

нальной зоне контакта. Экспериментально получена упругая характеристика пружины за пределами устойчивости.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. — М.: Машиностроение, 1981. — 392 с
2. Полищук Д. Ф. Обобщенная теория цилиндрических пружин. — Ижевск: Изд-во Удм. ун-та. — 216 с.
3. Светлицкий В. А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч. 1 Статика. — М.: Высшая школа, 1987. — 320 с.
4. Светлицкий В. А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч. 2 Динамика. — М.: Высшая школа, 1987. — 304 с.

620.10

## ВЫБОР МАТЕРИАЛА И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БОКСА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ГИДРОАКУСТИЧЕСКОГО РАЗМЫКАТЕЛЯ

*Канд. техн. наук, проф. И.С. КАТРЮК, инж. А.Б. ШТЕФАН*

*Проведен общий анализ вопросов выбора материалов для гидроакустических размыкателей, используемых для специальных подводных аппаратов многоразового использования.*

*Рассмотрены особенности расчета на прочность боксов исполнительных механизмов гидроакустических размыкателей.*

*Common analysis on the question of choice of materials for underwater acoustic release systems applied to special reusable seabed vehicles was carried out.*

*Features of durability evaluation of mechanical boxes in those systems are examined.*

Для возвращения на поверхность акваторий различных подводных самовсплывающих аппаратов многоразового использования служат специальные гидроакустические размыкатели, отсоединяющие их от якорного груза (рис. 1).

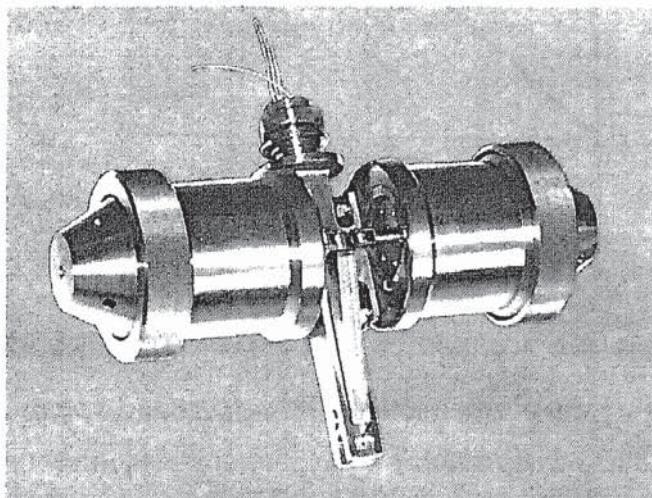


Рис. 1. Общий вид гидроакустического размыкателя

Для разработки и широкого внедрения новых типов размыкателей необходимо решить ряд сложных задач, связанных с выбором материалов, созданием рациональной конструкции, нормированием прочности элементов и узлов с учетом действующих на них сил.

Решение этих задач теоретическими методами механики осложняется особенностями свойств материалов, используемых в размыкателях при действии на них контактных нагрузок и трудно предсказуемым их поведением на больших глубинах под влиянием различного рода конструктивных и технологических факторов.

С изменением глубины циклический характер нагрузок в материалах размыкателя, связанный с погружениями и подъемами, обуславливает возникновение знакопеременных напряжений, величина которых зависит от глубины погружений [1,2]. Известно, что время работы металлических изделий в морской воде из-за усталостных явлений почти вдвое меньше, чем на воздухе. Немаловажную роль играют пределы изменения температуры в достаточно широком диапазоне, которые необходимо учитывать не только при проектировании гидроакустических размыкателей, но и в режимах их эксплуатации.

С увеличением глубины изменяется плотность морской воды из-за ее сжимаемости под действием гидростатического давления, происходит уменьшение температуры и повышение солёности. Морская вода чрезвычайно агрессивна, в ней быстро разрушается большинство известных конструкционных материалов. Поэтому выбор материала, применяемого без специальных мер защиты, крайне важен. Кроме того, подверженность подводных объектов коррозии накладывает особый отпечаток на стадию их подготовки и эксплуатацию [3, 4]. Условия эксплуатации размыкателя на глубинах до 6000 м в морской воде предъявляют к материалу для его изготовления особые требования.

Бокс исполнительного механизма должен иметь минимальную относительную массу, что обеспечивается следующими качествами материала: малой плотностью, большими удельными прочностью и жесткостью, представляющими соответственно отношения предела текучести и модуля упругости к плотности материала. Такими свойствами обладают высокопрочные металлы, однако для них характерны повышенная чувствительность к циклическим нагрузкам, подверженность коррозионному растрескиванию под нагрузкой.

В технологическом отношении материал должен быть достаточно пластичным и хорошо поддаваться механической обработке без потери его прочности. Механические свойства высокопрочных металлов, используемые для подводных аппаратов должны обладать стабильностью, что обеспечит надежность подводного аппарата в эксплуатации.

При длительной эксплуатации не всегда возможно реализовать периодическое обслуживание, поэтому материал должен иметь устойчивость к эрозии, вибрации, ударным нагрузкам и ползучести, а также быть пригодным для ремонта в морских условиях.

Для изготовления прочных корпусов подводных аппаратов применяются сталь, алюминиевые и титановые сплавы. У каждого материала есть свои преимущества и недостатки, поэтому его выбор зависит от конструкции изделия, глубины погружения, назначения и других факторов [3]. Наиболее подходящим материалом являются титановые сплавы, обладающие высокими механическими свойствами, коррозионной стойкостью в морской воде и немагнитностью. Применение титановых сплавов ограничивается их высокой стоимостью и сложностью механической обработки.

У современных титановых сплавов низкий модуль нормальной упругости. Это уменьшает допускаемую нагрузку по условиям устойчивости и заставляет снижать норму допускаемых напряжений из-за склонности к ползучести и образованию трещин. Однако по мере совершенствования механических свойств, технологии обработки и уменьшения стоимости - титановые сплавы находят все большее применение для изготовления различных элементов глубоководных аппаратов.

Исходя из сказанного выше, выбираем титановый отожженный сплав марки ОТ4-1 [5,6], совпадающий по техническим характеристикам с титановым сплавом, содержащим 6% Al, 4% Zr и 1% V, применяемым в США для подводных аппаратов [3].

#### Механические характеристики ОТ4-1

Предел текучести $\sigma_r$ , МН/м <sup>2</sup> .....	967
Модуль упругости $E$ , ГН/м <sup>2</sup> .....	0,12
Предел прочности $\sigma_b$ , Н/м <sup>2</sup> .....	10120
Относительное удлинение $\varepsilon$ , % .....	17
Относительное сужение $\Psi$ , % .....	34,5
Плотность $\rho \cdot 10^3$ , кг / м <sup>3</sup> .....	4,5
Удельная прочность $\sigma_r / \rho$ .....	2160

При расчете прочности исполнительного механизма необходимо ввести понятие *рабочей* и *расчетной* глубины погружения.

В иностранной технической литературе *рабочей* называют глубину, на которую подводный аппарат может погружаться неограниченное число раз за эксплуатационный период. Длительность этого периода определяется надежностью работы различных элементов изделия, в том числе особенностями конструкции и свойствами материала, из которого оно изготовлено.

*Расчетной* называют глубину, соответствующую гидростатическому давлению, принятому для расчетов прочности элементов изделия. При погружении на эту глубину может произойти разрушение прочного корпуса бокса.

Отношение расчетной глубины погружения к рабочей называют «коэффициентом безопасности или запасом прочности». Для глубоководных аппаратов этот коэффициент принимают равным 1,3-1,4 [2]. Допущение такого запаса прочности для гладких цилиндрических оболочек объясняется следующим: небольшие размеры прочного корпуса допускают высокую точность изготовления; стенки бокса менее чувствительны к отклонениям от правильной цилиндрической формы под действием гидростатического давления; абсолютное значение запаса глубин для глубоководных аппаратов довольно значительно и составляет 30-40 %.

*Запасом прочности* также называют отношение расчетной (опасной) нагрузки к рабочей (допускаемой).

Умножая рабочую нагрузку на выбранный коэффициент запаса прочности, получают расчетную нагрузку, на действие которой и проверяют прочность конструкции корпуса. Для приближенных расчетов принимают  $P_{\text{расч}} = 1,75P_r$ , что соответствует расчетной глубине  $H_{\text{расч}} = 1,75H_r$ .

При проведении расчетов на прочность воспользуемся формулами, приведенными в работе [2].

Расчет прочного корпуса бокса состоит в определении напряжений, возникающих под действием нагрузки, и в проверке соблюдения условий прочности по напряжениям. При расчетной нагрузке действующее напряжение должно быть равно или меньше допускающей его:

$$\sigma_{\text{дейст}} \leq \sigma_{\text{доп}} \quad (1)$$

Под воздействием гидростатического давления возникают значительные сжимающие напряжения и цилиндрическая форма бокса может потерять устойчивость, если давление превысит критическое значение. Чтобы исключить возможность потери устойчивости формы при расчете толщины стенок бокса, необходимо определить критическое давление и проверить условия устойчивости по формуле:

$$P_{кр} \geq K P_{расч}, \quad (2)$$

где  $P_{кр}$  — критическое давление;  $P_{расч}$  — расчетное давление;  $K = 1,0 \div 1,5$  — коэффициент запаса устойчивости формы.

При расчете толщины оболочки цилиндрического корпуса в первом приближении из условия прочности применяют формулу:

$$t_{ц} = K' P_{расч} \cdot R / \sigma_{доп}, \quad (3)$$

где  $K' = 1,05 \div 1,1$ , а  $R$  — радиус цилиндра, выраженный в метрах.

Расчет прочности цилиндрического бокса выполняют в такой последовательности: по заданной глубине  $H_p$  определяют расчетную нагрузку, выбирают материал и определяют допускаемые напряжения. Толщину стенок бокса рассчитывают из условия прочности по напряжениям по формуле

$$\sigma_{доп} \geq K P_{расч} \cdot R / t_{ц}, \quad (4)$$

где  $t_{ц} \geq K P_{расч} R / \sigma_{доп}$ .

Принимаем следующие допускаемые напряжения, рекомендованные в различных специальных источниках по практическим расчетам цилиндрических оболочек:

— для суммарных напряжений в оболочке, имеющих местный характер,

$$\sigma_{доп} = 1,0 \sigma_T; \quad (5)$$

— для цепных напряжений в оболочке, имеющих общий характер

$$\sigma_{доп} = 0,5 \sigma_T; \quad (6)$$

— для напряжений сжатия в поперечных сечениях

$$\sigma_{доп} = 0,5 \sigma_T. \quad (7)$$

Теоретическое значение критического давления для цилиндрической оболочки определяют по формуле Мизеса—Папковича

$$P'_{кр} = 19,1 \cdot (100 \cdot t_{ц} / R)^2 \cdot (R \cdot 100 \cdot t_{ц} / l^2)^{0,58} \quad (8)$$

или по формуле Соусвелла—Папковича

$$P'_{кр} = 18,3 \cdot (100 \cdot t_{ц} / R)^{3/2} \cdot 100 \cdot t_{ц}. \quad (9)$$

где  $l$  и  $t_{ц}$  — длина и толщина цилиндрической оболочки соответственно.

Действительное критическое давление определяют по формуле

$$P_{кр} = \eta_1 \eta_2 P'_{кр} \quad (10)$$

где  $\eta_1$  — поправочный коэффициент, учитывающий начальный погиб, неоднородность материала и другие нелинейные факторы;  $\eta_2$  — поправочный коэффициент, учитывающий влияние отклонений от закона Гука.

При расчете критического давления по формулам (8), (9) коэффициент  $\eta_1$ , принимают соответственно равным 0,6 и 0,7. Значение коэффициента  $\eta_2$  для расчетов прочных оболочек из титановых сплавов с высокими прочностными характеристиками определяют по [2]  $\eta_2 = 0,6 \div 0,9$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Берто Г. О. Океанографические бун: Пер. с англ. — Л.: Судостроение, 1989. — 214 с.
2. Дмитриев А. Н. Проектирование подводных аппаратов. — Л.: Судостроение, 1988. — 240 с.

3. Поньрко С. А., Попов О. С., Ястребов В. С. Адаптивные системы для исследования океана. — СПб.: Судостроение, 1993. — 224 с.
4. Ястребов В. С., Соболев Г. П., Смирнов А. В. и др. Системы и элементы глубоководной техники подводных исследований. — Л.: Судостроение, 1988. — 304 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.1 / Под ред. И. Н. Жестковой. — М.: 1999. — 728 с.
6. Материалы в приборостроении и автоматике: Справочник / Под ред. М. И. Пятиня. — М.: Машиностроение, 1992. — 350 с.

621.833

## К АНАЛИЗУ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ В ОБОБЩАЮЩИХ КООРДИНАТАХ

Д-р техн. наук, проф. О.Н. ЦУКАНОВ, инж. Е.А. ПОЛУЭКТОВ

*Рассмотрены вопросы анализа в обобщающих координатах цилиндрико-конических зацеплений на конкретных примерах. Сформулированы принципы управления их геометрическими и кинематическими показателями на стадии автоматизированного анализа.*

*Questions of the analysis in generalizing coordinates of cylindrical-conic gears on concrete instances are considered. Principles of management by their geometrical and kinematical parameters at a stage of the automated analysis are formulated.*

На основе описанных в [1, 2] принципов синтеза неэвольвентных цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах:  $\alpha_{nv}$  (текущий торцовый угол зацепления) и  $\alpha_y$  (текущий угол профиля эвольвентного зубца цилиндрического исходного звена) — и соответствующего математического обеспечения можно построить комплекс изолиний их геометро-кинематических показателей (ГКП) на обобщенной области существования зацепления (ООСЗ). На рис. 1 и 2 эта область  $OABCD$  ограничивается кривой  $OA$  по подрезанию неэвольвентных зубцов конического звена и кривыми  $AB$  и  $CD$  по их заострению в крайних торцовых сечениях.

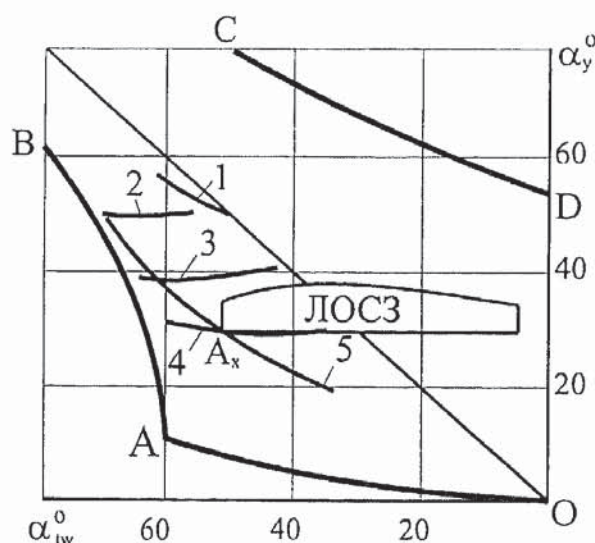


Рис. 1. Рациональная часть обобщенной области существования ( $OABCD$ ) зацепления с  $\Sigma = 10^\circ$ ,  $z_1 = 50$ ,  $z_2 = 44$ ,  $m_a = 0,01$ ; 1 —  $\varepsilon_\gamma = 1$ ; 2 —  $\rho_{np.}/r_b = 5$ ; 3 —  $\rho_{np.}/r_b = 3$ ; 4 —  $\rho_{np.}/r_b = 2$ ; 5 —  $\lambda_{p1} = \lambda_{p2}$