

DOI: 10.18721/JEST.240215  
УДК 621.875.56

*И.А. Васильев, Д.Е. Бортыяков*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **МЕТОДИКА СИНТЕЗА И ИССЛЕДОВАНИЯ СТРЕЛОВОГО УСТРОЙСТВА С ЗАДАННОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ГРУЗА**

Представлена методика синтеза стреловой системы с заданной траекторией груза на канатах при изменении вылета. Разработана математическая модель, позволяющая выполнять геометрический, кинематический и силовой анализы стрелового устройства. В части силового анализа составлена система нагрузок, полностью учитывающая все их направления и комбинации. Данная модель полностью параметризована и пригодна для широкой номенклатуры кранов. Выходные данные такой модели достаточны для проектирования грузоподъемной машины в целом и ее элементов. Получен закон движения управляющего элемента механизма изменения вылета, при котором груз движется равномерно. Рассмотрены три варианта схемы стрелового устройства и два варианта исполнения механизма изменения вылета. Определены мощности двух вариантов механизма изменения вылета, что дает возможность анализировать рассмотренные варианты.

*Ключевые слова:* шарнирно-сбалансированное стреловое устройство, механизм изменения вылета, математическая модель, заданная траектория груза, силовой анализ, мощность механизма изменения вылета, баланс кран.

*Ссылка при цитировании:*

И.А. Васильев, Д.Е. Бортыяков. Методика синтеза и исследования стрелового устройства с заданной траекторией груза // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 2. С. 172–181. DOI: 10.18721/JEST.240215.

*I.A. Vasilev, D.E. Bortyakov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **TECHNIQUE OF SYNTHESIS AND RESEARCH OF A BOOM DEVICE WITH A SPECIFIED PATH OF CARGO**

This paper presents a technique of synthesis of the boom system with a predetermined path of the cargo on the ropes at changing span distance. A mathematical model has been developed that allows performing geometric, kinematic and force analysis of the boom device. In the part of force analysis, a system of loads is designed, fully taking into account all their directions and combinations. This model is fully parameterized and is suitable for a wide range of cranes. Output data of such a model are sufficient for designing a hoisting machine as a whole and its elements. The law of motion of the control element of the mechanism for departure change is obtained, under which the load moves uniformly. Three variants of the boom device scheme and two variants of the modification of the departure mechanism are considered. The capacities of the two variants of the change in the departure mechanism are determined, which makes it possible to analyze the variants considered.

*Keywords:* hinged-balanced boom device, derricking mechanism, mathematical model, predetermined cargo path, force analysis, power of derricking mechanism, balancer crane.

*Citation:*

I.V. Vasilev, D.E. Bortyakov, Technique of synthesis and research of a boom device with a specified path of cargo, *Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(02)(2018) 172–181, DOI: 10.18721/JEST.240215.

## Введение

Задачи улучшения технико-экономических и эксплуатационных характеристик промышленного оборудования с учетом появления новых технологий, комплектующих и материалов предполагают разработку наиболее эффективных устройств и конструкций.

Одним из способов повышения эффективности грузоподъемной техники, оснащенной стреловыми устройствами, является задание определенной траектории движения груза при изменении вылета. При движении груза по траектории, отличной от горизонтальной, изменяется его потенциальная энергия, что вызывает дополнительные энергетические затраты механизма изменения вылета (МИВ), тем самым снижая эффективность его работы [1–4].

Среди кранов со стреловым устройством (СУ) жестко-задаваемой траекторией груза обладают краны манипуляторы, «баланс-краны», шарнирно-балансирные манипуляторы типа ШБМ [5–8]. Особенность этих кранов – шарнирно-сбалансированное стреловое устройство (ШБСУ), работа и уравнивание которого были исследованы и описаны на кафедре ТТС СПбПУ [9].

К преимуществам кранов с ШБСУ относится исключение каната, в связи с чем повышается надежность работы крана и точность позиционирования груза.

Таковыми кранами являются балансировочные краны фирмы «Kranbau Eberswalde» – BC180 с грузоподъемностью 6 т и вылетом 38 м; BC180S с грузоподъемностью 6/9 т и вылетом 32 м; краны серии 700 фирмы «E-Crane» с грузоподъемностью 5,5–10 т и вылетом 24,8–31,7 м; краны Pelican 580 с грузоподъемностью 15 т и вылетом 38 м. Однако широкого распространения эти краны большой грузоподъемности с задаваемой траекторией груза не получили, так как отказ от канатных систем подвеса груза особого эффекта не дал, что в основном связано с тем, что в вышеуказанных машинах существенно увеличиваются длины звеньев и, как следствие, металлоемкость [10].

Задача проектирования кранов ШБСУ с канатными подвесами актуальна при создании новых типов стреловых систем, которые могут позволить уменьшить металлоемкость их элементов и, как результат, энергопотребление.

**Цель представляемой работы** – создание методики синтеза стреловой системы с заданной траекторией груза на канатах при изменении вылета.

Одна из задач данного исследования – разработка математической модели, позволяющей выполнять геометрический, кинематический и силовой анализы стрелового устройства. Такая модель описывает движение элементов СУ и возникающие в них усилия, что достаточно не только для проектирования металлоконструкции СУ и привода МИВ, но и для проектирования уравнивающего устройства.

## Расчетное исследование

Схема исследуемого стрелового устройства представлена на рис. 1. Данная схема описывается системой параметров, в которую входят: максимальный и минимальный вылеты  $R_{\max}$ ,  $R_{\min}$ ; приведенные к диапазону вылетов  $dR$  ( $dR = R_{\max} - R_{\min}$ ) длины звеньев  $ab$ ,  $ac$ ,  $bo$ ,  $cd$ ,  $de$ ,  $do$ ; длина плеча противовеса  $OP$ ; углы  $\alpha_0$  и  $\alpha_1$  между хоботом и горизонталью, обеспечивающие отсутствие заклинивания в крайних положениях; угол  $\varepsilon$  между осью оттяжки (звено 3) и грузовым канатом.

В качестве важнейшего критерия качества принимается усилие в шарнирах  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $O$ , так как именно усилия в шарнирах влияют на форму и размеры сечения элементов СУ и, как следствие, на металлоемкость всей системы в целом.

Горизонтальная траектория точки расположения концевых блоков (точка  $A$ ) может быть обеспечена различными путями. Оптимальным является путь со следующим соотношением длин звеньев СУ и значением угла  $\varepsilon$  (см. рис. 1):

$$AB = OB = CD; BC = OD = ED; \varepsilon = 0. (1)$$

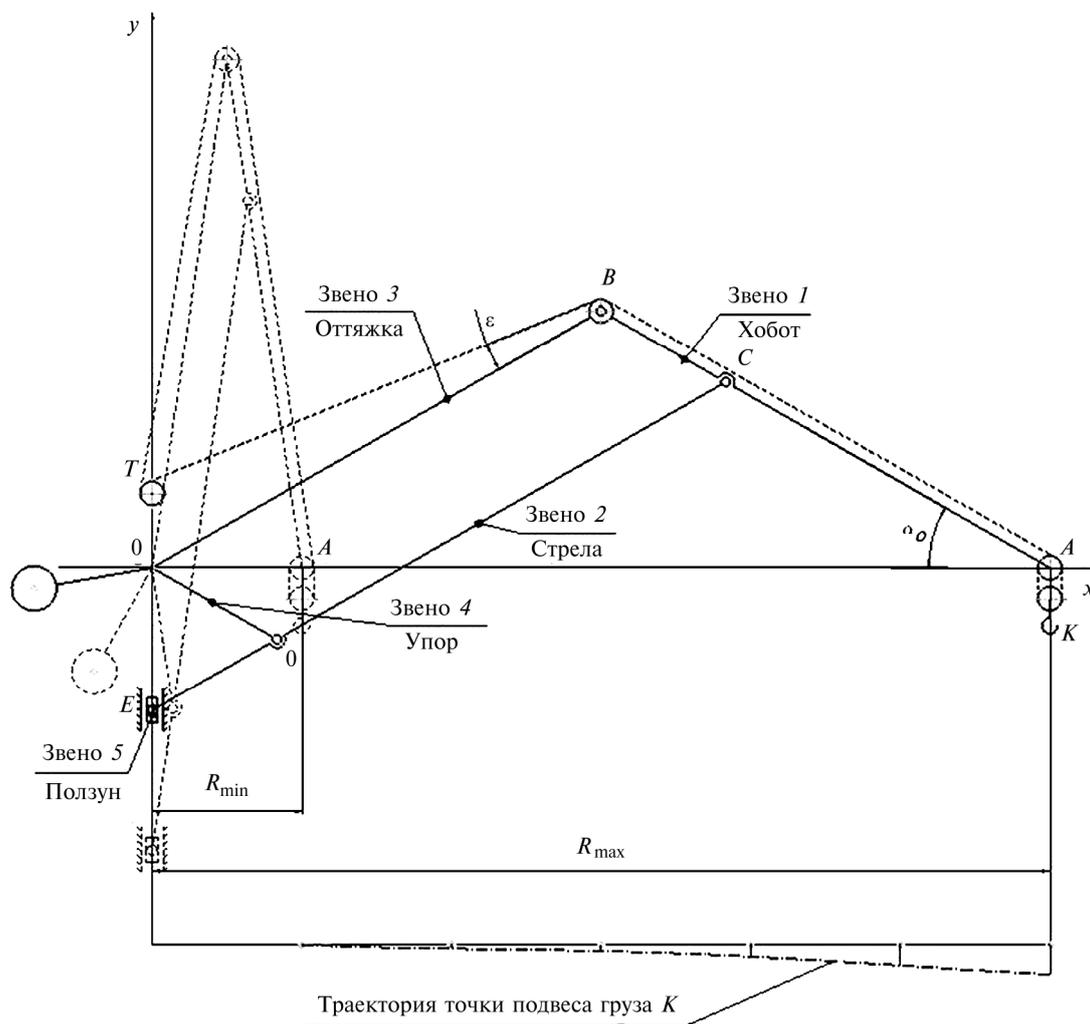


Рис. 1. Схема стрелового устройства и траектория точки подвеса груза при  $\epsilon \neq 0$

Fig. 1. The diagram of the boom device and the trajectory of the suspension point of the load for  $\epsilon \neq 0$

При таком соотношении длин звеньев траектория точки подвеса груза  $K$  будет иметь вид горизонтали или близкой к ней линии при отличном от 0 значении угла  $\epsilon$  (см. рис. 1), в результате чего появляется уравнительный (стреловой) полиспаст, как это имеет место в существующих конструкциях порталных кранов с шарнирно-сочлененными стреловыми устройствами.

В данном исследовании рассмотрен следующий вариант:  $\omega = 0$ , точка  $T$  совмещена с точкой  $O$ .

При отличных от представленных в (1) соотношениях длин звеньев траектория звена 5 (ползуна) представляет собой про-

извольную линию; эти траектории приведены на рис. 2 и 3.

Такие траектории усложняют изготовление направляющих для этого ползуна. Для исследования выбран вариант, для которого справедливо соотношение (1).

Значения минимального угла  $\alpha_0$  между хоботом и горизонталью определяется итерационным методом; для первоначального расчета принимаем  $\alpha_0 = 30^\circ$ . Значение угла  $\alpha_1$  ограничивается конструктивными особенностями стрелы и оттяжки: высотой их сечений и расстояния  $BC$ , что требует итерационного подхода к определению этого значения; в качестве начального значения принимаем  $\alpha_1 = 85^\circ$ .

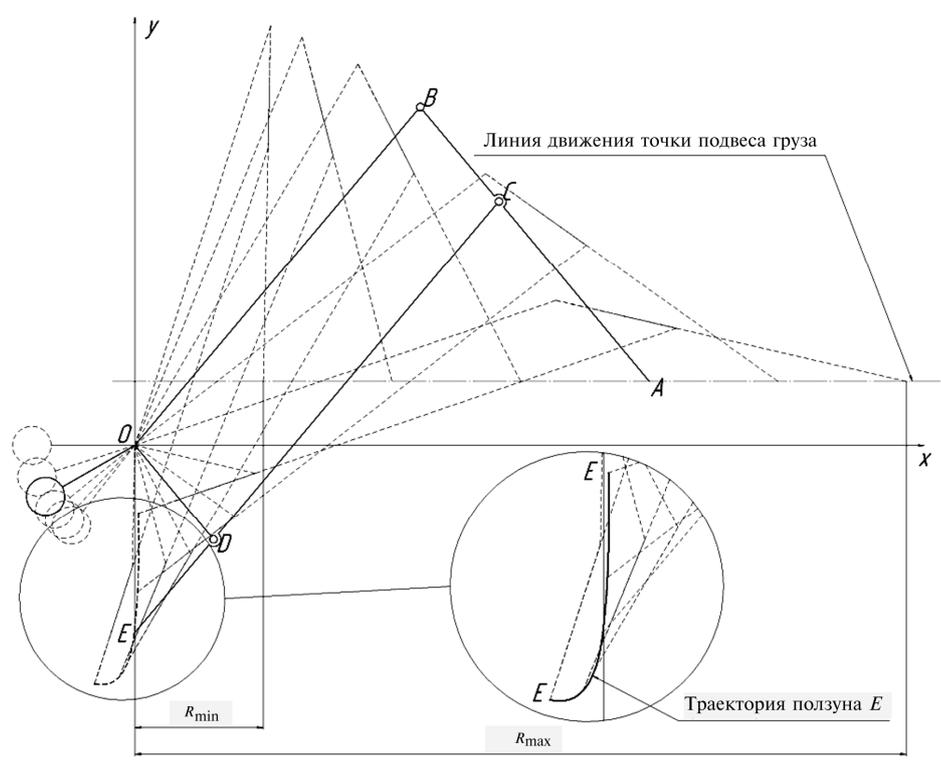


Рис. 2. Траектория точки E (ползун) при уменьшенной длине хобота  
 Fig. 2. Trajectory point E with a reduced length of the trunk

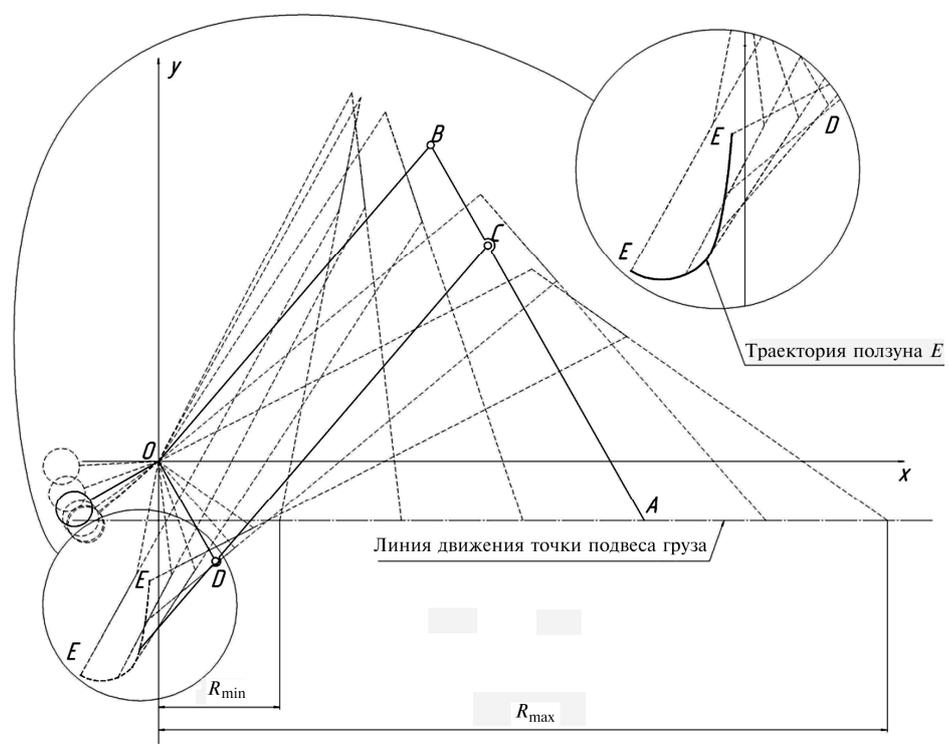


Рис. 3. Траектория точки E (ползун) при увеличенной длине хобота  
 Fig. 3. Trajectory point E with an increased length of the trunk

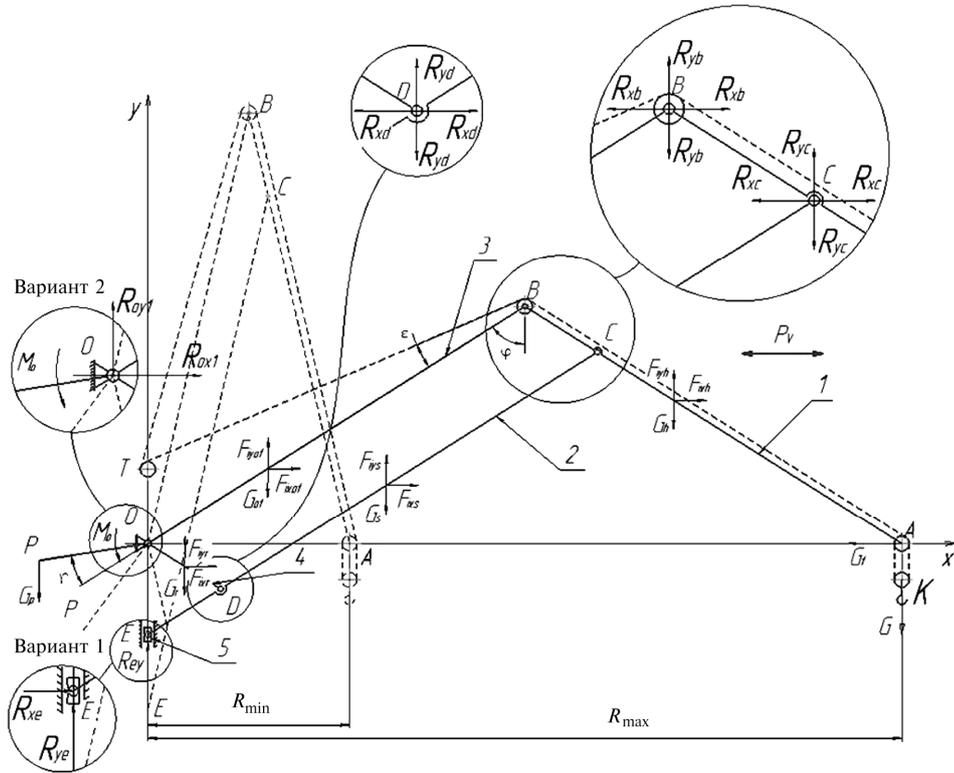


Рис. 4. Расчетная схема стрелового устройства  
Fig. 4. Design of the boom device

Длина звена  $OP$  определяется на этапе уравнивания стрелового устройства.

Значение  $R_{max}$  входит в техническое задание на проектирование машины.

Параметр  $R_{min}$  ограничивается углом  $\alpha_1$  и также во многом зависит от конструкции элементов СУ.

Таким образом, сформирована система ограничений на значения параметров, определяющих форму и размеры исследуемого СУ:

$$\begin{cases} \alpha_0 \geq 30^\circ; \\ \alpha_1 \leq 85^\circ; \\ \varepsilon \geq 0^\circ; \\ AB=OB=CD; \\ BC=OD=ED. \end{cases}$$

Приведенная к диапазону вылетов  $dR$  ( $dR = R_{max} - R_{min}$ ) длина хобота  $ab$  вычисляется так:

$$ab = \frac{R_{min} + dR}{2 \cos \alpha_0} \cdot dR.$$

Далее, пользуясь соотношением (1), получаем длины звеньев  $ob, cd$ .

Длины  $od = bc = ed$  на начальных стадиях исследования принимались конструктивно. Очевидно, что при уменьшении этих длин возрастают нагрузки в шарнирах СУ. Длины элементов уточнялись исходя из результатов силового анализа.

Для рассматриваемой схемы исследуются два варианта привода механизма изменения вылета (МИВ): 1 – привод механизма изменения вылета со звеном 5 (точка  $E$ ); 2 – привод МИВ связан со звеном 3 (заднее плечо оттяжки  $PO$ ). Расчетная схема СУ приведена на рис. 4.

В дальнейшем исследовании рассматривается установившееся движение МИВ. При изменении вылета элементы СУ совершают плоское движение, при котором возникают инерционные нагрузки на элементы стрелового устройства даже при постоянной скорости МИВ. К инерционным нагрузкам относятся силы инерции масс элементов стрелового устройства и сила инерции груза.

$$\mathbf{A}(t) = \begin{pmatrix}
 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -\sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & \frac{-DE}{CE} \sin \varphi(t) & \frac{DE}{CE} \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & \sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{pmatrix}$$

Рис. 5. Матрица коэффициентов для первого варианта исполнения привода  
 Fig. 5. The coefficient matrix for the first version of the drive

$$\mathbf{A}(t) = \begin{pmatrix}
 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -\sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & \frac{-DE}{CE} \sin \varphi(t) & \frac{DE}{CE} \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & \sin \varphi(t) & 0 & \cos \varphi(t) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-r_m}{BO} & 0
 \end{pmatrix}$$

Рис. 6. Матрица коэффициентов для второго варианта исполнения привода  
 Fig. 6. The coefficient matrix for the second version of the drive

В предшествующем исследовании [11] был получен закон движения МИВ, при котором точка подвеса груза *K* движется с постоянной скоростью. Такое движение МИВ возможно при использовании частотного регулирования на приводе МИВ [12]. Помимо сил инерций, на СУ действуют: вес груза *G*, горизонтальная сила *G<sub>i</sub>* из-за отклонения канатов от вертикали, весовые нагрузки *G<sub>i</sub>* элементов стреловой системы, вес *G<sub>p</sub>* противовеса.

При силовом анализе решается система линейных уравнений равновесия элементов системы. На рис. 5, 6 и 7 представлены матрица коэффициентов **A(t)** для двух вариантов исполнения привода МИВ и матрица свободных членов **B(t)** системы уравнений. Решение системы находится в следующем виде:

$$X(t) = \mathbf{A}(t)^{-1} \mathbf{B}(t),$$

где *X(t)* – матрица-столбец переменных (усилия).

$$\mathbf{B}(t, n_G, n_t, n_v, n_m, n_i, n_p) = \left[ \begin{array}{c} G(t) \cdot n_G + G_h \cdot n_m - F_{ihy}(t) \cdot n_i + \frac{G(t) \cdot n_G}{m_p} \cdot \cos(\varphi(t) + \varepsilon) \\ n_t \cdot G_t(t) - F_{ihx}(t) \cdot n_i + \frac{G(t) \cdot n_G}{m_p} \cdot \sin(\varphi(t) + \varepsilon) - P_{vh}(t) \cdot n_v \\ \frac{-G(t) \cdot n_G \cdot AB \cdot \sin(\varphi(t)) - G_t(t) \cdot n_t \cdot AB \cdot \cos(\varphi(t)) - (G_h \cdot n_m - F_{ihy}(t) \cdot n_i) \cdot \frac{AB}{3} \cdot \sin(\varphi(t)) + F_{ihx}(t) \cdot n_i \cdot \frac{AB}{3} \cdot \cos(\varphi(t))}{CB} - P_{vh}(t) \cdot n_v \cdot P_{HV}(t) \\ G_s \cdot n_m - F_{isy}(t) \cdot n_i \\ -F_{isx}(t) \cdot n_i - P_{vs}(t) \cdot n_v \\ \frac{-(G_s \cdot n_m - F_{isy}(t) \cdot n_i) \cdot \frac{CE}{3} \cdot \sin(\varphi(t)) - F_{isx}(t) \cdot n_i \cdot \frac{CE}{3} \cdot \cos(\varphi(t))}{CE} - P_{vs}(t) \cdot n_v \cdot P_{SV}(t) \\ G_r \cdot n_m - F_{iry}(t) \cdot n_i \\ -F_{irx}(t) \cdot n_i \\ \frac{F_{irx}(t) \cdot n_i \cdot \frac{DO}{2} \cdot \cos(\varphi(t)) - (G_r \cdot n_m - F_{iry}(t) \cdot n_i) \cdot \frac{DO}{2} \cdot \sin(\varphi(t))}{DO} \\ G_{ot} \cdot n_m + G_p \cdot n_p - F_{ioty}(t) \cdot n_i \\ -F_{iotx}(t) \cdot n_i - P_{vot}(t) \cdot n_v \\ \frac{-(G_{ot} \cdot n_m - F_{ioty}(t) \cdot n_i) \cdot \frac{BO}{2} \cdot \sin(\varphi(t)) - F_{iotx}(t) \cdot n_i \cdot \frac{BO}{2} \cdot \cos(\varphi(t)) + G_p \cdot n_p \cdot OP \cdot \cos(\varphi(t))}{BO} - P_{vot}(t) \cdot n_v \cdot P_{otv}(t) \end{array} \right]$$

Рис. 7. Матрица свободных членов  
 Fig. 7. The matrix of free members

$$P_I = \begin{cases} 0,7G + 0,3G_t + 0,6P_v + G_m + G_i; \\ 0,7G + 0,3G_t - 0,6P_v + G_m + G_i; \\ 0,7G - 0,3G_t + 0,6P_v + G_m + G_i; \\ 0,7G - 0,3G_t - 0,6P_v + G_m + G_i; \end{cases} \quad P_{II} = \begin{cases} G + G_t + P_v + G_m + G_i; \\ G + G_t - P_v + G_m + G_i; \\ G - G_t + P_v + G_m + G_i; \\ G - G_t - P_v + G_m + G_i. \end{cases}$$

Рис. 8. Комбинации нагрузок  
 Fig. 8. Combinations of loads

Полученная математическая модель является параметрической (все геометрические параметры приведены к диапазону изменения вылета  $\Delta R = R_{\max} - R_{\min}$ ), что дает возможность ее применения для большого спектра размеров (вылетов  $R$ ) стреловых устройств.

Здесь  $n_G, n_p, n_v, n_m, n_i, n_p$  – коэффициенты, позволяющие задавать различные комбинации нагрузок в зависимости от их величины и направления:  $n_G$  – коэффициент веса груза;  $n_t$  – коэффициент нагрузки от отклонения каната;  $n_v$  – коэффициент вет-

ровой нагрузки;  $n_m$  – коэффициент собственного веса элементов;  $n_i$  – коэффициент сил инерции;  $n_p$  – коэффициент нагрузки от противовеса.

В исследовании рассматривается 8 комбинаций нагрузок в зависимости от направления и величины внешних сил. Комбинации 1–4 соответствуют II режиму нагружения, а комбинации 5–8 – I режиму нагружения [4]. Численные значения коэффициентов приведены ниже (рис. 8). Здесь  $G$  – вес груза;  $G_t$  – усилие от качания канатов от вертикали;  $P_v$  – ветровая

нагрузка;  $G_m$  – вес собственных масс элементов СУ;  $G_i$  – инерциальные нагрузки.

Реакции в шарнирах и опорах в общем виде определяются так:

$$\begin{array}{l}
 \text{а)} \begin{bmatrix} R_{yc}(t) \\ R_{yb}(t) \\ R_{xc}(t) \\ R_{xb}(t) \\ R_{yd}(t) \\ R_{xe}(t) \\ R_{oy1}(t) \\ R_{ox1}(t) \\ R_{oy2}(t) \\ R_{ox2}(t) \\ R_{xd}(t) \\ R_{ye}(t) \end{bmatrix} \\
 \text{б)} \begin{bmatrix} R_{yc}(t) \\ R_{yb}(t) \\ R_{xc}(t) \\ R_{xb}(t) \\ R_{yd}(t) \\ R_{xe}(t) \\ R_{oy1}(t) \\ R_{ox1}(t) \\ R_{oy2}(t) \\ R_{ox2}(t) \\ R_{xd}(t) \\ M_o(t) \end{bmatrix}
 \end{array} = X(t)$$

Рис. 9. Реакции в шарнирах для первого (а) и второго (б) вариантов исполнения привода МИВ

Fig. 9. Reactions in hinges for the first (a) and second versions of the drive derricking mechanism

Требуемая мощность привода МИВ определялась как наибольшее значение из среднеквадратичной мощности для комбинаций нагрузок режима нагружения I и  $\frac{N_{max}}{\psi}$  для режима нагружения II; здесь

$\psi$  – коэффициент среднепускового момента [13–15].

Для первого варианта исполнения МИВ

$$N_{ck1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n R_{yei}^2 \delta t_i}{\sum_{i=1}^n \delta t_i}} \frac{V_e}{\eta_0}; \quad N_{max1} = R_{ye}^{max} \frac{V_e}{\eta_0},$$

где  $R_{yei}$  – вертикальное усилие в ползуне  $E$  для участка между вылетами  $R_i$  и  $R_{i-1}$ ;  $V_e$  – скорость ползуна  $E$ ;  $\eta_0$  – КПД механизма;  $\delta t_i$  – время для участка между вылетами  $R_i$  и  $R_{i-1}$ .

Для второго варианта исполнения МИВ

$$N_{ck2} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_{oi}^2 \delta t_i}{\sum_{i=1}^n \delta t_i}} \frac{\omega_0}{\eta_0}; \quad N_{max2} = M_o^{max} \frac{\omega_0}{\eta_0},$$

где  $M_{oi}$  – значение момента в главном шарнире оттяжки для участка между вылетами  $R_i$  и  $R_{i-1}$ ;  $\omega_0$  – угловая скорость поворота оттяжки.

### Результаты

При анализе результатов расчета требуемой мощности выявлено, что МИВ, выполненный по первому варианту (см. рисунок 4), является более энергоемким. Следовательно, предпочтителен второй вариант исполнения МИВ.

### Выводы

Полученная методика синтеза рассмотренного типа стрелового устройства может быть применена в практических целях при проектировании грузоподъемных машин с СУ. Созданная математическая модель обеспечивает разработчика достаточным набором данных для проектирования конструкций элементов и крана в целом.

Предварительный анализ показал, что собственные массы элементов данного СУ не превышают, а зачастую меньше, чем у ныне существующих кранов классической конструкции с ШССУ. Это говорит о хороших перспективах применения кранов с данным типом стрелового устройства.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корытов М.С. Декомпозиция обобщенных координат при решении задач оптимизации траектории перемещения груза // Вестник московского автомобильно-дорожного государ-

ственного технического комитета (МАДИ). 2010. № 3. С. 32–35.

2. Raja Ismail R.M.T., Nguyen D.T., Ha Q.P. Modelling and robust trajectory following for off-

shore container crane systems // Automation in Construction. 2015. Vol. 59. P. 179–187.

3. **Щербаков В.С., Корытов М.С., Вольф Е.О.** Алгоритм компенсации неуправляемых пространственных колебаний груза и повышения точности траектории его перемещения грузоподъемным краном // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 16–18.

4. **Демиденко О.В., Анферов В.Н., Кузнецов С.М. [и др.].** Экономико-математическая модель работы стреловых кранов // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 74–80.

5. **Рогова Н.С., Юркевич В.Д.** Разработка алгоритмов управления для перемещения груза порталным краном // Сборник научных трудов НГТУ. 2015. № 3. С. 43–54.

6. **Кузнецов Е.С., Никитин К.Д., Орлов А.Н.** Грузоподъемные манипуляторы. Специальные полиспастные подвесы и траверсы. Специальные лебедки / Под ред. проф. К.Д. Никитина. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, Политехн. ун-т, 2011. 230 с.

7. **Суглобов В.В., Ткачук Е.В.** Определение конструктивных параметров шарнирно-сочлененных стреловых систем порталных кранов // Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. 2017. № 1. С. 156–164.

8. **Степанов М.А., Хартенштейн К.** Краны манипуляторы для строительно-монтажных работ // Подъемно-транспортное дело. 2012. № 4. С. 2–5.

9. **Бортяков Д.Е., Орлов А.Н.** Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны / Под ред. проф. К.Д. Никитина. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2009. 160 с.

10. **Некрасова А.В., Алексеенко Я.В., Соколов С.А., Бортяков Д.Е.** Методика оценки долговечности и определения остаточного ресурса элементов несущей конструкции порталного крана // Молодые ученые промышленности Северо-Западного региона: Материалы конференции политехнического симпозиума. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. С. 25–26.

11. **Васильев И.А., Бортяков Д.Е.** Математическая модель системы изменения вылета стрелового устройства с заданным положением точки подвеса груза // Материалы научной конференции с международным участием. ИММиТ. Ч. 2. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. С. 282–284.

12. **Maghsoudi M.J., Mohamed Z., Husain A.R., Tokhi M.O.** An optimal performance control scheme for a 3D crane // Mechanical Systems and Signal Processing. 2016. Vol. 66–67. P. 756–768.

13. **Суглобов В.В., Михеев В.А., Ткачук Е.В.** Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления порталного крана // Защита металлургических машин от поломок: Сборник научных трудов ПДТУ. Мариуполь, 2013. № 15. С. 133–140.

14. Справочник по кранам: в 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов; Крановые механизмы, их детали и узлы; Техническая эксплуатация кранов / Под общ. ред. М.М. Гохберга. М., 1988. 559 с.

15. **Гайтов Б.Х., Капустянов А.В.** Выбор типа и мощности электропривода грузоподъемных кранов // Материалы второй межвузовской научной конференции, Краснодар: Изд-во Краснодарского военного авиационного института, 2007. С. 248–251.

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ВАСИЛЬЕВ Иван Андреевич** – магистрант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: vassilyev.ivan.iv@yandex.ru

**БОРТЯКОВ Данил Евгеньевич** – кандидат технических наук доцент преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: bortyakov@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.06.2018

#### REFERENCES

[1] **Korytov M.S.**, Decomposition of generalized coordinates in solving problems of optimization of the trajectory of moving cargo, *Vestnik moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo*

*tekhnikeskogo komiteta (MADI)*. 2010. № 3. S. 32–35. (rus.)

[2] **Raja Ismail R.M.T., Nguyen D.T., Ha Q.P.**, Modelling and robust trajectory following for off-



shore container crane systems, *Automation in Construction*, 2015, vol. 59. P. 179–187.

[3] **Shcherbakov V.S., Korytov M.S., Volf Ye.O.**, Algorithm for compensation of uncontrolled spatial oscillations of cargo and increase of accuracy of the trajectory of its movement by a crane, *Vestnik mashinostroyeniya*. 2015. № 3. S. 16–18. (rus.)

[4] **Demidenko O.V., Anferov V.N., Kuznetsov S.M. [i dr.]**, Economic-mathematical model of the operation of jib cranes, *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013. № 3. S. 74–80. (rus.)

[5] **Rogova N.S., Yurkevich V.D.**, Development of control algorithms for moving cargo by a portal crane, *Sbornik nauchnykh trudov NGTU*. 2015. № 3. S. 43–54. (rus.)

[6] **Kuznetsov Ye.S., Nikitin K.D., Orlov A.N.**, Hoisting manipulators. Special polyspastnye suspensions and traverses. Special winches: ucheb.posobiye / Pod red. prof. K.D. Nikitina. Krasnoyarsk: Sib. feder. un-t, Politekhn. un-t, 2011. 230 s. (rus.)

[7] **Suglobov V.V., Tkachuk Ye.V.**, Definition of design parameters for articulated boom systems of portal cranes, *Vestnik Dnepropetrovskogo natsionalnogo universiteta zheleznodorozhnogo transporta*. 2017. № 1. S. 156–164. (rus.)

[8] **Stepanov M.A., Khartenshteyn K.**, Cranes manipulators for construction and assembly works, *Podyemno-transportnoye delo*. 2012. № 4. S. 2–5. (rus.)

[9] **Bortyakov D.Ye., Orlov A.N.**, Special hoisting machines. Portal, ship and floating cranes: training materials / Pod red. prof. K.D. Nikitina. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2009. 160 s. (rus.)

[10] **Nekrasova A.V., Alekseyenko Ya.V., Sokolov S.A., Bortyakov D.Ye.**, Method for esti-

imating the durability and determining the remaining life of the elements of the supporting structure of the portal crane, *Molodyye uchenyye promyshlennosti Severo-Zapadnogo regiona: Materialy konferentsii politekhnicheskogo simpoziuma*, SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2007. S. 25–26. (rus.)

[11] **Vasilyev I.A., Bortyakov D.Ye.**, Mathematical model of the system for changing the reach of the boom device with a given position of the suspension point of the cargo, *Materialy nauchnoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem. IMMiT. Ch. 2*. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2017. S. 282–284. (rus.)

[12] **Maghsoudi M.J., Mohamed Z., Husain A.R., Tokhi M.O.**, An optimal performance control scheme for a 3D crane, *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016. Vol. 66–67. P. 756–768. (rus.)

[13] **Suglobov V.V., Mikheyev V.A., Tkachuk Ye.V.**, Optimization of existing loads on the mechanism of changing the reach of the boom in order to reduce the energy consumption of the portal crane, *Zashchita metallurgicheskikh mashin ot polomok: Sbornik nauchnykh trudov PDTU*. Mariupol, 2013. №15. S. 133–140. (rus.)

[14] *Spravochnik po kranam*. Vol. 2. Characteristics and design diagrams of cranes; Crane mechanisms, their parts and components; Technical operation of cranes / Pod obshch. red. M.M. Gokhberga, 1988. 559 s. (rus.)

[15] **Gaytov B.Kh.**, Choice of the type and power of the electric drive of cranes// *Materialy vtoroy mezhvuzovskoy nauchnoy konferentsii*, Krasnodar: Izd-vo Krasnodarskogo voyennogo aviatsionnogo instituta, 2007. S. 248–251. (rus.)

#### THE AUTHORS

**VASILEV Ivan A.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: vassilyev.ivan.iv@yandex.ru

**BORTYAKOV Danil E.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: bortyakov@mail.ru

Received: 04.06.2018