

УДК 532.542+621.646
EDN: EARWOT

А.Ю. Пономарева, А.В. Шайтанов
АО «Центр технологии судостроения и судоремонта», Санкт-Петербург, Россия

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА СИГНАЛИЗАЦИИ КОНЕЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ЗОЛОТНИКА ЗАПОРНОГО ОРГАНА

Объект и цель научной работы. В работе приводится вариант конструкции трехпозиционного сигнализатора конечных положений золотника запорного органа судовой трубопроводной арматуры. Отличительной особенностью сигнализатора является универсальность конструкции, обеспечивающей минимальные массогабаритные характеристики при отсутствии связи с величиной рабочего хода арматуры. Целью является определение параметров пружин механизма сигнализации, обеспечивающих работоспособность как в условиях нормальной эксплуатации, так и при ударном воздействии на изделие.

Материалы и методы. Для обоснования работоспособности произведен расчет максимальных перемещений подпружиненной каретки механизма в нейтральном положении при полусинусоидальном ударном воздействии на изделие. Предварительное поджатие пружин выбрано из опытных данных. Требуемая жесткость пружин найдена итерационным способом для возможных вариантов, удовлетворяющих условию габаритного ограничения установочного места. Колебательное движение рассмотрено в виде системы уравнений Лагранжа второго рода для неограниченного количества степеней свободы. Система уравнений сведена к решению уравнения колебательного движения тела с одной степенью свободы. Для дифференциального уравнения второго порядка составлена задача Коши, понижен порядок уравнения преобразованием его в систему уравнений, решаемую численным методом.

Основные результаты. Анализ результатов показал, что при использовании пружин с минимальной жесткостью максимальные перемещения каретки сигнализатора конечных положений для ударного воздействия не превышают холостого хода механизма, что исключает возможность ложного срабатывания микровыключателей.

Заключение. Сделаны выводы, что при использовании пружин с большей жесткостью сигнализатор конечных положений также работоспособен. Показана состоятельность разработанной в АО «ЦТСС» КБ «Армаc» конструкции. Использование уникального подхода индикации конечных положений золотника запорного органа судовой трубопроводной арматуры позволит произвести унификацию сигнализаторов изделий в перспективе.

Ключевые слова: колебательное движение, силовой расчет, численный метод.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

UDC 532.542+621.646
EDN: EARWOT

A.Yu. Ponomareva, A.V. Shaitanov
JSC Shipbuilding and Ship Repair Technology Centre (SSTC), St. Petersburg, Russia

POWER CALCULATION OF EXTREME-POSITION ALARM FOR VALVE SPOOL

Object and purpose of research. This paper presents a design variant for three-positional alarm device for extreme locations of lock valve spool for marine piping systems. The variant suggested by the authors is highly universal, compact and lightweight, as well as independent on valve travel distance. The purpose of this study was to determine the parameters for indicator springs that would remain operational in both normal conditions and emergency scenarios, e.g. impact loads.

Materials and methods. To demonstrate the operability of their design, the authors calculated maximum travels of spring-driven carriage in the neutral position under half-sine impact loads. Pre-compression of springs was selected as per the experimental data. Required stiffness was obtained iteratively, through investigation of possible configurations suitable in terms

Для цитирования: Пономарева А.Ю., Шайтанов А.В. Силовой расчет механизма сигнализации конечных положений золотника запорного органа. Труды Крыловского государственного научного центра. 2024; 1(407): 44–48.

For citations: Ponomareva A.Yu., Shaitanov A.V. Power calculation of extreme-position alarm for valve spool. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2024; 1(407): 44–48 (in Russian).

of installation place dimensions. Oscillatory movement of the carriage was expressed as a system of second-kind Lagrange equations with unlimited degrees of freedom. This system was further reduced to an oscillation equation for the body with one degree of freedom. Differential equation of the second order is solved as Cauchy problem. To lower its order, the equation was transformed into an equation system admitting numerical solution.

Main results. Analysis of the results has shown that in impact conditions the maximum travel of the end-point indicator carriage driven by the springs with the lowest did not exceed its idle run distance, i.e. this design precludes false-alarm scenarios.

Conclusion. The study concludes that extreme-position alarm device with stiffer springs will remain functional as well. The authors demonstrate the viability of the design suggested by Armas design office of SSTC. The novel approach to indication of extreme positions for lock valve spool of marine piping systems will make it possible to develop unified alarm devices of this kind in future.

Keywords: oscillatory movement, force calculation, numerical method.

The authors declare no conflicts of interest.

Введение

Introduction

Специалисты АО «ЦТСС» КБ «Армас», занимающиеся проектированием судовой трубопроводной арматуры, произвели анализ конструкций существующих сигнализаторов конечных положений золотника запорного органа. Сделан вывод о необходимости создания универсальной конструкции, обеспечивающей минимальные массогабаритные характеристики и при этом не имеющей связи этих характеристик с величиной хода арматуры.

Результаты проектирования приведены на рис. 1 с обозначением основных позиций, требуемых для силового расчета. Данная конструкция предполагает отсутствие жестких связей между кнопками сигнализатора конечных положений и золотником запорного органа. Приведенный сигнализатор конечных положений является трехпозиционным. Его конструкция позволяет считывать сигналы от микровыключателей при нахождении золотника запорного органа в закрытом, открытом или промежуточном положении (случай штатного открытия-закрытия или поломки и заклинивания рабочего органа в промежуточном положении).

При сигнализации конечных положений проблема выдачи четкого сигнала отсутствует, т.к. кнопка сигнализатора в нажатом положении ограничивает перемещение каретки, самопроизвольное отжатие кнопки невозможно. При регистрации промежуточного положения золотника запорного органа пружины сигнализатора должны удерживать каретку в нейтральном положении, при этом обеспечивать ненажатие кнопок микровыключателей.

Материалы и методы

Materials and methods

Приведем основные функции, выполняемые пружинами:

- возврат кнопки сигнализатора в исходное положение при прекращении контакта с кнопкой (преодоление сил трения резинового кольца);
- удержание каретки сигнализатора в нейтральном положении при отжатых кнопках, преодоление сил тяжести, защита от ложных срабатываний в результате ударного или вибрационного воздействия;
- обеспечение постоянного контакта пружин с кареткой, недопущение полного разжатия;
- обеспечение минимально возможного усилия нажатия на кнопку сигнализатора.

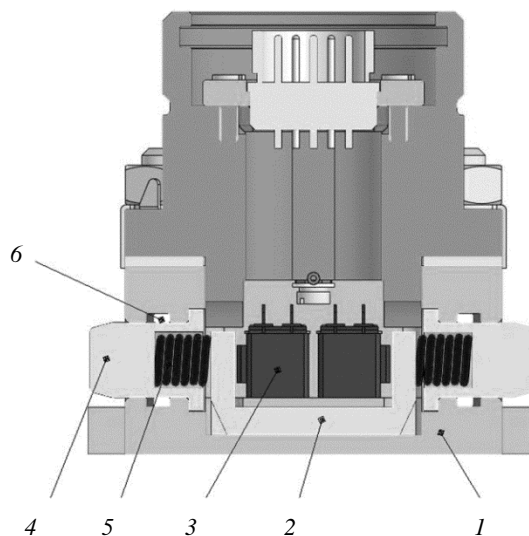


Рис. 1. Сигнализатор конечных положений золотника запорного органа:

1 – корпус сигнализатора; 2 – каретка;
3 – микровыключатель; 4 – кнопка сигнализатора;
5 – пружина; 6 – уплотнительное кольцо

Fig. 1. Extreme-position alarm device for lock valve spool:
1 – casing; 2 – carriage; 3 – microswitch; 4 – alarm button;
5 – spring; 6 – gasket

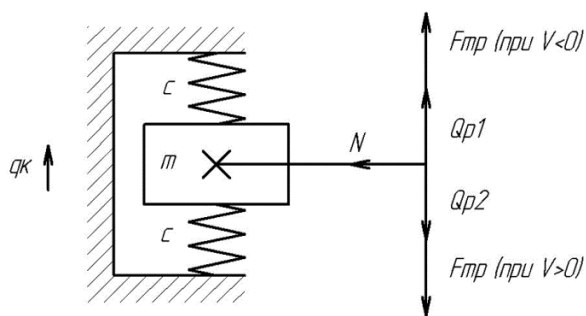


Рис. 2. Расчетная схема
Fig. 2. Calculation layouts

В данной статье рассмотрим расчет перемещений каретки сигнализатора от ударного воздействия, т.к. оно является самым критичным. Расчетная схема приведена на рис. 2.

Учитывая, что пружины имеют одинаковую жесткость и установлены в предварительно поджатом состоянии, из расчетной схемы видно, что величина предварительного поджатия пружин определяет только возврат кнопки сигнализатора в отжатое положение. Защита от ложных срабатываний происходит только за счет величины жесткости пружины.

Из опыта использования подпружиненных кнопок в других конструкциях АО «ЦТСС» КБ «Армас» было выбрано минимальное усилие предварительного поджатия 43 Н. Можно было бы привести расчет силы трения, возникающей в резиновом кольце, однако данный расчет будет не столь показательным. Величина силы трения кольца помимо расчетных усилий сжатия резины сильно зависит от характеристик конкретной марки резины, срока ее службы, наличия грязи, а также эффекта залипания.

Для выбора необходимой жесткости пружины использовался следующий подход. Для сигнализатора конечных положений была спроектирована максимально возможная по диаметру кнопка. В оригинальной программе, разработанной АО «ЦТСС» КБ «Армас», для наружных диаметров пружины менее 12 мм были спроектированы три пружины с максимально возможной жесткостью, минимально возможной жесткостью, обеспечивающей возможность предварительного поджатия пружины на 43 Н, и средней жесткостью. В работе приводится расчет для пружины с минимальной жесткостью. Предполагалось использовать метод перебора (последовательных приближений) в случае неудовлетворительного результата.

Если точкам механической системы, находящейся в состоянии устойчивого равновесия, сообщают малые отклонения, то система совершает свободные колебания около положения устойчивого равновесия. Положение голономной системы, имеющей s степеней свободы, в любой момент времени определяется s обобщенными координатами q_j [1]. Будем считать, что в положении равновесия обобщенные координаты равны нулю:

$$q_{j0} = 0. \quad (1)$$

В случае свободных колебаний на материальные точки системы действуют восстанавливающие силы P_j и силы сопротивления R_j . Уравнение Лагранжа второго рода для системы с s степенями свободы в этом случае принимает вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_{jP} + Q_{jR}, \quad j = 1, 2, \dots, s, \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_{jP} – обобщенная сила, соответствующая восстанавливающим силам P_j ; Q_{jR} – обобщенная сила, соответствующая силам сопротивления R_j .

Для задачи, рассмотренной в данной статье, достаточно рассмотреть колебание системы с одной степенью свободы. Причем обобщенные силы, соответствующие восстанавливающим силам P_j , нет смысла представлять в виде потенциальной энергии системы, т.к. через них будет задаваться зависимость перемещения корпуса при ударном воздействии. Кроме того, функция потенциальной энергии в общем случае может иметь сложный вид, что чревато возникновением проблем ее дифференцирования по обобщенной координате [3].

Для прикладного решения данной инженерной задачи можно принять два грубых допущения, что позволит существенно упростить процесс поиска ответа и не сильно проиграть в точности решения. Во-первых, не будем привязываться к конкретному положению сигнализатора в пространстве. Во-вторых, чтобы не задумываться об истинном происхождении силы трения, определим ее как кулонову силу трения от нормальной реакции опоры; будем считать, что реакция опоры равна весу каретки, а сила трения поменяет знак при изменении направления скорости каретки.

Распишем составляющие формулы (2) для одной степени свободы в относительной системе ко-

ординат и подставим их в данную формулу. Приведем значение постоянных для нашей задачи:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) = m \cdot \ddot{q}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial q} = 0; \quad (4)$$

$$Q_P = -Q_{P1} + Q_{P2} = -c \cdot (q + h - q_k(t)) + c \cdot (h - (q - q_k(t))); \quad (5)$$

$$Q_R = f \cdot m \cdot g, \text{ при } \dot{q} < 0; \quad (6)$$

$$Q_R = -f \cdot m \cdot g, \text{ при } \dot{q} > 0,$$

где $m = 0,09$ кг – масса каретки; $c = 14,5 \cdot 10^3$ Н/м – жесткость одной пружины; $h = 3 \cdot 10^{-3}$ м – предварительное поджатие пружины; $q_k(t)$ – перемещение корпуса сигнализатора под воздействием ударного усилия; $f = 0,15$ – коэффициент трения каретки по корпусу; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

В соответствии с ГОСТ 30631-99 [4] ударное воздействие для группы М46 механического исполнения изделий, установленных на судах с собственными энергетическими установками, задается в виде полусинусоиды амплитудой 50g и временем воздействия 2 мс. Т.е. перемещение корпуса сигнализатора конечных положений золотника запорного органа можно описать зависимостью:

$$q_k(t) = \int \int A \cdot \sin \left(\frac{\pi}{T} \cdot t \right) dt dt, \text{ при } t < T; \quad (7)$$

$$q_k(t) = 0, \text{ при } t \geq T,$$

где $A = 50g$ м/с² – амплитуда ускорения; $T = 2 \cdot 10^{-3}$ с – время ударного воздействия.

Из приведенных выше зависимостей видно, что уравнение вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы для нашего случая будет иметь вид:

$$\ddot{q} + k^2 \cdot q = F(t), \quad (8)$$

где k – вещественное положительное число; $F(t)$ – функция внешнего воздействия от времени.

Точное решение дифференциального уравнения (8) при помощи элементарных функций невозможно, приближенное решение этого уравнения можно получить методами численного интегрирования.

На момент написания статьи в АО «ЦТСС» КБ «Армас» произошло импортозамещение передовых математических программ, таких как Maple, Wolfram Mathematica, Mathcad, поэтому решение данного уравнения уже привычным способом «в лоб» не предоставляется возможным. Авторы

пошли по классическому математическому методу: для дифференциального уравнения второго порядка была составлена задача Коши, в результате которой понижался порядок дифференциального уравнения до первого и образовывалась система уравнений. Задавались начальные условия и производилось пошаговое интегрирование [2].

Существует множество методов численного интегрирования. Так, самые известные – это метод Рунге – Кутты и метод трапеций, однако самый простой для реализации – метод Эйлера. Применительно к данной задаче погрешность этого метода вполне приемлема.

Численное интегрирование было реализовано в бесплатной математической среде SMATHStudio отечественной разработки. Решающий блок (9) представлен ниже.

$$\begin{aligned} t_{j+1} &= \Delta t \cdot j; \\ V_{j+1} &= V_j + a_j \cdot \Delta t; \\ q_{j+1} &= q_j + V_j \cdot \Delta t; \\ Q_{Pj+1} &= -c \cdot (q_{j+1} + h - q_k(t_{j+1})) + c \cdot (h - (q_{j+1} - q_k(t_{j+1}))); \\ a_{j+1} &= \frac{Q_{Pj+1} + F_{трj}}{m}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$F_{трj+1} = f \cdot m \cdot g, \text{ при } V_j < 0;$$

$$F_{трj+1} = -f \cdot m \cdot g, \text{ при } V_j > 0;$$

при $(|Q_{Pj+1}| < F_{трj}) \cap (V_j \approx 0)$ конец расчета с фиксацией мертвой зоны,

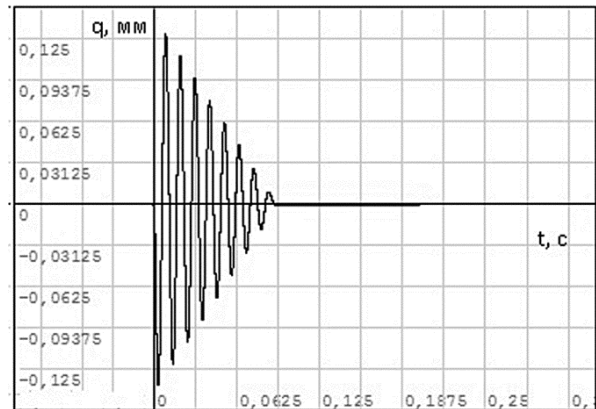


Рис. 3. График зависимости перемещения каретки от времени

Fig. 3. Time history of carriage travel

где j – переменная интегрирования; Δt – шаг интегрирования по времени; V – скорость каретки; a – ускорение каретки; $F_{\text{тр}}$ – сила трения.

Основные результаты

Main results

При нулевых начальных условиях с максимальным количеством шагов интегрирования $n = 20\,000$, при шаге интегрирования $\Delta t = 10^{-5}$ с расчет закончился на 9172 шаге с фиксацией остановки каретки в мертвой зоне, не дойдя до условного положения равновесия 0,1 мкм. Максимальное по модулю перемещение составило 0,136 мм.

График зависимости перемещения каретки от времени приведен на рис. 3.

Заключение

Conclusion

Произведем анализ полученного результата. Конструктивный номинальный холостой ход каретки сигнализатора конечных положений до соприкосновения с кнопками микровыключателей $\pm 0,5$ мм. Из графика зависимости перемещения каретки от времени, приведенного на рис. 3, наглядно видно, что в результате ударного воздействия соприкосновения каретки и кнопок микровыключателей не происходит. Учитывая, что данный расчет приведен для пружины с минимальной жесткостью, можно сделать вывод, что пружины с большей жесткостью тоже будут работоспособны в данной конструкции.

Список использованной литературы

1. Яблонский А.А., Нореико С.С. Курс теории колебаний : учеб. пособие 3-е изд., испр. и доп. Москва : Высшая школа, 1975. 248 с.
2. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. 2-е изд. Москва : Физматгиз, 1959. 915 с.
3. Рабинович М.И., Трубецков Д.И. Введение в теорию колебаний и волн : [учеб. пособие]. Москва : Наука, 1984. 432 с.

4. ГОСТ 30631-99. Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации. Москва : Изд-во стандартов, 1999. IV, 31, [1] с.

References

1. Yablonsky A., Noreiko S. Oscillation theory. Student's Guide. 3rd ed., rev. and enl. Moscow : Vyshaya Shkola, 1975. 248 p. (in Russian).
2. Andronov A., Vitt A., Khaikin S. Theory of oscillations. Moscow : Nauka, 1981. 915 p. (in Russian).
3. Rabinovich M., Trubetskov D. Introduction to theory of oscillations and waves. Student's Guide. Moscow : Nauka, 1984. 432 p. (in Russian).
4. Standard GOST 30631-99. General requirements for machines, instruments and other industrial products – Structural stability under external loads. Moscow : Publishing House of Standards, 1999. IV, 31 [1] p. (in Russian).

Сведения об авторах

Пономарева Анастасия Юрьевна, ведущий специалист по оборудованию гражданского назначения АО «Центр технологии судостроения и судоремонта». Адрес: 198099, Санкт-Петербург, Промышленная ул., д. 7. Тел.: +7 (812) 339-06-63. E-mail: armas@sstc.spb.ru.

Шайтанов Антон Викторович, главный специалист по оборудованию гражданского назначения АО «Центр технологии судостроения и судоремонта». Адрес: 198099, Санкт-Петербург, Промышленная ул., д. 7. E-mail: armas@sstc.spb.ru.

About the authors

Anastasiya Yu. Ponomareva, Chief Expert – Civil Equipment, JSC Shipbuilding and Ship Repair Technology Centre (SSTC). Address: 7, Promyshlennaya st., St. Petersburg, Russia, post code 198099. Tel.: +7 (812) 339-06-63. E-mail: armas@sstc.spb.ru.

Anton V Shaitanov, Chief Expert – Civil Equipment, JSC Shipbuilding and Ship Repair Technology Centre (SSTC). Address: 7, Promyshlennaya st., St. Petersburg, Russia, post code 198099. E-mail: armas@sstc.spb.ru.

Поступила / Received: 02.10.23
Принята в печать / Accepted: 28.02.24
© Пономарева А.Ю., Шайтанов А.В., 2024