$\text{蒸氣の働} = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \quad (24)$$

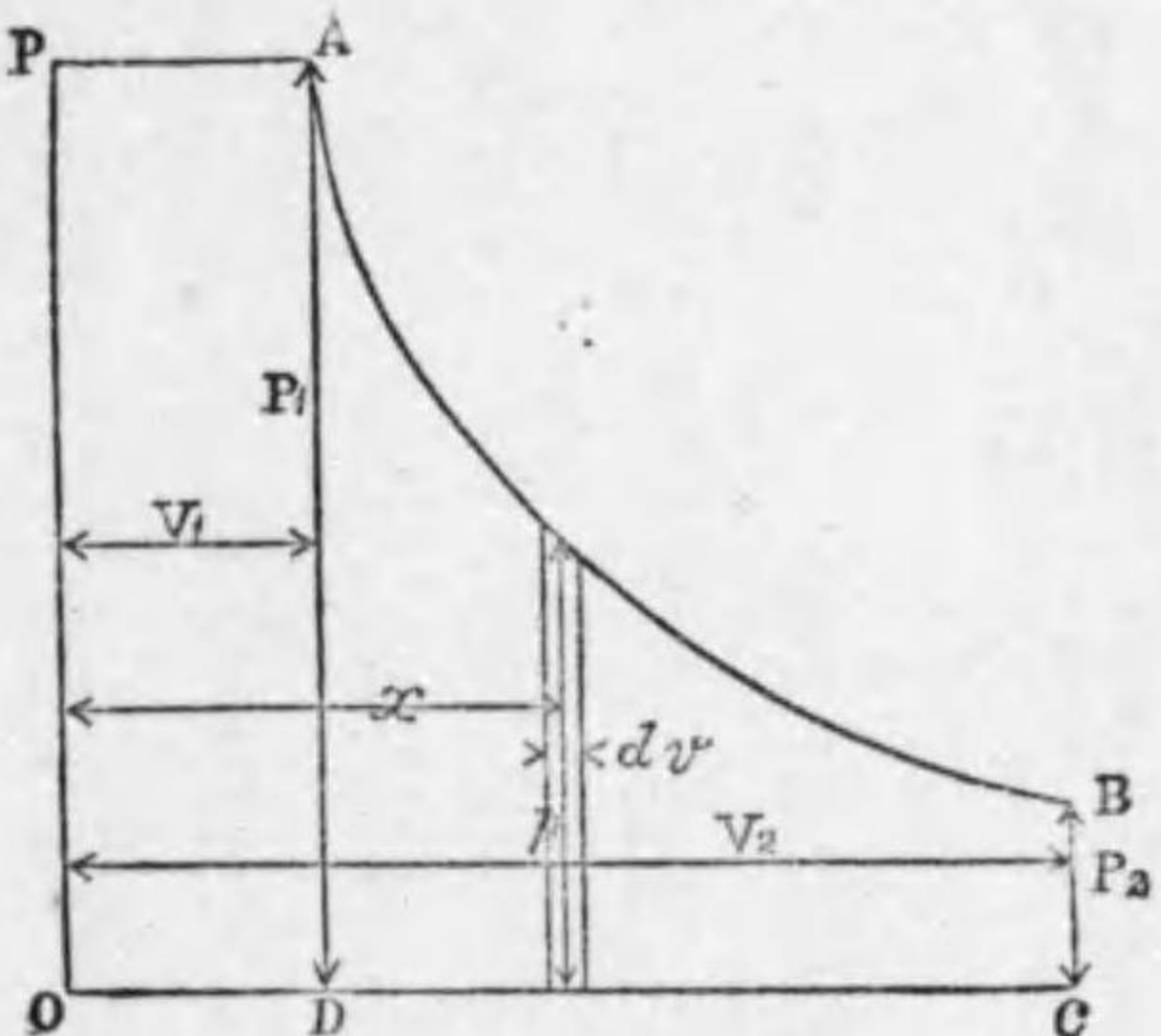
第九十六圖に於て蒸氣の初壓力を P_1 、終壓力を P_2 とし、膨脹前の蒸氣の容積を V_1 、膨脹後の容積を V_2 とし、今の容積に於ける蒸氣が dv だけ膨脹したるものとし、其の時の壓力を P とすれば

$$\text{面積 } ABCD = \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV \quad (25)$$

然るに

$$PV^n = P_1 V_1^n \\ \therefore P = \frac{P_1 V_1^n}{V^n}$$

圖六十九第



(25) 式の P の値に之を代入するときは

$$\begin{aligned} \text{面積 } ABCD &= P_1 V_1^n \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^n} \\ &= P_1 V_1^n \frac{V_1^{1-n} - V_2^{1-n}}{1-n} \\ &= \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \end{aligned}$$

$$= \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1}$$

然るに第九十六圖の縦線は蒸氣の壓力を示し、横線は其の容積を示すものなるが故に、其の面積は蒸氣の働を表示すべきものなり。

依てDよりCまでの蒸氣の働は

$$\text{蒸氣の働} = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1}$$

同理に依り

$$\text{面積 } PABCO = P_1 V_1 + \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1}$$

依てOよりCまでの蒸氣の全働は

$$\text{蒸氣の全働} = P_1 V_1 + \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \quad (26)$$

今(26)式に於て n の値を $\frac{17}{16}$ とするときは、膨脹中に於ける蒸氣の働は左の如くなるべし。

$$\text{蒸氣の働} = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{\frac{17}{16} - 1} = 16(P_1 V_1 - P_2 V_2) \quad (27)$$

又(26)式に於て n の値を $\frac{10}{9}$ とするときは、膨脹中に於ける蒸氣の働は左の如くなるべし。

$$\text{蒸氣の働} = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{\frac{10}{9} - 1} = 9(P_1 V_1 - P_2 V_2) \quad (28)$$

而して(26)式は n の値が一以外の場合にのみ應用すべきものにして、 n の値が一なるとき即ち

$P \times V = C$ なるときの蒸氣の働量は次の方法に依り求むべきものなり。

第九十六圖に於て

$$\text{面積 } ABCD = \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV$$

然るに

$$PV = P_1V_1$$

$$\therefore P = \frac{P_1V_1}{V}$$

前式のPの値に之を代用することとは

$$\text{面積 } ABCD = P_1V_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}$$

$$= P_1V_1 (\log_e V_2 - \log_e V_1)$$

$$= P_1V_1 \log_e \frac{V_2}{V_1}$$

今 V_2/V_1 を r とすれば

$$\text{面積 } ABCD = P_1V_1 \log_e r$$

(29)

又同様に依り

$$\text{面積 } PABCO = P_1V_1 + P_1V_1 \log_e \frac{V_2}{V_1}$$

$$= P_1V_1 (1 + \log_e r)$$

依て

$$\text{蒸氣の全働量熱} = P_1V_1 (1 + \log_e r) \tag{30}$$

蒸發の當量

各種汽罐の蒸發量を比較するに使用炭量一封度に對する蒸發水量を以てするを普通とすれども、前述せる如く蒸發の全熱量は汽壓の高低に依り一定せざるのみならず(一)石炭の種類に依り熱量に不同あり。(二)焚火法に巧拙あり。(三)給水の温度同じからず。(四)發生蒸氣の性質にも亦不同あるが故に、各罐の効率を比較對照せんには、之を一定の標準に於て蒸發せしむるを必要とす。而して英國に於て採用せる標準は、華氏二百十二度の水一封度を同温度の蒸氣となすに要する熱量に換算するにあり。例へば今若干汽壓の下に蒸發せられたる水量をW封度、其の時の蒸氣一封度の全熱量をH、給水の温度をtとすれば、t度より起算したる全熱量H₁は

$$H_1 = H + 32^\circ - t$$

然るに二百十二度の水一封度を同温度の蒸氣に變ずる爲めに要する熱量は、九百六十六熱位(最近九百七十熱位を使用す)なるを以て、該温度に於て換算せられたる水量W₁は

$$W_1 = W \times \frac{H + 32 - t}{966} \quad (31)$$

$$E_f = \frac{W_1}{W} = \frac{H + 32 - t}{966} \quad (32)$$

但し E_f は ファクター、オプ、エントロピー 蒸發率 (Factor of evaporation) なる。

如上の算式は發生したる蒸氣が飽和の状態にあるものと假定せしものなるも、實際にありては蒸氣中に多少の水分を含有すべきが故に、其の否らざる場合に於けるよりも少量の全熱量を要すべきこと明かなり。今 q を乾燥率、 L を レシダント、ヒート 潜熱とすれば此の場合に於ける全熱量は

$$H_1 = qL + S - (t - 32)$$

其れ故に

$$W_1 = W \times \frac{qL + S - (t - 32)}{966} \quad (33)$$

例へば汽壓九十封度、給水の温度六十度にして石炭一封度に付き水九封度を蒸發するものとせば

$$H_1 = 1179.6 + 32 - 60$$

$$W_1 = \frac{1179.6 + 32 - 60}{966} \times 9 = 10.723 \text{ 封度}$$

$$E_f = \frac{W_1}{W} = 1.19$$

前題に於て若し蒸氣が十分の一の水分を含有するものとせば

$$H_1 = 0.9 \times 889.6 + 290 - (60 - 32)$$

$$W_1 = \frac{0.9 \times 889.6 + 290 - (60 - 32)}{966} \times 9 = 9.9 \text{ 封度}$$

$$E_f = \frac{W_1}{W} = 1.10$$

第八章 エントロピー・ダイヤグラム

エントロピー 物體の表面の絶対温度を τ とし、此の表面を通じて物體が熱量 Q を得たりとすれば、物體は Q/τ のエントロピー (Entropy) を増加せりと云ひ、若し Q が物體より失はれる熱量なるときは、物體は Q/τ のエントロピーを減せりと云ふ。例へば一氣壓に於て水の沸騰點は絶対温度にて

$$\tau = 212^\circ + 461^\circ = 673^\circ$$

なり。而して蒸發の際の潜熱は九百六十六なるを以て、此の沸騰點に於ける水一封度が悉く蒸

發し終るまでに水の得たるエントロピーは

$$\phi_w = \frac{966}{0.73} \tag{1}$$

なり。斯の如く沸騰點にある水一封度が悉く蒸發し終るまでに増加すべきエントロピーを蒸發のエントロピー (Entropy of evaporation) と云ふ。蒸發のエントロピーは蒸發中温度一定なるを以て、其の絶對温度にて蒸發の潜熱を除すれば得らるべし。沸騰點以下の水を熱する如き場合には、熱量を得ると共に其の温度は上昇するを以て、其の場合に於けるエントロピーの増加は次の如く表はさる。今水一封度が τ なる絶對温度にて熱量 dQ を得、其の爲めにエントロピーを $d\phi$ だけ増加したりとせば

$$d\phi = \frac{dQ}{\tau} \tag{2}$$

絶對温度 τ_0 及び τ に於ける水のエントロピーを夫々 ϕ_0 及び ϕ とすれば

$$\phi - \phi_0 = \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{dQ}{\tau} \tag{3}$$

水の比熱を c とし各温度に付 dQ 同一なるものとせば

$$\phi - \phi_0 = c \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{d\tau}{\tau} = c \cdot \log_e \frac{\tau}{\tau_0} \tag{4}$$

$\tau_0 = 461 + 32 = 493$ として、此の温度に於ける水一封度のエントロピーを便宜上零なりと假定し、

エントロピーの増加を ϕ_w とすれば

$$\phi_w = c \cdot \log_e \frac{\tau}{493} \tag{5}$$

$c = 1$ なりとすれば

$$\phi_w = \log_e \frac{\tau}{493} \tag{6}$$

ϕ_w を水のエントロピー (Entropy of liquid) と云ふ。即ち水一封度を氷點より絶對温度 τ まで熱する間に増加せるエントロピーなり。

アヂアバチックの變化には熱量の入無さを以てエントロピーの變化無きものなり。

既述せし如く

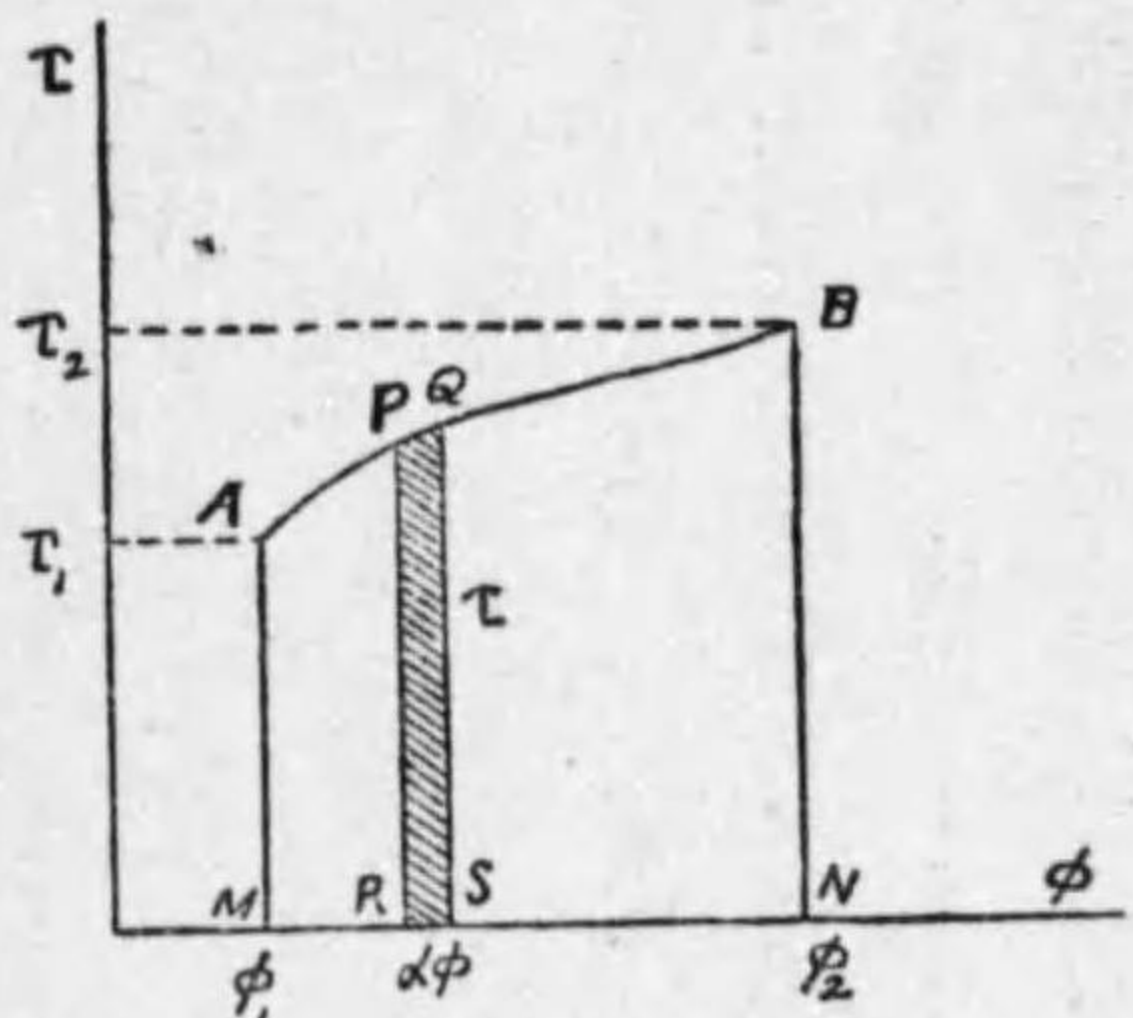
$$d\phi = \frac{dQ}{\tau}$$

故に

$$Q_2 - Q_1 = \int \phi_2 \tau d\phi \tag{7}$$

第九十七圖に於て絶對温度を縦線に、エントロピーを横線にとる時は、 $\tau d\phi$ は面積 PQSR にて表はさる。即ち此の面積は P より Q へ物質の狀況の變ずる間に其の物質に與へられたる熱量 dQ を表はすものなり。従つて面積 ABNM は物質が A より B へ變ずる間に物質に與へられた

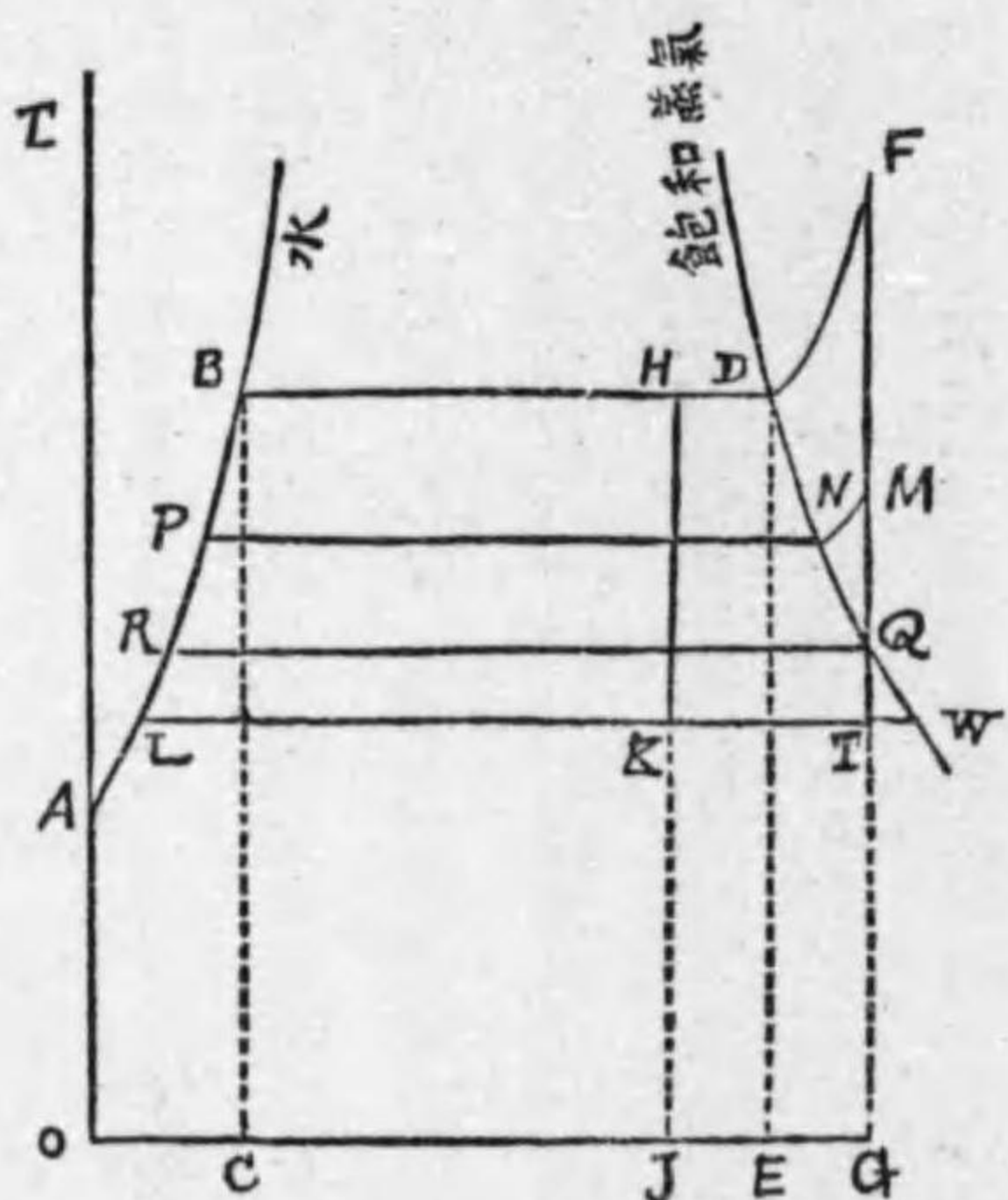
圖七十九第



る熱量 Q_1 を表はすものなり。
 氷點に於ける水一封度が次第に熱せられ、其の温度が
 上昇するものとすれば、温度の上昇と共にエントロピー
 を増加し、終に沸騰點に達す。此の變化は第九十八圖に
 於て曲線 AB にて表はる。而して面積 ABCO は其の水の
 顯熱 S を表はすものなり。次に此の水が一定温度にて蒸
 發し終る變化は直線 BD となり。D 點は飽和蒸氣を表は
 す點なり。而して面積 BDEC は蒸發の潜熱 L を表はし、

更に過熱せらるゝものとせば温度の上昇と共にエントロピーを増加し、D 點より F 點に至る面積 DFGH は過熱の際加へられたる熱量を表はすものなり。又 H 點に於ける蒸氣の乾燥率を q とすれば面積 BHJC は熱量 qL を表はすべし。而して面積 OABHJ は乾燥率 q なる蒸氣の全熱量 $S + qL$ を表はすべし。H より A 点アバチックの膨脹が行はれたるものとすれば、此の場合エントロピーは一定にして温度は下降すべきを以て、HK の如き、軸に平行なる直線となるべし。K に於て温度 t_0 に於ける顯熱を S_0 、潜熱を L_0 、乾燥率を q_0 とすれば、面積 OAKI は G に於

圖八十九第



ける蒸氣の全熱量 $S_0 + q_0 L_0$ を表はすが故に、
 H と K とに於ける蒸氣の全熱量の差は面積 BH
 KL にて表はさる。理論上アデアバチックの膨
 脹の間に増加する現勢力は、其の膨脹の初めに
 於ける全熱量と終りに於ける全熱量との差に相
 當するものなり。即ち上述の場合に於て H に於
 ける蒸氣の速度を零とし、K に於ける速度を V
 とすれば

$$\frac{V^2}{2g} = 778 \times (S + qL - S_0 - q_0 L_0) \quad (8)$$

即ち此の膨脹の間に現勢力に變ぜし熱量は面積 BHKL にて表はさる。而して F 點に於て示す
 過熱蒸氣がアデアバチックの膨脹を爲す場合、其の終りに於ける蒸氣が M にて示す如き過熱蒸
 氣となるときは、現勢力に變ぜし熱量は面積 PBDENM にて表はされ、終りに於ける蒸氣が飽
 和蒸氣なるときは、現勢力に變ぜし熱量は面積 KBDLQ にて表はさる。又終りに於ける蒸氣が
 T にて示す如き濕蒸氣なるときは、現勢力に變ぜし熱量は面積 LBDFT にて表はされ、LT の LW

に於ける比を乾燥率と云ふ。

第九章 蒸氣タービン機と往復汽機との比較

往復汽機レシプロエンジン、エンジンと蒸氣タービン機とは全然其の原理を異にし、従つて其の利害得失相同じからざるも、後者にありては稍々理想的汽機に近似せる點多しとす。今次に項を追ふて兩者の優劣に就て述ぶべし。

(一)タービン汽機は殆ど震動なきこと 蒸氣タービン機は往復汽機の如く毫も直線運動を爲すべき動作部を有せず。従つて回轉力率ターニング、エフォート一様なるが爲め汽機の震動を僅少ならしむることを得。而して震動の僅少なるより生ずる利益を擧ぐれば旅客船にありては船客に對し震動より生ずる不快の念を起さしむること無く、軍艦にありては大砲の射撃を精確ならしむることを得べし。又汽機に對する歪を減少し得るため汽機の損傷少く、又堅牢なる汽機臺を設くるの要無く、従つて船體に及ぼす歪を減殺することを得べし。殊に無線電信機を備ふる船舶に於ては震動の影響を受けざるの利益ありとす。

往復汽機に於ては震動の爲めに諸接合部に弛緩を生じ、延て汽機の損傷を惹起せしむること多きも、タービン汽機は往復汽機に於けるが如き接合部を有せざるのみならず、殆ど震動無きが爲め汽機に損傷を生ぜしむること少く、従つて審判事故の發生を減少することを得べし。

(二)タービン汽機は重量及び容積を減少し得ること 蒸氣タービン機は往復汽機に比し回轉數非常に大なるが爲め、汽機自體の重量少なきのみならず、車軸及び推進器の大きさも亦小なるが故に、之れより生ずる重量の減少も亦頗る大なりとす。而してタービン汽機は汽罐ウキルより翼車スライドバルブに直接に蒸氣を送給すべき装置なるを以て、汽筒柱、吸鑄錐、接續錐及び曲肱クラフクは勿論、滑瓣及び動瓣機をも要せざるが爲め、重量の減少と同時に汽機の容積を減少し得るを以て、往復汽機の如く機關室陰鬱ならざるの利益あり。又タービン汽機は汽機の効率の増加に依り同馬力の往復汽機に比して罐數約一割五分を減少することを得べし。

タービン汽機の占領すべき床面積フロア、スペース(Floor space)は往復汽機に於けるものと大差なきも、汽機の容積少く且つ高さは往復汽機の夫れよりも遙かに低きが故に、船の復原力サビリティ(Stability)良く、軍艦にありては汽機の全部を容易に水線下に装置し得るの利益ありとす。

(三)タービン汽機は取扱簡易にして經常費少きこと タービン汽機は往復汽機の如く多數の動作部を有せず、構造極めて簡單にして調整又は検査に多くの時間を要せず、其の取扱簡易に

して機關部員の勞苦少く、且つタービン汽機の唯一の動作部なる圓筒は多數の小片翼より成るを以て、不時の出來事に依り生ずる危険少く、沸溢(Priming)の發生に際しても單に汽機速度を減少するに止まり、往復汽機に於ける如く吸鑄錐又は滑瓣錐等の衛帶函より蒸氣を漏洩せしめ、甚しきに至りては汽筒を破壊し若くは吸鑄錐を屈曲せしむるが如き惡果を生ぜず。故にタービン汽機は水雷艇又は驅逐艦の如き輕き構造のものに用ひて殊に其の利益ありとす。又タービン汽機は往復汽機の如く死點(Dead point)を有せず、且つ發動瓣を要せざるが故に、正確に汽機を發動し又は逆轉するを得べく、操縱極めて簡易なるのみならず容易に極微速力と爲し得るの利益あり。

バーンス・タービン汽機は蒸氣推力(Steam thrust)を有するが故に、推進器より生ずる推力を中和し得るを以て殆ど推力承の要無く、唯僅に小形のを備ふるに止まり、普通の汽機に於けるが如く推力承より生ずる煩累と之れに費す熱の損失なし。

從來使用せるタービン船の經驗に徴するに、經常費は往復汽機よりも遙に少く殊に消耗品の如きは其の額僅少にて足る。蓋し定期検査又は特別検査以外には殆どタービンを開放する要無きに因るものなり。

(四)タービン汽機は潤滑油の消費量少きこと タービン汽機にありては軸承に壓搾油を使用し、常に補助唧筒を以て油槽より絶へず油を循環せしむべき装置なるが故に毫も油の損失無く、且つ往復汽機の如く動作部より油の投出せらるゝこと無く常に汽機の各部を清潔に保持し得るのみならず、匣内に油を送給するの要無きが爲め給水は清潔にして毫も油を混和せず、従つて冷汽器及び汽罐の効率を増加するは勿論、之が爲めに屢々汽罐を開放して検査掃除等を行ふの要なく、又油の爲めに屢々生ずる火爐の燒損(Overheat)を防ぎ、尙ほ延て濾過器(Oil filter)をも省略することを得べし。

近來過熱蒸氣を使用するの有利なることは一般に認めらるゝ處なるも、之を往復汽機に使用すれば蒸氣乾燥の爲めに汽筒面を損傷し、又筒内に多量の潤滑油を供給すれば汽罐の故障を惹起せしめるの恐あり。然るに之をタービン汽機に使用すれば筒内に注油の要なきを以て充分に其の効率を發揮せしむることを得べし。

(五)タービン汽機は設計速力に於ては毎馬力に對する炭量少きこと タービン汽機は往復汽機の如く多數の動作部を有せざるが故に(第一)汽機の機械的摩擦より生ずる熱の損失少きのみならず、滑瓣及び動瓣機を有せざるが爲め之を動作せしむべき働量を要せず、且つ滑瓣

の漏洩より生ずる蒸氣の損失絶無なり(第二)タービン汽機は往復汽機と異なり、匣に設けたる蒸氣の出入口同一ならざるが故に、匣各部の温度は常に一定し、往復汽機の如く温度の變更の爲めに匣内を交々冷熱に暴露せしむること無きを以て、汽管内に蒸氣の凝縮(Condensation)及び再蒸發(Reevaporation)を生ぜしむること無し。従つてタービン汽機にありては、汽包室を備ふるの要なし(第三)往復汽機に於て吸鑄漏洩するときは常に蒸氣の損失たるに止らず、之が爲めに著しく背壓力を増加して吸鑄の運動を阻害すべし。又往復汽機に於て冷汽器内に多量の眞空を生ぜしむるときは一層前記の惡果を誘發するのみならず、低壓汽管及び之れに附屬する滑瓣の大きさを著しく増大せしめざるべからざるの不便あり(第四)匣内に於ける温度の變更無きが爲め所要の程度まで充分に蒸氣を膨脹せしめ得るの利益あるのみならず、往復汽機に於ける如く汽管間隙より生ずる蒸氣の損失無く、且つ過熱蒸氣を使用し得るの利益あり(第五)タービン汽機は往復汽機の如く吸鑄の上下動に際し蒸氣を壓縮して動作部の惰性を打破するの要なし。

炭費は汽機に依り一定せざるも直結タービンに於て補機に使用するものを加算し毎時一實馬力に對し約一・四封度乃至一・六封度高速力のものにて約一・二封度ギヤード・タービンに於て燃料に重油を使用せしとき一軸馬力に對し〇・七封度乃至〇・九封度を要するに過ぎず。

(六)タービン汽機の推進器は縦搖の影響をること少きこと　タービン汽機は往復汽機に比して小徑の推進器を使用すると且つ車軸の位置が概して後者に比し低下せるが爲め縦搖の影響を蒙ること少く、従つて螺旋軸に及ぼす歪を減殺することを得べし。

(七)タービン汽機は効率良好なること　タービン汽機は往復汽機に比して蒸氣の効率及び機械的効率大なるが爲め従つて機關全體の効率大なり。而して汽機の効率を測定するには常に試運轉時に於て之を爲すを通例とす、而るに船が役務に就きたる後往復汽機はタービン汽機に比し、比較的使用時間僅少にして動作部に弛緩又は摩擦を生ずるを以て、其の効率頓に減少するも、タービン汽機にありては其の使用久しきに互るも始終其の効率に變更なく、従つて永久効率大なり。蓋し往復汽機に於ては軸承に吸鑄上の總壓力を負荷せしむるに反し、タービン汽機に於ては圓筒上に受くる壓力は常に各部相平均せるが爲め、軸承には毫も壓力を及ぼさず、唯回轉動體の重量及び回轉體の重力中心が車軸の中心と一致せざるより生ずる遠心力の和を受くるに過ぎず。故に前者に比し壓力極めて少なく、従つて軸承の摩擦は殆ど皆無なるに因る。若し往復汽機をして常に其の効率を良好ならしめんには、碇泊中絶へず汽機を檢査、調整する

の要あり。而かも船舶の常として著しく炭費を増加し、速力減少するに至らざる限りは修理を施さずして航海を繼續するを普通の状態と爲すが故に、炭費の多少を比較するに當りても單に試運轉時に於けるものを標準とせず、寧ろ平日の航海に於て測定したるものを以て相比較對照するを至當とす。殊にタービン汽機は試運轉時に於けるよりも平日の航海に於て其の効率大なるものなり。何となれば試運轉の際には過度に蒸氣を醸すの結果自然濕蒸氣を汽機に送給し蒸氣の効率を減少すべきが故なり。

(八)タービン汽機は一基の汽機にて前進及び後退運動を爲さしめ難きこと タービン汽機は前進運動に適合する如く翼車と匣ケーシングとに一定の角度に於て翼ブレードを固定せしものなるが故に後退運動を爲さしむること能はず。故に別に後退用タービンを裝備するを必要とす。斯くするときは之が爲め汽機の重量容積を増加するの損失あるのみならず、前進中徒に後退タービンを作動せしむるの損失ありとす。後退タービンは商船に於ては現今一般に低壓前進タービン匣内之を設置するを常とす。此の装置を爲すときは後退タービンは汽機の前進中常に暖まり居るを以て、何時にても之を發動することを得べく、又該機は低壓タービン匣内にありて常に真空バキュームにて回轉すべきが故に、汽機の前進中受くべき抵抗は割合に大ならざる利益ありとす。但し軍

艦にありては低壓タービン匣内に設くるの外、高壓タービン軸にも別に後退タービンを裝備し、常に冷汽器と接續せしむるを常とす。而して後退タービンの馬力は普通前進馬力の約六割に過ぎざるを以て往復汽機に比し後退力少きの害あり。

(九)タービン汽機は低速力にて航行するときは毎馬力に對する炭量多きこと 往復汽機に於ては或限度内に於て速力を減少するも毎馬力に對する炭量は差なきに反し、タービン汽機に於て速力を低減すれば著しく炭量を増加するの不利あり。蓋しタービン汽機は一定速力に適合する如く設計せらるゝものなるが故に、速力を減少すれば蒸氣と翼ブレードとの相對速度 (Relative velocity) に變更を來し、爲めに翼に非常なる衝動インパクトを與へ、甚しくタービンの効率を減殺するのみならず、働ワークを爲さずして圓筒の周圍より漏洩する蒸氣の損失割合に多く、且つ初壓イニシャルプレッシャー力を低減するの結果蒸氣の膨脹率を減少するの不利あるに依るものなり。故に客船の如き略ぼ速力の一定せるものゝ外は之に適當する特殊の装置を施すを必要とす。

速力を低減して航行するときのタービン船の不經濟なる一例を擧ぐれば、タービン汽機を備ふる某遠洋旅客船にて速力二十五海里のとき一時間一馬力に對し蒸氣十三封度を要せしものが、十六海里の速力に於ては二十一封度を要したるに反し、往復汽機を備ふる某巡洋艦に於て

は二十三海里のとき一時間一馬力に對し蒸氣二十封度を要せしものが、十五海里の速力に於ては十七封度を要せしに過ぎず。故にタービン汽機は一定速力に於て航行する高速力船に用ひて有利なるも低速力又は不定速力に於て航行する船舶には不適當なりとす。

歐米諸國に於けるタービン船は孰れも設計速力若くは其の近似速力に於て役務に従事しつゝ、あるに反し、我國に於けるタービン船は多くは政府の補助金を受くる關係上若くは其の他の理由に依り、成るべく設計速力を大にし而かも平日は著しく速力を低減して航海するを普通の状態と爲すが故に、他國のタービン船に比して常に不利益なる状態の下に作動しつゝあるものなり。

(十)タービン汽機の推進器は効率少きこと タービン汽機は往復汽機と異なり、蒸氣の有する熱勢力を現勢力に變じ、以て汽機の回轉動を爲さしむべきものなるが故に、或一定の蒸氣量より成るべく多大の働量を得んとせば、勢ひ蒸氣に多大の速度を有せしめざる可らず。蒸氣に多大の速度を有せしむるときは、從つて翼の速度も亦之に伴つて増加すべきが故に、タービン汽機にありては回轉數の多大なるは萬止むを得ざることなりとす。然るに回轉數多大なるときはタービン汽機の效率は増加すべきも、推進器の效率は著しく減殺すべきものなり。

例へば往復汽機を備へたる米艦テラウエヤ號の推進器の效率は百分の六十九なるに對し、タービン汽機を備へたるユタ號の推進器の效率は百分の六十二たるに過ぎず。殊に回轉數多大なるタービン船の推進器にありては時に其の效率百分の五十を下ること少しとせず。

(十一)翼及虚罅環を損傷し易きこと パーソンス・タービン汽機に於てローター圓筒と匣との膨脹不同なるか、若くは匣に變形を生ずるが如き場合には、動翼と匣及び靜翼と圓筒とをして互に相接觸せしめ、爲めに翼を損傷せしむるの惧あり。若し兩者の間隙をして不問の膨脹を許すべく充分大ならしむるときは、蒸氣の漏洩に基因する損失多大となるべし。但しカーチス式の如きインバルス・タービン汽機にありては毫も斯る憂なきも、車軸と翼車のブッシュ間の間隙を餘りに小ならしむるときは前者と同様の惡果を生ずるに至るべし。又主軸承の摩擦を等閑に附するときは翼及び虚罅環を損傷せしむべきが故に注油唧筒の動作には極めて細心の注意を拂ふこと肝要なり。其の他乾燥せざる蒸氣を使用するときは翼の抵抗を増加し、且つ水の遠心力作用に基因する損失多大となり著しく汽機の效率を減殺せしむべきものなり。

(十二)タービン汽機は實馬力を求むること能はざること 往復汽機にありては吸鑄が絶えず直線運動を爲して車軸を回轉すべきものなるが故に、指壓器を用ひて汽機の實馬力を測定し得

べきも、タービン汽機にありては円筒は常に其の位置を移動せずして回轉するものなるが故に、指壓圖を探ること能はず、従つて汽機の働量即ち實馬力を見出すこと能はざるの不便あり。故にタービン汽機の實馬力は軸馬力(Shaft horse-power)を求めて、之れより測定するの外無きものなり。然るに軸馬力を求むる方法は孰れも概して複雑にして而かも精密ならざるの缺點ありとす。

(十三)タービン汽機は激浪及び逆風に對して推進器の効率少きこと　タービン船は普通の汽機を裝備せる他船に比し、普通の状態に於ては非常なる好果を現すべきも、激浪逆風に際しては著しく其の效力を低下し、其の差異殊に甚しきものあり。蓋し馬力に對する推進器面積の不十分なるに基因するものにして、激浪又は逆風に對する抵抗力少きが爲なり。但し大汽船にありては比較的汽機の回轉數少きが爲め其の影響を蒙むること少し。

(十四)タービン汽機は汽機室暑きこと　普通の汽機にありては車軸上に高く汽筒を裝置し得るも、タービン汽機に於ては車軸がタービン内を貫通せるを以てタービンの位置低く、且つタービン附屬の諸瓣は便宜上ホーム上に裝置しあるを以て汽機室内の温度は頗る高さの害あり。故にタービン汽機を備ふる汽機室にありては不導體を以て充分にタービンを被覆し、且つ通風

を良好ならしむるを必要とす。

(十五)汽機室内に漏水甚しきときはタービンを作動せしむること能はざること　往復汽機を裝備する船舶にありては縦合汽機室内に海水浸入することあるも、汽筒の位置高きが爲め、或る程度までは汽機の回轉を持続し得るの利益あるも、タービン汽機を備ふる船舶に於てはタービンの位置低きが爲め、海水浸入して滲水増加するに至らば、タービン内の蒸氣は忽ち凝縮して其の用を爲さざるに至るべし。

(十六)タービン汽機は發動の際多量の蒸氣を消費すること　往復汽機に於て汽機を暖め又は之れを發動するの際、蒸氣は吸鑿又は滑瓣の爲めに其の通路を遮断せられて直ちに冷汽器内に逃出し難きも、タービン汽機にありては之に蒸氣を送給すれば直ちに冷汽器内に逃出し、毫も内部に停溜せざるが故に従つて多量の蒸氣を空費するの不利あり。殊に段落數の少き後退タービンに於ては其の害特に甚し。

(十七)タービン汽機は價格不廉にして多額の修理費を要すること　タービン汽機は往復汽機に比し概して其の價格不廉なるのみならず、一旦翼若くは齒車に故障を生ずるが如き場合には、修理に多大の日子を要し且つ特種工場に於て之を行ふの不利あるを以て、従つて多額の費用を

要し、且つ其の間空しく船を繋留するが爲めに生ずる損失も亦莫大なるものなり。然れども斯る修理の生ずるは殆ど稀にして、タービン汽機は往復汽機の如く屢々修理を施す必要無きが爲め、一時多額の修理費を要するも結局は修理費を減少することとなるべし。但しギアード・タービンにありてはタービンの形體著しく小なるが爲め開放検査に多大の日子を要せず。

(十八)タービン汽機と往復汽機の比較實例 曩日ミッドランド・レール・ウエー會社が相互效力比較の目的を以て建造したるタービン船と三聯成汽機船との成績、及び米海軍の建造に係る偵察巡洋艦サレム號と戦闘艦バモント號との相互比較表を次に記載すべし。

船名	アントリム號	ロンドンテラー號	マンクスマン號	摘要
船の長さ	三百三十呎	三百三十呎	三百三十呎	「正甲板」までの深さ 平均速力
船の幅	四十二呎	四十二呎	四十三呎	
船の深	十八呎	十八呎	十八呎	
速力	二十一節、九	二十二節、二五	二十三節	
汽機の種類	三聯成汽機	パーソンズ・タービン	パーソンズ・タービン	
常用汽壓	二百封度	百五十封度	二百封度	

表 號

汽機重量	汽機室の長さ	汽機室の幅	汽機室の高	汽機室の容積	備考
四百六十噸	三百八十呎	四十二呎	二十二呎	三、五、一〇二立方呎	ミッドランド・レール・ウエー會社の新建造船は都合四隻にして、内二隻は三聯成汽機を有しアントリム號及びドネガル號之に屬し、他の二隻はパーソンズ・タービン汽機を有しマンクスマン號及びロンドンテラー號之に屬す。而して前記四汽船は船型、船體の構造及び大きさ等互に略ぼ相等しく、ロンドンテラー號、アントリム號及びドネガル號の三船は孰れも同馬力の汽機及び汽罐を有し、獨りマンクスマン號はロンドンテラー號が汽壓百五十封度を使用せる
二百十噸	三十八呎	四十二呎	十九呎	二、七、一〇六立方呎	
六十噸	三十八呎	四十二呎	十九呎	三、〇、三〇四立方呎	
七百三十噸	五百七十五噸	三十八呎強	十九呎強		
二百十噸	二百十噸	四十二呎	十九呎		

罐水を含む

備考 マンクスマン號は最大速力二十三節、一四又ロンドンテラー號は二十節、二七にしてアントリム號は二十一節、九なり

ミッドランド・レール・ウエー會社の新建造船は都合四隻にして、内二隻は三聯成汽機を有しアントリム號及びドネガル號之に屬し、他の二隻はパーソンズ・タービン汽機を有しマンクスマン號及びロンドンテラー號之に屬す。而して前記四汽船は船型、船體の構造及び大きさ等互に略ぼ相等しく、ロンドンテラー號、アントリム號及びドネガル號の三船は孰れも同馬力の汽機及び汽罐を有し、獨りマンクスマン號はロンドンテラー號が汽壓百五十封度を使用せる

に對し、他の三汽船と同じく汽壓二百封度を使用せしが故に、汽罐馬力は他の三船のものよりも少しく多く、従つてタービン汽機の實馬力も亦大なり。

聯成汽機を備ふる二汽船中にて好成绩のアントリム號とタービン船ロンドンデリー號とを比較するに、後者は前者より排水量に於て殆ど二百噸を減少し、又マンクスマン號はロンドンデリー號の汽機汽罐に比して重量稍々大なるも、聯成汽機船に比すれば尙ほ二船の孰れよりも總重量に於て少く、而かも速力に於て殆ど一海里餘の増加を示せり。次にロンドンデリー號とアントリム號との汽機の高さを比較するに、前者は後者より三呎低く、又マンクスマン號はアントリム號よりも床積を要すること少しく多きも、ロンドンデリー號の汽機に比して汽機上の容積遙に廣し。

カーチス・タービン汽機と四聯成汽機との比較					
第	船名	サレム號	バモント號	摘	要
汽機ノ全長	十六呎二吋、七五	三十三呎六吋、五			
汽機ノ幅	十三呎六吋	十一呎三吋			
汽機ノ高	十二呎六吋	二十一呎九吋			

二 號 表					
速力	汽機ノ種類	排水量	回轉數	總馬力	汽機汽罐總重量
二十四節	カーチス・タービン	三千七百五十噸	三百五十	一萬六千	二二八、六八〇封度
十八節	四聯成汽機	一萬六千	百二十	一萬六千	三四三、三五〇封度
					二百十九平方呎
					二百四十五平方呎
					八、二〇〇平方呎
					汽機ノ全容積
					二、七三五立方呎
					附屬具の重量を算入せず

巡洋艦と戦艦とは全く艦種を異にし、其の構造等しからざるが故に各部を比較對照すること能はざるも、サレム號とバモント號の汽機は共に同一造船所に於て製造せられ、而かも汽機の總馬力同一なるを以て、毎馬力に對する兩汽機の重量及び容積を比較し得るの便あり。即ち第二號表に依るにタービン汽機の總重量は二十二萬八千六百八十封度即ち約百〇二噸強にして一實馬力に對する重量は二十八封度、六となり、又四聯成汽機の總重量は三十四萬三千三百五十封度即ち約百五十三噸弱にして一實馬力に對する重量四十三封度となり、後者は前者より五割の重量の増加となるなり。次にタービン汽機は幅に於て四聯成汽機よりも二呎三吋大なる外、

長さ、高さ、床積、及び全容積の孰れに於ても遂に四聯成汽機よりも短少なり。

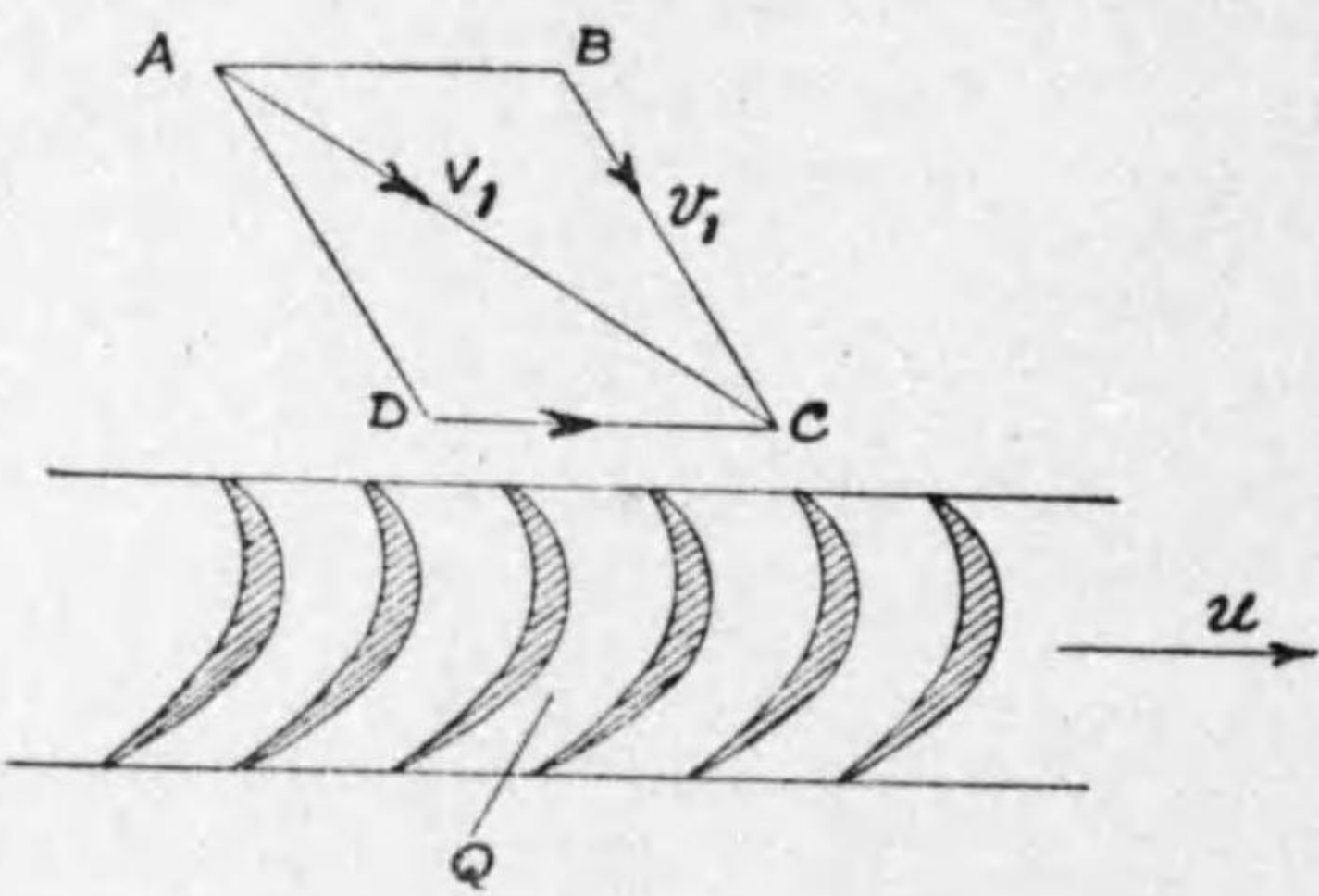
第十章 翼に働く流體の作用

相対速度及び絶対速度 抑も地上に於ける物體は總て地球と同速度を有し、船内にある物體は總て船と同速度を有すべきものなるも、便宜の爲め是等の速度を無視し、タービン機に於ける匣の如き固定部が毫も運動を有せざるものと假定せしとき、回轉部又は之に作動する流體の速度を絶対速度 (Absolute velocity) と云ひ、又タービン機の作動中流體の回轉部に對する比較速度を相対速度 (Relative velocity) と云ふ。例へば第九十九圖に於てQを回轉圓筒の一部とし、矢向を以て示すが如くuなる絶対速度を以て回轉するものとし、V₁を圓筒に作動する流體の方向並に其の絶対速度と假定し、uに等しくDCを取りABCDなる平行四邊形を作るときは、BC即ちuは相対速度なり。今之を詳説すればACなる流體とDCなる回轉體とが同時にC點に於て出會すべきものなるを以て、之を逆にC點より兩體が出發し、以前と反對方向に逆行するものと假定すれば、同一時間内に流體はA點に回轉體はD點に到達すべし。即ち流體の回轉體に對する速度はAD即ちBCに等しきことを知るべし。故に翼に作動する流體の

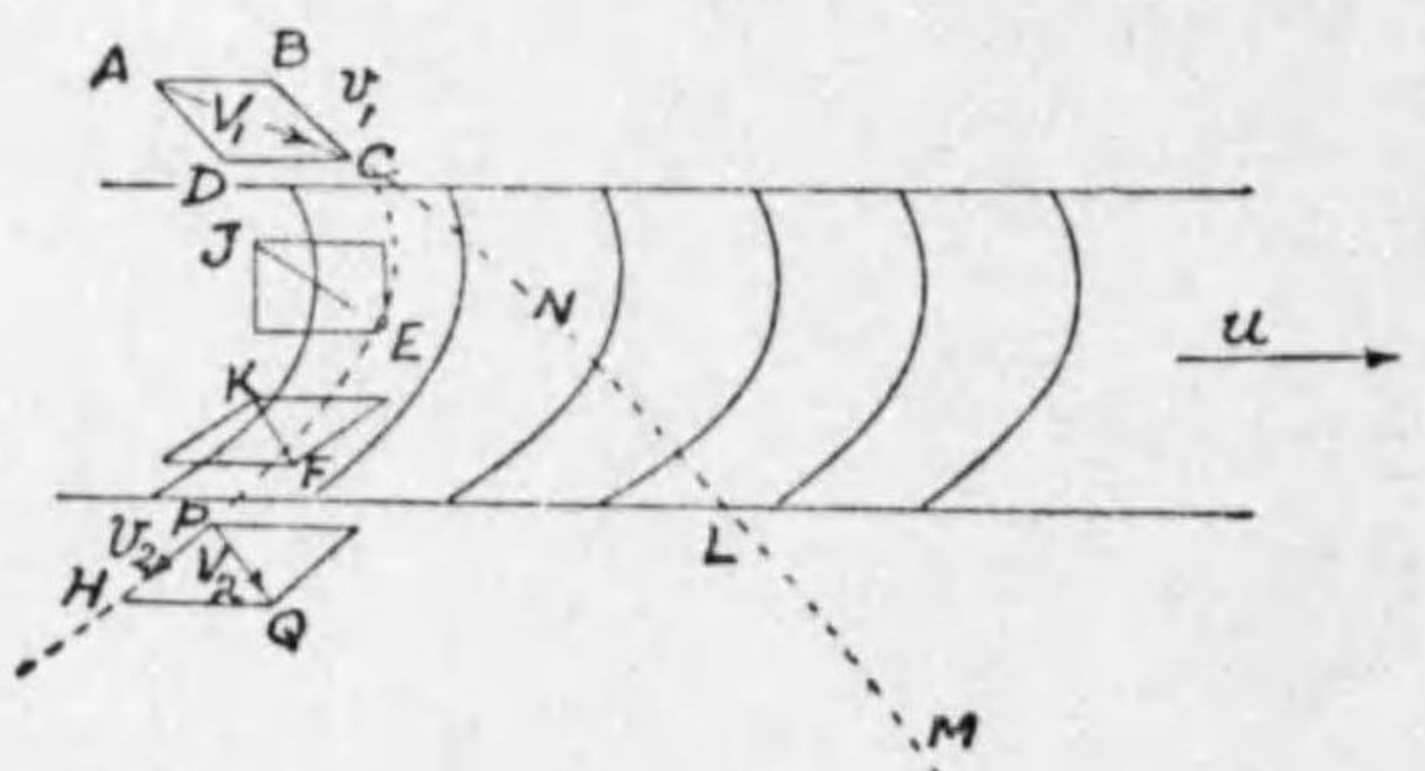
絶対速度ACをしてBCなる相対速度を有せしむる如く、之に適當する速度を翼に保たしめ、且つ翼の入口及び出口を夫れ夫れ出入蒸氣の相対速度の方向に平行せしむるときは衝激及び摩擦より生ずる損失を最少ならしむることを得べし。



圖九十九第



圖百第

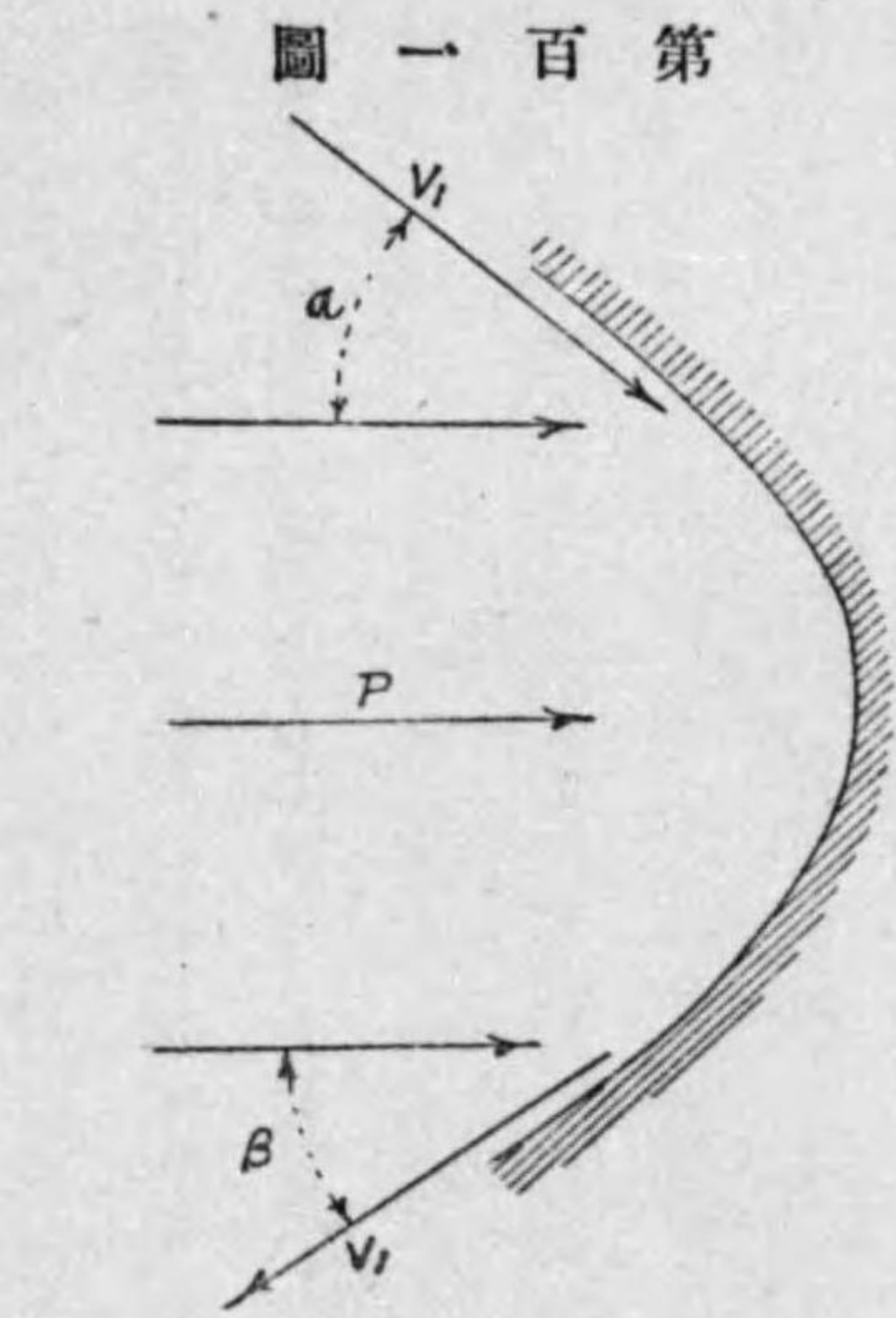


間に翼の移動せし距離を示すものとする。故に或點に於ける流體の相対速度と翼の速度とを知れ

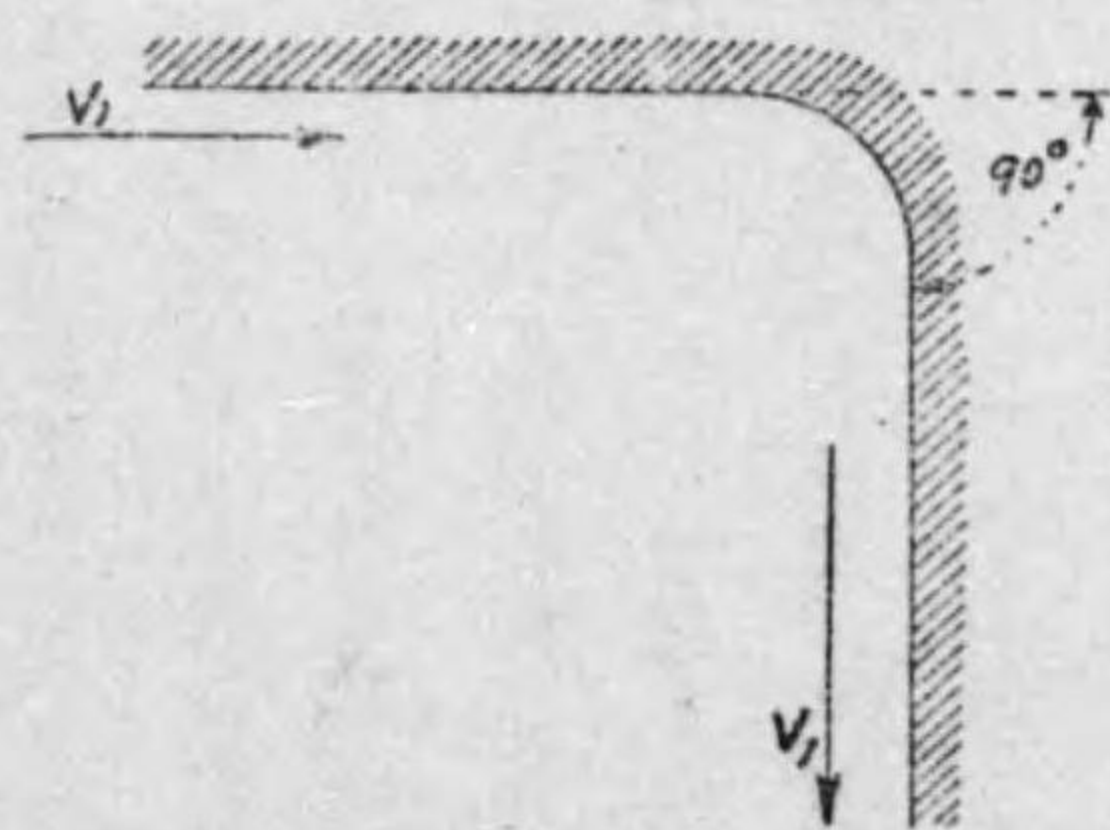
ば直に其の點に於ける絶對速度を求むることを得べし。例へばE點に於ける絶對速度はJ Eに於て・Fに於てはK F、又Qに於てはP Qなるが如し。若し相隣れる二個の翼間の截面積一定不易にして流體の容積に變更無きときは翼に對する流體の速度も亦一定不易なり。故に翼に進入する流體の相對速度は之より排出する流體の相對速度と其の方向を異にするのみにて全く相等しく、此の場合にありては第百圖に於けるものは互に相等しきものなり。

翼に働く流體の力及び働量

第百一圖に於て翼が固定せられ毫も移動せざるものとし、之に



第百二圖



V_1 なる速度を有する流體が矢向を以て示す如く翼に切線に入りて切線に出るものと假定するときは、之と a 及び β なる角度を

有する方向に於ける流體の壓力Pは(1)式の如くなるべし。

$$P = \frac{WV_1}{g} (\cos \alpha + \cos \beta) \tag{1}$$

但し前式に於けるWは毎秒時に於ける流體の重量、 V_1 は毎秒時に於ける流體の速度、 g は重力に歸する加速度を表はすものとす。

今(1)式に於て $\alpha = 0^\circ$ 及び $\beta = 90^\circ$ (第百二圖の如く)とするときは

$$P = \frac{WV_1}{g}$$

又 $\alpha = 0^\circ$ 及び $\beta = 0^\circ$ (第百三圖の如く)とするときは

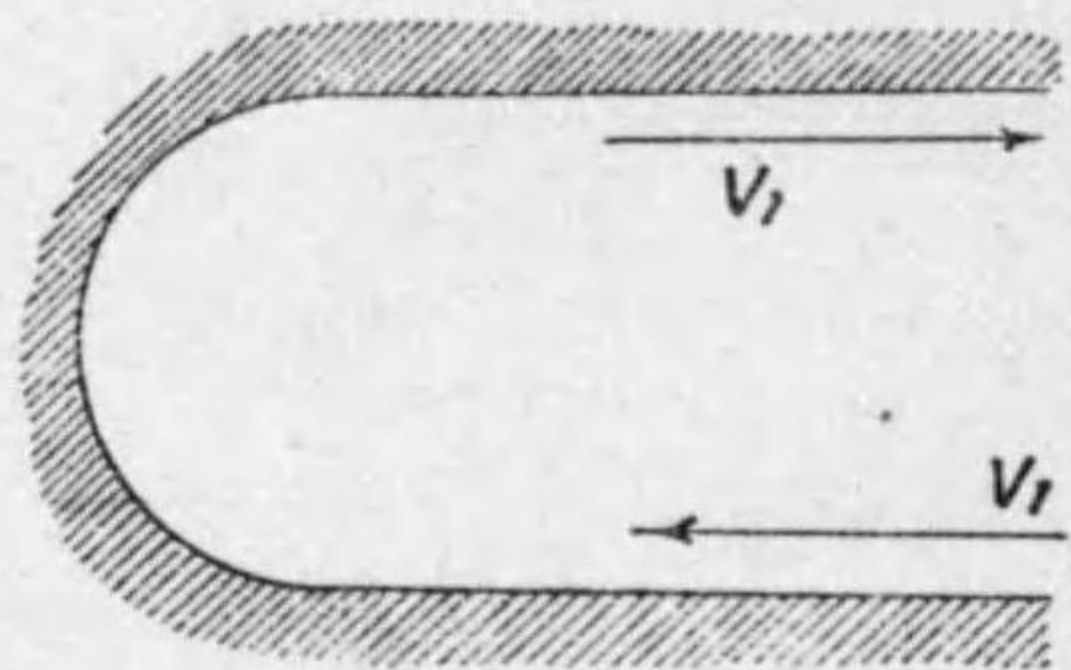
$$P = 2 \frac{WV_1}{g}$$

となるべし。次に翼が移動するものとし第百四圖に示すが如く V_1 なる速度を有する流體が翼の移動すべき方向と平行して翼に入り之と β なる角度を爲して翼を出るものとせば、 $\cos \alpha = 1$ なるが故に V_1 の代りに $V_1 - a$ を代用するときは第(1)式は次の如くなるべし。

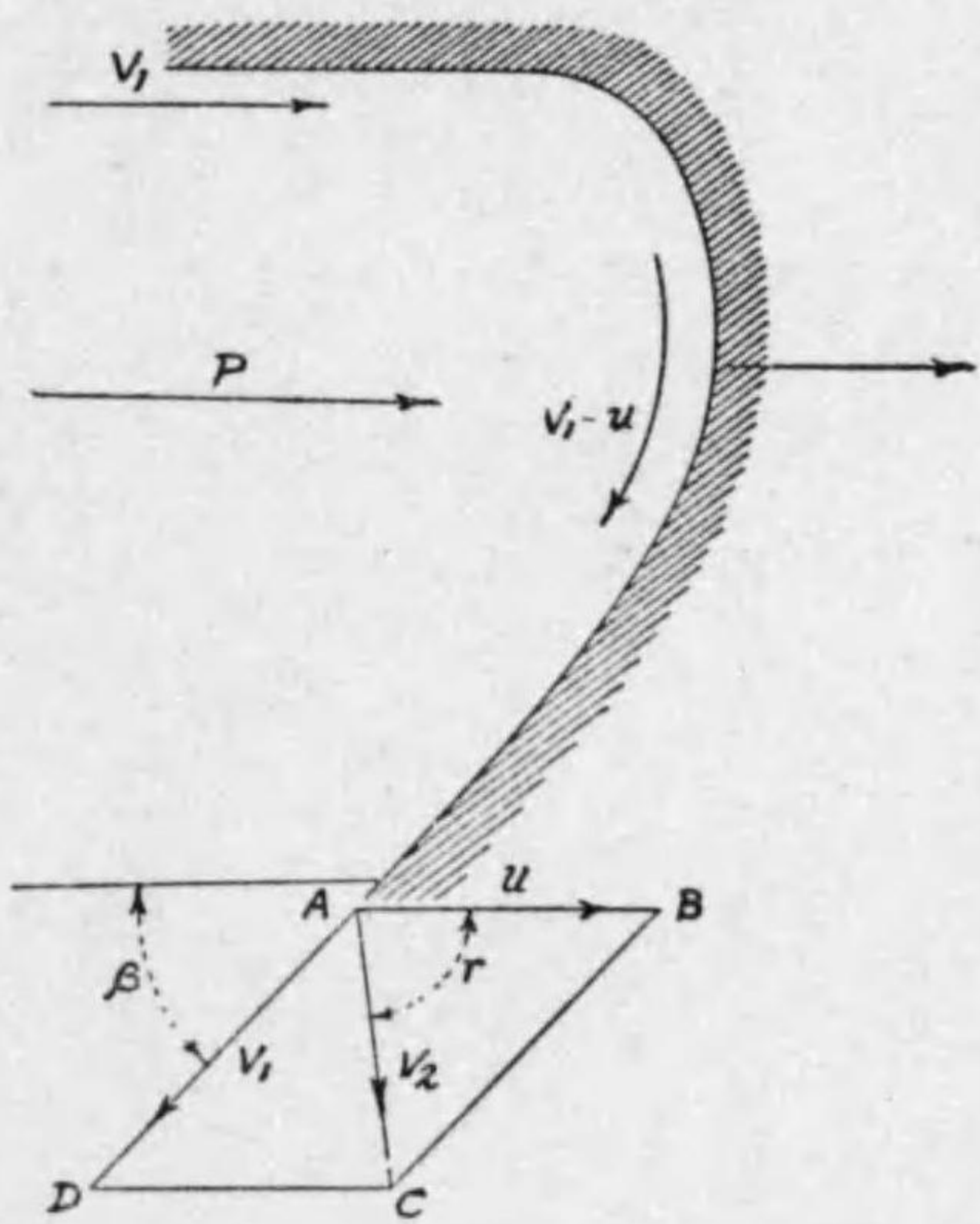
$$P = (1 + \cos \beta) \frac{W(V_1 - a)}{g} \tag{2}$$

或は又第百四圖の翼の出口に於て u を翼の速度、 $V_1 - u$ を翼の出口

第百三圖



圖四百第



に於ける流體の相對速度として ABCD なる平行四邊形を作るときは、 V_2 は翼の出口に於ける流體の絕對速度を表すべきが故に翼の移動する方向に之を推移すべき力は次の如くなるべし。

$$P = \frac{W}{g} (V_1 - V_2 \cos \gamma) \quad (3)$$

然るに

$$V_2 \cos \gamma = u - (V_1 - u) \cos \beta$$

其れ故に

$$P = \frac{W}{g} (V_1 - u) (1 + \cos \beta) \quad (4)$$

前式に於て $\beta = 180^\circ$ と爲すときは P の値は零となり毫も翼に作動する力を有せず、又 $\beta = 0^\circ$ と爲すときは P の値は最大となり翼に作動する力最も大なり。

次に第五百圖に示すが如く、 V_1 なる速度を有する流體が翼の移動すべき方向と u なる角度を

爲して翼に入り、 β なる角度を爲して之より出るものとし、翼が u なる速度を以て移動するものとせば、 v_2 は翼の出口に於ける流體の相對速度、 V_2 は其の絕對速度なるが故に、翼の移動すべき方向に之を推移する力は

$$P = \frac{W}{g} (V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \gamma) \quad (5)$$

$$= \frac{W}{g} (V_1 \cos \alpha - u + v_2 \cos \beta) \quad (6)$$

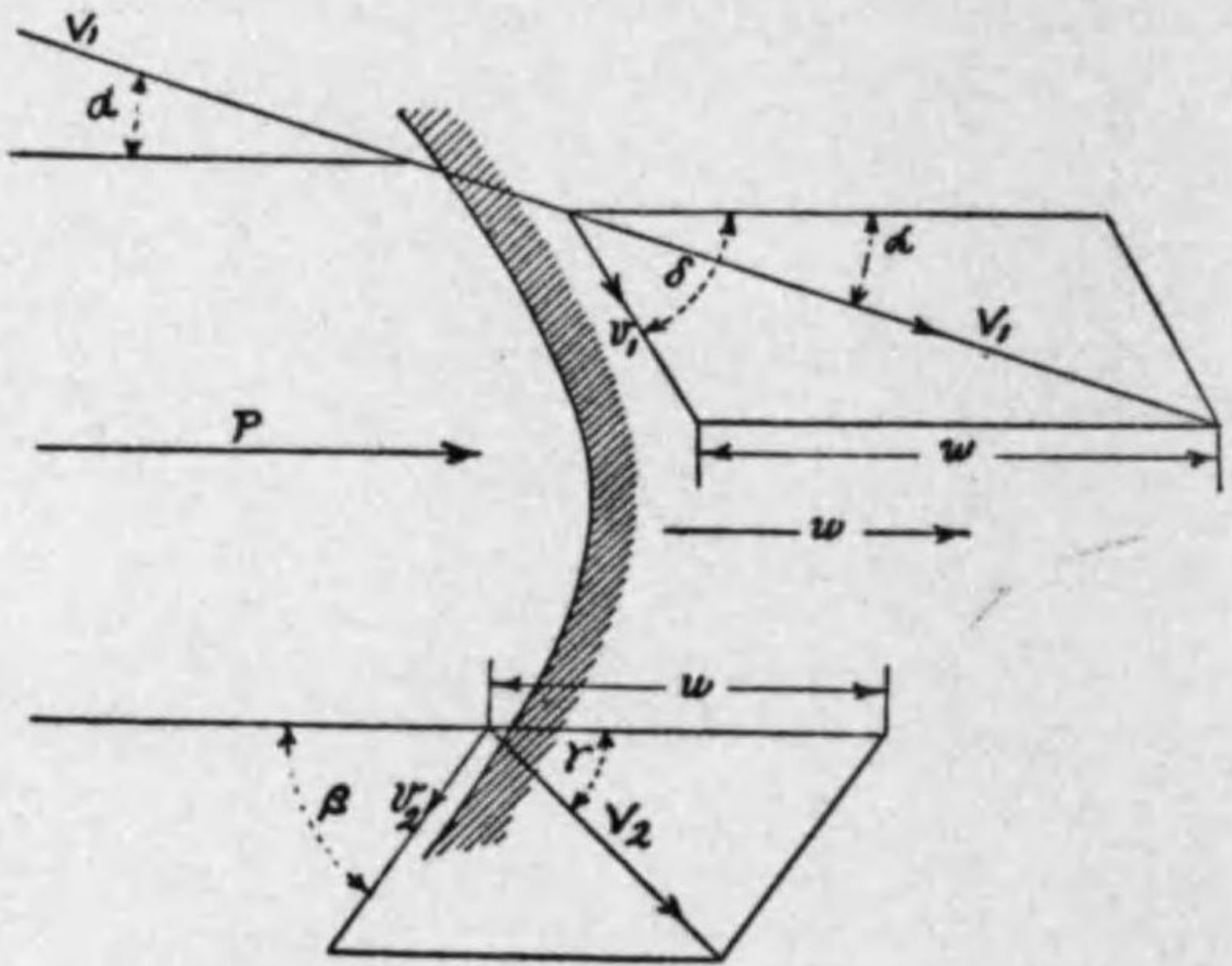
但し

$$V_2 \cos \gamma = u - v_2 \cos \beta$$

而して (3) 及 (5) 式に於ける括弧内の符號は V_2 の方向の如何に依りて或は正となり或は負となるものにして、其の符號は一定せざるものとす。

今第五百圖に於て α なる角度が與へられたるものとせばサイン比例に依りて直に β なる角度を求むることを得べし。即ち

圖五百第



$$\frac{\sin(\delta - \alpha)}{\sin \delta} = \frac{u}{V_1}$$

其れ故に

$$\cot \delta = \cot \alpha - \frac{u}{V_1 \sin \alpha} \tag{7}$$

(7)式よりして u 、 V_1 及び α の値を知るときは直に δ の値を求むることを得べし。
次に翼間に蒸氣の漏洩なく且つ摩擦なきものとせば、蒸氣の翼面に作動せし毎秒時の働量は翼の移動する方向に之を推移する力と翼の移動距離との相乗積にして、第百五圖の場合に就て述べれば次の如くなるべし。

$$Vu = \left\{ \frac{W}{g} (V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \gamma) \right\} \times u \tag{8}$$

$$= \left\{ \frac{W}{g} (V_1 \cos \alpha - u + v_2 \cos \beta) \right\} \times u \tag{9}$$

$$= \left\{ \frac{W}{g} (v_1 \cos \delta + v_2 \cos \beta) \right\} \times u \tag{10}$$

但し(8)式は速度を總て絶対速度にて表はしたるもの、又(9)式は絶対速度と相對速度にて表はし、(10)式は總て相對速度にて表はしたるものなり。而して上式に於て若し $\delta = 0$ なるときは流體の働量は零となり、 $u = \frac{V_1}{2}$ 即ち翼の速度が流體の絶対初速度の二分の一なるとき其の働量は最大と

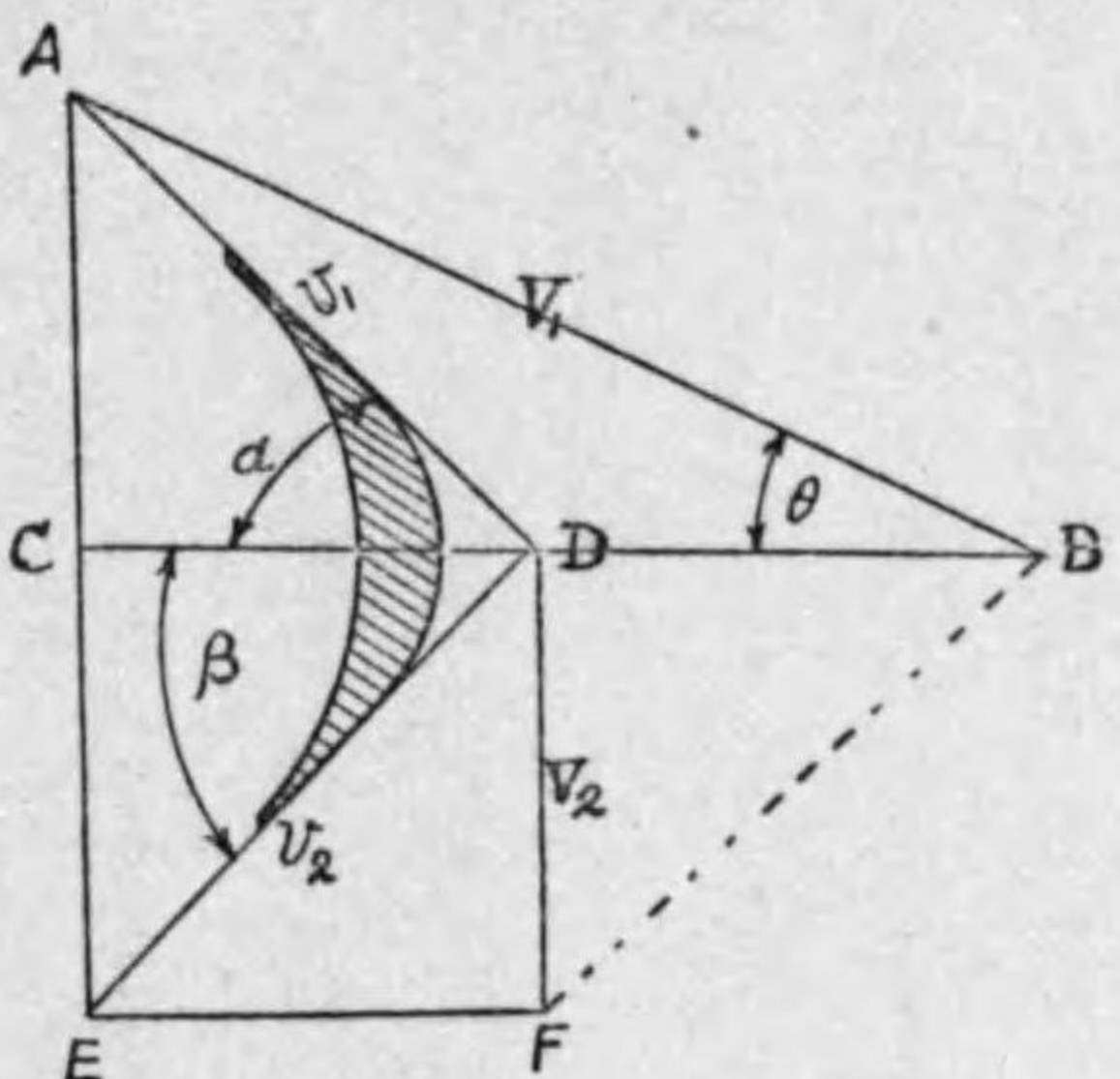
なるべし。今(8)式の u の値に $\frac{V_1}{2}$ を代入して流體の最初有したる現勢力にて除するとき其の效率は次の如くなるべし。

$$\begin{aligned} \text{效率} &= \frac{W}{g} \times \frac{V_1}{2} (V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \gamma) \div \frac{WV_1^2}{2g} \\ &= \frac{1}{V_1} (V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \gamma) \end{aligned} \tag{11}$$

インパルス・タービン 第百六圖に於てCAをタービン軸、CBを其の回轉方向、ABをタービンに進入する流體の絶対初速度の大きさ及び其の方向とし、今A點よりBC線に垂直にAC線を下しD點をCBの中央に取りてDBを翼の速度と定むるときは、理論上タービンの效率最も良好なりとす。蓋し此の場合にありては翼を出づる流體の絶対速度が最小なるが爲めなり。今ACに等しくCEを、DBに等しくEFを取り、AD、DE、DFを結ぶときはADは翼に進入する流體の相對速度、DEは翼を出づるとき其の相對速度にして、DFは其の絶対速度なりとす。故に翼の形状は第百六圖に示すが如く、入口及び出口に於て其の相對速度の方向に相接觸せしむべきものなり。而してCDはEFに、又CEはDFに相等しくしてDCE角は直角なるが故に、DF即ち翼を出づる流體の絶対速度は、CE即ち軸の方向に平行にして最早翼に作

動する効力なきものなり。詳言すれば翼に進入する絶対速度 AB の大き及び方向にして一定するとき、翼を出づる絶対速度 DF は常に軸の方向に平行にして其の大きさも亦最小なるとき即ち $BD = \frac{1}{2} AB \cos \theta$ なることなりとす。

第百六圖



$$\text{効率} = \frac{AB^2 - DF^2}{AB^2} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2} \quad (12)$$

$$= \frac{CB^2}{AB^2} = \cos^2 \angle ABC \quad (13)$$

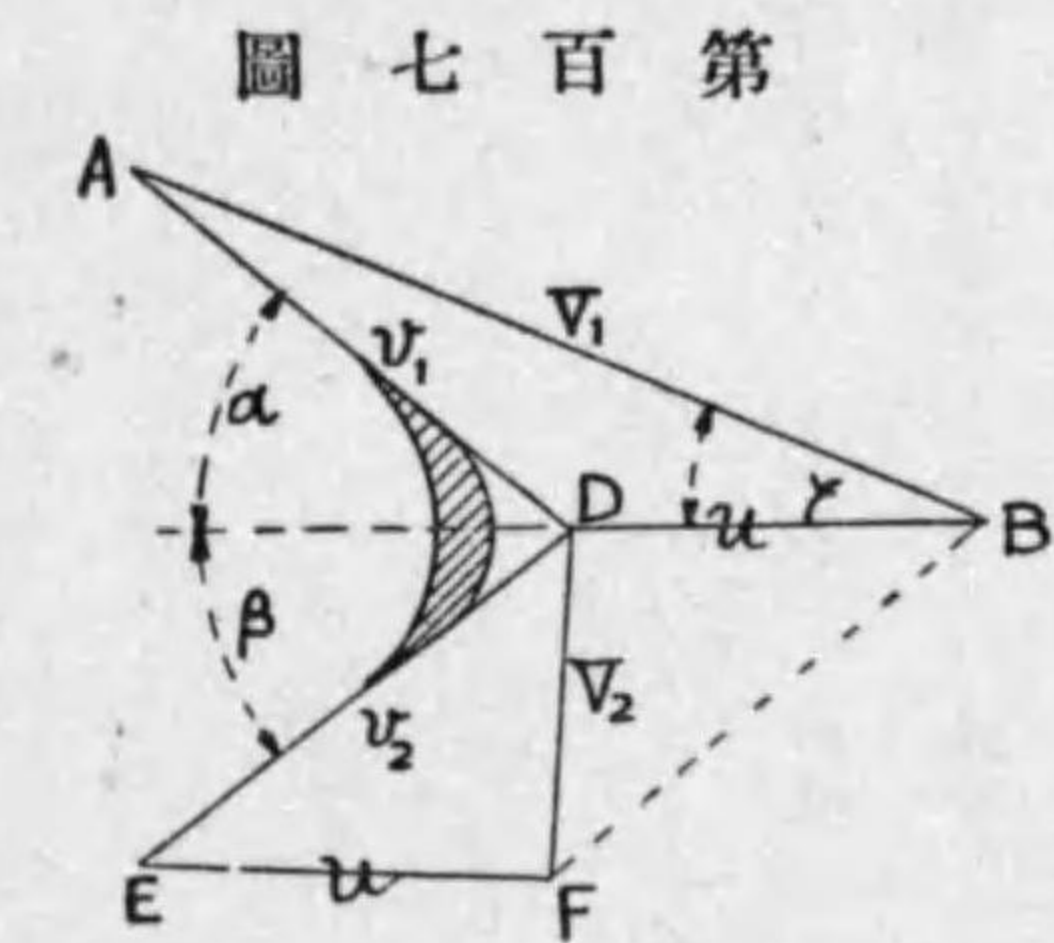
(13) 式に於て其効率を大ならしめんとせば $\angle ABC$ 角が小なれば小なる程大なるを以て、 $\angle ABC$ 角が零なるとき其の値は最大なり。然るときは AB 線は CB 線と合致し、 CB 線は AB 線と同長となるべし。然るに既述せる如く翼の速度は CB 線の二分の一のとき其の効率最大なるを以て、 AB 線の二分の一のとき即ち翼の速度が流體の絶対初速度の二分の一若くは相對速度 AD と相等きとき効率は最大なり。而して角 $\angle ABC$ が零なるとき翼の形状は第百三圖の如き場合に於て、ペルトン水力タービンは此の原理に基きて作られたるものなり。抑も水は温度の如何に拘らず其の密度略ぼ一定せるが爲め、水力タービンにありては其の動作理論的のものと大差なきも、蒸氣は作動中其の壓力、温度、容積等に變化あるが爲め、其の動作複雑にして水力タービンの如く簡單ならず。従つて蒸氣タービンにありては稍々理論的のものと異なり、第百六圖に於けるが如く α は β に又 AD は DE に必ずしも相等しからざるものとす。

單一段落 (Single stage) のインパルス・タービンに於て翼に進入する毎秒時の蒸氣の絶対速度を V_1 とし、翼を出ずるときの絶対速度を V_2 (第百七圖) とすれば毎秒時に W 封度の蒸氣に依つて得られたる現勢力は

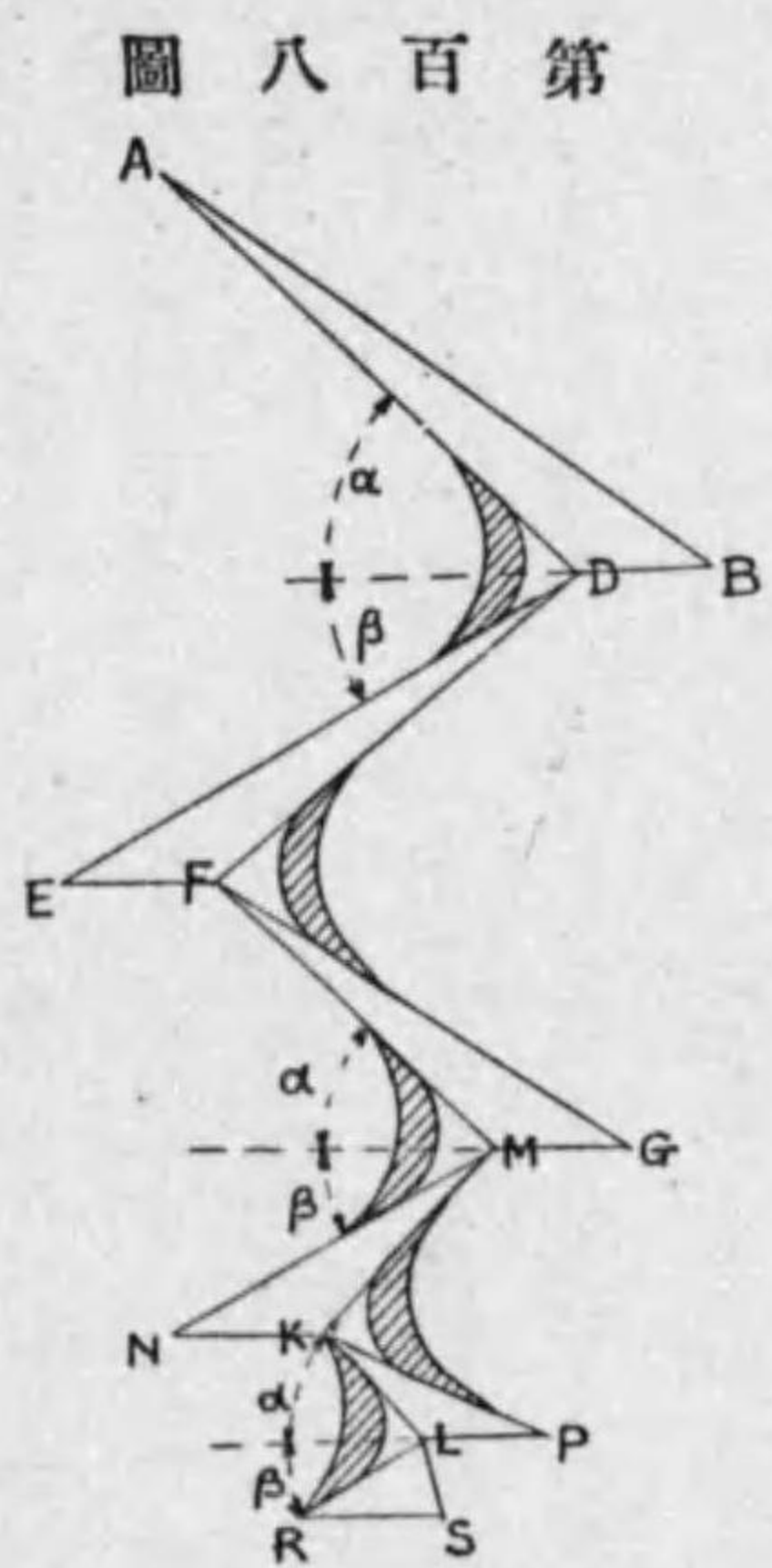
$$K = \frac{W(V_1^2 - V_2^2)}{2g} \quad (14)$$

而して此の現勢力が全部有效なる働場に變じたるものとすれば
其の馬力は

$$\text{H.P.} = \frac{W(V_1^2 - V_2^2)}{2g} \div 550 \quad (15)$$



量を求め、之を合したるものを其の總働場とす。第百八圖は多數段落の速度圖 (Velocity diagram)



を示したるものにして、翼に進入する蒸氣の相對速度ADは翼を出づるときに相對速度DEに又FMはMNに追つて斯の如く互に相等しきものと假定したるも、DEはADより或は大に或は小なることあり。而して摩擦及び渦流發生の爲めに

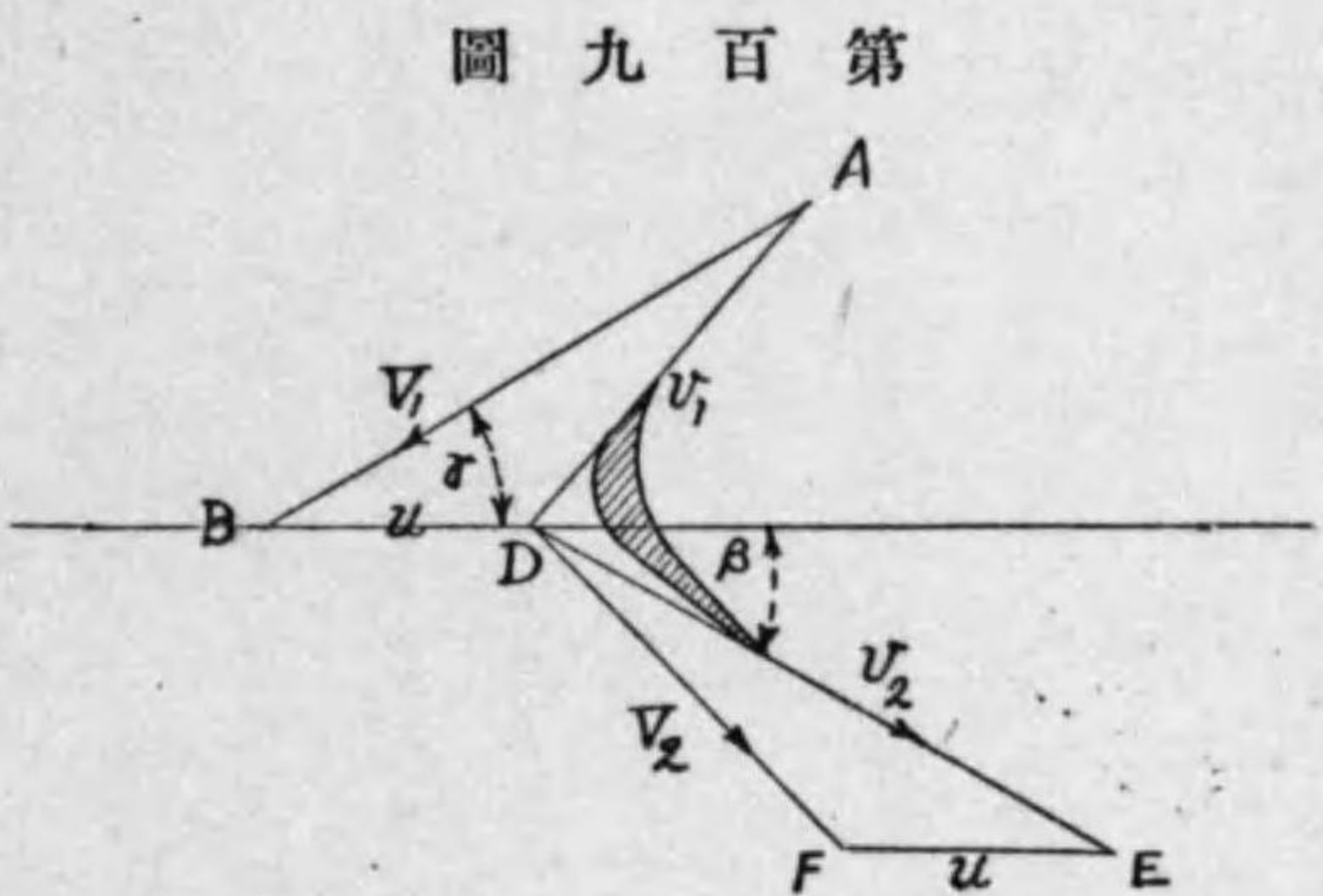
は蒸氣の速度を減少するも熱の發生に伴つて其の速度を増加すべきが故に一般には兩者を同一速度と看做して大差なきものとす。

リアクション・タービン インパルス・タービンは靜翼及び動翼内に於て毫も蒸氣の膨脹せざるに反し、リアクション・タービンは是等兩翼内に於て蒸氣が膨脹すべきが故に、其の速度圖は第百九圖の如くなるべし。即ちV₁は動翼に進入する蒸氣の絕對速度、v₁は其の相對速度にして、V₂は該翼を出るときにの絕對速度、v₂は其の相對速度を表はし、v₁なる相對速度はv₁なる相對速度よりも常に其の値大なるものなり。是蒸氣が動翼内に於て膨脹し、其の速度を増加せしに依るものとす。今靜翼及び動翼内に於ける蒸氣の現勢力の増加を求むれば

$$K_s = \frac{WV^2}{2g} \quad (16)$$

$$K_m = \frac{W(v_2^2 - v_1^2)}{2g} \quad (17)$$

但しK_sは靜翼内に於ける蒸氣現勢力の増加を表はすものにして、最初速度を有せざる蒸氣が靜翼内に入り加速せられてV₁の速度となりしもの、又K_mは動翼内に於ける蒸氣の現勢力の増加を表はすものにして、蒸氣がv₁なる相對速度を以て動翼内に入り加速せられてv₂の速度となりて



第百九圖

之より出づるものとす。而して \$K_s\$ なる蒸氣の現勢力の一部は翼に作動し、他の一部は \$V_2\$ なる絶対速度を以て翼より逃失すべきものなり。今 \$K_t\$ を蒸氣の現勢力の總和、\$K\$ を其の有效働量とすれば

$$K_t = K_s + K_m \tag{18}$$

$$K = K_s + K_m - \frac{WV_2^2}{2g} \tag{19}$$

$$\text{H.P.} = (K_s + K_m - \frac{WV_2^2}{2g}) \div 550 \tag{20}$$

其れ故に

$$\text{效率} = \frac{K}{K_t} = \frac{K}{K_s + K_m} \tag{21}$$

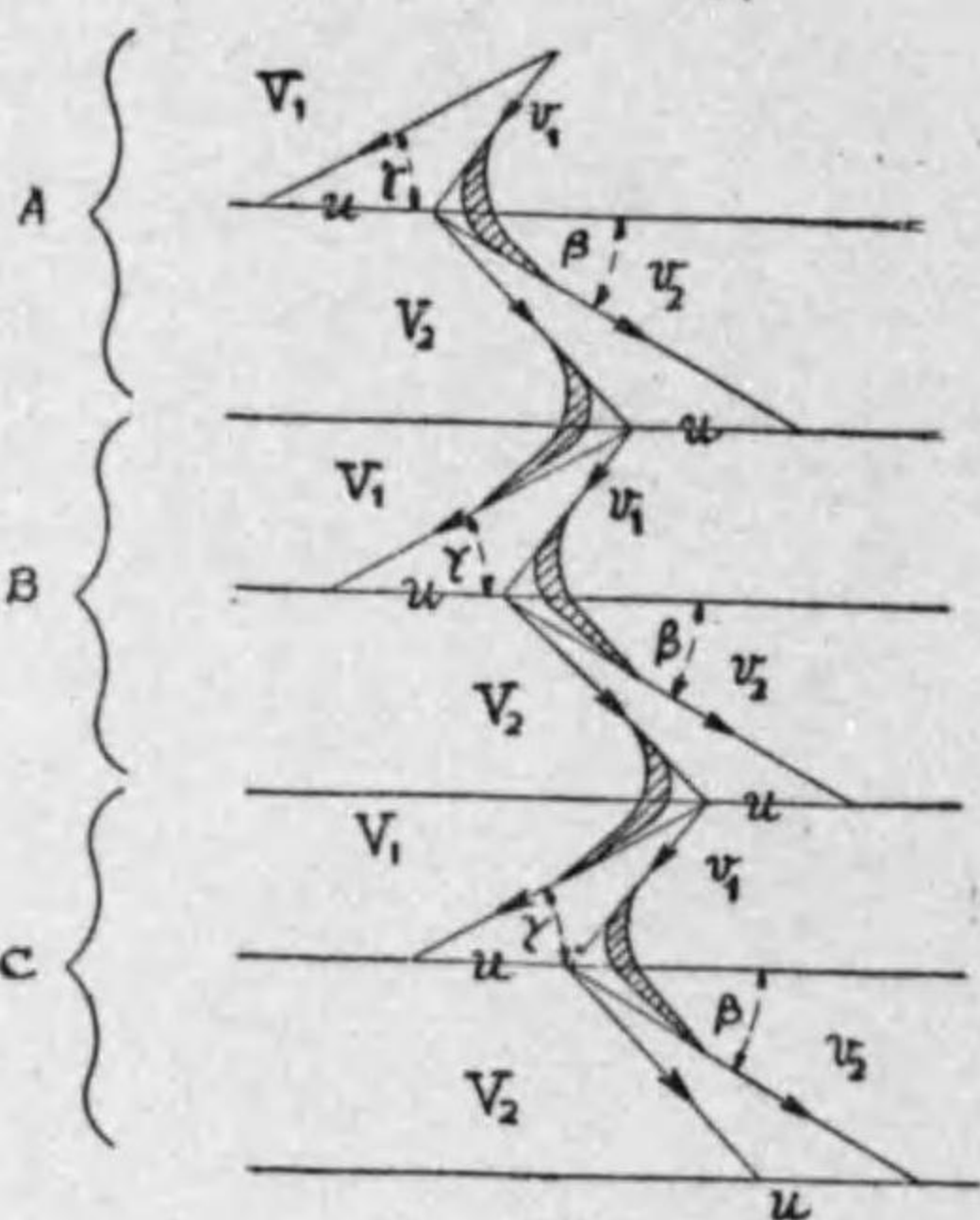
ける全現勢力の増加との比を稱して反動の度 (Degree of reaction) と云ふ。第百十圖は多數段落のリアクション・タービンを示したるものにして、A、B、Cの各列は孰れも同一直徑にして翼が毎秒時 \$u\$ なる速度を有するものとし、且つ翼の入口及び出口に於ける蒸氣の相對速度及

ける蒸氣の働量は夫れ夫れ

$$K_s = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

$$K_m = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

第百十圖



び絶対速度が各段落を通じて同一状態にあるものとし、且つ全然損失なきものとするれば、A段落の静翼及び動翼内に於ける蒸氣一封度の爲せし働量は

$$K_s = \frac{V_1^2}{2g}$$

$$K_m = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

又B段落及びC段落に於ける静翼及び動翼内に於

若し段落數が \$n\$ なるときは第一段落を除き \$n-1\$ 段落となるが故に蒸氣の全働量は

$$K_t = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (n-1) \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) \tag{22}$$

又Δ段落を除きたる他の各段落に於ける蒸氣の働量は

$$K_c = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (23)$$

第一百圖に於てγとβとを互に相等しきものとすれば一般に斯く設計するを普通とすV₁はv₂に等しく、又V₂はv₁に相等しきが故に

$$K_c = 2 \left(\frac{V_1^2 - v_1^2}{2g} \right)$$

依つて

$$\text{效率} = \frac{2(V_1^2 - v_1^2)}{2g} \div \frac{2V_1^2}{2g} = \frac{(V_1^2 - v_1^2)}{V_1^2}$$

然るに

$$v_1^2 = V_1^2 + u^2 - 2uV_1 \cos \gamma$$

其れ故に

$$\begin{aligned} \text{效率} &= \frac{2u \cos \gamma}{V_1} - \frac{u^2}{V_1^2} \\ &= \frac{u}{V_1} \left(2 \cos \gamma - \frac{u}{V_1} \right) \end{aligned} \quad (24)$$

又 蒸氣の全働量 = $K_s + (n-1)K_c + \frac{V_2^2}{2g}$

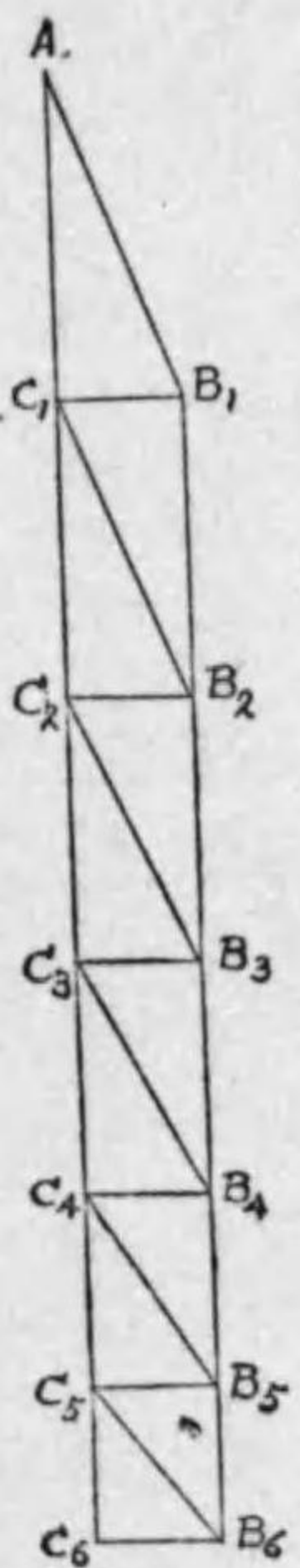
$$= nK_c + \frac{V_2^2}{2g} \quad (25)$$

然るに蒸氣の全働量中 $\frac{V_2^2}{2g}$ は働量の損失を表はすものなるを以て、蒸氣一封度の有効働量は $n \times K_c$ となるべし。故に蒸氣の初壓力と終壓力とを知れば蒸氣一封度に對する熱量落差を得べく、之を働量に換算して蒸氣一封度の有効働量を以て除すれば蒸氣一封度に對する段落數を得べし。

翼の速度と段落數との關係 單一段落の蒸氣タービンを使用して、一定の效率を得んには翼の速力を大ならしめざる可らず。翼の速力を大ならしめんには、勢ひ汽機の回轉數を増加する必要あり。斯くては汽機の取扱上に困難なるは勿論、直結タービンにありては推進器の效率を減殺するの不利あるのみならず、回轉數の増加するに従ひ、遠心力作用の爲めに翼車に及ぼす歪を大ならしむるの害あるも、段落數を増加して多數段落のタービンとするときは、蒸氣を遞次に膨脹せしめ得べきが故に、回轉數を減少して前者と同一の效率を得るの利益ありとす。今第一百八圖に就て考ふるに、段落數の増加するに伴ひ、絶対終速度を減少し得べきが故に、其の效率は段落數の増加するに従つて次第に増加すべく、故に同一效率を得る爲めにはタービンの回轉數を減少し得べきの理なり。更に第一百十一圖に就き數字的に之を證明せんとす。圖中A₁

B₁を第一の翼に進入する蒸氣の絶対速度及び其の方向とすれば、最大効率を得る爲めにはB₁C₁は翼の速度の二倍にして、A₁

第百一十圖 A



C₁は翼を出るときの絶対速度は第六圖参照なるが故に、A₁C₁に等しくC₁B₂を取り、B₂

C₂をB₁C₁に平行に引くときは、C₁B₂は第二の翼に進入する絶対速度にして、C₁C₂は該翼を出るときの絶対速度なりとす。追つて順次斯の如くC₁C₂に等しくC₂B₃を、C₂C₃に等しくC₃B₄を、C₃C₄に等しくC₄B₅を、C₄C₅に等しくC₅B₆を取り、C₅とB₆、C₆とB₅、C₆とB₄を連結するとき、C₆C₅は第六の翼を出るときの絶対速度にして、翼数の増加するに従ひ其の値小となるを見るべし。今蒸氣の絶対初速度をV₁、nを翼列即ち段落數とし、V_nを最後の翼を出る蒸氣の絶対速度、tを翼の速度とすれば、該圖より次の方程式を得べし。

$$V_1^2 - V_n^2 = 4nu^2$$

依つて

$$t = \sqrt{\frac{V_1^2 - V_n^2}{4u}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{V_1^2 - V_n^2}{n}}$$

其故に若し蒸氣の絶対初速度及び絶対終速度にして一定せる場合には、翼速度は翼の列數又は其の段落の平方根に逆比例すべきものなり。式を以て示せば

$$t \propto \frac{1}{\sqrt{n}} \quad (26)$$

従つてタービンの翼列を四倍に増加すれば翼の速度は二分の一となるべし。

インバルス・タービンとリアクション・タービンとの効率の比較 第百七圖に於て翼に入るときの相對速度と翼を出るときの相對速度とを互に相等しく、又角αと角βとを相等しきものとせば

$$V_2^2 = V_1^2 + (2u)^2 - 4V_1u \cos \gamma$$

となるを以てインバルス・タービンの効率の式なるV₂に其の値を代入するときは効率は次の如くなるべし。

$$\begin{aligned} \text{効率} &= \frac{V_1^2 - V_2^2}{V_1^2} \\ &= V_1^2 - \{V_1^2 + (2u)^2 - 4V_1u \cos \gamma\} \\ &= \frac{4u}{V_1} (\cos \gamma - \frac{u}{V_1}) \end{aligned} \quad (27)$$

依つて今次に單一段落のインバルス・タービンと單一段落のリアクション・タービンとの効率

を連記すれば次の如くなるべし。

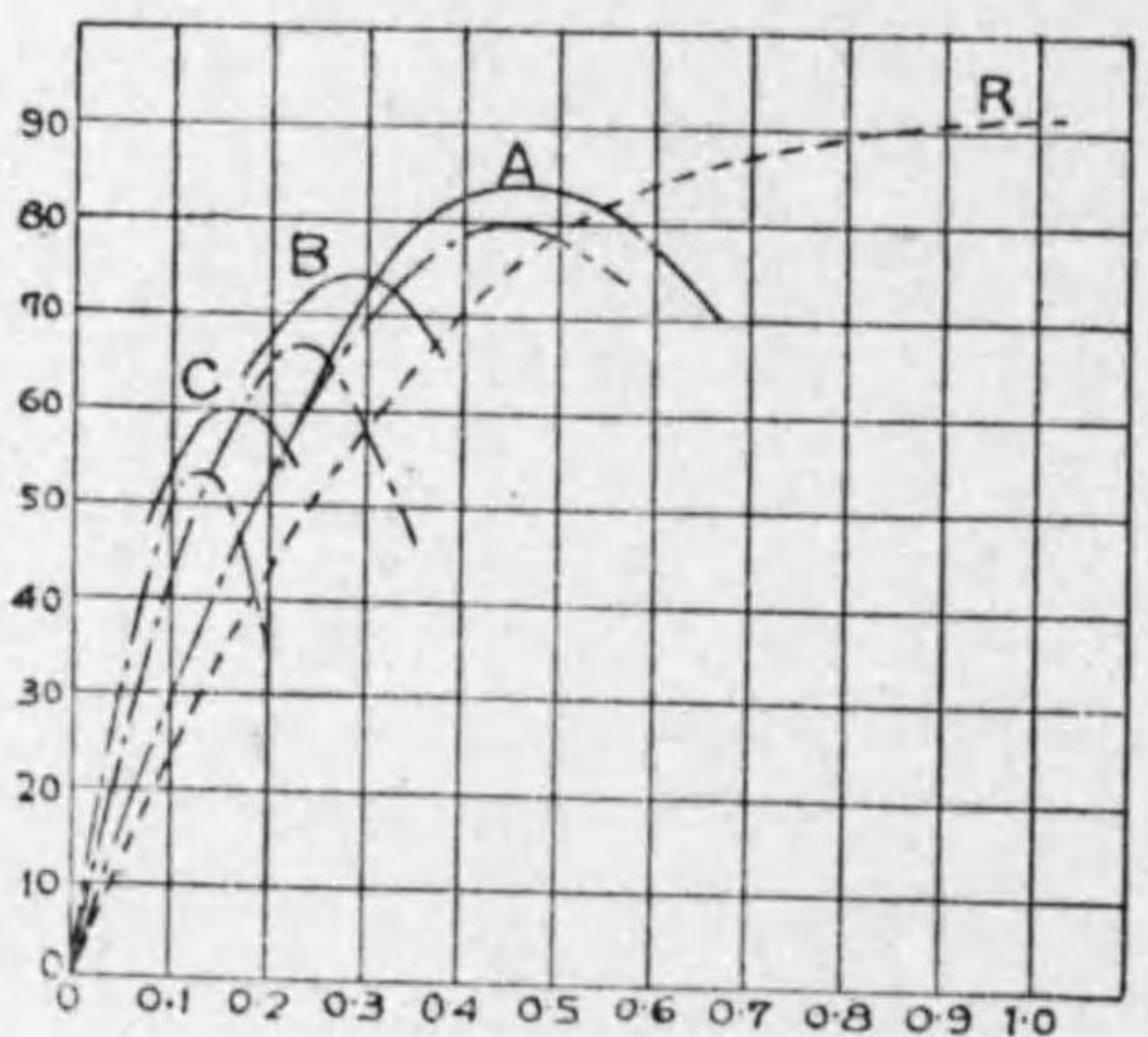
$$\text{インパルス・タービンの効率} = \frac{4u}{V_1} \left(\cos \gamma - \frac{u}{V_1} \right) \quad (27)$$

$$\text{リアクション・タービンの効率} = \frac{u}{V_1} \left(2 \cos \gamma - \frac{u}{V_1} \right) \quad (24)$$

(27) 及び (24) の兩式に就て考査するに、兩タービンの効率は共に u/V_1 即ち翼の速度と蒸氣の絶對初速度の比、及び噴口又は静翼より動翼に進入する蒸氣の角度に關係を有すべきや明かなり。今 (7) 式に於て $\cos \gamma = 1$ とするときは効率は零となり (24) 式に於て $\cos \gamma = 1$ 及び $u = 2V_1$ とするときは効率は零となるべし。而してリアクション・タービンはインパルス・タービンに比して同一の効率を得んには速度比即ち u/V_1 の比を大ならしめざる可らざるも、インパルス・タービンはリアクション・タービンよりも遙に蒸氣の速度を大ならしむるの必要あり。又多數段落のインパルス・タービンにありては、各段落に於ける働量はリアクション・タービンよりも大なるが故に、同馬力の汽機に於ては段落數を減少することを得べし。之に反してリアクション・タービンはインパルス・タービンよりも段落數多きが故に、各段落に於ける蒸氣の速度を低減せしむることを得べく、従つて翼の速度を小ならしむることを得べし。

(27) 及び (24) の兩式より種々の曲線を作製するときは之に依り翼及び蒸氣の速度、噴口又は静翼の角度及び効率との種々なる相互の關係を容易に知悉することを得。

第百一十圖 B



其の効率大なるも、速度比の大なるに従ひ其の効率は次第に減少し、又リアクション・タービンは速度比の大なるに従ひ、其の割合に効率の減少せざるを見るべし。蓋しインパルス・ター

ピンに於ては、速度比の大なるに従ひ噴口を通過して翼に作動する蒸氣の摩擦を増加すべきが故に一段落に多數の動翼を有するもの程其の損失大なるに依るものなり。之を要するに各ターピンは各速度比に對する最大効率を異にするも、速度比の大なるものにはパーソンズ・タービン即ちリアクション・ターピンの有利なるを示すものなり。

第十一章 噴口又は翼間を通過する蒸氣の速度及び重量

蒸氣の熱勢力と速度との關係 高壓の蒸氣が小孔を通過して低壓の場所に出るときは、必らずや或速度を有するに至るべし。換言すれば蒸氣の有する熱の一部は、カインエツク、エナジー現勢力に變化すべきものなり。故に若し適當なる噴口ノズルを設けて蒸氣を膨脹せしむるときは、其の有する熱の大部分を現勢力に變化せしむることを得べし。今壓力 P_1 を有する蒸氣一封度の熱量を H_1 とし、之を膨脹して P_2 の壓力と爲せしときの熱量を H_2 とすれば次式を得べし。

$$\frac{V^2}{2g} = (H_1 - H_2) \times 778 \text{WR封度} \quad (1)$$
$$V = \sqrt{1556g \times (H_1 - H_2)}$$

例へば前式に於て蒸氣一封度の始めと終りとに於ける熱量の差を二百二十五熱位とすれば、毎秒時に於ける蒸氣の速度は次の如くなるべし。

$$V = \sqrt{778 \times 225 \times 64.4} = 3360 \text{WR}$$

但し蒸氣は膨脹動作に供ふ損失無きものと假定せしものなり。而して蒸氣の有する熱量 H は蒸氣の性質に依り夫々次の式より求むることを得べし。

(一)飽和蒸氣の場合

$$H = S + L$$

(二)濕蒸氣の場合

$$H = S + qL$$

(三)過熱蒸氣の場合

$$H = S + L + .48(T' - T)$$

式中 T' は過熱蒸氣の温度、 T は飽和蒸氣の温度、 S は顯熱、 L は潜熱、 q は乾燥率なり。

次式は蒸氣の動作に關するツオイネル氏の公式を示したるものなり。

$$V^2 = \frac{n}{2g} \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1} \quad (2)$$

而して

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

又

$$p_2 v_2 = p_1 v_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} = p_1 v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

其れ故に

$$\frac{V^2}{2g} = p_1 v_1 \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\}$$

依て

$$V = \sqrt{2gp_1 v_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\}} \quad (3)$$

但し前式に於て

p_1 は蒸氣の最初の絶対壓力

p_2 は蒸氣の最終の絶対壓力

v_1 は蒸氣の最初の容積

v_2 は蒸氣の最終の容積

n は定壓力及定容積に於ける蒸氣の比熱の比 (但しアディアバチックのとき)

V は毎秒時に於ける蒸氣の速度

次に蒸氣の速度は又この圖よりも之を求むることを

得べし。第百十二圖に於て縦線は蒸氣の絶対温度を、

横線はエントロピーを表はすものとするれば次式を得べし。

$$abcd = kdal + labm - mcdk$$

今

$$ogal = S_a$$

$$ogdk = S_d$$

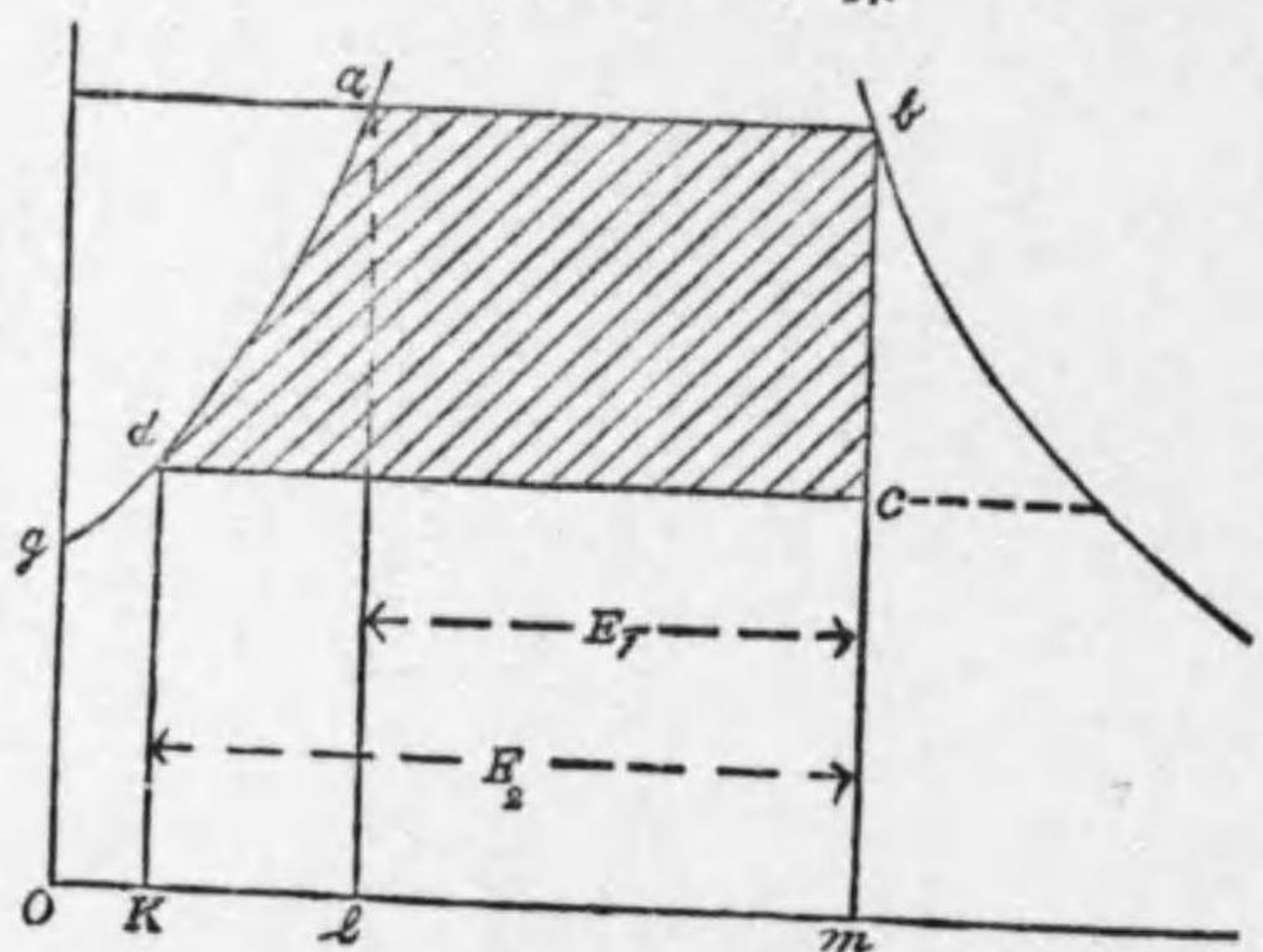
$$labm = qb \cdot I_b$$

$$mcdk = qc \cdot I_c$$

$$abcd = S_a - S_d + qb \cdot I_b - qc \cdot I_c$$

第十一章 噴口又は翼間を通過する蒸氣の速度及び重量

圖二十百第



但し前式に於けるSは蒸氣の顯熱、Lは潜熱、qは乾燥率なり。而してabcの面積はmbなる絶對温度を有する蒸氣がアヂアパチックに膨脹してmとなりたる時勢力に變ぜし熱量なるが故に、之を働量の單位に直せば次の方程式を得べし。

$$\frac{V_c^2}{2g} = 778 \times (S_a - S_d + q_b L_b - q_c L_c) \quad (4)$$

$$\therefore V_c = \sqrt{1556 \times g \times (S_a - S_d + q_b L_b - q_c L_c)}$$

例へば汽壓百六十封度を有する飽和蒸氣一封度をアヂアパチックに膨脹せしめて大氣壓と等しからしむるものとすれば、百六十封度の絶對壓力を有する蒸氣の顯熱は三百三十五、其の潜熱は八百五十八にして、大氣壓に相當する蒸氣の顯熱は一百八十、其の潜熱は九百六十六なるが故に、(4)式に於けるS、L及びqの値は各次の如くなるべし。

$$S_a = 335$$

$$S_d = 180$$

$$L_b = 858$$

$$L_c = 966$$

$$q_b = 1$$

依て

$$V_c = \sqrt{778 \times 64.4 (335 - 180 + 858 - q_c \times 966)}$$

今前式に於けるq_cなる未知數の値をアヂアパチックの方程式より求め、之を前式のq_cの値に代用すれば次の如し。

$$q_c = \left(\log_e \frac{T_b}{T_d} + q_b \frac{L_c}{T_c} \right) \times \frac{T_c}{L_c} \quad (5)$$

$$= \left(\log_e \frac{796}{676} + \frac{858}{796} \right) \times \frac{673}{966}$$

$$= .87$$

其れ故に

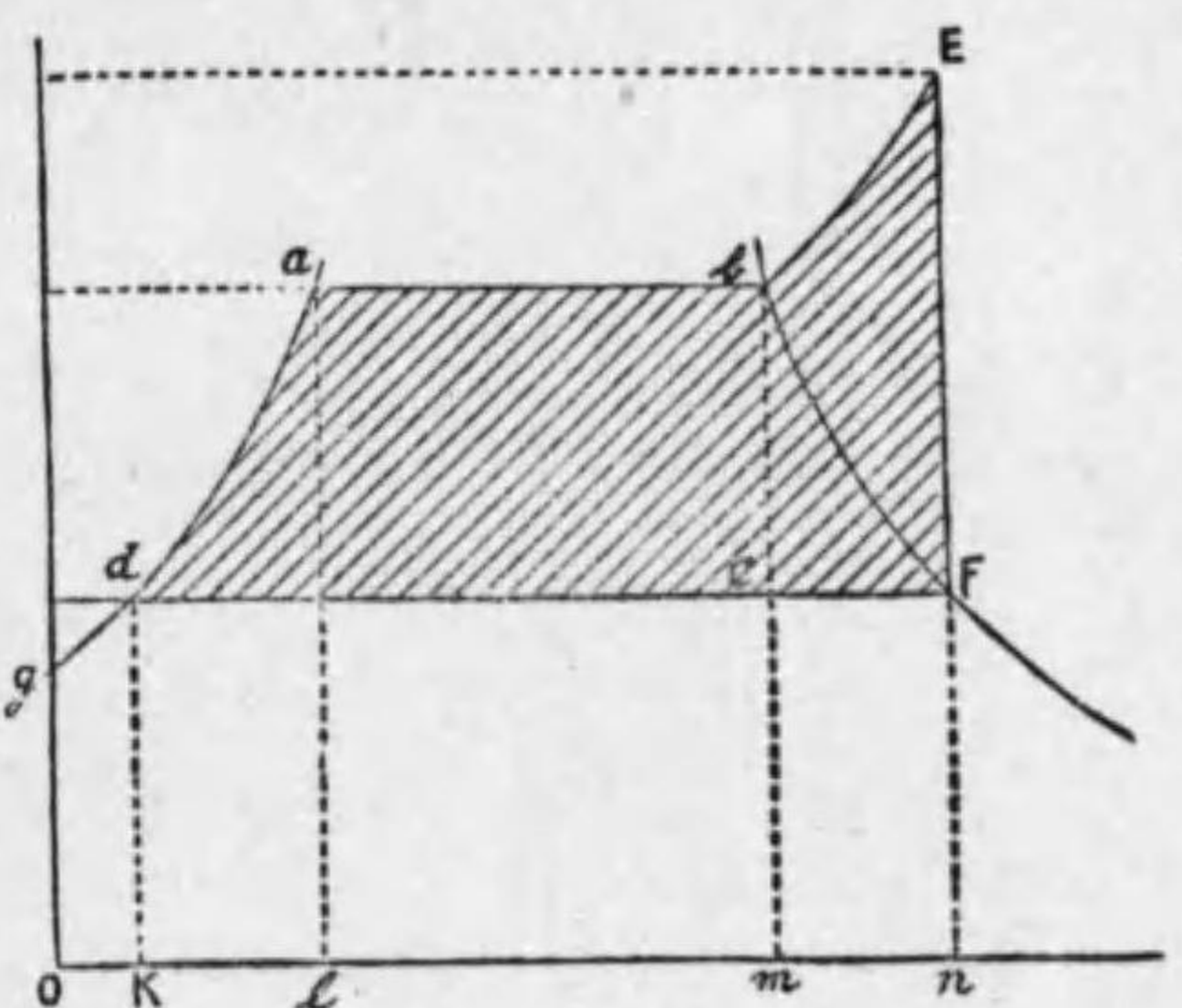
$$V_c = \sqrt{64.4 \times 778 \times (335 - 180 + 858 - .87 \times 966)}$$

$$= 2947 \text{呎(一秒時)}$$

若し過熱蒸氣を使用して之をアヂアパチックに膨脹せしむるときは、第百十三圖に於けるabEFDなる面積は蒸氣の現勢力に變ぜし熱量なるが故に次式を得べし。

$$abEFD = kdal + labm + mbE_c - kdF_a$$

圖三十百第



今

$oga1 = S_a$
 $ogdk = S_d$
 $labm = L_b$
 $mbEn = K(t_2 - t_1)$
 $kdFn = q \cdot L_f$
 $abEFD = S_a - S_d + L_b + K(t_2 - t_1) - qfL_f$

とすれば

但し $t_2 - t_1$ は t_1 なる温度を有する サチユレヒツツヤ、スチーム 飽和蒸氣を過熱して t_2 と爲せしときの温度の増加、又 K は蒸氣の比熱

にして通例〇・四八を使用す。
依て

$$V_f^2 = \frac{778 \times (S_a - S_d + L_b + K(t_2 - t_1) - qfL_f)}{2g} \quad (6)$$

$$V_f = \sqrt{\frac{64.4 \times 778 \times (S_a - S_d + L_b + K(t_2 - t_1) - qfL_f)}{2g}}$$

例へば汽壓百六十封度を有する飽和蒸氣一封度を五十度過熱して之をアヂアバチックに膨脹せ

しめて大氣壓と等しからしむるものとすれば

- $S_a = 335$
- $S_d = 180$
- $L_b = 858$
- $L_c = 966$
- $pr = .87$

なるが故に

$$V_f = \sqrt{\frac{64.4 \times 778 \times (335 - 180 + 858 + .48 \times 50 - 966 \times .87)}{2g}} = 3138pr$$

噴口を通過する蒸氣量及び噴口の截面積と蒸氣の速度との關係 噴口(Nozzle)の截面積を A とし、 p_1 なる壓力を有する蒸氣が噴口を通過して p_2 なる壓力となり、 p_2 の壓力を有する蒸氣一 封度の容積を v_2 とすれば、前項に於けるツォイネル氏の公式

$$V = \sqrt{2gp_1 v_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\}}$$

より汽壓 p_2 に相當する速度 V を求むることを得べきが故に、毎秒時に A 平方呎の截面積を有す

る噴口を通過する蒸氣量は

$$W = \frac{AV}{v_2}$$

然るに

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}$$

其れ故に

$$W = A \sqrt{\left(\frac{2gp_1}{v_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right\}} \quad (7)$$

今(7)式に於て

$$\frac{p_2}{p_1} = r$$

とすれば

$$\left(r \right)^{\frac{2}{n}} - \left(r \right)^{\frac{1+n}{n}}$$

の値の最大なるとき(7)式の値は最大となるや明かなり。故にrに就き之を微分して零となすと

$$\frac{2}{n} \left(r \right)^{\frac{2}{n}-1} - \left(1 + \frac{1}{n} \right) r^{\frac{1}{n}} = 0$$

きは

$$r = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (8)$$

飽和蒸氣に於けるnの値は1・一三五なるが故に今之を(8)に代用するときは

$$r = \frac{p_2}{p_1} = 0.577 \quad (9)$$

即ち飽和蒸氣が或噴口を通過するとき其の量の最大なるときは、噴口内の最少部に於ける蒸氣圧力が初イニシャル、プレシュア圧力の約百分の五十八なることにして、其の速度は毎秒時約千四百呎乃至千五百呎なりとす。這は單に學理上より論定せらるゝのみならず、ネビヤー及びガタマス氏の如き知名の人々に依りて實驗上よりも確定せられたるものなり。而して蒸氣が噴口の最小截面積を通過するときは壓力の下降と共に其の速度を増加すべきものなり。例へば第百十四圖に於てbの部に於ける截面積を Δ_b 平方呎、cに於ける截面積を Δ_c 平方呎とし、又bに於ける蒸氣の速度及び其の部に於ける蒸氣一立方呎の重量を V_b 及び W_b とし、cに於ける蒸氣の速度及び其の部に於ける蒸氣一立方呎の重量を V_c 及び W_c とすれば次の方程式を得べし。但し q_c 及び q_b は夫れ夫れc及びbに於ける蒸氣のドライネス、フラクシオン乾燥率なり。

$$\Delta_c \times V_c \times W_c \times q_b = \Delta_b \times V_b \times W_b \times q_c \quad (10)$$

$$\frac{A_c}{A_b} = \frac{V_b \times W_b \times q_c}{V_c \times W_c \times q_b} \quad (11)$$

$$\frac{V_c}{V_b} = \frac{A_b \times W_b \times q_c}{A_c \times W_c \times q_b} \quad (12)$$

(11)の兩式より噴口の大小及び噴口より流出する最後の蒸氣の速度を求むることを得べし。

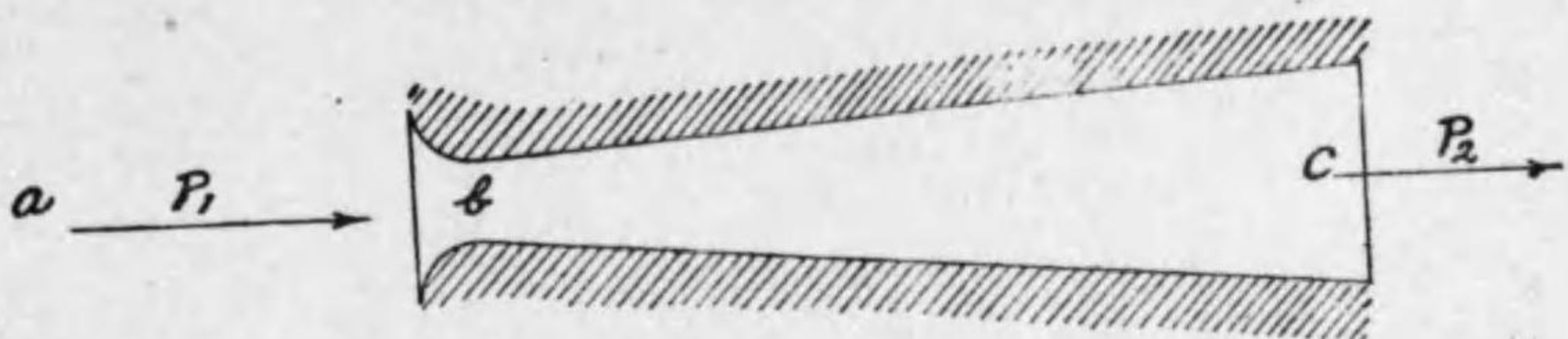
例へば今第百十四圖に於てaに於ける汽壓を二百封度(汽壓計にて)、 q_a を一、bに於ける汽壓を百十封度(汽壓計にて) q_b を九六、 V_b を千五百呎(毎秒時) W_b を $\frac{1}{3.5}$ 封度、又cに於ける汽壓を大氣壓以下一封度、 q_c を七六、 V_c を四千二百二十七呎、 W_c を $\frac{1}{257}$ 封度とすれば

$$\frac{A_c}{A_b} = \frac{1500 \times 76 \times 257}{4127 \times 96 \times 3.5} = 21.1$$

$$A_c = A_b \times 21.1$$

故にbに於ける噴口の截面積を知らばcに於ける截面積を求め得べく、同様に依り噴口の截面積及びbに於ける蒸氣の速度を知らばcに於ける

圖 四 十 百 第



蒸氣の速度を求むることを得べし。而して噴口の勾配餘りに大に過ぐるときは蒸氣の一部は爲めに渦を生ずべきが故に其の速度は減殺せられ、又勾配餘りに小に過ぐるときは摩擦を増加するの不利ありて、其の形狀の如何は大に蒸氣の効率に關係を有すべきものとす。

噴口を通過する蒸氣量は又その圖よりも之を求むることを得べし。例へば第百十二圖に於て蒸氣がbよりcにアデアバチックに膨脹せしものとし、b及びcに於ける蒸氣の絶對温度を夫れ夫れ T_1 及び T_2 とすれば、ad線は殆ど直線に近きが故に

$$\text{面積abcd} = \frac{ab+cd}{2} \times bc$$

$$= \frac{E_1+E_2}{2} \times (T_1-T_2)$$

依て

$$\frac{V^2}{2g} = 778 \times \frac{E_1+E_2}{2} \times (T_1-T_2)$$

より毎秒時に於ける蒸氣の速度を求むれば

$$V = \sqrt{64.4 \times 778 \times \frac{E_1+E_2}{2} \times (T_1-T_2)}$$

其れ故に毎秒時に通過する蒸氣量は

$$W = \frac{A}{62 \times 144} \sqrt{778 \times 64.4 \left\{ \frac{E_1 + E_2}{2} (T_1 - T_2) \right\}}$$

$$= \frac{1.1A}{v_2} \sqrt{(E_1 + E_2) (T_1 - T_2)} \quad (13)$$

但し(13)式に於けるAは平方時に於ける噴口の截面積、 v_2 はbよりcに膨脹せしときの蒸氣の比容積を表はすものとす。

噴口及び翼間の形状 噴口(Nozzle)及び翼間の形状は其の入口及び出口に於ける蒸氣壓力の高低、換言すれば壓力落差の大小に關係を有するものにして、若し出口に於ける蒸氣壓力が入口に於ける蒸氣壓力の百分の五十八以下なるときは發散式(Divergent)と爲し、以上なるときは收斂式(Convergent)と爲すべきものなり。今一定時間内に噴口其の他の通路を通過する蒸氣量は各部を通じて常に相等しきものと假定すれば次式を得べし。

$$W = \frac{A \times V}{v} \quad (14)$$

但し

W は一秒時間に通路を通過する蒸氣の重量(封度)

A は通路の截面積(平方呎)

V は一秒時間に於ける蒸氣の速度(呎)

v は蒸氣一封度の容積(立方呎)

前式に於てvの値を一定不易なるものと假定せば、壓力の下降と共に蒸氣は其の速度Vを増加すべきが故に面積Aを減少せざるべからざるや明かなり。而して噴口又は翼間を通過する蒸氣の壓力落差にして小なるときは、vの増加する割合がVの増加する割合よりも少きが故に斯かる場合には通路の形状は收斂式となり、之に反し蒸氣の壓力落差大なるときは、vの増加する割合がVの増加する割合よりも多きが故に發散式となるべし。蓋し蒸氣の性質として初めは其の容積の増加する割合よりも速度の増加する割合大にして、終りは其の速度の増加する割合よりも容積の増加する割合大なるものなり。従つて噴口又は翼間の形状が初めは收斂式にして終りは發散式となるべきものなり。而してvの比が増加率より低減率に變化するときの點を稱して**臨界點**(Critical point)と云ふ。此の點は先きに説述したる蒸氣の終壓力が初壓力の百分の五十八に等しきときなりとす。故に蒸氣の膨脹度少くして限界點以下なるときは噴口又は其の他の蒸氣通路の形状は收斂式となり、限界點以上なるときは發散式となるものなり。

り。一例を挙げればパーソンズ・タービン汽機に於ける翼間の形状は前者に屬し、カーチス・タービン汽機の第一膨脹段落に於ける噴口の形状は後者に屬するものなり。又臨界點附近にありては容積の増加と速度の増加とが略ぼ相等しきを以て平行式(Pencil)となす。カーチス式の第二膨脹段落以下の噴口には之を採用せり。

熱量落差及び壓力落差 蒸氣の熱勢力を變じて現勢力となし、以て翼車に作動せしめんには、蒸氣の壓力を下降せしめて其の有する熱量を發現せしめざるべからず。而して低壓圓筒の各列に於ける壓力の平均落差は高壓圓筒に於けるものよりも常に小ならしむるを常とす。是れ蓋し同一の壓力落差(Pressure drop)に對する低壓蒸氣一封度の全熱量の差異は、高壓蒸氣に於けるものよりも大なるが爲めに於て、換言すれば少量の壓力落差に對し同一の熱量落差(Heat drop)を得べきが故なり。例へば壓力百五十封度の蒸氣をアデアバックに膨脹せしめて百四十封度となし、膨脹前後の乾燥率を夫れ夫れ一及び〇・九九六とすれば

$$\begin{aligned} \text{熱量落差} &= (q_1 L_1 + t_1) - (q_2 L_2 + t_2) \\ &= 1 \times 861 - .996 \times 835 + 358 - 353 \\ &= 4.5 \text{ B.T.U.} \end{aligned}$$

又壓力六封度の蒸氣をアデアバックに膨脹せしめて二封度となし、膨脹前後の乾燥率を夫れ夫れ〇・八五及び〇・八とすれば

$$\begin{aligned} \text{熱量落差} &= (q_1 L_1 + t_1) - (q_2 L_2 + t_2) \\ &= .85 \times 995 + 170 - .8 \times 1026 - 126 \\ &= 66.95 \text{ B.T.U.} \end{aligned}$$

即ち高壓蒸氣にありては十封度の壓力落差に對し四・五の熱量落差を得るに過ぎざるも、低壓蒸氣の場合にありては僅に四封度の壓力落差に對して六十六・九五の熱量落差を得べし。換言すれば一定の壓力落差に對する熱量落差は壓力の下降するに従ひ益々増加すべきものなり。而して現勢力の大小は熱量落差の多寡に比例すべきものなるが故に、低壓蒸氣を使用すれば高壓蒸氣を使用するよりも少量の壓力落差を以て同一の働を得べきや明かなり。故に低壓タービンに於ける全壓力落差は高壓タービンに於けるものよりも遙に少なきものなり。

翼の各列に於ける壓力落差を小ならしむるときは蒸氣の速度少く、従つて汽機の回轉數減少すべきが故に、一定の働を得る爲めには翼の列數を増加するを必要とす。之に反し翼の各列に於ける壓力落差を大ならしむるときは蒸氣の速度は大となり、従つて回轉數増加すべき

が故に、翼の列数を減少することを得べし。

翼の各列間を通過する蒸氣の速度は熱量落差の多寡に關係すべきものなるが故に、其の部に於ける蒸氣の速度を知らば熱量落差を求むることを得べし。今H及びhを夫れ夫れ静翼及び動翼に於ける熱量の落差とすれば

$$\frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} = H \times 778$$

$$\therefore H = \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{778 \times 2g}$$

(15)

及び

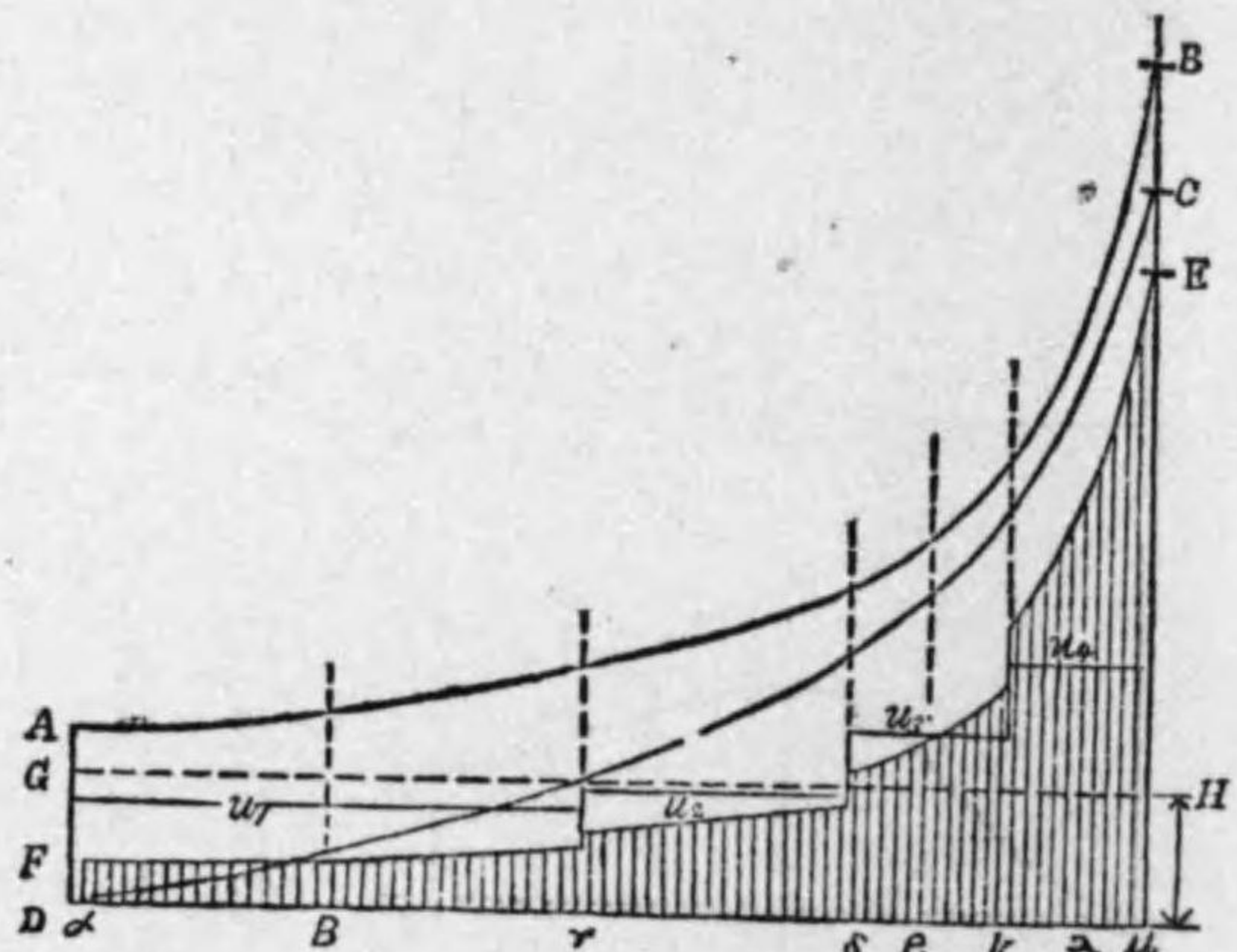
$$\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} = h \times 778$$

$$\therefore h = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g \times 778}$$

(16)

(15) 及び (16) の兩式より、匣内各部の熱量落差を求め、之を曲線にて表示するときは第百十五圖の如き熱量落差圖 (Diagram of heat drops) を得べし。但し該圖は回轉圓筒が四組の異なる翼列より成るものと假定せしものにして、A B 線は蒸氣の速度、C D 線は全熱量落差、E F 線は

第百五十圖

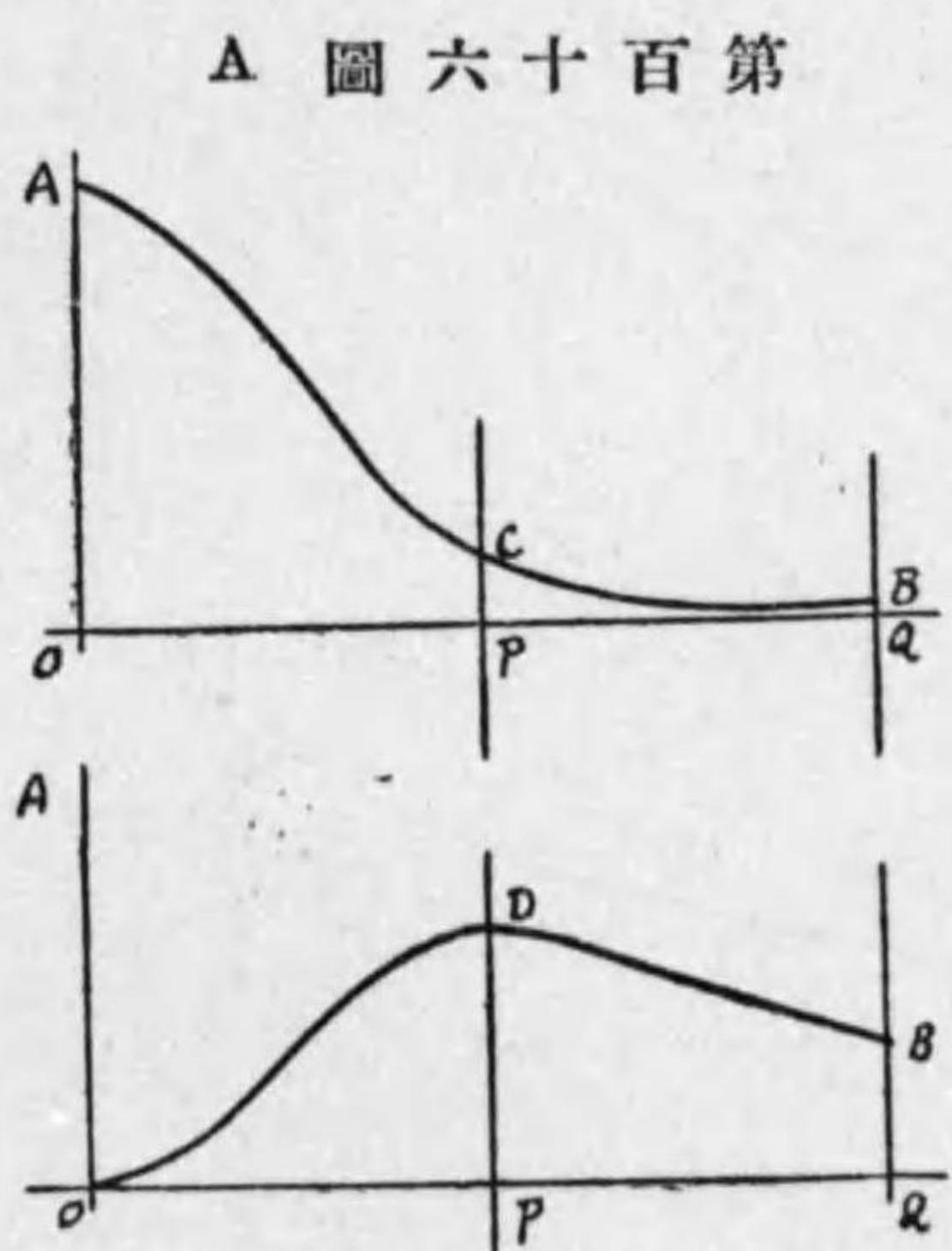


實際の熱量落差、G H 線は平均熱量落差を、又 u_1, u_2, u_3 及び u_4 の横線は孰れも翼の速度を表したるものなり。

パーソンズ・タービンに於ける翼の各列の平均壓力落差は約〇・七六封度を普通とす。又壓力の下降するに従ひ漸次蒸氣の容積は増加すべきが故に、圓筒の前端より後端に至るに従ひ次第に翼の長さを増加し、且つ翼と翼との間隔を大ならしむべきものとす。而してパーソンズ汽機にありては各膨脹段落に於ける各列の翼の長さ及び其の間隔は孰れも同一なるが故に、後列に於ける蒸氣の速度は前列に於けるものよりも大なり。又各膨脹段落に於ける翼の長さは前段落より後段落に至るに従ひ次第に増加すべきも、第六、第七及び第八段落に於ける各列の翼の長さは孰れも同一と爲すを常とす。但し翼の角度及び心距は不同にして、後端に至るに従ひ共

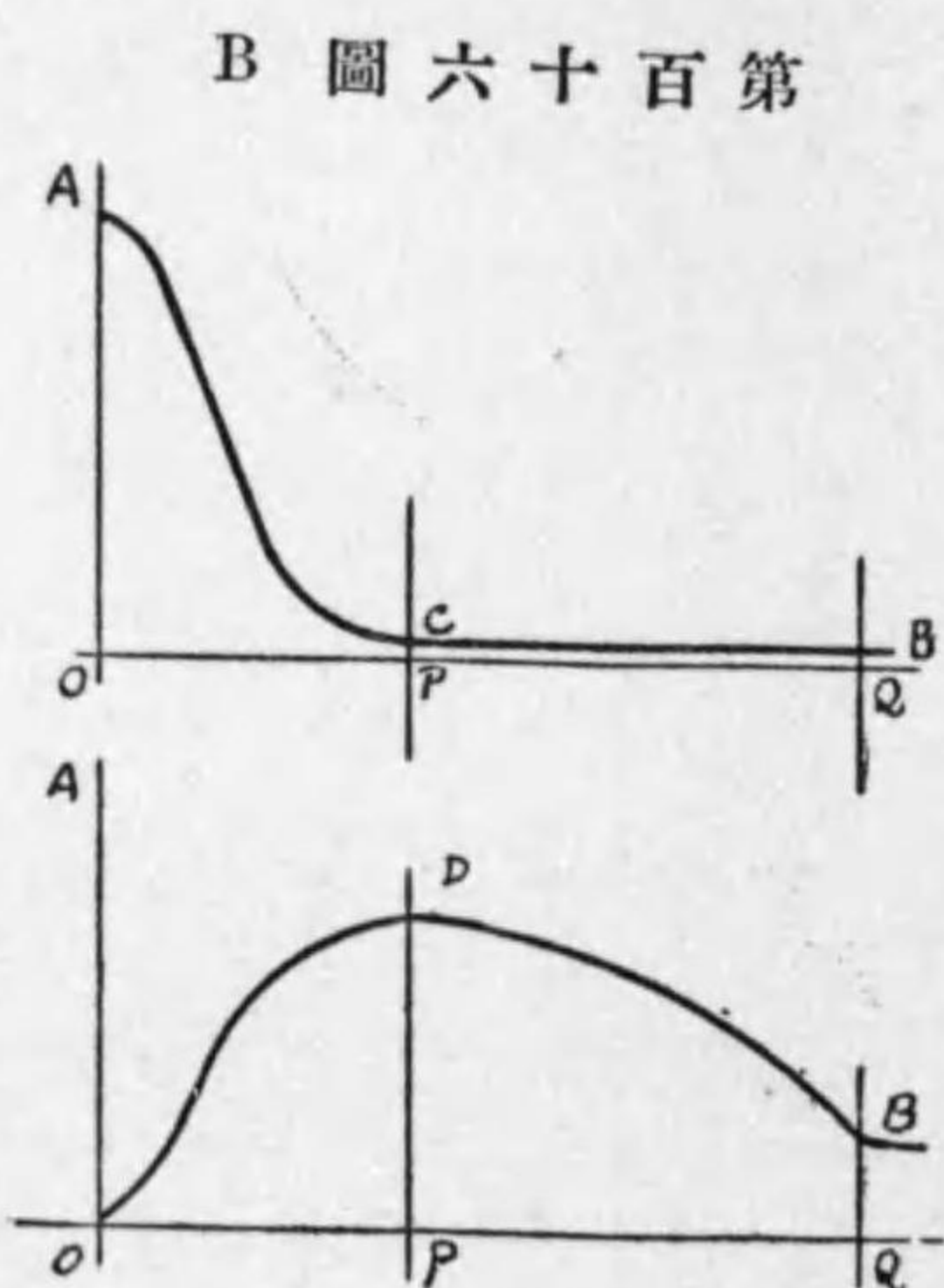
に著しく増加せらるゝものとす。蓋し低壓圓筒の後端に於ける蒸氣の速度を過度に増加せしめざらんが爲めなり。

蒸氣の壓力と速度との關係 蒸氣の壓力と速度とは直接何等の關係を有せざるものにして、蒸氣の有する速度の大小は主として壓力落差の多寡に依るべきものなり。故に高壓蒸氣にして何等の速度を有せざるものあるに反し、低壓蒸氣にして大なる速度を有することあり。要は蒸氣の壓力を低減して發生したる熱量の多寡と其の際に於ける蒸氣膨脹の状態如何に依るものにして、縦合高壓の蒸氣にても膨脹せざるときは



して、縦合高壓の蒸氣にても膨脹せざるときは何等の速度をも有せざるものなり。而して蒸氣の作動中に於ける壓力と速度との關係はタービンの種類及び其の型式に依り異なるものにして第百十六圖は是等の異なる場合の兩者の關係を表はしたるものなり。

第百十六圖Aは單段落のインパルス・タービンに於ける蒸氣の壓力と速度との關係を示した

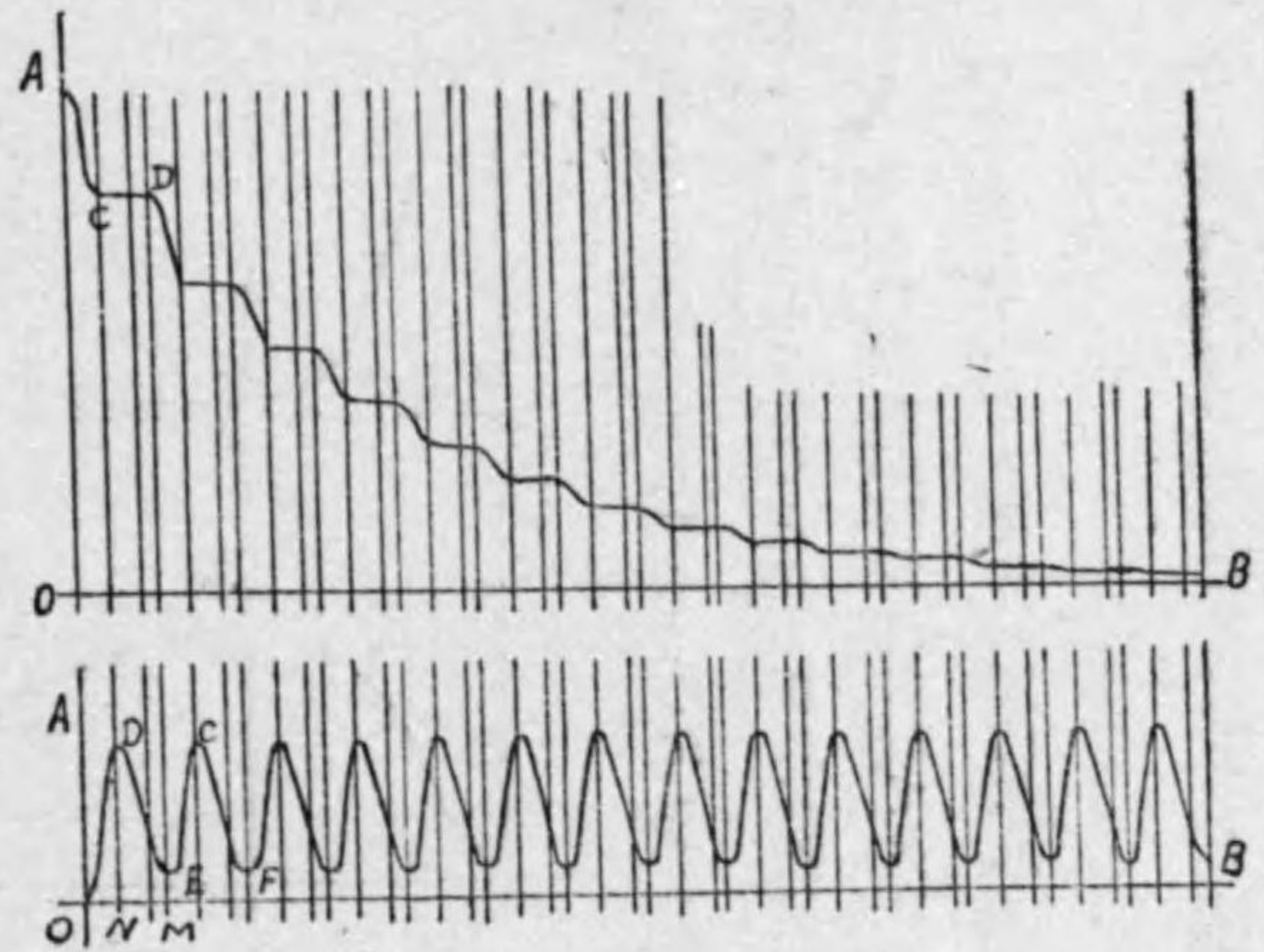


るものにして、上圖はOAなる壓力を有する蒸氣がOPなる噴口内に入り膨脹して次第に其の壓力を減少しPCとなりたるとき蒸氣は下圖に示す如く同時にOよりPDなる速度を得、蒸氣が噴口を出て、上圖のPよりQに至る間にCPなる一定壓力を有するとき速度は次第に下降して下圖のPDよりQBとなることを示し、又同圖Bはリアクション・タービンに於ける蒸氣の

壓力と速度との關係を示したるものにして上圖はOAなる壓力を有する蒸氣がOPなる靜翼内に入り壓力を減少してPCとなり更に動翼に作動してPCなる壓力は減少してBQとなりたることを示し、下圖は蒸氣が靜翼内に於て次第に壓力を下降してCPとなりたるとき速度は次第に増加しOよりDPとなり更に動翼内に入り其の速度を減少してBQとなりたることを示すものなり。

第百十六圖C及び同圖Dは共に多段落のインパルス・タービンに於ける蒸氣の壓力と速度との

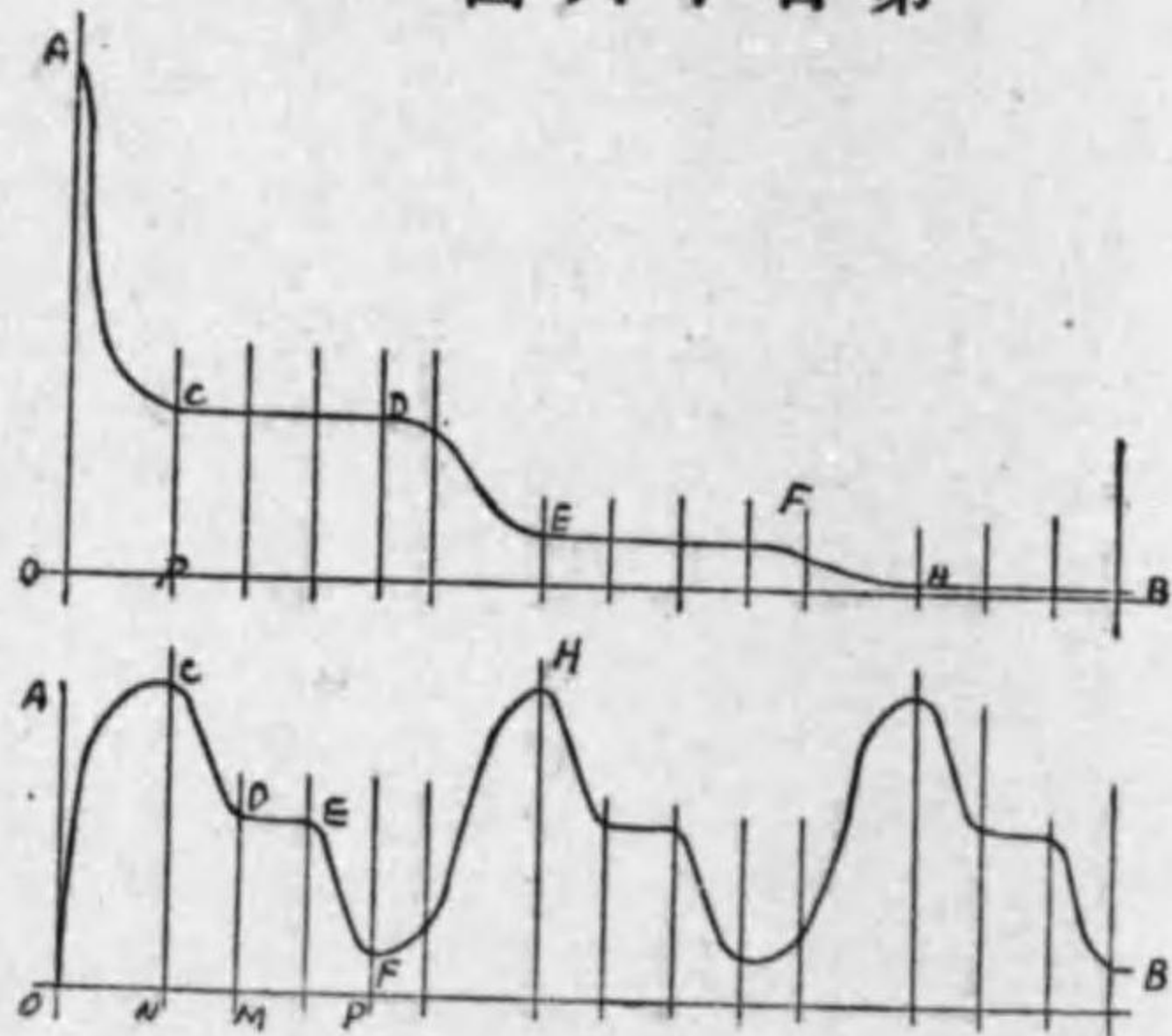
C 圖六十百第



一動作を繼續すべきものなり。又第百十六圖Dの上圖は壓力の變化を下圖は速度の變化を示すものにしてOAなる壓力の蒸氣が噴口OP内に入り其の壓力を下降してCPとなると蒸氣の

關係を示したるものにして前者はラトー・タービンの如きプレシユアー・コンパウンドの後者はカーチス・タービンの如きプレシユアー・エン・ド・ペロシチー・コンパウンドの壓力と速度との關係を示したるものなり。第百十六圖Cの上圖は壓力の變化を下圖は速度の變化を示したるものにして、上圖に於てはOAなる壓力を有する蒸氣がOPなる噴口内に入りて膨脹し其の壓力をOCまで下降せしとき下圖に於てはNDなる速度を得又蒸氣が噴口を出て、動翼に作動するときは壓力には變化なきも速度は下圖に示す如く下降してEMとなり追つて圖示せる如く同

D 圖六十百第



速度はCNとなり、蒸氣が噴口を出て、次の動翼及び靜翼内に於ては壓力に變化なくCPなる壓力を維持するも速度は動翼内に於ては下降してDMとなり靜翼内に於ては何等の變化なく、其の次の動翼内に入りて再び其の速度を減少してFPとなり、蒸氣は之より再び次の噴口内に入りて其の壓力を下降すると同時に速度を増加し追つて斯の如く同一動作を繼續すべきものなり。

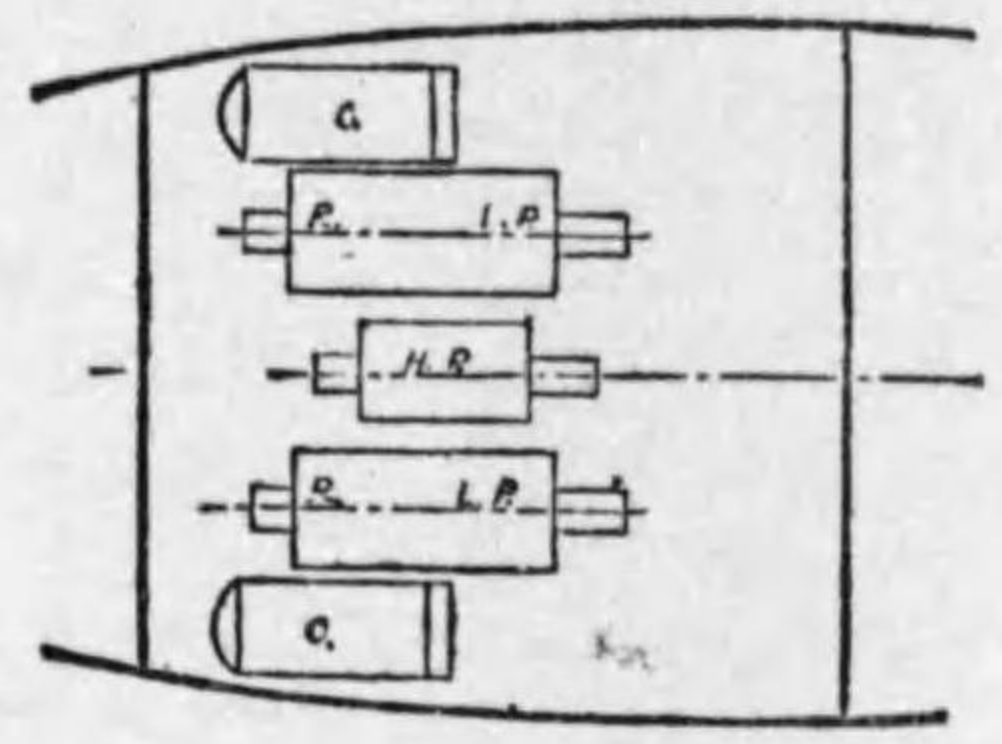
第十二章 船用蒸氣タービン機雜錄

タービン汽機の配置 タービン船の開祖たるタービニア號の汽機は三個軸を有する三聯成式にして、高壓、中壓及び低壓の三個のタービンを裝備し、右舷に高壓タービンを左舷に中壓タービン中央に低壓タービンを配置したりしが、其の後の建造に係るものは孰れも高、低兩タービンを備ふる二聯成式三個軸又は二聯成式四個軸にして、水雷艇の如き小船を除くの外は三聯

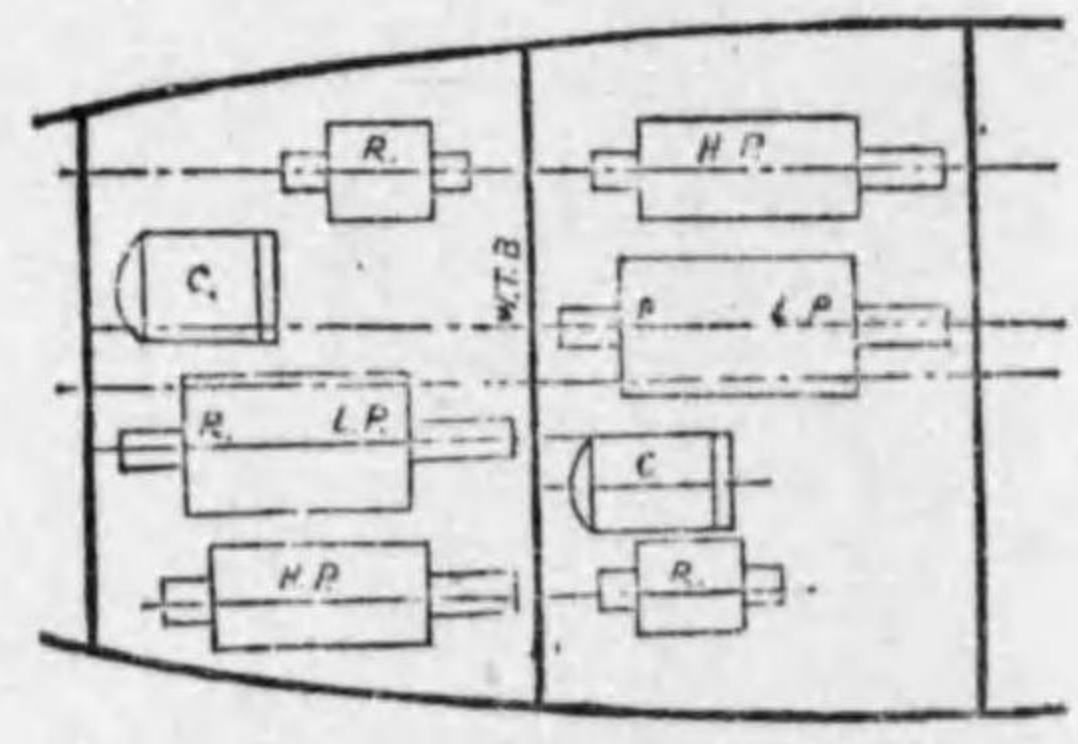
成式を採用するもの極めて稀なり。

第百十七圖より第百二十七圖までは現今艦船に採用せらるる、パーソンズ・タービン汽機の配置を示したる者にして、圖中H、Pは高壓タービン、LPは低壓タービン、Rは後退タービン、又CTは巡航タービンにしてCは冷汽器、WTBは支水隔壁 (Water tight bulkhead) を示したるものなり。第百十七圖より第百二十圖に示す配置は孰れも商船に用ひられ、第百二十一圖乃至第百二十七圖に示すものは孰れも軍艦に用ひらるるものなり。商船にありてはルシテニア號及びモレテニア號の如き巨船には四個軸を採用するも、其の他は普通カーマニア級の如き大船に於てすら三個軸を用ゆるを常とす。第百十七圖は最も廣く採用せらるる、三個軸タービン機の配置を示したるものにして、三個の前進タービンと二個の後退タービンを備へ、高壓タービンを中央に低壓タービンを左右に排列し、且つ兩低壓タービンの排汽端に各後退タービンを配置せるものなり。第百十八圖、第百十八圖及第百二十圖は孰れも四個軸装置にして中央に兩低壓タービンを併列し、左右に高壓タービンを配置し、第百十八圖及び第百十九圖は共に各軸に後退タービンを裝備し、第百二十圖は中央の兩低壓タービン軸にのみ後退タービンを備へたるものなり。モレテニア號及びブルシテニア號の汽機の配置之に屬す。第百二十一圖、第百

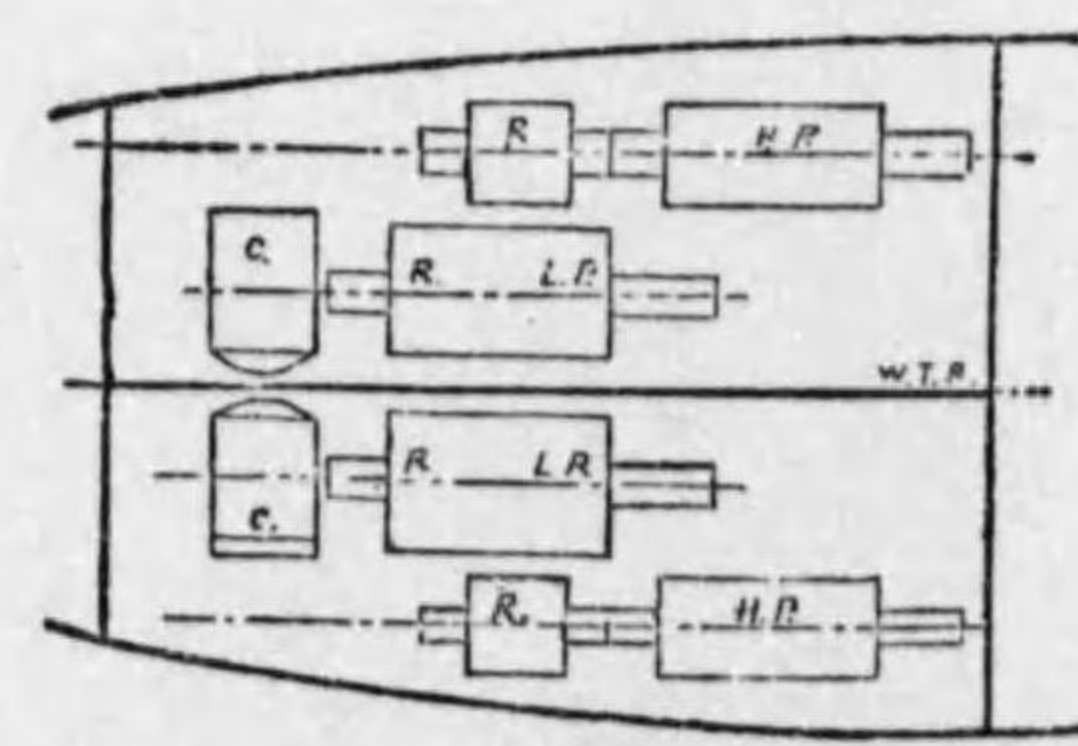
圖七十百第



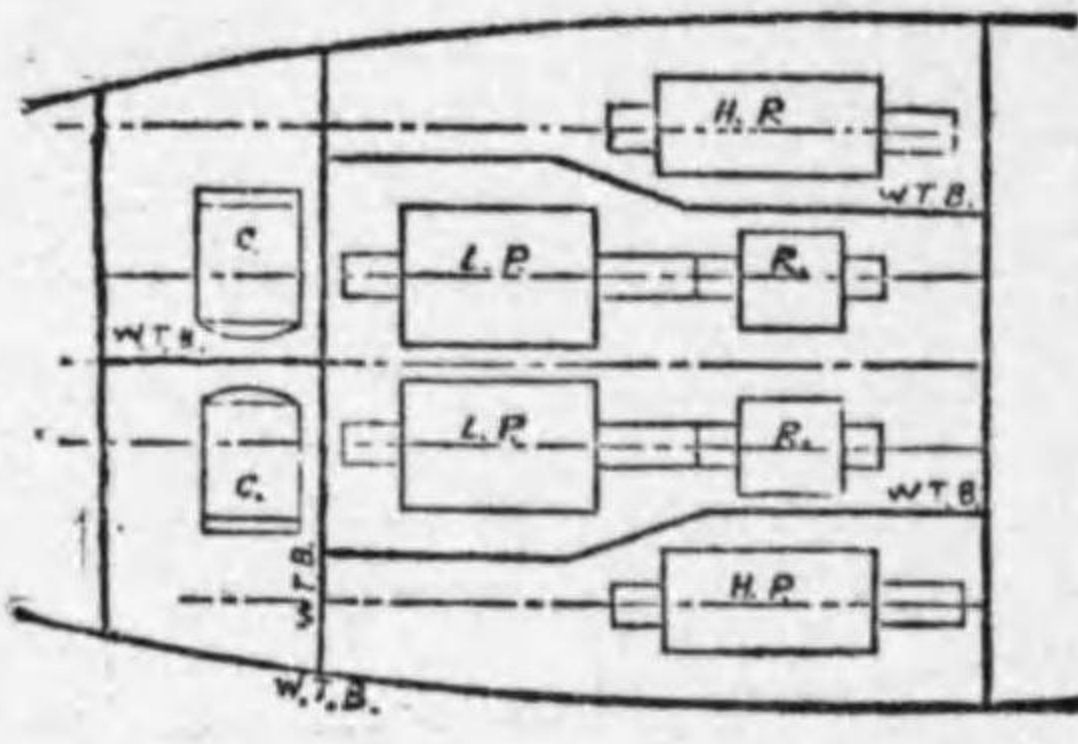
圖八十百第



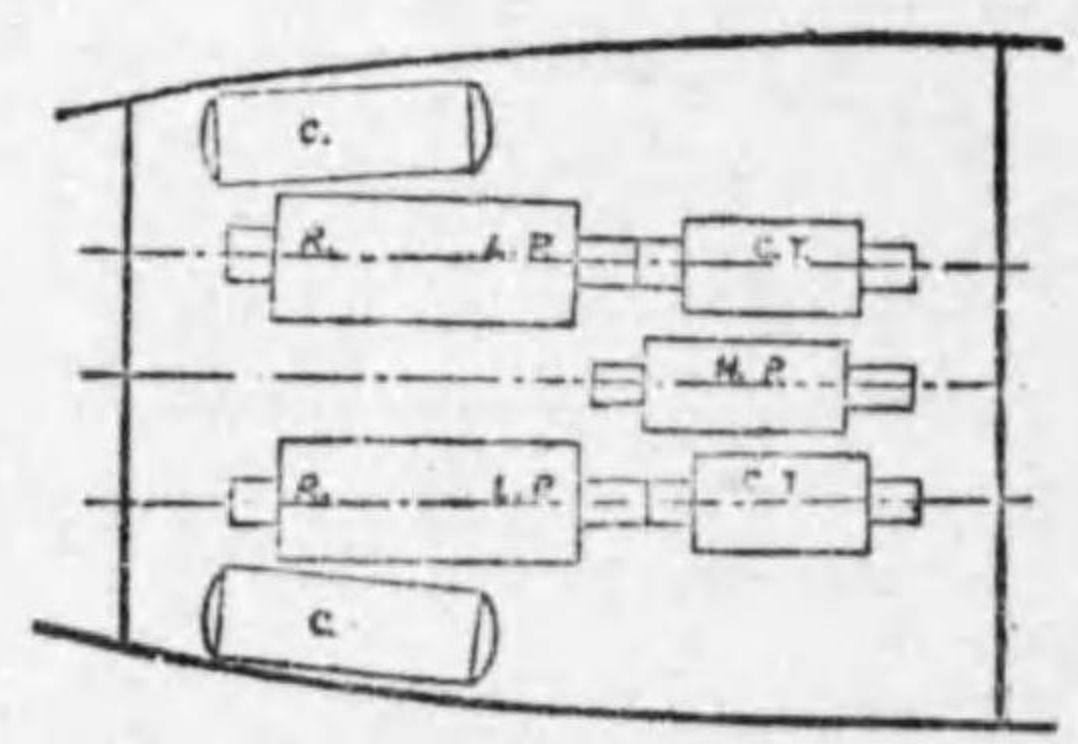
圖九十百第



圖十二百第



圖一十二百第



圖二十二百第

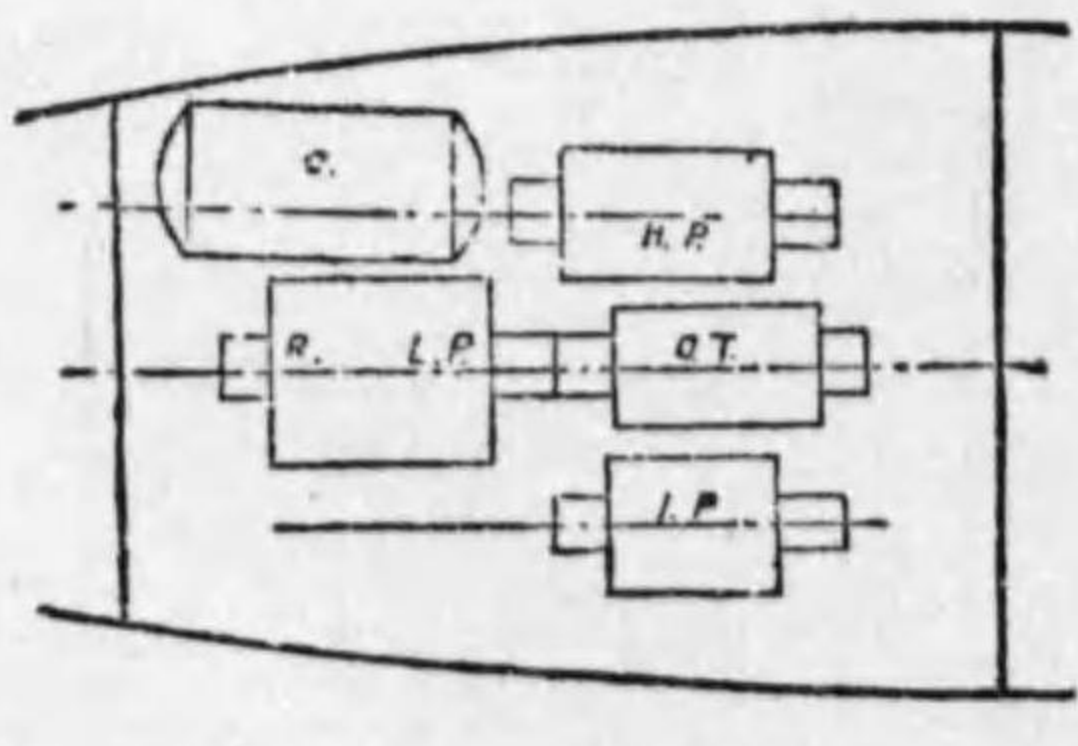


圖 三十二百 第

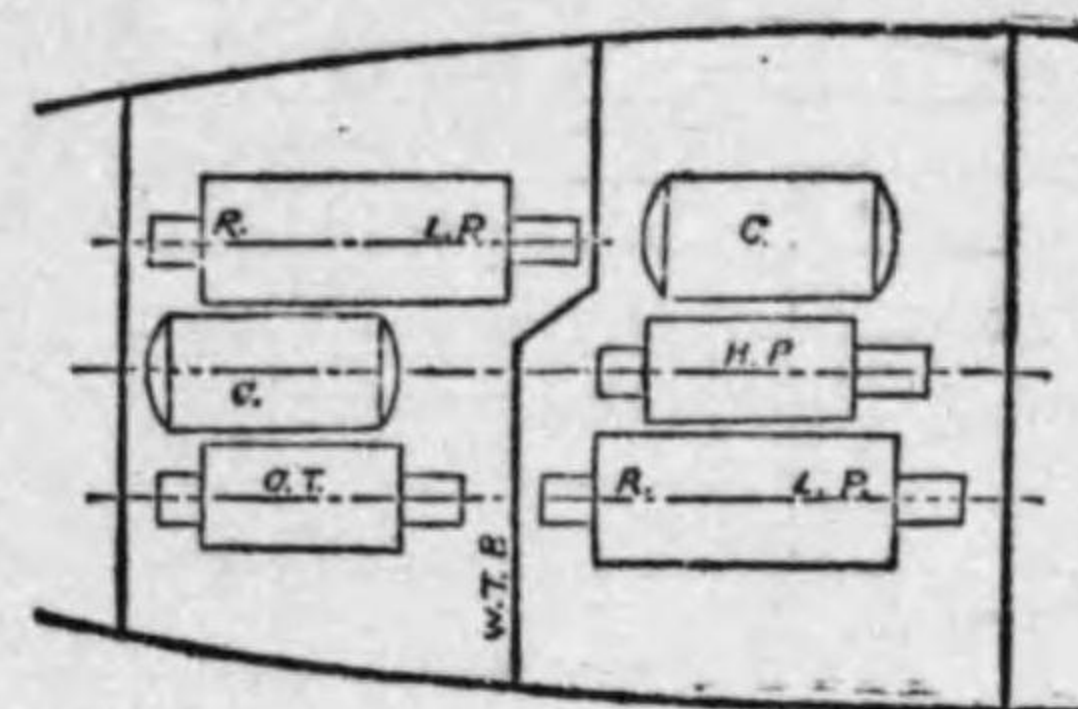


圖 四十二百 第

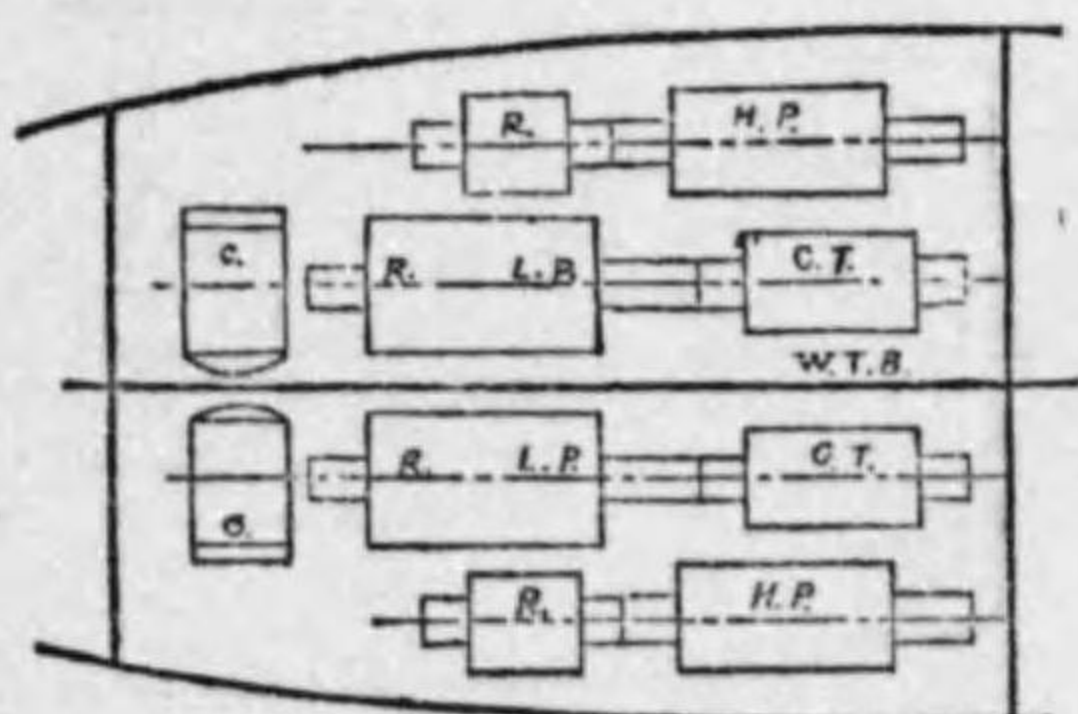
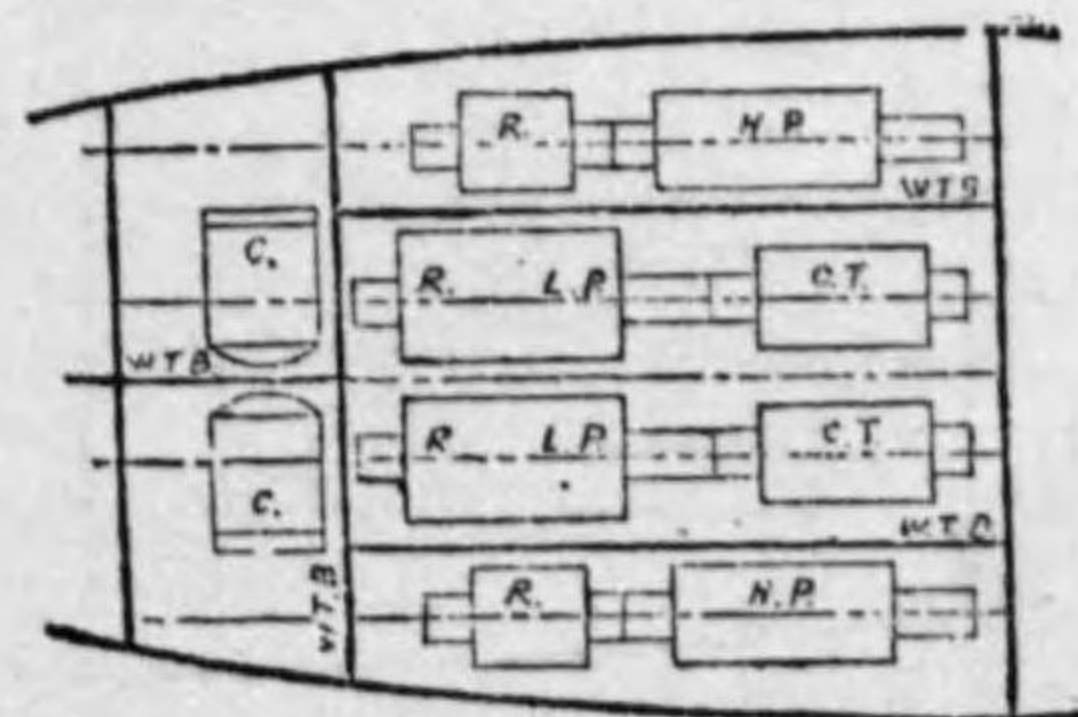


圖 五十二百 第



三二八

圖 六十二百 第

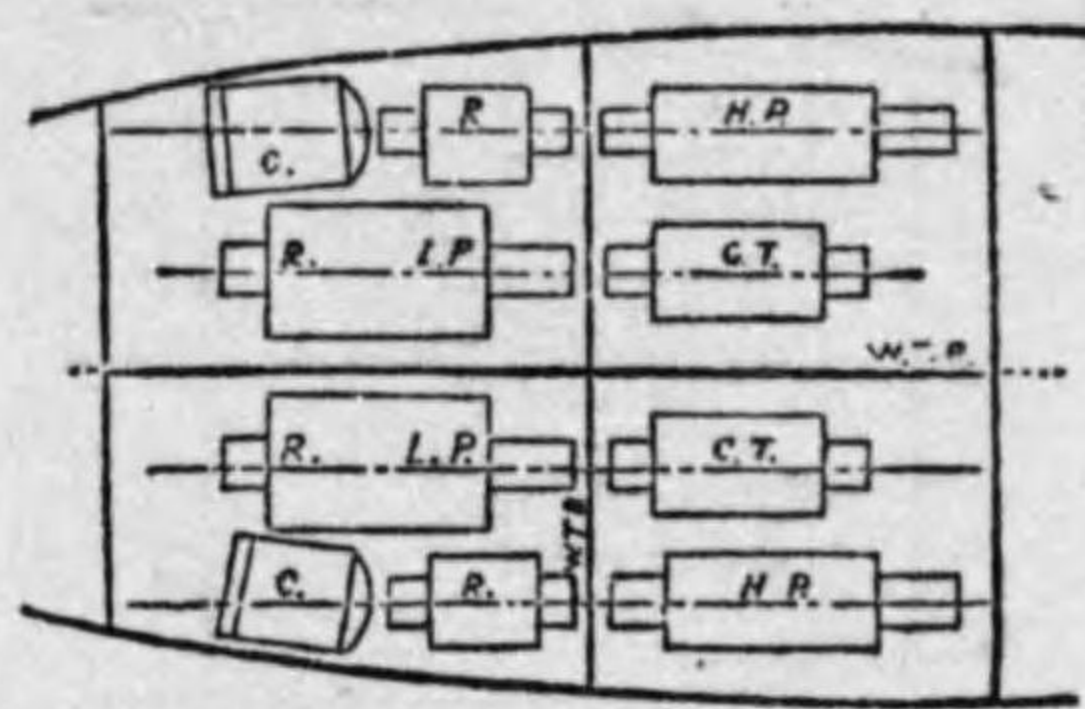
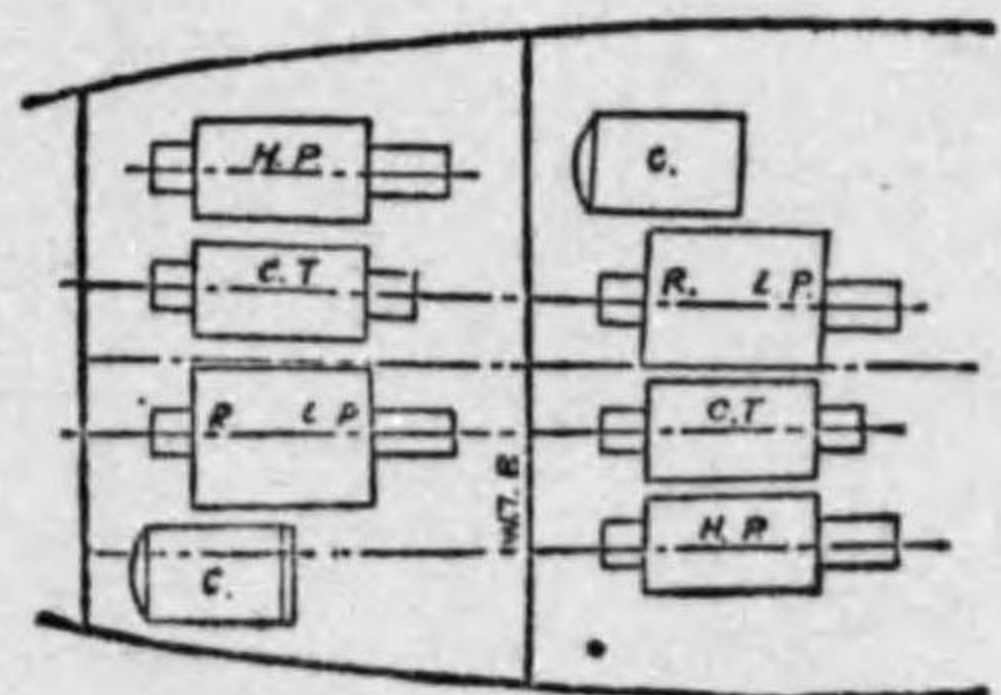


圖 七十二百 第



二十二圖及び第二百二十三圖は孰れも軍艦用三個軸装置にして第二百二十一圖は高壓ターピンを中央に、低壓ターピンを左右に排列し、其の排汽端に各後退ターピンを備へ、且つ兩低壓ターピン軸に各巡航ターピンを裝備したるものなり。第二百二十二圖は低壓ターピンを中央に、左右に高壓及び中壓ターピンを排列したる三聯成式にして、低壓ターピン内に後退ターピンを備へ、且つ低壓ターピン軸にのみ一個の巡航ターピンを装置したるものにして、水雷艇の如き小船に採用せらる。第二百二十三圖は汽機室を前後に區劃し前部中央に高壓ターピン、其の右方に低壓ターピンを排列し、後部には左右兩軸に低壓ターピンと巡航ターピンとを置き、兩低壓ターピンの排汽端に各後退ターピンを装置せしものなり。第二百二十四圖より第二百二十六圖までは孰れも各軸に後退ターピンを備へたる四個軸装置にして、第二百二十四圖は汽機室を左右に區劃し、中央に兩低壓ターピンを併列し、其の左右に各高壓ターピンを置き、兩低壓ターピン軸に各一個の巡航ターピンを裝備したるものなり。第二百二十五圖は汽機室を五區に分ち、中央に兩低壓ターピンを併列し、左右兩側に高壓ターピンを置き、兩低壓ターピン軸に各巡航ターピンを裝備したるもの、第二百二十六圖は汽機室を縱横四區に分ちたと冷汽器の位置を異にする外、ターピンの配置は第二百二十五圖のものと毫も異なることなし。又第二百二十七圖は汽機室を横に二