

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА УСТАНОВКИ  
КОНЦЕВОЙ ОПОРЫ НА САМОХОДНОМ ШАССИ МОБИЛЬНОЙ  
КАНАТНОЙ ДОРОГИSIMULATION OF THE HYDRAULIC DRIVE OPERATION OF THE END TOWER  
INSTALLATION MECHANISM ON A SELF-PROPELLED CHASSIS AS PART OF  
A MOBILE ROPEWAYЛагерев А.В.  
Lagerev A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Однопролетные канатные дороги на базе автономных самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости являются перспективным видом мобильного транспортно-перезрузочного оборудования для оперативного создания логистической инфраструктуры с целью устойчивого развития труднодоступных территорий со сложным природным рельефом. Они также могут эффективно использоваться для быстрого развертывания во время проведения транспортных мероприятий в очагах природных или техногенных катастроф. В данной статье представлена математическая модель работы гидропривода с дроссельным регулированием при последовательном включении регулируемых дросселей и силового гидроцилиндра применительно к механизму установки концевой опоры на несущей раме самоходного колесного шасси мобильной канатной дороги. Модель включает подмодель кинематического и силового анализа механизма установки концевой опоры и подмодель гидродинамического анализа рабочих процессов в объемном насосном гидроприводе данного механизма. Установленные расчетные зависимости позволяют моделировать изменение в течение времени установки концевой опоры из транспортного положения в рабочее положение базовых количественных параметров, включая скорости и ускорения перемещения концевой опоры и штока подъемного гидроцилиндра, давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, самоходное шасси, концевая опора, гидропривод, моделирование.

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторе:**

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский го-

**Abstract.** Single-span ropeways based on autonomous self-propelled wheeled chassis of high load capacity and cross-country capability are a promising type of mobile transport and overloading equipment for the rapid creation of logistics infrastructure for the sustainable development of hard-to-reach areas with complex natural terrain. They can also be effectively used for rapid deployment during transport operations in the foci of natural or man-made disasters. This article presents a mathematical model of the operation of a hydraulic drive with throttle control with sequential activation of adjustable throttles and a power hydraulic cylinder in relation to the mechanism of installing the end tower on the load-bearing frame of a self-propelled wheeled chassis of a mobile ropeway. The model includes a submodel of kinematic and force analysis of the end tower installation mechanism and a submodel of hydrodynamic analysis of working processes in the volumetric pumping hydraulic drive of this mechanism. The established calculated dependences make it possible to simulate the change during the time of installation of the end tower from the transport position to the working position of the basic quantitative parameters, including the speeds and accelerations of movement of the end tower and the rod of the lifting hydraulic cylinder, pressures and volumetric flow rates of the working fluid at characteristic points of the hydraulic system.

**Keywords:** mobile ropeway, self-propelled chassis, end tower, hydraulic drive, modeling.

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Author's information:**

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,

сударственный университет имени академика И.Г. † e-mail: bsu-avl@yandex.ru.  
Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru. † ORCID: 0000-0003-0380-5456  
ORCID: 0000-0003-0380-5456 †

### Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 22-29-00798)

### Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 22-29-00798)

## 1. Введение

Мобильные однопролетные подвесные канатные дороги маятникового типа, образованные двумя сопряженными единой канатной системой автономными самоходными установками на базе колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом транспортного оборудования для устойчивого развития труднодоступных территорий, не имеющей необходимой транспортно-логистической инфраструктуры [1]. Также они могут быть эффективно использованы для быстрого развертывания при проведении транспортных операций в очагах природных или техногенных катастроф, в зонах миротворческих операций [2].

Указанная мобильность однопролетных маятниковых канатных дорог обеспечивается размещением необходимого технологического канатного оборудования на автономных самоходных специальных многоосных базовых колесных или гусеничных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности – мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах [1, 3]. Однако в настоящее время как в России, так и за рубежом отсутствует подобные специализированные транспортно-перегрузочные канатные системы для практической реализации задач по использованию канатных технологий с надземным перемещением грузов или пассажиров.

В качестве естественного конструктивно-функционального аналога мобильных канатных дорог следует рассматривать стационарные подвесные канатные дороги, конструкции и методы проектирования которых разработаны в достаточной степени [4-6]. Однако имеющийся опыт конструирования, проектирования и эксплуатации, накопленный к настоящему времени применительно к стационарным канатным дорогам, нельзя в пол-

ной мере использовать при конструировании, проектировании и эксплуатации мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Это обусловлено наличием существенных принципиальных различий в конструкции основного технологического оборудования, условиях и режимах эксплуатации, принципах интеллектуального управления, учета влияния базового колесного или гусеничного шасси, процессов его взаимодействия с деформируемым опорным основанием и др.

Таким образом, для успешного создания современных конкурентоспособных на мировом рынке образцов технологического оборудования для мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, обладающих высокими техническими, экономическими и экологическими характеристиками, требуется создание целого комплекса математических моделей технических устройств и протекающих в них рабочих процессов [7]. В рамках этих комплексных исследований была разработана математическая модель работы гидропривода механизма установки концевой опоры на самоходном шасси мобильной канатной дороги, представленная в данной статье.

## 2. Конструкция механизма

В качестве объекта исследования в данной статье рассматривается конструкция гидрофицированного механизма установки концевой опоры в рабочее положение [8], используемого для вариантов конструктивного исполнения самоходного шасси мобильной канатной дороги с центральным и концевым расположением концевой опоры на несущей раме машины [1, 9]. Данные варианты конструктивного исполнения самоходного шасси приведены на рис. 1 и 2.

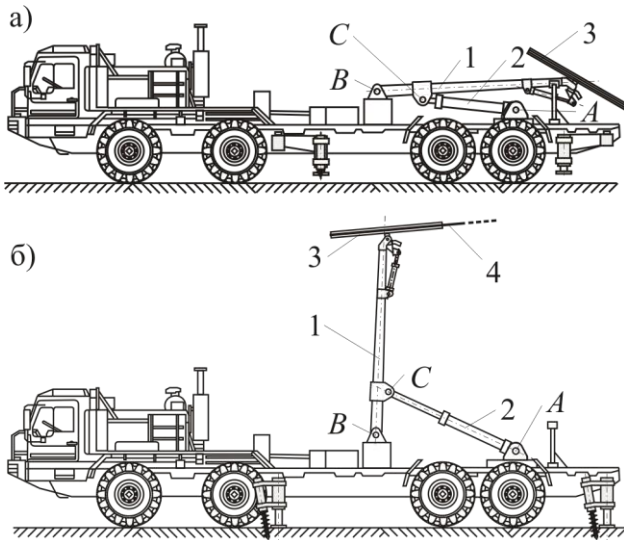


Рис. 1. Самоходное шасси с центральным расположением концевой опоры [9]:  
 а – транспортное положение; б – предельное рабочее положение (1 – концевая опора;  
 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – канатный шкив; 4 – несущее-тяговый канат)

Для установки концевой опоры из исходного транспортного положения (рис. 1, а; рис. 52 а) в конечное рабочее положение (рис. 1, б; рис. 2, б) используются гидрофицированные механизмы, отличающиеся типом регулирования и местом установки регулируемых дросселей.

На рис. 3 показана рассматриваемая в данной статье гидравлическая схема механизма с дроссельным регулированием и установкой регулируемых дросселей последовательно в одну гидрелинию с подъемным гидроцилиндром двухстороннего действия и односторонним штоком. Данная схема предусматривает установку двух регулируемых дросселей, однако за счет задания количественных параметров дросселей ДР1 и ДР2 можно выполнить моделирование вариантов гидравлической схемы с одним регулируемым дросселем, установленном либо на входе, либо на выходе подъемного гидроцилиндра.

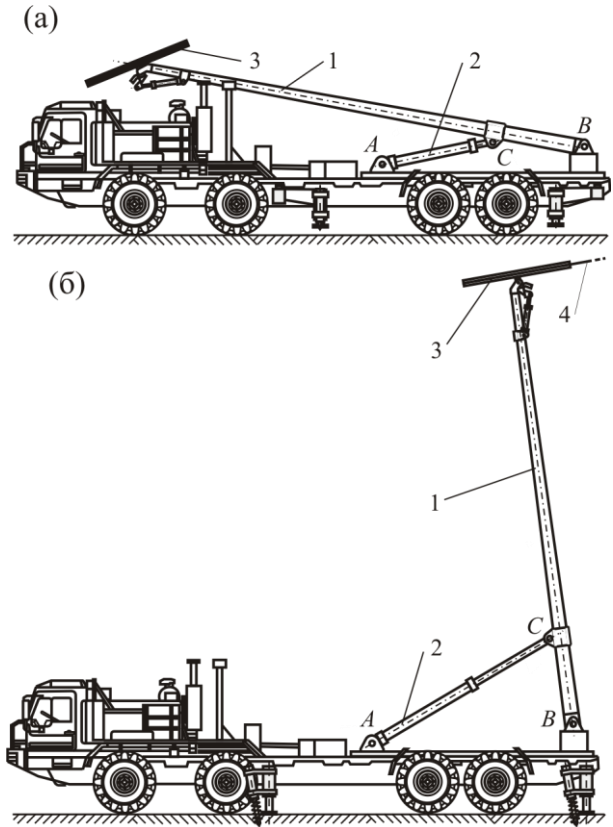


Рис. 2. Самоходное шасси с концевым расположением концевой опоры [1]:  
 а – транспортное положение; б – предельное рабочее положение (1 – концевая опора;  
 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – канатный шкив; 4 – несущее-тяговый канат)

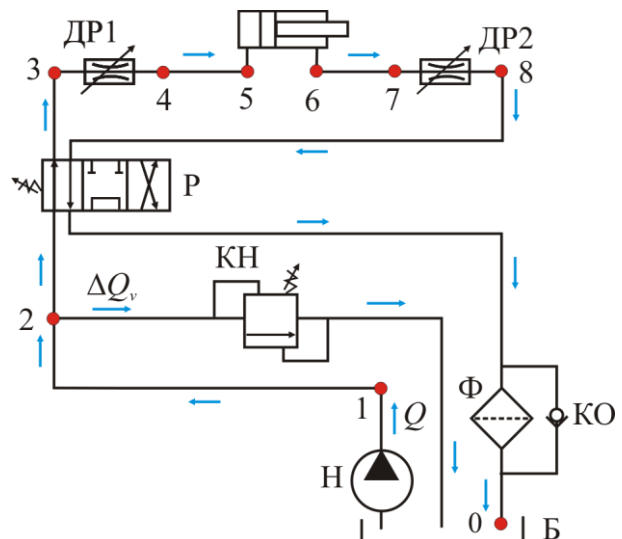


Рис. 3. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода механизма установки концевой опоры

### 3. Кинематическая схема механизма

На рис. 4 показаны крайние положения концевой опоры (начальное транспортное и конечное предельное рабочее) и соответствующие им конфигурации кинематической схемы механизма установки концевой опоры в рабочее положение. Рис. 5 дает представление о постепенной трансформации кинематической схемы механизма из начальной конфигурации до конечной путем последовательного прохождения через множество промежуточных конфигураций. Трансформация конфигурации кинематической схемы механизма обусловлена смещением поршня силового подъемного гидроцилиндра. Его выдвижение обеспечивает подъем концевой опоры из положения, близкого к горизонтальному, в положение, близкое к вертикальному. Возвратное перемещение поршня обеспечивает опускание концевой опоры в транспортное положение.

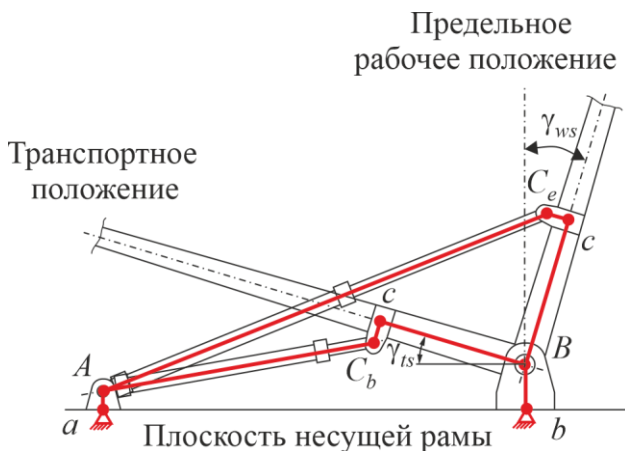


Рис. 4. Крайние положения концевой опоры и соответствующие им конфигурации кинематической схемы механизма

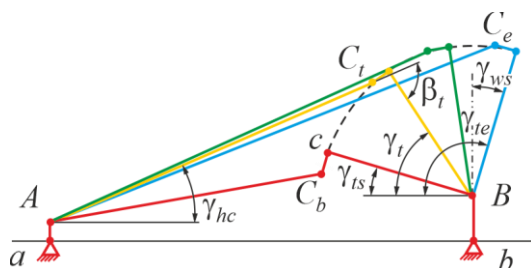


Рис. 5. Конфигурации кинематической схемы механизма для крайних и промежуточных положений концевой опоры

Смещение  $x_r$  поршня подъемного гидроцилиндра в процессе работы механизма установки концевой опоры из начального транспортного положения в конечное рабочее положение характеризуется изменением размера  $AC$  - расстояния между шарнирами  $A$  и  $C$  кинематической схемы рассматриваемого механизма (рис. 4). Начальное значение смещения  $x_r = 0$  соответствует величине размера  $AC$

$$l_{AC} = l_{AC_b} = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right]^{0,5}, \quad (1)$$

где  $l_{ij}$  - расстояние между характерными точками  $i$  и  $j$  кинематической схемы;  $\gamma_{ts}$  - угол наклона продольной оси концевой опоры к плоскости несущей рамы самоходного шасси в транспортном положении.

Полный ход поршня (максимальное значение смещения)  $x_r = x_{r,max}$  соответствует величине размера  $AC$

$$l_{AC} = l_{AC_e} = \left[ (l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5} \quad (2)$$

и составляет

$$x_{r,max} = \left[ (l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5} - \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right]^{0,5},$$

где  $\gamma_{ws}$  - угол наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении.

Промежуточное смещение поршня в интервале между транспортным и рабочим положением концевой опоры  $x_r \in [0; x_{r,max}]$  соответствует величине размера  $AC$ , лежащим в интервале значений угла поворота концевой опоры  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$ :

$$l_{AC} = l_{AC_t} = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5},$$

и составляет

$$x_r = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} -$$



$$-\left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2\right]^{0,5}. \quad (3)$$

При известном значении смещения поршня  $x_r$  приводного гидроцилиндра, что характерно при решении уравнения его движения под действием эксплуатационных и инерционных нагрузок на перемещаемые элементы конструкции концевой опоры, соответствующее значение угла поворота  $\gamma_t$  определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

$$\left[(l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 + (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2\right]^{0,5} - A(x_r) = 0, \quad (4)$$

где

$$A(x_r) = x_r + \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2\right]^{0,5}. \quad (5)$$

В процессе работы механизма установки концевой опоры также являются переменными два других характерных угла (рис. 5), определяющих промежуточные конфигурации кинематической схемы:

- угол наклона продольной оси силового подъемного гидроцилиндра к горизонтальной плоскости

$$\gamma_{hc} = \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right); \quad (6)$$

- угол между продольными осями подъемного гидроцилиндра и концевой опоры

$$\beta_t = \gamma_t + \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right). \quad (7)$$

#### 4. Моделирование кинематических параметров механизма

В основе моделирования кинематических параметров механизма установки концевой опоры в процессе его работы лежит дифференциальное уравнение движения поршня силового подъемного гидроцилиндра, так как именно его смещение определяет всю кинематику механизма. В данном случае целесообразно использовать уравнение движения поршня в форме, предложенной в [10, 11] при исследовании рабочих процессов в

гидроприводе механизмов движения звеньев крано-манипуляторных установок и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Удобство данной формы уравнения движения заключается в том, что действующая на движущийся поршень инерционная сила выражается через скорость изменения объемного расхода рабочей жидкости, поступающей в напорную полость подъемного гидроцилиндра, что позволяет наглядно связать изменение во времени гидродинамических параметров в гидроприводе с изменением во времени кинематических параметров перемещения концевой опоры.

Таким образом, дифференциальное уравнение движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры имеет вид:

$$\left( \frac{M_{red}}{n_{hc} A_{inp}} \right) \dot{Q}_{inp} = \eta_{hc} (A_{inp} p_{inp} - A_{out} p_{out}) - \frac{1}{n_{hc}} (F_{ol} + F_{br}), \quad (8)$$

где  $Q_{inp}$  - объемный расход рабочей жидкости, поступающий в напорную полость гидроцилиндра;  $n_{hc}$  - число подъемных гидроцилиндров, входящих в конструкцию механизма;  $A_{inp}$ ,  $A_{out}$  - площади поршня гидроцилиндра со стороны напорной и холостой полостей гидроцилиндра;  $p_{inp}$ ,  $p_{out}$  - давление рабочей жидкости в напорной и холостой полостях гидроцилиндра;  $M_{red}$  - приведенная к поршню гидроцилиндра масса перемещаемой металлоконструкции концевой опоры, включая укрепленное на ней дополнительное оборудования, и движущихся конструктивных элементов механизма установки концевой опоры;  $F_{ol}$  - эксплуатационная сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны перемещаемой концевой опоры;  $F_{br}$  - сила торможения, действующая на шток гидроцилиндра и создаваемая дополнительными внешними тормозными устройствами (при их наличии в конструкции механизма установки концевой опоры);  $\eta_{hc}$  - коэффициент полезного действия, учитывающий влияние сил трения на величину движущей силы, создаваемой подъемным гидроцилиндром.

Между гидродинамическим параметром  $Q_{inp}$  и кинематическими параметрами поршня гидроцилиндра существуют однозначные соотношения:

- линейное ускорение поршня гидроцилиндра

$$\ddot{x}_r = \dot{Q}_{inp} / A_{inp}; \quad (9)$$

- линейная скорость поршня гидроцилиндра

$$\dot{x}_r = Q_{inp} / A_{inp}; \quad (10)$$

- линейное смещение поршня гидроцилиндра в интервале времени от  $\tau_1$  до  $\tau_2$

$$x_r = \frac{1}{A_{inp}} \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_{inp} d\tau. \quad (11)$$

Таким образом, расчет изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости  $Q_{inp}$ , поступившей в напорную полость гидроцилиндра, позволяет с помощью зависимостей (9) – (11) определить кинематические параметры движения поршня силового подъемного гидроцилиндра, а затем с помощью зависимостей (1) – (7) определить геометрические параметры кинематической схемы механизма установки концевой опоры.

Согласно [12], приведенная масса  $M_{red}$  определяется исходя из анализа суммарной кинетической энергии конструктивных элементов  $E$ , приводимых в движение при смещении поршня силового подъемного гидроцилиндра, т.е.

$$M_{red} = E / \dot{x}_r^2.$$

В рассматриваемой конструкции указанные движущиеся конструктивные элементы можно объединить в следующие группы:

- группа 1: конструктивные элементы, совершающие линейное движение (поршень и шток гидроцилиндра);

- группа 2: конструктивные элементы, совершающие поворотное движение относительно шарнира А (поршень, шток и корпус

гидроцилиндра, рабочая жидкость в гидроцилиндре);

- группа 3: конструктивные элементы, совершающие поворотное движение относительно шарнира В (металлоконструкция концевой опоры и расположенное на ней оборудование, канатный шкив с элементами механизма его вращения).

На основе формулы Кенига [12] суммарную кинетическую энергию движущихся элементов этих трех групп можно выразить следующей зависимостью:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 = \frac{1}{2} \left( n_{hc} \dot{x}_r^2 \sum_{i=1}^{i=e_1} m_{1,i} + n_{hc} \dot{\gamma}_{hc}^2 \sum_{j=1}^{j=e_2} J_{2,j} + \dot{\gamma}_t^2 \sum_{k=1}^{k=e_3} J_{3,k} \right),$$

где  $E_n$  - суммарная кинетическая энергия движущихся элементов  $n$ -й группы;  $e_n$  - число движущихся элементов  $n$ -й группы;  $m_{1,i}$  - масса элементов 1-й группы;  $J_{2,j}$  - момент инерции  $j$ -го элемента 2-й группы относительно оси вращения – шарнира А;  $J_{3,k}$  - момент инерции  $k$ -го элемента 3-й группы относительно оси вращения – шарнира В;  $\dot{\gamma}_{hc}$  - угловая скорость поворота гидроцилиндра относительно шарнира А;  $\dot{\gamma}_t$  - угловая скорость поворота концевой опоры относительно шарнира В.

Суммарная кинетическая энергия поступательно движущихся конструктивных элементов 1-й группы составляет

$$E_1 = \pi \rho_{hc} (d_{hc}^2 l_p + d_r^2 l_r) / 8,$$

где  $\rho$  - плотность стали;  $d_{hc}$  - внутренний диаметр гильзы гидроцилиндра;  $d_r$ ,  $l_r$  - диаметр и длина штока;  $l_p$  - толщина поршня.

Суммарная кинетическая энергия поворотно движущихся конструктивных элементов 2-й группы составляет

$$E_2 = \frac{\pi}{8} \rho_{hc} \left\{ l_{hc} (l_{hc}^2 + \xi_{hc}^2) (D_{hc}^2 - d_{hc}^2) / 3 + l_p \left[ l_p^2 / 3 + (\xi_{hc} + x_r)^2 \right] d_{hc}^2 \right\} + \frac{\pi}{8} \rho_f n_{hc} \left\{ x_r (x_r^2 / 3 + \xi_{hc}) d_{hc}^2 + (l_{hc} - l_p - x_r) \left[ (l_{hc} - l_p - x_r)^2 / 3 + (\xi_{hc} + l_p + x_r)^2 \right] (d_{hc}^2 - d_r^2) \right\},$$

где  $D_{hc}$ ,  $l_{hc}$  - наружный диаметр и длина гильзы гидроцилиндра;  $\xi_{hc}$  - расстояние от

торца гидроцилиндра до оси шарнира А;  $\rho_f$  - плотность рабочей жидкости.

Суммарная кинетическая энергия поворачивающихся конструктивных элементов 3-й группы приближенно составляет (канатный шкив и установленное оборудование приближенно рассматриваются как сосредоточенные массы в центрах тяжести)

$$E_3 \approx M_t r_t^2 + M_{rp} H_t^2 + \sum_i M_{eq,i} l_{eq,i}^2,$$

где  $M_t$ ,  $M_{rp}$ ,  $M_{eq,i}$  - массы металлоконструкции концевой опоры, канатного шкива,  $i$ -й единицы установленного оборудования;  $r_t$  - расстояние от оси шарнира  $B$  до центра тяжести металлоконструкции концевой опоры;  $H_t$  - длина концевой опоры;  $l_{eq,i}$  - расстояние от оси шарнира  $B$  до центра тяжести  $i$ -й единицы установленного оборудования.

Действующие на шток подъемного гидроцилиндра эксплуатационные нагрузки  $F_{ol}$  и  $F_{br}$ , которые должны быть учтены в дифференциальном уравнении движения поршня (8), определяются, исходя из силового анализа механизма установки концевой опоры. На рис. 6 приведены расчетные схемы для силового анализа рассматриваемого механизма [1]. Согласно результатам, представленным в [1, 9, 13], указанные нагрузки могут быть рассчитаны по следующим зависимостям:

- эксплуатационная сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны перемещаемой концевой опоры

$$F_{ol} = \frac{(gM_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}; \quad (12)$$

- сила торможения, действующая на шток гидроцилиндра и создаваемая дополнительными внешними тормозными устройствами в интервале углов  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \gamma_{br}]$

$$F_{br} = 0;$$

в интервале углов  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws})$

$$F_{br} = \frac{M_{br}}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t},$$

где  $g$  - ускорение свободного падения;  $g_t$  - погонный вес 1 м длины металлоконструкции концевой опоры;  $l_{Bc}$ ,  $l_{Cc}$  - размеры кинематической схемы механизма между точками  $Bc$  и  $Cc$  (рис. 4);  $M_{br}$  - тормозной момент, создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами;  $\gamma_{br}$  - угол подъема концевой опоры, начиная с которого на шток подъемного гидроцилиндра должен действовать тормозной момент  $M_{br}$ .

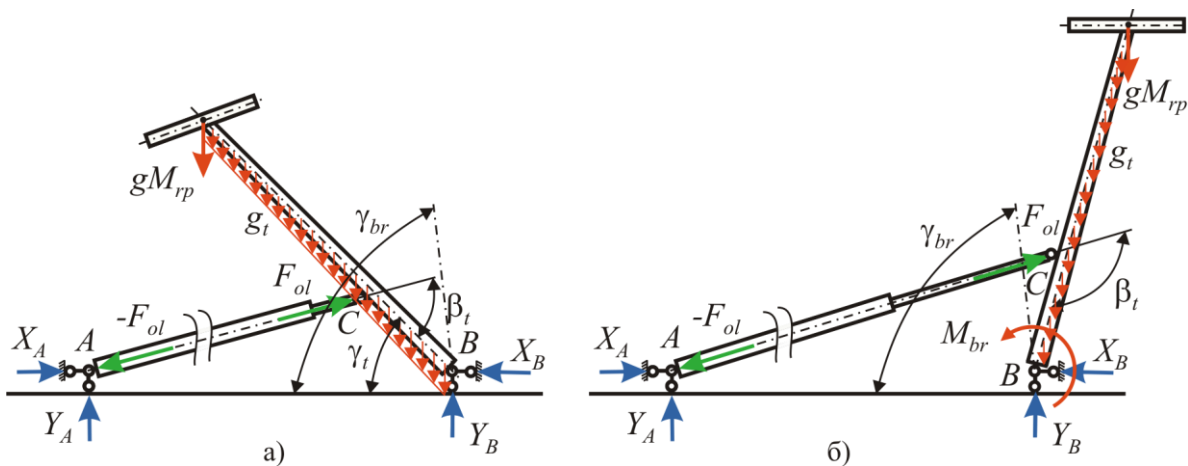


Рис. 6. Расчетная схема механизма установки концевой опоры для силового расчета кинематической схемы [1]: а – при углах  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \gamma_{br}]$ ; б – при углах  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws})$

На заключительной стадии подъема концевой опоры в положение, близкое к вертикальному, обязательно должен создаваться тормозной момент  $M_{br}$ . Он выполняет две функции:

- обеспечивает остановку концевой опоры в требуемом рабочем положении;
- исключает явление самопрокидывания концевой опоры [1] вследствие того что при углах поворота  $\gamma_t \rightarrow \pi/2$  нагрузка  $F_{ol} \rightarrow 0$ ,

а при углах  $\gamma_t > \pi/2$  нагрузка  $F_{ol} < 0$ , т.е. способствует выдвигению штока подъемного гидроцилиндра.

Для задания функции изменения величины тормозного момента на заключительной стадии подъема концевой опоры вида  $M_{br}(\gamma_t)$  в интервале  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$  целесообразно использовать одномерную сплайн-интерполяцию, предложенную в [14].

Согласно рекомендациям [1, 9, 13] минимальное значение тормозного момента составляет

$$M_{br,\min} = k_{br}(gM_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \sin \gamma_{ws},$$

где  $k_{br}$  - коэффициент запаса торможения, принимаемый по рекомендациям для грузовых канатных дорог и стреловых подъемных сооружений [15, 16].

Как следует из анализа выражения (12), максимальное усилие, которое должен развивать силовой подъемный гидроцилиндр, наблюдается при трогании поршня с места, т.е. при угле поворота концевой опоры  $\gamma_t = \gamma_{ts}$ . Это максимальное усилие определяет минимальное значение внутреннего диаметра гильзы подъемного гидроцилиндра  $d_{hc,\min}$ , который должен быть использован в конструкции механизма установки концевой

опоры в рабочее положение. Величина  $d_{hc,\min}$  составляет

$$d_{hc,\min} = 2k_{hc} \sqrt{\frac{(gM_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_{ts}}{\pi n_{hc} p_{nom} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_{ts}) \sin \beta_{ts}}},$$

где  $k_{hc}$  - коэффициент запаса тягового усилия гидроцилиндра;  $p_{nom}$  - номинальное давление гидропривода механизма установки концевой опоры;  $\beta_{ts}$  - угол между продольными осями подъемного гидроцилиндра и концевой опоры в транспортном положении при  $\gamma_t = \gamma_{ts}$ , вычисляемый согласно выражению (6).

## 5. Моделирование гидродинамических параметров гидропривода механизма

При моделировании гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводе в процессе его работы, целесообразно использовать представление принципиальной гидравлической схемы структурно-функциональной схемой. Основы ее построения даны в [17]. Для схемы гидропривода на рис. 3 структурно-функциональная схема приведена на рис. 7.

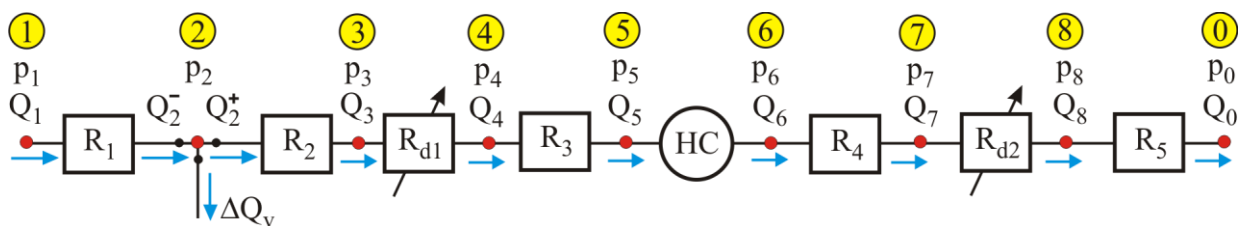


Рис. 7. Структурно-функциональная схема гидропривода механизма установки концевой опоры

В качестве характерных точек структурно-функциональной схемы выбраны следующие точки по направлению движения потока рабочей жидкости:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя, установленного в напорной гидролинии;
- точка 4: выход регулируемого дросселя, установленного в напорной гидролинии;

- точка 5: вход в напорную полость гидроцилиндра;
- точка 6: выход из сливной полости гидроцилиндра;
- точка 7: вход регулируемого дросселя, установленного в сливной гидролинии;
- точка 8: выход регулируемого дросселя, установленного в сливной гидролинии;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках  $j$  определяются величина давления  $p_j$  ( $j = 1, \dots, 8$ )



и объемного расхода рабочей жидкости  $Q_j$  ( $j = 1, \dots, 8, 0$ ). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан  $\Delta Q_v$ . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления  $R_1, \dots, R_5$  вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 4 и 5 или 5 и 6 определяет перепад рабочего давления на гидроцилиндре  $\Delta p_{hc}$ , а в точках 3 и 4 или 7 и 8 – падение давления  $R_{d1}$  и  $R_{d2}$  на регулируемых дросселях. Внешними утечками рабочей жидкости из гидросистемы можно пренебречь в связи с их незначительностью вследствие компактности размещения гидроустройств и малым числом соединений.

Потери давления  $R_m\{Q_m\}$  на  $m$ -м участке гидросистемы между двумя последовательно расположенными характерными точками  $j$  и  $j+1$  при протекании через него рабочей жидкости с объемным расходом  $Q_m$  (потери  $R_1\{Q_m\}, \dots, R_5\{Q_5\}$ ) складываются из потерь давления в расположенных на этих участках гидроаппаратах и гидроустройствах  $R_{ha,m}$ , гидрораспределителе  $R_{hd,m}$  (при его наличии на  $m$ -м участке), местных сопротивлений  $R_{lr,m}$  и по длине соединяющих их гидролиний  $R_{hl,m}$  [18, 19]:

$$R_m\{Q_m\} = \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} R_{ha,m,k} + R_{hd,m} + \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} R_{lr,m,k} + \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}} R_{hl,k}$$

где  $N_{ha,m}, N_{lr,m}, N_{hl,m}$  - число гидроаппаратов (гидроустройств), местных сопротивлений и гидролиний в пределах  $m$ -го участка гидросистемы.

Для расчетной оценки потерь давления целесообразно использовать зависимости, предложенные в [10]. Так как указанные потери давления пропорциональны расходу рабочей жидкости  $Q_m$  через  $m$ -й участок гидросистемы (как правило, являются квадра-

тичными функциями расхода [20]), то величина  $R_m\{Q_m\}$  может быть выражена следующим соотношением [21]:

$$R_m\{Q_m\} = Q_m^2 \left( \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} \frac{\Delta p_{nom,k}}{Q_{nom,k}^2} + \frac{8\rho_l}{\pi^2} \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} \frac{\xi_{lr,k}}{d_{hl,k}^4} + \frac{0,4\rho_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^5} \right) + a_{hd} Q_m^{b_{hd}} + Q_m \frac{128\rho_l \mu_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^4},$$

где  $Q_{nom,k}$  - номинальный объемный расход  $k$ -го гидроаппарата или гидроустройства;  $\Delta p_{nom,k}$  - потери давления на  $k$ -м гидроаппарате или гидроустройстве при номинальном расходе  $Q_{nom,k}$ ;  $\rho_l, \mu_l$  - плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости;  $\xi_{lr,k}$  - безразмерный коэффициент  $k$ -го местного сопротивления;  $d_{hl,k}, l_{hl,k}$  - внутренний диаметр и длина  $k$ -й гидролинии;  $a_{hd}, b_{hd}$  - коэффициенты аппроксимации графика потери давления в гидрораспределителе от проходящего расхода рабочей жидкости степенной функций;  $N_{hl,m}^{(l)}, N_{hl,m}^{(t)}$  - число гидролиний в пределах  $m$ -го участка гидросистемы с ламинарным и турбулентным режимом течения.

Перепад давления на  $k$ -м регулируемом дросселе может быть выражен как

$$R_{dk} = k_{th,k} Q_k^2,$$

причем коэффициент дросселирования  $k_{th}$  для дроссельно-регулируемых гидроприводов является переменным во времени (или переменным в зависимости от величины смещения подвижного элемента гидродвигателя).

При формулировке задачи Коши интегрирования дифференциального уравнения движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры необходимо знание гидродинамических параметров гидропривода в начальный момент времени.

В начальный момент времени  $\tau = 0$  объемный расход рабочей жидкости на выходе насоса определяется законом изменения час-

тоты вращения приводного вала насоса  $n_{pump}(\tau)$  [11, 14]. Так как процесс установки концевой опоры не является критически важным для эксплуатации канатной дороги, то отсутствует необходимость дополнительно в частотном регулировании гидропривода. Частота вращения приводного вала насоса устанавливается постоянной, т.е.  $n_{pump}(\tau) = n_{pump} = const$ . Этой частоте соответствует начальная подача насоса  $Q_p(\tau = 0)$ , определяемая выражением:

$$Q_1(\tau = 0) = Q_p(\tau = 0) = V_0 n_{pump}. \quad (13)$$

Расходы рабочей жидкости перед напорным клапаном  $Q_2^-(\tau = 0)$  и через открытый напорный клапан  $\Delta Q_v(\tau = 0)$  определяются как

$$Q_2^-(\tau = 0) = \Delta Q_v(\tau = 0) = Q_1(\tau = 0), \quad (14)$$

а за напорным клапаном расходы

$$Q_3 = Q_4 = Q_5 = 0.$$

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия напорного предохранительного клапана  $p = f_v(\Delta Q_v)$ , т.е.

$$p_2(\tau = 0) = f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)). \quad (15)$$

Для выражения статической характеристики открытия предохранительного клапана  $p = f_v(\Delta Q_v)$  в уравнении (15) целесообразно использовать аналитические выражения, предложенные в [10, 17] для напорных клапанов прямого и непрямого действия.

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в характерной точке 1 будет определяться с учетом потери давления  $R_1\{Q(\tau = 0)\}$  на участке напорной части гидросистемы между характерными точками 1 и 2 (на участке между выходом насоса и местом установки напорного клапана):

$$p_1(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) + R_1\{Q_1(\tau = 0)\}. \quad (16)$$

Давление рабочей жидкости в других характерных точках напорной части гидросистемы согласно закону Паскаля определяется следующим выражением:

$$p_3(\tau = 0) = p_4(\tau = 0) = p_5(\tau = 0) = p_2(\tau = 0); \quad (17)$$

Давление рабочей жидкости в характерных точках сливной части гидросистемы согласно закону Паскаля будет составлять

$$p_6(\tau = 0) = p_7(\tau = 0) = p_8(\tau = 0) = p_0(\tau = 0) = 0, \quad (18)$$

а объемные расходы рабочей жидкости –

$$Q_6(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = 0. \quad (19)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциального уравнения движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры (8) должно выполняться в следующей последовательности:

1) определение объемной подачи насоса  $Q_1(\tau = 0)$  в характерной точке 1 по зависимости (13);

2) вычисление гидравлических параметров  $p_2(\tau = 0)$  и  $Q_2^-(\tau = 0)$  в характерной точке 2 и расхода через напорный клапан  $\Delta Q_v(\tau = 0)$  с помощью соотношений (14) и (15);

3) вычисление давления  $p_1(\tau = 0)$  на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (16);

4) задание гидравлических параметров  $p_j(\tau = 0)$  и  $Q_j(\tau = 0)$  во всех остальных  $j$ -х характерных точках с помощью соотношений (17) - (19).

Решение дифференциального уравнения (8) в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [22] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости  $Q_{hc}(\tau)$ , поступающий в напорную полость гидроцилиндра.

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход  $Q_5 = Q_{inp}$  не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_5 = Q_{inp} \leq Q_1 = V_0 n_{pump}. \quad (20)$$

Если ограничение (20) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения  $Q_5 = Q_1$ .

В этом случае расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан, установленный в характерной точке 2, будет

равен  $\Delta Q_v = 0$ , т.е. клапан не будет оказывать влияния на выходные гидравлические параметры насоса в точке 1. Таким образом, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках напорной части гидросистемы:

$$Q_4 = Q_3 = Q_2^+ = Q_2^- = Q_1.$$

В сливной части гидросистемы объемные расходы определяются следующими зависимостями:

$$Q_6 = Q_7 = Q_8 = Q_0 = k_A Q_1,$$

где  $k_A = A_{out} / A_{inp}$  - коэффициент отношения площадей поршня в соседних полостях гидроцилиндра.

Давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы определяются следующими зависимостями:

$$p_2 = p_1 - R_1\{Q_1\}; \quad p_3 = p_2 - R_2\{Q_1\}; \\ p_4 = p_3 - R_{d1}\{Q_1\}; \quad p_5 = p_4 - R_3\{Q_1\};$$

$$\frac{1}{n_{hc} \eta_{hc} A_{inp}} \left[ \frac{M_{red}(Q_1 - \Delta Q_v)}{A_{inp} \Delta \tau} + F_{ol} + F_{br} \right] + R_2\{Q_1 - \Delta Q_v\} + R_3\{Q_1 - \Delta Q_v\} + R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\} + k_A [p_0 + R_4\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + R_5\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + R_{d2}\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + ] - f_v(\Delta Q_v) = 0,$$

где  $\Delta \tau$  - временной шаг интегрирования дифференциального уравнения (8).

Таким образом, объемные расходы в характерных точках гидросистемы будут определяться зависимостями

$$Q_2^- = Q_1 = V_0 n_{pump};$$

$$Q_2^+ = Q_3 = Q_4 = Q_5 = Q_1 - \Delta Q_v;$$

$$Q_6 = Q_7 = Q_8 = Q_0 = k_A(Q_1 - \Delta Q_v),$$

а давления – зависимостями

$$p_2 = f_v(\Delta Q_v); \quad p_3 = p_2 - R_2\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_4 = p_3 - R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_5 = p_4 - R_3\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_0 = 0; \quad p_8 = R_5\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\};$$

$$p_7 = p_8 + R_{d2}\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\};$$

$$p_6 = p_7 + R_4\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\}.$$

Перепад давлений рабочей жидкости на поршне гидроцилиндра составляет

$$\Delta p_{hc} = p_{inp} - p_{out} = p_5 - p_6.$$

$$p_0 = 0; \quad p_8 = p_0 + R_5\{k_A Q_1\};$$

$$p_7 = p_8 + R_{d2}\{k_A Q_1\}; \quad p_6 = p_7 + R_4\{k_A Q_1\}.$$

В том случае, когда полученное в результате решения уравнения раздельного движения звена значение объемного расхода рабочей жидкости  $Q_5$  в характерной точке 5 составляет  $Q_5 < Q_1$ , расход через напорный предохранительный клапан  $\Delta Q_v \neq 0$  и требуется учет его влияния на формирование гидравлических параметров в напорной части гидросистемы. Величина расхода  $\Delta Q_v$  определяется путем согласования величины давления  $p_2$ , определенного в соответствии с условием открытия напорного клапана (15) и действия внешних эксплуатационных нагрузок в соответствии с дифференциальным уравнением (8). Это требует решения относительно искомого значения  $\Delta Q_v$  нелинейного алгебраического уравнения вида

## 6. Заключение

Представленные в данном исследовании математическая модель, позволяющая моделировать протекание гидродинамических процессов в гидроприводе механизма установки концевой опоры из исходного транспортное положение в требуемое рабочее положение и устанавливать их взаимосвязи с кинематическими и силовыми характеристиками самой концевой опоры является одним из практических инструментов, который целесообразно использовать при проектировании основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

Дроссельное регулирование гидропривода механизма установки концевой опоры позволяет достаточно эффективно и гибко управлять его работой, обеспечивая необходимые скоростные характеристики подъема концевой опоры. Практика использования

гидравлических приводов с дроссельным регулированием применительно к различным технологическим машинам и оборудованию показывает, что наряду с рассмотренной в данной статье схемой установки регулируемых дросселей последовательно с силовым подъемным гидроцилиндром также применяется альтернативный вариант – схема установки регулируемого дросселя параллельно гидроцилиндру. Поэтому как возможное направление дальнейших исследований можно рассматривать работу по моделиро-

ванию рабочих гидродинамических параметров гидропривода механизма установки концевой опоры мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, а также кинематических и силовых параметров самой концевой опоры в процессе ее установки применительно к схеме параллельной установки гидроцилиндра и регулируемого дросселя с целью последующего сравнительного анализа полученных результатов и разработки рекомендаций по проектированию.

### Список литературы

1. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.

2. Rolenc O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations. *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*. 2021. Т. 11. № 5. С. 1772-1779.

3. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10/5281/zenodo/1311913.

4. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин / Под общ. ред. А.И. Дукельского. М.-Л.: Mashgiz, 1957. 181 с.

5. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.

6. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. 210 с.

7. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 38-60. DOI:

### References

1. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)

2. Rolenc O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations. *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*, 2021, Vol.11, No.5, pp. 1772-1779.

3. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: [10.5281/zenodo.3551132](https://doi.org/10.5281/zenodo.3551132) (In Russian)

4. *Voprosy teorii i rascheta podmno-transportnykh mashin* [Questions of theory and calculation of lifting and transport machines]. Dukelskiy A.I. (Ed). Moscow-Leningrad, Mashgiz, 1957. 181 p. (In Russian)

5. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)

6. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi*.



10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60.

8. Пат. 200827 Рос. Федерация: МПК<sup>7</sup> В61В 7/06. Самоходная концевая станция / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2020117118; заявл. 12.05.2020; опубл. 12.11.2020, Бюл. № 32. 2 с.

9. Лагерев И.А., Таричко В.И., Лагерев А.В. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

10. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №4. С. 355-379. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379.

11. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480.

12. Теория механизмов / Под ред. В.А. Гавриленко. М.: Высшая школа, 1973. 511 с.

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. (2022) Kinematic and Force Analysis of the End Tower Positioning Mechanism at Mobile Ropeway. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. DOI: [10.1007/978-3-030-85230-6\\_46](https://doi.org/10.1007/978-3-030-85230-6_46)

14. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2021. 204 с. DOI: [10.5281/zenodo.6044972](https://doi.org/10.5281/zenodo.6044972)

*Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)

7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. A general approach to the creation of digital twins of mobile ropeways based on mobile transport and reloading rope units. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60 (In Russian)

8. Patent RU 200827, В61В 7/06. *Samokhodnaya kontsevnaya stantsiya* [Self-propelled terminal station]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 12.05.2020. Published 12.11.2020. (In Russian)

9. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403 (In Russian)

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379> (In Russian)

11. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In Russian)

12. *Teoriya mekhanizmov* [Theory of mechanisms]. Gavrilenco V.A. (Ed). Moscow, Vysshaya shkola, 1973. 511 p.

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Kinematic and Force Analysis of the End Tower Positioning Mechanism at Mobile Ropeway. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R.

15. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. 578 с.
16. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.
17. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск: РИО БГУ, 2019. 201 с. DOI: 10.5281/zenodo.3268490.
18. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
19. Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
20. Лагереv А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. 232 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311892
21. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: 10.5281/zenodo.1294622
22. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831 с.
- (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2022. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-85230-6\_46
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Modeling of working processes of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2021. 204 p. DOI: 10.5281/zenodo.6044972. (In Russian)
15. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politekhnicheskii institut, 2007. 578 p. (In Russian)
16. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for passenger ropeways and funiculars"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2014. (In Russian)
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. DOI: 10.5281/zenodo.3268490 (In Russian)
18. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)
19. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of

- † mashine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)
- † 20. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet, 2006. 232 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311892 (In Russian)
- † 21. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnolo-gicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: 10.5281/zenodo.1294622 (In Russian)
- † 22. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review.* McGraw-Hill Company, 1968.