

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3618397号

(P3618397)

(45) 発行日 平成17年2月9日(2005.2.9)

(24) 登録日 平成16年11月19日(2004.11.19)

(51) Int.Cl.⁷

B 6 3 H 23/08

F 1 6 H 3/14

F 1 6 H 57/02

F I

B 6 3 H 23/08

F 1 6 H 3/14

F 1 6 H 57/02 3 O 1 G

請求項の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平7-105357
 (22) 出願日 平成7年4月28日(1995.4.28)
 (65) 公開番号 特開平8-295293
 (43) 公開日 平成8年11月12日(1996.11.12)
 審査請求日 平成13年11月30日(2001.11.30)

前置審査

(73) 特許権者 000006781
 ヤンマー株式会社
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
 (74) 代理人 100080621
 弁理士 矢野 寿一郎
 (72) 発明者 久保 ▲まさ▼之
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン
 マーディーゼル株式会社内
 (72) 発明者 水野 幸保
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン
 マーディーゼル株式会社内
 (72) 発明者 原田 和好
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン
 マーディーゼル株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 船用減速逆転機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

船用減速逆転機 A において、入力軸 I S 上の入力ギア I G に、クラッチ軸 C S 2 を有する正転ギア G 2、及びクラッチ軸 C S 1 を有する逆転ギア G 1 の一方を噛合させ、各クラッチ軸 C S 2・C S 1 のクラッチ C L 2・C L 1 を挟んで正転ギア G 2 及び逆転ギア G 1 の反対側にピニオン P 2・P 1 を付設し、両ピニオン P 2・P 1 を中間ギア M G に噛合させ、該中間ギア M G に出力軸 O S 上の出力ギア O G を噛合させ、前記入力軸 I S と出力軸 O S との間の高低差 H を構成し、該船用減速逆転機 A を内装するハウジング A H は、上下に四つのハウジング A H 1・A H 2・A H 3・A H 4 に分割され、上部の二つのハウジング A H 1・A H 2 の分割面はクラッチ軸 C S 1・C S 2 を軸受支持する上下中間分割面に、中間の二つのハウジング A H 2・A H 3 の分割面は入力軸 I S を軸受支持する上下中間分割面に、下部の二つハウジング A H 3・A H 4 の分割面は出力軸 O S を軸受支持する上下中間分割面に構成し、中間軸 M S は中間のハウジング A H 2 内に固設され、中間ギア M G が軸受を介して中間軸 M S 上に遊嵌環設されていることを特徴とする船用減速逆転機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は、主に、左右に並設するスクリュウ軸を、反転方向に回転する所謂二基二軸型の

船舶動力系に使用する船用減速逆転機に関する。

【 0 0 0 2 】

【 従来 の 技 術 】

従来、船用減速逆転機のギア配置構成は、例えば実公昭 5 7 - 2 4 9 9 8 号公報中の第 4 図及び第 5 図に示す如きもので、入力軸と同軸上に配置した、正転ギア又は逆転ギア（以後、総称して「正逆転ギア」）と、別軸とした逆転ギア又は正転ギアを、出力ギアに噛合させた構成のものであって、正転ギア軸と逆転ギア軸がクラッチ軸となっており、いずれかのクラッチを嵌脱することで、出力軸の回転方向を決定していた。

【 0 0 0 3 】

また、二つの機関を有し、各々減速逆転機を介して、左右二つのスクリュウ軸を駆動する、いわゆる二基二軸型の動力系は、従来、特公昭 5 6 - 4 0 0 7 9 号公報中の第 1 0 図にて開示されている如きものであった。

【 0 0 0 4 】

【 発 明 が 解 決 し よ う と す る 課 題 】

しかし、以上のような従来の船用減速逆転機において、まず、従来のギア配設構成においては、入力軸が正転ギアまたは逆転ギアのどちらかのギア軸に直結された構成となっていて、正逆転ギアの増速比を大きく取れない。

つまり、正逆転ギアのクラッチ軸の回転数を多く取れないので、クラッチ負荷が高く、大規模なクラッチを必要とする。

また、入力軸を正逆転ギアのギア軸と別個にて、入力軸付設の入力ギアに正逆転ギアを噛合させる構成とすれば、正逆転ギアの増速比は大きく取れて、クラッチ負荷も少なくてすむが、正逆転ギアのクラッチ軸に付設するピニオンに直接出力ギアを噛合させると、入力軸と両クラッチ軸との間が離れているために、今度は入力軸と出力軸との高低差が逆に取れなくなるという不具合が生じる。

【 0 0 0 5 】

【 課 題 を 解 決 す る た め の 手 段 】

本発明は、以上のような課題を解決するために、次のような手段を用いる。

船用減速逆転機 A において、入力軸 I S 上の入力ギア I G に、クラッチ軸 C S 2 を有する正転ギア G 2、及びクラッチ軸 C S 1 を有する逆転ギア G 1 の一方を噛合させ、各クラッチ軸 C S 2・C S 1 のクラッチ C L 2・C L 1 を挟んで正転ギア G 2 及び逆転ギア G 1 の反対側にピニオン P 2・P 1 を付設し、両ピニオン P 2・P 1 を中間ギア M G に噛合させ、該中間ギア M G に出力軸 O S 上の出力ギア O G を噛合させ、前記入力軸 I S と出力軸 O S との間の高低差 H を構成し、該船用減速逆転機 A を内装するハウジング A H は、上下に四つのハウジング A H 1・A H 2・A H 3・A H 4 に分割され、上部の二つのハウジング A H 1・A H 2 の分割面はクラッチ軸 C S 1・C S 2 を軸受支持する上下中間分割面に、中間の二つのハウジング A H 2・A H 3 の分割面は入力軸 I S を軸受支持する上下中間分割面に、下部の二つハウジング A H 3・A H 4 の分割面は出力軸 O S を軸受支持する上下中間分割面に構成し、中間軸 M S は中間のハウジング A H 2 内に固設され、中間ギア M G が軸受を介して中間軸 M S 上に遊嵌環設されているのである。

【 0 0 0 6 】

【 作 用 】

まず、船用減速逆転機のギア配設構造においては、入力軸と正逆転ギア軸とを別個とすることで、正逆転ギアの増速比を確保でき、該正逆転ギア軸であるクラッチ軸のクラッチ負荷を少なくできる。また、ピニオンと出力ギアとの間に中間ギアを介設することで、出力軸と入力軸との高低差が確保できるのである。

【 0 0 0 7 】

【 実 施 例 】

次に、添付の図面に示した実施例に基づいて、本発明の構成を説明する。

図 1 は船用減速逆転機 A のギア構成を示す後面略図、

図 2 は同じく組立斜視図、

10

20

30

40

50

図 3 は船用減速逆転機 A の後面図、

図 4 は同じく縦断面図、

図 5 は船舶の左舷側機関室に配設した船用減速逆転機 A の後面図である。

【 0 0 0 8 】

図 6 は船用減速逆転機 B のハウジング B H の正面図、

図 7 は同じく後面図、

図 8 は入出力軸間の高低差を H 1 に設定した左舷側船用減速逆転機 B L のギア構成を示す後面略図、

図 9 は同じく平面略図、

図 10 は入出力軸間の高低差を H 1 に設定した右舷側船用減速逆転機 B R のギア構成を示す後面略図である。 10

【 0 0 0 9 】

図 11 は同じく平面略図、

図 12 は入出力軸間の高低差を H 2 に設定した左舷側船用減速逆転機 B L ' のギア構成を示す後面略図、

図 13 は同じく平面略図、

図 14 は入出力軸間の高低差を H 2 に設定した右舷側船用減速逆転機 B R ' のギア構成を示す後面略図、

図 15 は同じく平面略図、

図 16 は入出力軸間の高低差を H 1 に設定した船用減速逆転機 B の側面略図である。 20

【 0 0 1 0 】

図 17 は入出力軸間の構成差を H 2 に設定した船用減速逆転機 B ' の側面略図、

図 18 は船用減速逆転機 B L ' ・ B R ' よりなる二基二軸型船舶動力系を示す船尾部分の平面略図、

図 19 は二基二軸型船舶動力系における油圧クラッチ駆動用油圧回路図、

図 20 は潤滑油調圧弁 V 3 の低圧調圧時における側面断面図、

図 21 は同じく高圧調圧時における側面断面図、

図 22 は潤滑油調圧弁 V 3 の特性を示すためのポンプ入力軸回転数 F に対する潤滑油圧 O P の変位を示すグラフである。 30

【 0 0 1 1 】

まず、図 1 乃至図 5 に示す、船用減速逆転機 A の構成について説明する。

このギア構成を図 1 及び図 2 より説明する。

エンジン出力軸にて伝動される入力軸 I S 端に固設される入力ギア I G の上方にて、逆転ギア G 1 が噛合しており、該逆転ギア G 1 に正転ギア G 2 が噛合している（入力ギア I G と正転ギア G 2 は噛合していない。）。

逆転ギア G 1 及び正転ギア G 2 のギア軸は、クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 となっていて、各々クラッチ C L 1 ・ C L 2 が介設されている。各クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 において、各クラッチ C L 1 ・ C L 2 を挟んで該逆転ギア G 1 及び正転ギア G 2 と反対側に、各々ピニオン P 1 ・ P 2 が固設されており、両ピニオン P 1 ・ P 2 の下方にて中間ギア M G が噛合し、更にその下方にて出力ギア O G が噛合している。出力ギア O G のギア軸である出力軸 O S はスクリュウ軸 S に直結している。 40

【 0 0 1 2 】

このようなギア配設構成において、クラッチ C L 1 を嵌合、クラッチ C L 2 を離脱させると、入力軸 I S ~ 逆転ギア G 1 ~ ピニオン P 1 ~ 中間ギア M G ~ 出力ギア O G と伝動され、出力軸 O S は入力軸 I S と逆側に回転駆動される。

また、クラッチ C L 1 を離脱、クラッチ C L 2 を嵌合させると、入力軸 I S ~ 正転ギア G 2 ~ ピニオン P 2 ~ 中間ギア M G ~ 出力ギア O G と伝動され、出力軸 O S は入力軸 I S と同一側に回転駆動される。

二基二軸型の船用減速逆転機として使用する場合には、図 18 の如く、左右にこの構成の減速逆転機を並設し（この実施例は後記の減速逆転機 B ' に関するものであるが、減速逆 50

転機 A も同様にして配設される。)、前進または後進の直進時には、片方の出力軸 O S を正転させる場合には、もう片方の出力軸 O S を逆転駆動させて、互いに反転方向に回転駆動させて推進力を得る。

また、左右に旋回する場合には、片方の減速逆転機の出力軸 O S は駆動停止し、もう片方の減速逆転機の出力軸 O S のみを正転または逆転させて、前進旋回または後進旋回させるものである。

【 0 0 1 3 】

このようなギア構成の中で、従来は入力軸を逆転ギアまたは正転ギアのギア軸（クラッチ軸）と同一軸、即ち直結していたが、本実施例では、入力軸 I S を該ギア軸と別体とし、入力ギア I G を設けて、逆転ギア G 1 に噛合させたので、逆転ギア G 1 のギア軸であるクラッチ軸 C S 1 は、ギア噛合によって、例えば入力軸 I S の回転数の 1 . 2 ~ 1 . 3 倍に増速回転される。

10

また、該逆転ギア G 1 と正転ギア G 2 との噛合により、クラッチ軸 C S 2 も同様である。つまり、両クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 が、従来の入力軸 I S と同一である場合よりも増速回転されている。その分、各クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 に介設されるクラッチ C L 1 ・ C L 2 の嵌脱負荷が少なくてすむ。

【 0 0 1 4 】

また、入力軸 I S をクラッチ軸 C S 1 と別体とすることで、従来は、各クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 のピニオン P 1 ・ P 2 と噛合するギアを出力ギアとしていたものの、これでは入力ギア I G と重合する位置関係となって、入力軸と出力軸との軸間距離が得られない。通常、船体機関室内に配設され、入力軸 I S に直結されるエンジン出力軸と、船底より下方に突設されるスクリュウ軸に直結される出力軸とは、高低差を設けなければならない、その差も概ね一定に規格されている。

20

例えば図 5 の如く配設した船用減速逆転機 A においては、入力軸 I S と出力軸 O S との間に高低差 H をつけなければならない。

そこで入力軸 I S よりも出力軸 O S を下方に配設して、入力軸 I S と出力軸 O S との高低差を確保すべく、両ピニオン P 1 ・ P 2 に噛合するギアを中間ギア M G とし、更にその下方にて出力ギア O G を噛合させるようにし、これによって、入力軸 I S と出力軸 O S との高低差 H を得ているのである。

【 0 0 1 5 】

30

次に、このようなギア構成である減速逆転機のハウジング A H の構成を、図 3 及び図 4 より説明する。

ハウジング A H は、入力軸 I S 、クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 、中間ギア M G のギア軸である中間軸 M S 、及び出力軸 O S を軸支可能とすべく、上下に四つに分割されており、上方よりハウジング A H 1 ・ A H 2 ・ A H 3 ・ A H 4 となっている。

ハウジング A H 4 ・ A H 3 の分割面は出力軸 O S を軸受支持する上下中間分割面、ハウジング A H 3 ・ A H 2 の分割面は入力軸 I S を軸受支持する上下中間分割面、ハウジング A H 2 ・ A H 1 の分割面はクラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 を軸受支持する上下中間分割面となっている。

また、入力軸 I S 、クラッチ軸 C S 1 ・ C S 2 、及び出力軸 O S はハウジング A H 内において軸受にて遊嵌軸支されており、中間軸 M S はハウジング A H 内にて固設されているが、中間ギア M G が軸受を介して中間軸 M S 上に遊嵌環設されていて、ピニオン P 1 ・ P 2 の回転に追従して中間ギア M G が自由に回転可能となっている。

40

また、入力軸 I S ・ 出力軸 O S のハウジング A H より外部に突出した部位は、それぞれハウジング側面に固設した入力継手 1 ・ 出力継手 2 にて軸支されている。

【 0 0 1 6 】

なお、油圧クラッチである各クラッチ C L 1 ・ C L 2 、更にハウジング A H 内における各軸受等に作動油や潤滑油を供給すべく、該ハウジング A H 内には、油路（例えば R ）が穿設されている。また、ハウジング A H の外側に各種の油圧バルブ V 等が配設されていて、これらの油路に圧油供給を行っている。

50

【 0 0 1 7 】

船用減速逆転機 A の構成は以上の如くであり、次に、図 6 乃至図 1 8 図示の船用減速逆転機 B ・ B ' の構成について説明する。

該船用減速逆転機 B ・ B ' のギア構成は、入力軸 I S を、正逆転ギア G 1 ' ・ G 2 ' の各ギア軸であるクラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' のいずれかに直結し、両クラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' に付設するピニオン P 1 ' ・ P 2 ' に直接出力ギア O S を嚙合させたものであって、どちらとも同一構成のハウジング B H を使用するが、入出力軸間の高低差の違いにより、入力軸の取付仕様を異にする。

【 0 0 1 8 】

船用減速逆転機 B ・ B ' 共通のハウジング内のギア構成を図 8 乃至図 1 7 より説明する。出力ギア O G の上方にピニオン P 1 ' が、また、斜め上方にピニオン P 2 ' が嚙合しており、各ピニオン P 1 ' ・ P 2 ' の回転軸であるクラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' において、クラッチ C L 1 ' ・ C L 2 ' を介して正逆転ギア G 1 ' ・ G 2 ' が各々付設されており、両正逆転ギア G 1 ' ・ G 2 ' が嚙合している。

【 0 0 1 9 】

両ピニオン P 1 ' ・ P 2 ' 及び正逆転ギア G 1 ' ・ G 2 ' は同径であることから、出力軸 I S とクラッチ軸 C S 1 ' との軸間距離と、出力軸 I S とクラッチ軸 C S 2 ' との軸間距離は同一で、減速比も等しい。但し、嚙合箇所が相違する。入力軸 I S はクラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' のどちらかに直結させるが、ここで、船舶の形状や大きさによって、入力軸と出力軸との高低差が大きい規格のもの（高低差 H 1 ）と小さい規格のもの（高低差 H 2 ）とがある。

高低差が大きい場合、即ち、高低差 H 1 としたい場合には、図 8 乃至図 1 1 及び図 1 6 の如く、入力軸 I S を、出力ギア O G の上方の正逆転ギア G 1 ' のクラッチ軸 C S 1 ' に直結させる。

この場合において、クラッチ軸 C S 1 ' のクラッチ C L 1 ' を嵌合、クラッチ軸 C S 2 ' のクラッチ C L 2 ' を離脱すると、クラッチ軸 C S 1 ' よりピニオン P 1 ' を介して出力ギア O G を入力軸 I S と逆側に回転駆動させる。クラッチ軸 C S 1 ' のクラッチ C L 1 ' を離脱、クラッチ軸 C S 2 ' のクラッチ C L 2 ' を嵌合させると、正逆転ギア G 1 ' ・ 正逆転ギア G 2 ' ・ ピニオン P 2 ' を介して出力ギア O G を入力軸 I S と逆側に回転駆動させる。

この入力軸配置構成の減速逆転機においては、側面視では図 1 6 のように長い高低差 H 1 が確保できている一方、平面視では図 9 及び図 1 1 のように、入力軸 I S と出力軸 O S （入力継手 1 と出力継手 2 ）とが略一直線上に配置される。

【 0 0 2 0 】

一方、入力軸と出力軸との高低差を小さくしたい時には、入力軸 I S をクラッチ軸 C S 2 ' に直結させる。この場合、クラッチ軸 C S 2 ' のクラッチ C L 2 ' を嵌合、クラッチ軸 C S 1 ' のクラッチ C L 1 ' を離脱させると、クラッチ軸 C S 2 ' よりピニオン P 2 ' を介して出力ギア O G を入力軸 I S の回転側と逆側に回転駆動させ、クラッチ軸 C S 2 ' のクラッチ C L 2 ' を離脱、クラッチ軸 C S 1 ' のクラッチ C L 1 ' を嵌合すると、正逆転クラッチ C S 2 ' ・ C S 1 ' 、ピニオン P 1 ' を介して、出力ギア O G を入力軸 I S の回転側に回転駆動させる。この構成にすると、側面視では図 1 7 のように、入力軸 I S と出力軸 O S との高低差が短い高低差 H 2 となっており、更に平面視では、図 1 3 及び図 1 5 のように、入力軸 I S と出力軸 O S （入力継手 1 と出力継手 2 ）との間に左右方向に L のずれ幅がある。

【 0 0 2 1 】

このようなギア構成の減速逆転機 B において、ハウジング B H は、図 6 及び図 7 の如く、クラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' の軸芯を結ぶ面によってハウジング B H 1 ・ B H 2 に分割され、また、出力軸 I S を軸受支持する上下中間分割面において、上下に B H 2 ・ B H 3 に分割されて、上下に 3 つに分割可能として、各クラッチ軸 C S 1 ' ・ C S 2 ' 及び出力軸 O S をハウジング内に軸支できるようにしている。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 2 】

この船用減速逆転機 B のハウジング B H において、前後面は図 8 及び図 9 の如く、反転状の同一形状であり、どちらを前面、後面にしても、入力継手 1 及び出力継手 2 を取付可能としている。従って、該ハウジング B H を前後反転してギアを取り付けることによって、二基二軸の左舷用・右舷用の減速逆転機を構成することができる。

【 0 0 2 3 】

例えば、入力軸 I S をクラッチ軸 C S 1 ' に直結させて、入出力軸間の高低差を H 1 とした状態で二基二軸型の動力系を構成する場合には、左舷側に配設する減速逆転機 B L の構成は、図 8 及び図 9 に示すものとなり、右舷側の減速逆転機 B R は、図 10 及び図 11 に示すものとなる。

10

【 0 0 2 4 】

また、入出力軸間の高低差を H 2 とし、また、入出力軸間に左右に L のずれ幅を持たせて、図 18 に示す如き二基二軸型の動力系を構成したい時には、左舷側に配設する減速逆転機 B L ' の構成は図 12 及び図 13 の如きものとし、右舷側に配設する減速逆転機 B R ' の構成は図 14 及び図 15 の如きものとなる。こうして、同一構成のハウジング B H を反転させてギアを内設することにより、二基二軸型動力系を構成する左右舷に反転構成の減速逆転機を配設できるものであり、左舷用、右舷用と別のハウジングを用意する必要がない。

【 0 0 2 5 】

次に、船用減速逆転機の油圧クラッチの潤滑油調圧機構について説明する。

20

図 19 図示の油圧クラッチ駆動用の油圧回路において、ポンプ P より切換バルブ V 1 を介して油圧クラッチ C L 1 ・ C L 2 に油路 R 1 が介設されているが、切換バルブ V 1 の手前において、該切換バルブ V 1 及び油圧クラッチ C L 1 ・ C L 2 への油圧を調節するための調圧弁 V 2 を有する調圧油路 R 2 が分岐しており、この調圧油路 R 2 より更に低压油を取り出して、各油圧クラッチ C L 1 ・ C L 2 への潤滑油路 R 3 を設けている。この潤滑油路 R 3 への油圧調節のため、調圧油路 R 2 の潤滑油路 R 3 への分岐点とドレンタンク D T との間に潤滑油調圧弁 V 3 が介設されている。

【 0 0 2 6 】

この中で、調圧弁 V 2 は、油圧クラッチ作動油の油圧を調節するもので、エンジン低速回転時には一定の低压作動油を、高速回転時には高压作動油を供給する構造となっており、例えば特開昭 59 - 26628 に開示されている如きものがある。また、潤滑油調圧弁 V 3 も、油圧クラッチの潤滑油を、エンジン低速回転時には、潤滑油の油圧に油圧クラッチが誤作動しないように低压にて供給し、高速回転時には、潤滑及び冷却効果を高めるため、高压で供給する構造となっている。

30

【 0 0 2 7 】

図 20 及び図 21 に示す実施例は、この潤滑油調圧弁 V 3 についての改良構成に関する。従来の潤滑油調圧弁は、シリンダー内においてバネ係数の高いバネを嵌入し、バネの摺動量によって潤滑油路の開口面積を調節する型式のものであった。即ち、シリンダーにおける圧油吸入口側に連通した潤滑油路が、油圧ポンプ側からの油圧が低压の場合、バネの摺動量が少ないので、潤滑油路への圧油流入量が少なくなり、高压の場合は、バネ摺動量が多くなって、潤滑油路への圧油流入量が多くなるという構成である。

40

【 0 0 2 8 】

しかし、この場合、シリンダー内スペースの限定等の条件から、バネ係数の設定が困難である。バネ係数を高く設定した場合には、急速に高压の潤滑圧油を得たくても、なかなかバネが収縮せず、急には高压の潤滑圧油が得られない。これは、油圧クラッチの潤滑不足及び冷却不足を招き、油圧クラッチの摩耗を早めることとなる。逆にバネ係数を低くすれば、少しの油圧変動にも摺動し、摺動頻度が高いことから、バネ形状に歪みが生じて、一定の低压に潤滑油圧を抑えた状態からの圧力上昇点に当たるポンプ入力軸の回転数（図 22 にあっては X に当たる）に変動を生じる。つまり圧力の設定精度が悪くなる。

【 0 0 2 9 】

50

図 20 及び図 21 図示の本実施例の潤滑油調圧弁 V3 においては、シリンダー 3 内に於いて、ピストン 4 を設け、該ピストン 4 より圧油吸入側と反対側にリミッター 5 を延設し、該リミッター 5 にバネ係数の低いバネ 6 を巻回している。リミッター 5 は、ポンプ側からピストンを押し込む油圧が高圧限界となった時に、シリンダー壁面に押当するようになっており、図 22 の (c) のように、ポンプ回転数 (エンジン回転数) F が一定以上多くなると、高圧限界を越える高圧油が弁内に吸入されても、一定の高圧潤滑油を潤滑油路 C3 に流入させる構成となっている。

また、バネ 6 のバネ係数を低く抑えることにより、図 22 中 (b) で表される高圧への立ち上がりが急勾配になり、速やかに潤滑及び冷却に十分な潤滑油量を得られる。そして、ポンプ (エンジン) 回転数の低い時には、図 22 中 (a) の如く、油圧クラッチの潤滑油量が低く一定に抑えられて、高圧潤滑油によってクラッチが不必要に作動してしまうのを回避するのである。なお、低速設定から油圧上昇開始点のポンプ回転数 X は、リミッター 5 とピストン 4 との間に介設するシム 7 の調節に基づくピストン 4 の位置調節にて調節される。

【0030】

【発明の効果】

本発明は以上のように構成したので、次のような効果を奏する。

船用減速逆転機 A において、入力軸 IS 上の入力ギア IG に、クラッチ軸 CS2 を有する正転ギア G2、及びクラッチ軸 CS1 を有する逆転ギア G1 の一方を嚙合させ、各クラッチ軸 CS2・CS1 のクラッチ CL2・CL1 を挟んで正転ギア G2 及び逆転ギア G1 の反対側にピニオン P2・P1 を付設し、両ピニオン P2・P1 を中間ギア MG に嚙合させ、該中間ギア MG に出力軸 OS 上の出力ギア OG を嚙合させ、前記入力軸 IS と出力軸 OS との間の高低差 H を構成し、該船用減速逆転機 A を内装するハウジング AH は、上下に四つのハウジング AH1・AH2・AH3・AH4 に分割され、上部の二つのハウジング AH1・AH2 の分割面はクラッチ軸 CS1・CS2 を軸受支持する上下中間分割面に、中間の二つのハウジング AH2・AH3 の分割面は入力軸 IS を軸受支持する上下中間分割面に、下部の二つハウジング AH3・AH4 の分割面は出力軸 OS を軸受支持する上下中間分割面に構成し、中間軸 MS は中間のハウジング AH2 内に固設され、中間ギア MG が軸受を介して中間軸 MS 上に遊嵌環設されているので、入力軸とクラッチ軸を直結せず別体として、ギア嚙合させることによって、クラッチ軸が増速可能、即ち、回転数を多くすることができ、クラッチの負荷を軽減することができ、従って、クラッチをコンパクトにすることが可能となる。

また、入力軸とクラッチ軸とを別体としたことに伴って、クラッチ軸のピニオンと嚙合するギアを中間ギアとし、中間ギアの下方に更に出力ギアを嚙合させることで、入力軸と出力軸との規格の高低差 H を確保することができるのである。

【図面の簡単な説明】

【図 1】船用減速逆転機 A のギア構成を示す後面略図である。

【図 2】同じく組立斜視図である。

【図 3】船用減速逆転機 A の後面図である。

【図 4】同じく縦断面図である。

【図 5】船舶の左舷側機関室に配設した船用減速逆転機 A の後面図である。

【図 6】船用減速逆転機 B のハウジング BH の正面図である。

【図 7】同じく後面図である。

【図 8】入出力軸間の高低差を H1 に設定した左舷側船用減速逆転機 BL のギア構成を示す後面略図である。

【図 9】同じく平面略図である。

【図 10】入出力軸間の高低差を H1 に設定した右舷側船用減速逆転機 BR のギア構成を示す後面略図である。

【図 11】同じく平面略図である。

【図 12】入出力軸間の高低差を H2 に設定した左舷側船用減速逆転機 BL' のギア構成

10

20

30

40

50

を示す後面略図である。

【図 1 3】同じく平面略図である。

【図 1 4】入出力軸間の高低差を H 2 に設定した右舷側船用減速逆転機 B R ' のギア構成を示す後面略図である。

【図 1 5】同じく平面略図である。

【図 1 6】入出力軸間の高低差を H 1 に設定した船用減速逆転機 B の側面略図である。

【図 1 7】入出力軸間の構成差を H 2 に設定した船用減速逆転機 B ' の側面略図である。

【図 1 8】船用減速逆転機 B L ' ・ B R ' よりなる二基二軸型船舶動力系を示す船尾部分の平面略図である。

【図 1 9】二基二軸型船舶動力系における油圧クラッチ駆動用油圧回路図である。

10

【図 2 0】潤滑油調圧弁 V 3 の低圧調圧時における側面断面図である。

【図 2 1】同じく高圧調圧時における側面断面図である。

【図 2 2】潤滑油調圧弁 V 3 の特性を示すためのポンプ入力軸回転数 F に対する潤滑油圧 O P の変位を示すグラフ図である。

【符号の説明】

A ・ B ・ B ' 船用減速逆転機

I S 入力軸

I G 入力ギア

O S 出力軸

O G 出力ギア

20

C S 1 ・ C S 2 ・ C S 1 ' ・ C S 2 ' クラッチ軸

C L 1 ・ C L 2 ・ C L 1 ' ・ C L 2 ' 油圧クラッチ

G 1 逆転ギア

G 2 正転ギア

G 1 ' 正逆転ギア

G 2 ' 正逆転ギア

P 1 ・ P 2 ・ P 1 ' ・ P 2 ' ピニオン

M S 中間軸

M G 中間ギア

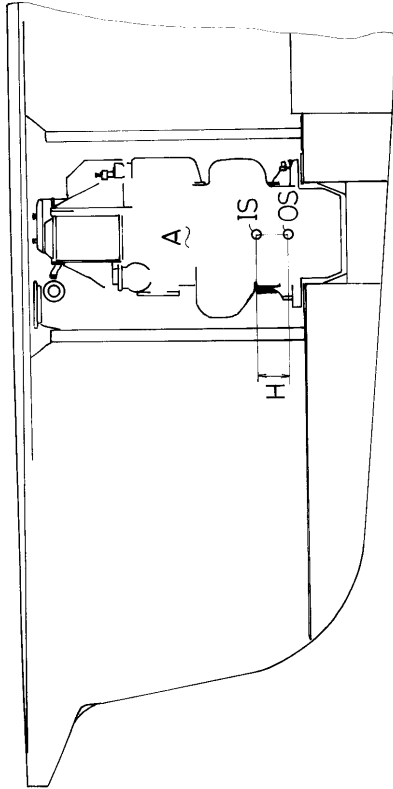
A H ・ B H ハウジング

30

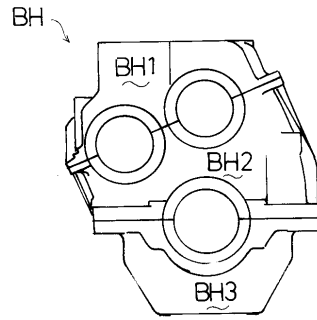
1 入力継手

2 出力継手

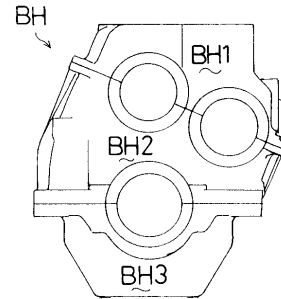
【図 5】



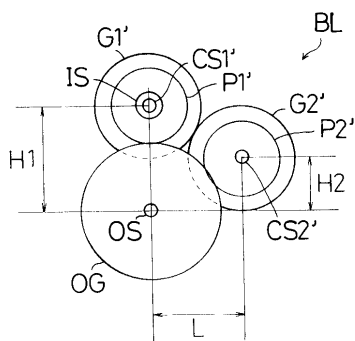
【図 6】



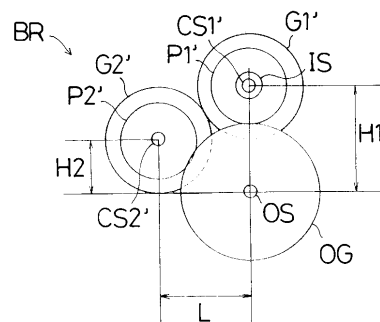
【図 7】



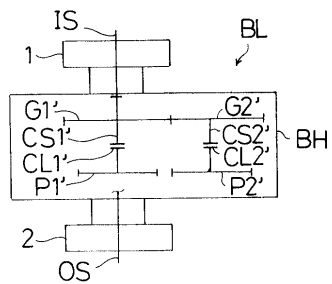
【図 8】



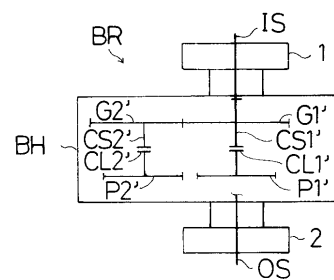
【図 10】



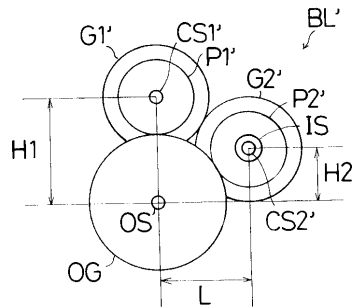
【図 9】



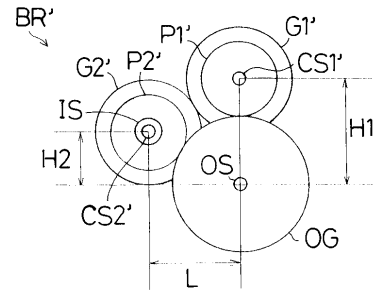
【図 11】



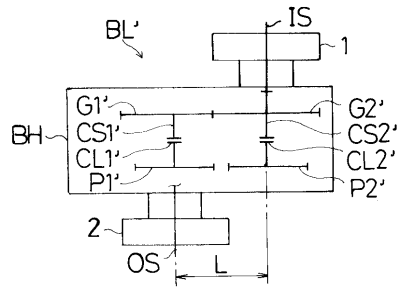
【図 1 2】



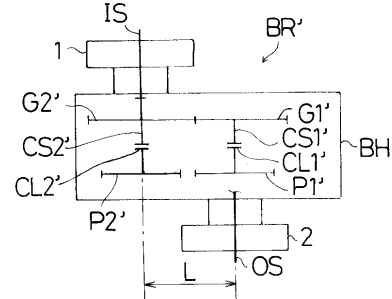
【図 1 4】



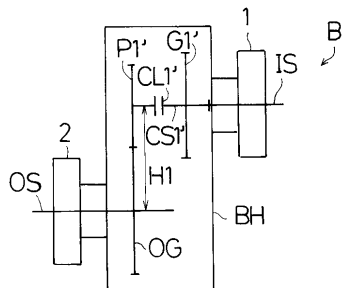
【図 1 3】



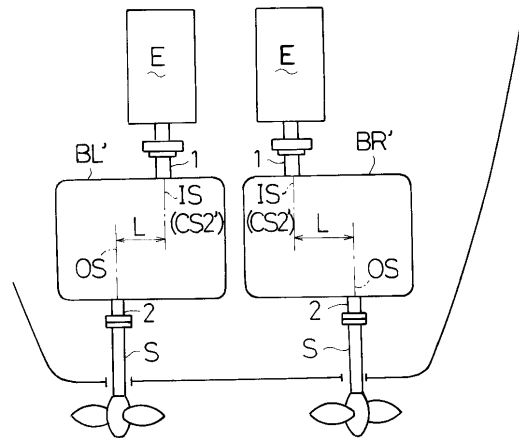
【図 1 5】



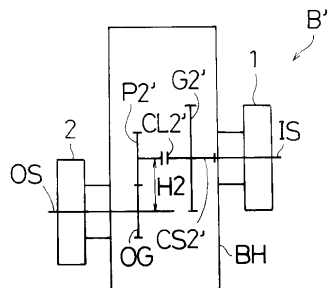
【図 1 6】



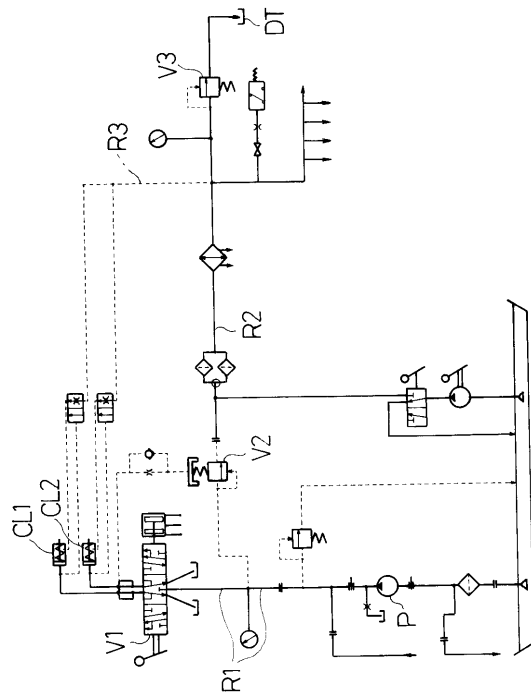
【図 1 8】



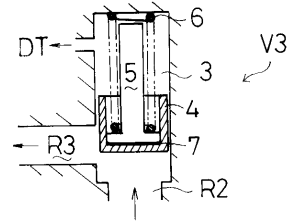
【図 1 7】



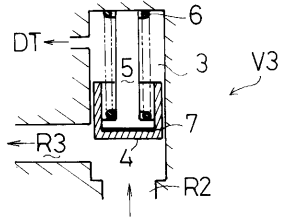
【図 19】



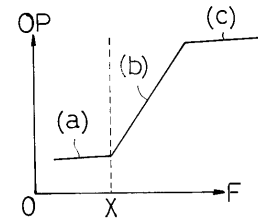
【図 20】



【図 21】



【図 22】



フロントページの続き

審査官 大山 健

(56)参考文献 特公昭56-040079(JP,B1)
特開平02-203044(JP,A)
実公昭57-024998(JP,Y2)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷,DB名)
B63H 23/08,23/30
F16H 3/14
F16H 57/02