

# Узлы и системы катерных двигателей



## Часть 4. Валопровод

Б. Е. и В. Б. Синильщиковы

*Валопровод призван передавать крутящий момент от двигателя к движителю. Простейший валопровод состоит из гребного вала, муфты, при помощи которой вал соединен с реверс-редуктором, дейдвудного сальника и опорного подшипника перед винтом, как правило, резинового (Гудрича).*

**В** настоящее время используются, как правило, упругие муфты. Дейдвудный сальник обычно соединен с дейдвудной трубой при помощи резинотканевого шланга, для центровки сальника используется резиновый подшипник. Для смазки через него пропускается вода из системы охлаждения. Сальники чаще всего используются резиновые, сдвоенные, с нержавеющей пружинкой. До сих пор выпускаются дейдвудные трубы, в которых используются сальники с набивкой, и многие считают, что такой сальник более надежен, так как при подтекании его можно поджечь. Сальник с набивкой более интенсивно изнашивает шейку вала.

Фирма Vetus поставляет валы из нержавеющей стали типа Duplex 1-4462 (в отечественных обозначениях 08X18H12M3). В отличие от более распространенных сталей типа 20X13, данная сталь отличается высокой коррозионной стойкостью,

обладает повышенной прочностью и твердостью, что повышает работоспособность вала в резиновых подшипниках. Диаметр вала рекомендуется определять по формуле, в которую заложен коэффициент запаса прочности:  $D = (90 \div 120) \cdot \sqrt[3]{(T/n)}$ , где  $D$  – диаметр (мм),  $T$  – передаваемая мощность (л.с.),  $n$  – обороты вала (об/мин).

Необходимо проверить вал на резонанс – критическое число оборотов по изгибным колебаниям. Авторы, хотя и сдавали в институте курс ТММ, не воспринимали этот расчет всерьез до одного случая. На катере вместо дизеля Д50 (максимальные обороты  $n=1800$  об/мин) установили дизель Д240 с максимальными оборотами 2400 об/мин. После его запуска были даны полные обороты холостого хода, и промежуточный вал длиной 1450 мм и диаметром 30 мм... исчез. К счастью, мы не стали разбираться, что случилось, а быстро заглушили дизель – и вал

«вернулся» на свое место. Как мы потом определили, вал стал невидим потому, что попал в резонанс, причем амплитуда его изгибных колебаний явно превысила 15 мм. Поэтому мы с полным основанием рекомендуем формулу для определения критических оборотов:  $n_{кр} = 12 \times 10^7 \cdot (D/l^2)$ ; где  $n_{кр}$  – критическое (соответствующее резонансу) число оборотов вала (об/мин),  $D$  – диаметр вала (мм),  $l$  – длина вала от фланца редуктора до опорного подшипника (мм). Необходимо, чтобы максимальное число оборотов вала было на 10–15% меньше критического.

Отметим, что если возникла необходимость увеличить диаметр вала исходя из условия резонанса, у вала появляется значительный запас прочности – значит, его можно выполнить из менее прочной и более дешевой нержавеющей или коррозионно-стойкой стали.

Учебники рекомендуют также проводить проверку на критическое

число оборотов по крутильным колебаниям [1]. Напомним, что из-за крутильного резонанса может появиться усталостная трещина в вале; обычно она проходит через начало шпоночного паза крепления винта, в результате чего винт с кончиком вала без всяких видимых причин отваливается. К сожалению, в расчетные формулы для крутильных колебаний входят величины, которые не всегда можно определить достаточно точно, зато все современные редукторы, которые навешиваются на двигатель, соединяются с ним при помощи упругой муфты. Это уже исключает появление крутильного резонанса, по крайней мере на рабочих оборотах.

При анализе схем амортизации двигателя мы отметили, что соединение гребного вала с редуктором при помощи фланцевой муфты может привести к усилению вибраций двигателя. Но даже если редуктор

на нее. Эти нагрузки не только увеличивают уровни вибрации и шума, но и существенно ускоряют износ резинового подшипника и подшипников редуктора. С одним из членов нашего клуба произошел случай: чтобы исключить изгиб вала при соударении винта с топликами, он увеличил диаметр гребного вала с 30 до 50 мм (двигатель 60 л.с.). Вал оказался настолько «прочным», что примерно через 100 ч не выдержал и развалился пополам корпус редуктора УРРП. По-видимому, редуктор был плохо отцентрирован относительно вала, а фланцевая муфта имела «бой».

На наш взгляд, фланцевую муфту можно использовать с жесткозакрепленным редуктором при достаточно гибком вале, имеющего одну опору у винта при относительной длине  $l/D > 30$ . Если вставить муфты друг в друга, не стягивая их болтами, то максимальная разность зазоров  $\Delta$

на двигателе, так и отдельный) из-за погрешностей монтажа и изгиба корпуса на волнении целесообразно использовать муфту, которая компенсировала бы возможный перекося вала. Для этого пригоден карданный шарнир, хотя его допустимый угол перекося значительно превосходит требуемый в данном случае угол (обычно – не более  $1.0^\circ$ ).

На рис. 1 показана упругая муфта Uniflex [2]. Муфта выпускается в двух размерах: под диаметр вала 20–30 мм (диаметр муфты 150 мм, вес 2.5 кг) и под диаметр вала 30–40 мм (диаметр 199 мм, вес 6.9 кг). Эти упругие муфты средней жесткости допускают угол излома до  $2^\circ$ . При углах излома, близких к максимальным, обороты вала ограничиваются 1500 об/мин.

На рис. 2 показана муфта Bullflex повышенной эластичности. Она выпускается 7 типоразмеров для валов диаметром 20–70 мм (наружный диаметр муфты под вал 30–40 мм



Рис. 1. Упругая муфта Uniflex



Рис. 2. Упругая муфта Bullflex

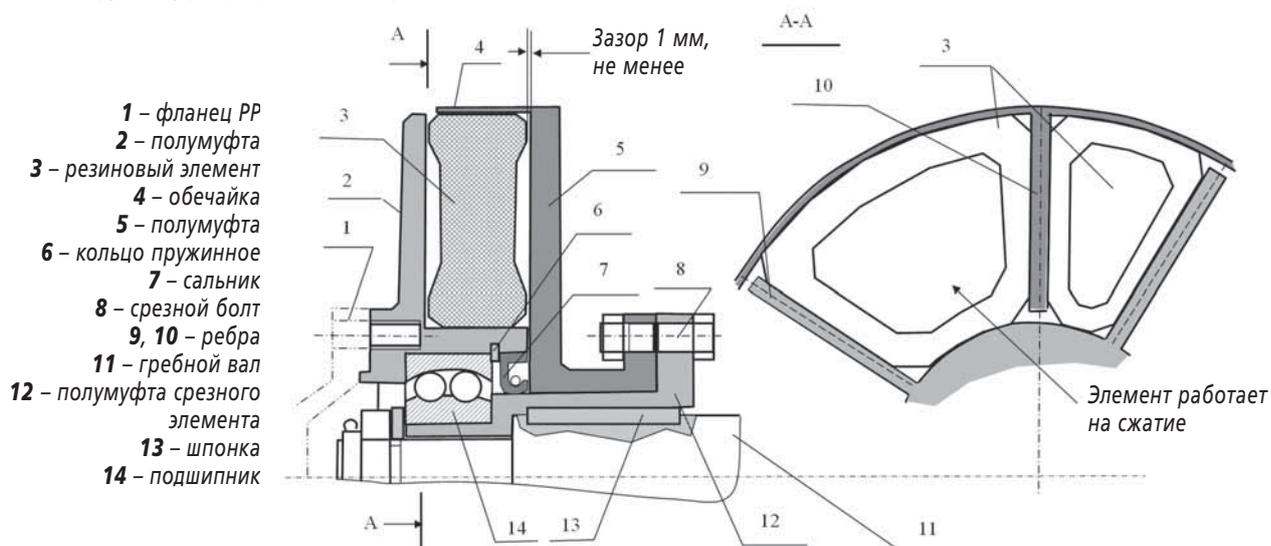
крепится к корпусу судна жестко, то при использовании фланцевой муфты ошибки центровки вала его изгиб, даже незначительный (например, вследствие удара винта о препятствие), неперпендикулярность отверстия и стыковочного фланца у муфты, либо изгиб корпуса судна на волнении ведут значительным нагрузкам на редуктор. Чем толще и короче вал – тем они значитель-

между полумуфтами не должна превышать  $\Delta < lD/(10^4d)$ , где  $l$  – длина вала до опорного подшипника перед винтом,  $D$  – диаметр муфты,  $d$  – диаметр вала (все размеры в мм). Варианта установки в дейдвудной трубе двух подшипников (даже резино-металлических) следует избегать.

Для того чтобы исключить передачу возмущающих сил от гребного вала на редуктор (как закрепленный

– 170 мм). Эффективность работы муфты обеспечивается благодаря предварительно поджатой резиновой вставке. Муфта предохраняет редуктор от осевых ударных нагрузок и снижает вибрации, связанные с колебанием упора и крутильными колебаниями валопровода. Благодаря специальному центрирующему кольцу обеспечивается центрирование вала на всех оборотах, как на

Рис. 3. Упругая муфта разработки авторов



переднем, так и на заднем ходу. Максимальный угол излома –  $2^\circ$ . Особенностью данной муфты является разъемная фиксирующая ступица. В отличие от конусной ступицы, для нее не требуется обработка вала на конус и прорезка шпоночного паза. Необходимо только аккуратно обрезать фирменный вал по длине, обезжирить и установить его в муфту, затянув болты с заданным моментом в соответствии с инструкцией. Отметим, что выпускаются и фланцевые муфты с бесшпоночным креплением вала. Муфты повышенной эластичности особенно целесообразно использовать для двигателей с большой неравномерностью крутящего момента, двух- и трехцилиндровых, а также четырехцилиндровых дизелей с непосредственным впрыском. Однако вес такой муфты значителен – более 10 кг при диаметре вала 35 мм.

Тридцать лет назад авторы разрабатывали конструкцию валопровода под дизель Д240 с откидной шлицевой передачей. Учитывая, что этот дизель имеет повышенную неравномерность крутящего момента, для уменьшения износа шлицов необходимо было использовать особо эластичную упругую муфту. Наиболее известной в то время была высокоэластичная муфта с резинокордной оболочкой [2], увы, недоступная для кустарного производства и недоста-

точно надежная. Чтобы не срывать навигацию, мы соорудили – как нам казалось временную – достаточно простую муфту со сменными резиновыми элементами – рис. 3. Сменные элементы (сектора) 3 вырезались из листовой резины средней твердости и устанавливались между ребер 9 и 10, приваренных к двум фланцам полумуфт 2, 5. К одному из фланцев приварена обечайка 4, вырезанная из двухмиллиметрового листа. Как мы уже отмечали, резина при деформации не изменяет свой объем, поэтому сечение секторов в средней части уменьшено, и при работе в средней части сектор расширяется практически до фланцев. Полумуфты центруются при помощи радиального сферического шарикоподшипника 14 (например, 1606), способного передать упор винта, или шарового шарнира (ШС 30). Полость между фланцем редуктора и сальником 8 набивается густой смазкой. В первой части статьи мы уже писали, что некоторые редуктора целесообразно использовать с предохранительным срезным элементом. В качестве такого элемента используются 1–2 латунных болта 8. В плоскости среза болта имеется канавка, которая уменьшает сечение до необходимой величины (подбирается экспериментально).

По замыслу полумуфты при работе поворачиваются относительно

друг друга на угол более  $10\text{--}15^\circ$ , и, как мы предполагали, незакрепленные резиновые элементы будут болтаться, а вследствие трения резины об обечайку и фланцы – быстро изнашиваться. Действительно, после первых часов работы напротив муфты была заметна резиновая пыль, но в дальнейшем износ стабилизировался, и резиновые элементы без смены отработали по несколько тысяч часов. По косвенным признакам мы определили, что неравномерность крутящего момента снизилась существенно. Возможно, помимо эластичности муфты на это также повлияли силы трения при смещении резины относительно обечайки, которые значительно усилили ее демпфирующие свойства. К дополнительным достоинствам этой муфты стоит отнести высокую надежность, так как резиновые элементы не привулканизированы и внезапно разрушиться не могут. Вес муфты оказался меньше, чем у «фирменных» муфт. При ширине резинового элемента  $0,2d$  наружный диаметр  $d$  муфты можно определить по формуле  $d = 1,2 \times \sqrt[3]{M}$ , где  $M$  – крутящий момент на гребном валу (кг·см).

В ряде случаев от непосредственного крепления вала к навешенному на двигатель редуктору приходится отказаться. Вал должен иметь большую длину, что может привести к попаданию в зону критических обо-

рогов или испортит компоновку. При использовании легкого двигателя с большой редукцией и с тяжелым валопроводом возможно ухудшение работы системы амортизации. В таких случаях применяют автономный упорный подшипник с промежуточным валом равных угловых скоростей. Многие фирмы выпускают такие системы. На рис. 4 показана система VDR от Vetus. Как и в муфте на рис. 2, гребной вал крепится посредством разъемной фиксирующей ступицы без шпонки, причем упор воспринимается автономным упорным подшипником и передается на корпус через резиновые элементы, что существенно упрощает центровку вала и уменьшает вибрацию. Крутящий момент от двигателя к гребному валу передается посредством пары ШРУСов, совмещенных с упругими муфтами. К редуктору вал крепится посредством стандартного фланца. К сожалению, стоимость такого узла соизмерима со стоимостью отечественного автомобильного карбюраторного двигателя. По этой причине многие любители применяют промежуточный вал с автомобильными шарнирами. Однако для этого необходимо иметь как минимум два фланца с центрирующим буртиком (в комплект автомобильного карданного вала входит только один фланец). При попытке укоротить карданный вал путем его отрезки и последующей сварки балансировка вала нарушится. Можно сделать промежуточный вал на базе муфт, показанных на рис. 3, однако в этом случае двигатель и редуктор должны устанавливаться соосно (допуск  $\pm 1.0^\circ$ ). В качестве упорных подшипников необходимо использовать не упорные или конические подшипники, хорошо воспринимающие упор, но требующие недостижимой точности установки, а радиальные сферические, допускающие установку вала под небольшим углом. Правда, для восприятия упора придется выбрать

подшипник, диаметр которого будет больше диаметра вала.

В заключение несколько советов по эксплуатации амортизированного дизеля с навесным редуктором и гребным валом, закрепленным непосредственно на редукторе. На первом этапе необходимо про-

двигатель, смазав резиновые подшипники мыльной водой. При достижении оборотов  $n = (15 \div 17) \cdot 60 \cdot i$  об/мин ( $i$  – передаточное отношение редуктора) должно произойти резонансное увеличение амплитуды вибраций двигателя на амортизаторах. Максимальные перемеще-



Рис. 4. Автономный упорный подшипник с промежуточным валом равных угловых скоростей VDR фирмы Vetus

верить «бой» гребного вала около муфты и посередине его длины. Естественно, эту операцию следует проводить на суше. Если бой вала между опорами более 0.4–0.5 мм, его необходимо править (рекомендации по правке валов см. [1]). Биение вала около муфты любой конструкции, превышающее 0.15 мм, указывает на плохую центровку муфты; если более 0.3 мм, то муфту надо менять или ремонтировать. Если у вас фланцевая муфта и при вставленных друг в друга полумуфтах, не стянутых болтами, максимальная разность зазоров  $\Delta$  между полумуфтами превышает 0.15 мм, то возможна повышенная вибрация, и превышать вышеприведенное ограничение  $\Delta < ID / (10 \cdot d)$  – просто опасно.

Далее кратковременно запускаем

ния будут в районе муфты гребного вала. Если уровень вибрации по вашему мнению высокий, необходимо уменьшить несоосность вала или торцевое биение фланцевой муфты. Однако если несоосность или биение в пределах допустимого, а вибрация повышенная, то, скорее всего, виной плохая балансировка муфты. Но если на берегу без нагрузки вибрации небольшие, а на воде значительные – это может быть следствием износа или разрушения элементов упругой муфты. Если гребной вал расположен под углом к выходному валу редуктора (даже допустимым), то при неравномерном износе или появлении трещин в резине на фланец муфты, прикрепленный к редуктору, начинает действовать момент, приводящий к вибрации дизеля ✖

#### Литература

1. Мухин Ю. Н., Синильщиков Б. Е. Автомобильный двигатель на катере. Л.: Судостроение, 1980.
2. Либенфорт Г. Б. Механические установки быстроходных катеров. Л.: Судостроение, 1966.
3. Каталог оборудования Vetus.