

К ВОПРОСУ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СТАТИКИ И ДИНАМИКИ ШАГАЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Королев И.А.

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург

Ключевые слова: железомарганцевые конкреции, твердые полезные ископаемые, подводная добыча, подводный горнодобывающий комплекс, шагающая машина, рабочий орган горной машины, смещение центра масс.

Аннотация. Разведка и разработка подводных месторождений твердых полезных ископаемых требует создания специального горного оборудования, в частности, донных агрегатов, несущих на себе добычные рабочие органы различных типов и способные перемещаться в сложных горно-геологических условиях морского дна. В работе рассмотрена двухопорная шагающая установка, принцип действия которой основан на смещении центра масс системы подвижным противовесом. Исследование посвящено разработке динамической модели шагающей установки для подводной добычи твердых полезных ископаемых с целью определения закона движения добычного комплекса в условиях водной среды под действием заданных внешних сил. Рассмотрены средства для перемещения рабочих органов горных машин по морскому дну, технология работы шагающей установки основана на смещении центра масс путем подвижного противовеса, представлена ее конструкция. Зависимость силы тяжести противовеса удовлетворяет условию движения машины. Рассмотрена стабильность процесса шагания машины путем обеспечения правильного выбора массы противовеса.

TO THE ISSUE SOLUTIONS TO THE PROBLEM OF OPTIMIZATION OF GEOMETRIC AND FORCE PARAMETERS IN THE STUDY OF THE STATICS AND DYNAMICS OF A WALKING MACHINE

Korolyov I.A.

Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg

Keywords: ferromanganese nodules, solid minerals, subsea extraction, subsea production complex, walking machine, mining working body, the displacement of the center of mass.

Abstract. The exploration and development of bottom mineral deposits requires the creation of special underwater mining equipment. In particular, bottom units that carry mining working bodies of various types and are able to move in complex mining and geological conditions of the seabed. This research considers a two-support walking installation, the principle of operation of which is based on the displacement of the center of mass of the system by a movable counterweight. The study is devoted to the development of a dynamic model of a walking installation for underwater extraction of solid minerals in order to determine the law of motion of the mining complex in an aquatic environment under the action of specified external forces. The article deals with the means for moving the mining workers of seabed, the technological walking machine working by the displacement of the center of mass by way of a movable counterweight, and its construction are given. The dependence of the gravity of the counterweight satisfies the condition of the machine's movement. The issues of the stability of the machine's movement and conditions of use extraction technology are shown.

Введение. Современная мировая экономика, обладающая ресурсным потенциалом, в условиях ограниченности и постепенной истощаемости континентальных запасов твердых полезных ископаемых (далее – ТПИ) все в большей степени претерпевает переориентацию на комплексное освоение ресурсов Мирового океана и дальнейшего планомерного развития морской энергетики. Экономическое обоснование снижения себестоимости разработки подводных месторождений обусловлено отсутствием необходимости проведения вскрышных работ, строительства отвалов, исключением из технологических цепочек процессов этапов разведочных и буровзрывных работ, а также характерно продолжающееся накопление и воспроизведение минеральных ресурсов при добыче. Большинство исследуемых технологий

добычи полезных ископаемых при проведении подводных работ основаны на необходимости валовой выемки всего материала (как полезного ископаемого, так и пустой породы, которая является вмещающей средой полезного компонента). Критическим фактором для выбора способа разработки является физическое состояние материала (табл. 1).

Табл. 1. Классификация ТПИ в зависимости от физического состояния

Физическое состояние	Группа	Основные компоненты
Несвязные	Россыпи	Платиновая группа, рутил, циркон, магнетит, хромит
Отдельности	Конкреции	Фосфоритовые, железомарганцевые, окатыши
Глинистые	Океанические глины	Красная глина
Илистые	Металлоносные илы	Илы, содержащие медь, цинк, ртуть, алюминий, свинец
	Кремнистые илы	Радиоляриевые, диатомовые
	Известковые	Глобигериновые, кокколитовые

Оценка запасов минеральных ресурсов определяет первостепенное значение процесса промышленной разработки месторождений полиметаллических конкреций с преобладающей концентрацией марганца и железа (далее - ЖМК), а также меди, кобальта и никеля в прибрежной шельфовой зоне при полном отсутствии или недостаточном количестве подобных месторождений в материковой части [1-5]. Непрерывный характер работы металлургической промышленности Российской Федерации определяет устойчивую потребность в марганцевом сырье для процессов раскисления, обессеривания и легирования сталей на основе добавления марганцево-содержащих ферросплавов. Отдаленность месторождений в приэкваториальной части Северо-Восточной котловины Тихого океана как одного (при глубине залегания на уровне 4000-6000 метров) приводит к затруднениям в организации не только разработки, но и в транспортировании ЖМК. Шельфовые месторождения ЖМК в пределах Северного Ледовитого океана (акватория морей Арктики) аналогично создают определенные технологические сложности, что предопределяет возможность добычи в Балтийском, Баренцевом, Карском и Белом морях, а также в акватории Финского залива – залежи классифицируются как горизонтальные россыпные месторождения поверхностного расположения без покрывающих пород. Основная часть конкреций (до 90%) сосредоточена в верхнем 10-15 сантиметровом слое при общей мощности рудоносного слоя в 50 см, малой прочности в 100 кПа, средней плотности ЖМК около 1600 кг/м³ и среднем содержании более 1200 т горной массы на 1 м³.

Освоение новых шельфовых и морских месторождений, поддержание и увеличение уровня добычи уже действующих приводит к необходимости системного подхода в области разработки комплексных решений для уменьшения затрат, повышения производительности добычных комплексов, а также в рамках оптимизации итоговых данных промышленных испытаний на соответствие техническим условиям и системной интеграции с точки зрения вопросов охраны труда, окружающей среды и техники безопасности. Физические и гидрофизические процессы, соответствующие основным технологическим операциям добычи-обогащения, протекают при условии обеспечения рационального использования горной массы и безаварийности ведения горных работ с учетом специфики применяемых образцов техники и особой технология разработки рыхлых отложений шельфа. Подводные горные работы могут быть осуществлены по шадящим технологиям с селективной отработкой продуктовой толщи конкрециеносной залежи для исключения выемки общего объема залежи ЖМК, что позволяет минимизировать отходы при добыче и первичной переработке при утилизации в качестве строительных горных пород.

Материалы и методы исследований. Зависимость применяемых методов добычи от интенсивно изменяющихся климатических условий существенно снижает эффективность

эксплуатируемых комплексов ввиду необходимости обеспечения постоянства контакта добычного органа с подводным забоем, что приводит к потенциальному ухудшению качества отработки месторождения при невозможности непрерывного наблюдения за ходом выполнения работ под водой. Процессы изучения и промышленного освоения минеральных ресурсов морского дна непрерывно связаны с текущим уровнем развития соответствующих технических средств – комплексов подводного горного оборудования, основой которых являются донные агрегаты, несущие на себе добычные и геологоразведочные исполнительные органы в виде всасывающих наконечников, рыхлителей, ковшей и скреперов, а также драгирующих устройств и эрлифтных головок. Систематизация типов оборудования, применяемого и проектируемого для использования в процессе подводной добычи полезных ископаемых, базируется на видах энергии, используемой для выемки или транспортировки горной массы (табл. 2).

Табл. 2. Оборудование для подводной добычи с точки зрения используемой энергии

Тип механизма	Группы оборудования	
	Выемка	Транспортирование
Снаряды и драги (многочерпаковые)	Механические	Механические
Снаряды и драги (грейферные)		
Скреперные драги		
Драглайны		
Скреперно-канатные установки		
Штанговые снаряды		
Прицепные скреперы		
Самоходные аппараты	Механогидравлические	Гидравлические
Землесосные снаряды		
Эжекторные снаряды		
Снаряды и драги с гидравлическими рыхлителями	Гидравлические	Воздушные
Драги гидравлические		
Эрлифты		

При этом процесс выемки горной массы из подводного забоя отличается малой несущей способностью осадков около $0,07 \text{ кг/м}^2$ (характерно и для шельфовых морей), что определяет целесообразность использования добычных комплексов для разработки залежей на полную мощность одним уступом. Приоритетным способом отработки подводных месторождений ЖМК является схема отработки параллельными продольными и поперечными траншеями во избежание цикличности подъема и опускания добычных средств на одной точке опоры для увеличения длительности цикла работ и сведения потерь горной массы до минимума [6].

Традиционные типы движителей для подводных добычных комплексов (колесные, гусеничные, шнековые) ограничены в применении рядом недостатков, таких как высокая металлоемкость, необходимая для достижения сцепления с грунтом, повышенная износостойкость элементов хода, невозможность адаптации к неровностям рельефа на дне водоема. Эффективность ведения добычных работ обуславливается возможностью перемещения к новым участкам обрабатываемого месторождения автоматически в заданном режиме без применения систем удаленного управления циклом добычи-перемещения с возможностью коррекции при условии изменения горно-геологической обстановки (физико-механических характеристик горной массы, содержания полезного компонента в породе) [7]. Анализ известных способов передвижения показал перспективность применения шагающих движителей, позволяющих вести работу в широком технологическом диапазоне [8, 9]. В исследовании предложена конструкция технологической шагающей машины, принцип действия которой основан на смещении центра масс установки подвижным противовесом.

Процесс движения машины подчинен условиям эксплуатации и технологии ведения работ на морском дне. Шагающее устройство для подводной добычи полезных ископаемых включает несущую ферму, установленную на двух опорах, рабочий орган и противовес, размещенный внутри фермы и приводимый в движение асинхронным двигателем [10, 11]. Повышение устойчивости устройства в пространстве при наличии различных неровностей на поверхности морского дна достигается за счет применения адаптивных опор – телескопических штанг, выполненных в виде цилиндров, жестко связанных с платформами, внутри которых размещены штоки, с присоединенными к ним на одном конце поршнями с переливными отверстиями, а на другом - шарнирно соединенные с опорными башмаками [12]. Платформы снабжены осевыми сильфонами с рабочей жидкостью и клапанами двойного действия, посредством маслопроводов, связанных с цилиндрами (рис. 1).

Для определения несущей способности грунтов при расчетах и платформ, и шагающего устройства, использовано уравнение Терцаги:

$$Q_{\text{ГР}} = cN + \gamma l_{\text{ГР}},$$

где $Q_{\text{ГР}}$ – несущая способность грунта, c – среднее сопротивление сдвигу под опорой, N – безразмерный коэффициент, γ – удельный вес грунта в воде, $l_{\text{ГР}}$ – заглубление опоры в грунте.

Для цилиндрических форм основания опор коэффициент может быть определен по эмпирической зависимости (формула Скемптона):

$$N = 6(1 + 0,2l_{\text{ГР}}/d),$$

где d – диаметр оконечности опоры.

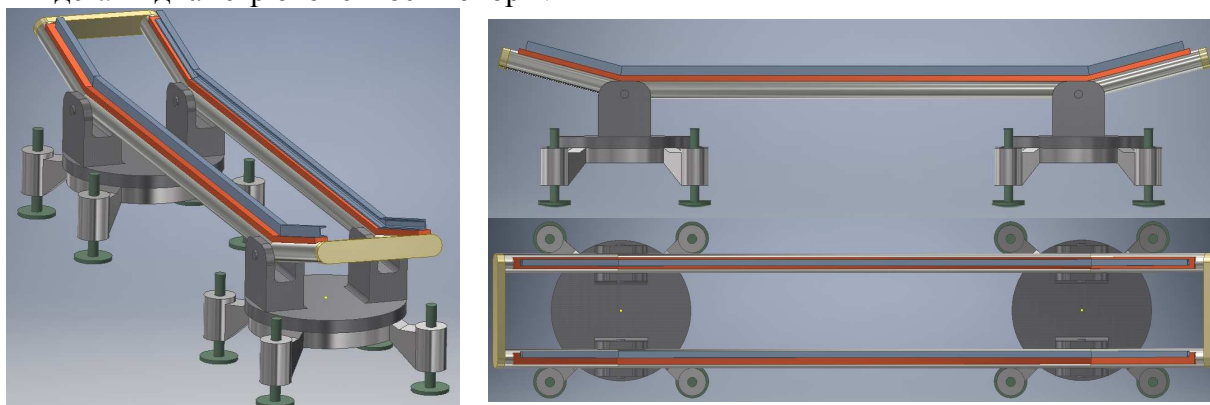


Рис. 1. Шагающая установка комплекса добыче твердых полезных ископаемых морского дна

Для проникновения опоры в грунт на глубину $l_{\text{ГР}}$ необходимо прикладывать нагрузку:

$$P = Q_{\text{ГР}}S = S(cN + l_{\text{ГР}}/d); l_{\text{ГР}} = \frac{P - ScN}{\gamma S}; l_{\text{ГР}} = \frac{1,27D}{\gamma d^2 n} - \frac{c}{\gamma} N.$$

где S - площадь сечения опоры.

При проектировании добычных шагающих установок необходимо решить задачу оптимизации массы фермы и противовеса, обеспечивающих шагание, и общего габарита установки [13]. Расчетная схема установки представлена на рисунке 2. Основными положениями данной схемы являются шагание за счет перемещения центра масс установки, стремление к эффективному использованию габарита по длине и рациональное сочетание массы фермы и массы противовеса.

Для перемещения фермы в новое рабочее положение, тяговая тележка с противовесом перемещается на левую или правую консоль, создавая поворотный момент относительно точек опоры фермы A или B . При исследовании зависимостей силы тяжести тяговой тележки с противовесом P от силы тяжести распределенной нагрузки q , длины горизонтального участка L и длины консолей K , рассматривается момент равновесия при

равенстве нулю одной из реакций в точках A или B (опоры фермы). Уравнение равновесия принимает вид:

$$Pk + 0,5k^2q = 0,5qL^2 + kq(L + 0,5k); P = qL(0,5L + k)/k.$$

Сила тяжести всей установки определяется из выражения:

$$G_0 = (L + 2k)q + P = (k^2 + 2k + 0,5)/k.$$

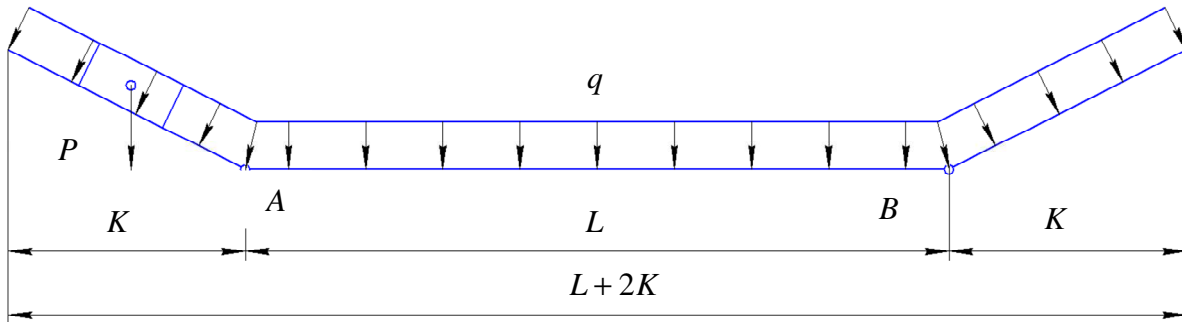


Рис. 2. Схема к расчету статических параметров шагания

Теоретический учет сопротивления движению в воде и влияния подводных течений при исследовании процесса шагания представляет значительные трудности, первичная динамическая модель основана на исследовании процесса шагания в воздушной среде. Шагающая установка с приложенными к ней внешними силами опирается на одну из опор, несущая рама поворачивается в вертикальной плоскости вокруг неподвижной точки A на угол φ (рис. 3). Поворот происходит за счет избыточного момента силы тяжести массы M , движущейся с постоянной скоростью v .

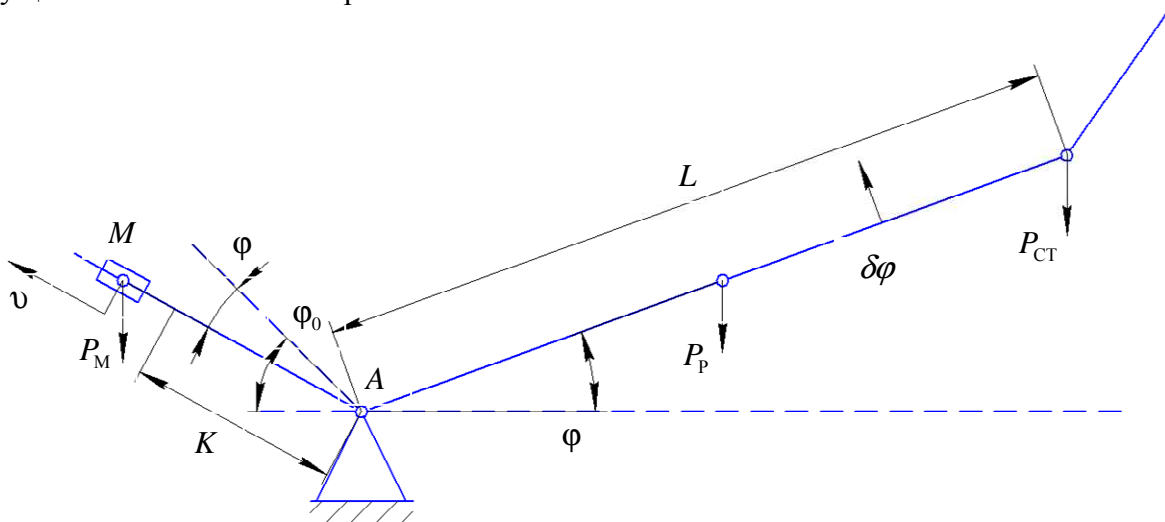


Рис. 3. Схема к расчету динамических параметров шагания

Движение системы описывается уравнением Лагранжа [14]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad (1)$$

где Q_{φ} – обобщенная сила, соответствующая углу φ , T – кинетическая энергия системы.

$$T = T_p + T_{CT} + T_M,$$

где T_p – кинетическая энергия несущей рамы, T_{CT} – кинетическая энергия опорного стола, T_M – кинетическая энергия подвижной массы.

$$T_p = J_p \omega^2 / 2, T_{CT} = mL^2 \omega^2 / 2, T_M = Mu^2 / 2,$$

где J_p – момент инерции несущей рамы относительно точки вращения, m – масса опорного стола, L – длина рабочего участка несущей рамы, M – масса подвижной части, ω – угловая скорость вращения несущей рамы, u – абсолютная скорость подвижной массы.

Исходя из теоремы сложения скоростей при составном движении точки:

$$u^2 = v_{\Gamma}^2 + v_e^2, \quad v_e = \omega v t + \omega k, \quad v_{\Gamma} = v,$$

где v_{Γ} – относительная скорость движения подвижной массы вдоль несущей рамы, v_e – переносная скорость вместе с несущей рамой.

Следовательно, кинетическая энергия подвижной массы равна:

$$T_M = 0,5M(v^2 + \omega^2 v^2 t + 2\omega^2 v t k + \omega^2 k^2).$$

Введем обозначения:

$$J_p + mL^2 + Mk^2 = a; \quad 2Mvk = b; \quad Mv^2 = c.$$

Общая кинетическая энергия системы:

$$T = a\omega^2/2 + c/2 + c\omega^2 t^2/2 + b\omega^2 t/2.$$

При $\omega = \dot{\varphi}$ $\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \dot{\varphi}(a + bt + ct^2)$ и, следовательно:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = (a + bt + ct^2)\ddot{\varphi} + (b + 2ct)\dot{\varphi}.$$

При равенстве частной производной $\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}$ нулю величина обобщенной силы Q_{φ}

определяется из выражения:

$$(a + bt + ct^2)\ddot{\varphi} + (b + 2ct)\dot{\varphi} = Q_{\varphi}.$$

Сумма работ всех внешних сил при малом возможном перемещении системы $\delta\varphi$ может быть определена через потенциальную энергию системы при повороте рамы на угол φ :

$$\Pi = P_p \frac{L}{2} \sin \varphi + P_{CT} L \sin \varphi - P_M (vt + k) [\sin \varphi_0 - \sin(\varphi_0 - \varphi)];$$

$$Q_{\varphi} \delta\varphi = -\delta\Pi = -\frac{\delta\Pi}{\delta\varphi} \delta\varphi;$$

$$Q_{\varphi} = -\frac{\delta\Pi}{\delta\varphi} = P_M (vt + k) \cos(\varphi_0 - \varphi) - (P_p \frac{L}{2} + P_{CT} L) \cos \varphi,$$

где P_p , P_{CT} и P_M – вес рамы, опорного стола и подвижной массы соответственно.

С учетом обозначений $P_M v = \theta$, $P_M k = v$ и $P_p \frac{L}{2} + P_{CT} L = p$:

$$Q_{\varphi} = \cos(\varphi_0 - \varphi)(\theta t + v) - p \cos \varphi.$$

Решая уравнение (1) относительно $\ddot{\varphi}$:

$$\ddot{\varphi} = \frac{(\theta t + v) \cos(\varphi_0 - \varphi) - p \cos \varphi}{a + bt + ct^2} - \frac{2ct + b}{a + bt + ct^2} \dot{\varphi}. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) получено в виде разложения в ряд Тэйлора при $t = 0$:

$$\varphi = \varphi(0) + \frac{\dot{\varphi}(0)}{1!} t + \frac{\ddot{\varphi}(0)}{2!} t^2 + \frac{\ddot{\ddot{\varphi}}}{3!} t^3 + \dots$$

В момент начала движения при $t = 0$ рама неподвижна, поэтому $\varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = 0$. Значение второй производной $\ddot{\varphi}(0)$ определяется из выражения:

$$\ddot{\varphi}(0) = \frac{v \cos \varphi_0 - p}{a}.$$

Таким образом, зависимость угла поворота несущей рамы от времени:

$$\ddot{\varphi}(0) = \frac{1}{a^2} [(a\theta - 2vb) \cos \varphi_0 + 2bp];$$

$$\varphi(t) = \frac{1}{2a} (v \cos \varphi_0 - p)t^2 + \frac{1}{6a^2} [(a\theta - 2vb) \cos \varphi_0 + 2bp]t^3.$$

Параметры системы выбираются таким образом, чтобы в момент начала движения несущая рама была статически уравновешена ($\ddot{\varphi}(0) = 0$).

При $v \cos \varphi_0 = p$ вес подвижной массы определяется из выражения:

$$P_M = \frac{L}{k \cos \varphi_0} (0,5P_p + P_{CT}). \quad (3)$$

Уравнение (3) позволяет определить вес подвижного груза в случае статически уравновешенной рамы в начальный момент движения.

При замене $\eta = \frac{1}{6a^2} [(a\theta - 2vb) \cos \varphi_0 + 2bp]$ угловая координата φ , скорость ω и ускорение ε определяются как:

$$\varphi = \eta t^3, \quad \omega = 3\eta t^2, \quad \varepsilon = 6\eta t.$$

Соответствующие зависимости для типоразмеров несущей рамы $L = 25$ м с погонной плотностью $q = 4$ кН/м, $k = 0,5$, $\varphi_0 = 10^\circ$, $P_M = 0,1qL$ и $L = 50$ м с погонной плотностью $q = 7$ кН/м, $k = 0,5$, $\varphi_0 = 7^\circ$, $P_M = 0,1qL$ для различных значений скорости груза.

При изучении процесса шагания в воде следует учитывать влияние среды на процесс поворота несущей рамы. В уравнение Лагранжа необходимо ввести:

- 1) затраты кинетической энергии на возмущение среды отдельными элементами конструкции во вращательном и поступательном движениях;
- 2) сопротивление повороту в среде и сопротивление от подводных течений.

Во вращательном движении дополнительная кинематическая энергия учитывается присоединенным моментом инерции λ_{JP} поворачивающихся частей, в поступательном – присоединительными массами λ_M и λ_{CT} . Следовательно, кинетическая энергия системы будет определяться как:

$$T' = T'_p + T'_{CT} + T'_M;$$

$$T'_p = \frac{(J_p + \lambda_{JP})\omega^2}{2}; \quad T'_{CT} = \frac{(m + J_{CT})\omega^2 L^2}{2};$$

$$T'_M = 0,5(M + \lambda_M)(v^2 + \omega^2 v^2 t^2 + 2\omega^2 v t k + \omega^2 k^2).$$

При заменах $J_p + \lambda_{JP} + (m + \lambda_{CT})L^2 + (M + \lambda_M)k^2 = a_1$; $2(M + \lambda_M)vk = b_1$ и $(M + \lambda_M)v^2 = c_1$ левая часть уравнения Лагранжа преобразуется следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = (a_1 + b_1 t + c_1 t^2) \ddot{\varphi} + (2c_1 t + b_1) \dot{\varphi}.$$

Обобщенная сила Q_φ определяется как сумма моментов всех сил относительно точки A с учетом сил лобового сопротивления от течения вдоль несущей рамы:

$$Q_\varphi = (\theta t + v) \cos(\varphi_0 - \varphi) - p \cos \varphi - M_{Л} - M_T,$$

где $M_{Л}$ - момент лобового сопротивления, для условия движения жидкости с малой скоростью приближенно определяется пропорционально скорости угловой рамы $M_{Л} \approx \varepsilon \omega$.

Момент сил продольного течения приближенно принимается в виде:

$$M_T = g_T \sin \varphi + h_T,$$

где g_T и h_T - коэффициенты, линейно зависящие от скорости продольного течения.

Таким образом, уравнение Лагранжа для условий процесса шагания в водной среде приобретает вид:

$$(a_1 + b_1 t + c_1 t^2) \ddot{\varphi} + (2c_1 t + b_1) \dot{\varphi} = (\theta t + v) \cos(\varphi_0 - \varphi) - p \cos \varphi - e \dot{\varphi} - g_T \sin \varphi - h_T; \\ \ddot{\varphi} = \frac{(\theta t + v) \cos(\varphi_0 - \varphi) - p \cos \varphi - g_T \sin \varphi - h_T}{a_1 + b_1 t + c_1 t^2} - \frac{(2c_1 t + b_1 + e) \dot{\varphi}}{a_1 + b_1 t + c_1 t^2}. \quad (4)$$

Решение уравнения (4) в виде разложения в ряд Тейлора при $t = 0$, $\varphi = 0$ и $\dot{\varphi} = 0$:

$$\ddot{\varphi}(0) = \frac{v \cos \varphi_0 - p - h_T}{a_1}; \quad \ddot{\varphi}(0) = \frac{1}{a_1^2} [\cos \varphi_0 (a_1 \theta - 2v b_1 - v e) + (p + h_T)(2b_1 + e)].$$

Итоговые зависимости получены в предположении, что коэффициенты g_T и h_T , определяющие момент от сил продольного течения, не зависят от времени. Зависимость для угла поворота рамы приближенно равно:

$$\varphi(t) = \frac{1}{2a_1} (v \cos \varphi_0 - p - h_T) t^2 + \frac{1}{6a_1} t^3 [\cos \varphi_0 (a_1 \theta - 2v b_1 - v e) + (p + h_T)(2b_1 + e)].$$

Соответственно, угловая скорость и угловое ускорение будут определяться следующим образом:

$$\omega = \dot{\varphi}(t) = \frac{1}{a_1} (v \cos \varphi_0 - p - h_T) t + \frac{1}{2a_1} t^2 [\cos \varphi_0 (a_1 \theta - 2v b_1 - v e) + (p + h_T)(2b_1 + e)]; \\ \varepsilon = \ddot{\varphi}(t) = \frac{1}{a_1} (v \cos \varphi_0 - p - h_T) + \frac{1}{a_1} t [\cos \varphi_0 (a_1 \theta - 2v b_1 - v e) + (p + h_T)(2b_1 + e)].$$

Результаты. Условия статического уравнивания рамы в начальный момент недостаточно для начала движения, если учитывать фактор наличия продольного течения, поскольку в момент начала шагания должно выполняться дополнительное условие:

$$v \cos \varphi_0 - p > h_T.$$

Исходя из полученных зависимостей, можно сделать вывод, что для однотипных шагающих установок сила тяжести противовеса, сила тяжести установки и общая дина зависят от длины консоли. Расчеты проведены для трех типоразмеров шагающих установок с длиной горизонтального участка фермы $L_1 = 16$ м, $L_2 = 25$ м и $L_3 = 50$. Распределенная нагрузка от силы тяжести фермы q соответственно равна 2,5 кН, 4 кН и 7 кН. Сила тяжести тяговой тележки с противовесом равна:

$$P_1 = q L(0,5L + K)/K = 80 \text{ кН}; \quad P_2 = q L(0,5L + K)/K = 200 \text{ кН};$$

$$P_1 = q L(0,5L + K)/K = 700 \text{ кН}.$$

Удельная сила тяжести противовеса для шагающих машин при длине рабочего участка несущей рамы L будет зависеть, в основном, от коэффициента консоли $\alpha_k = K/L$. Величины P , $(L + 2K)$ и G_0 в зависимости от длины консоли, взятой как часть длины горизонтального участка фермы представлены в таблице 3.

Табл. 3. Геометрические параметры шагающей установки

K/L	P	$L + 2K$	G_0
0,1	6,0	1,2	7,2
0,2	3,5	1,4	4,9
0,3	2,67	1,6	4,27
0,4	2,25	1,8	4,05
0,5	2,0	2,0	4,0
0,6	1,83	2,2	4,03
0,7	1,71	2,4	4,11
0,8	1,63	2,6	4,23
0,9	1,56	2,8	4,36
1,0	1,5	3,0	4,5

Анализ данных показывает, что при $K/L \rightarrow 0$, $P \rightarrow \infty$, $G_0 \rightarrow \infty$, при возрастании коэффициента консоли α_k значение G_0 падает от минимума при $K/L = 0,5$, затем возрастает. Рациональное значение K/L определяется в месте перегиба кривой $G_0 = f(K)$.

График зависимости изменения удельной силы тяжести противовеса построен при изменении коэффициента консоли в пределах $(0,1 \div 1,0)$. В качестве критериев сравнения выбраны длины несущей рамы L (16, 25 и 50 метров) (рис. 4).

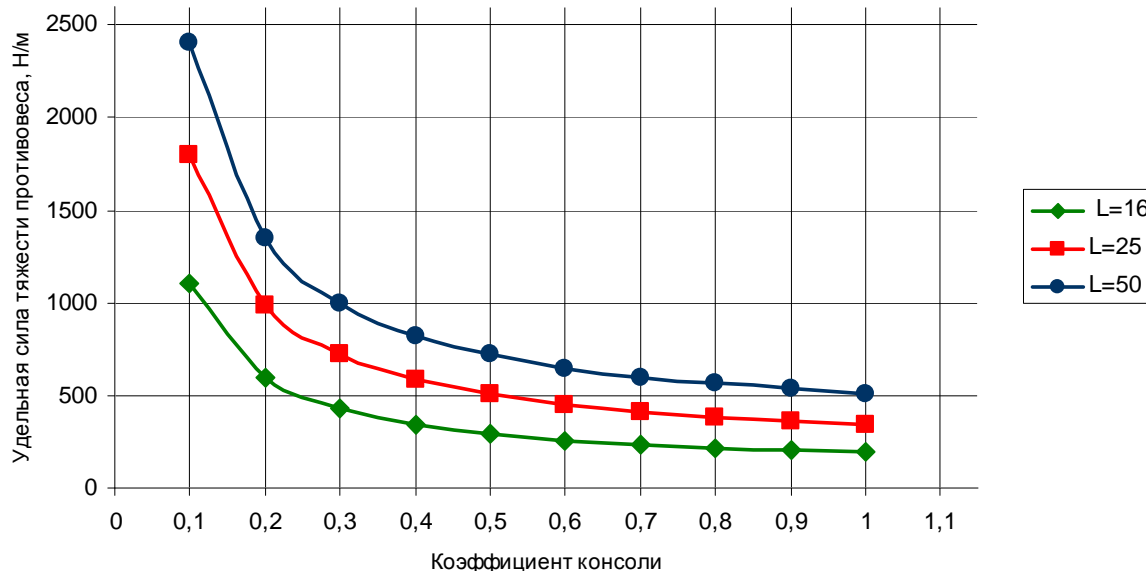


Рис. 4. Зависимость изменения удельной силы тяжести противовеса от коэффициента консоли

Полученные теоретические зависимости позволяют разработать методику расчета динамических сил в процессе шагания. На основании полученных дифференциальных уравнений, описывающих законы движения противовеса относительно оси консоли и поворота фермы в процессе шагания с учетом особенностей движения в водной среде, разработан алгоритм, позволяющий рассчитывать линейные и угловые скорости и ускорения движения основных элементов установки в зависимости от принятых параметров кинематической схемы установки, а также ряда конструктивных параметров (диаметра и толщины стенки трубы фермы и др.), что позволяет оптимизировать время основных циклов движения с целью повышения производительности работы установки.

Благодарность. Автор выражает искреннюю благодарность д.т.н., профессору Тимофееву И.П. за научные консультации и ценные замечания в процессе подготовки рукописи статьи.

Список литературы

1. Быховский Л.З., Терентьев В.Б., Тигунов Л.П. Железомарганцевые образования Мирового океана и морского шельфа – минеральное сырье многоцелевого назначения. – М.: Изд-во ВИМС, 2010. – 107 с.
2. Добрецов В.Б., Рогалев В.А., Опрышко Д.С. Мировой океан и континентальные водоемы: минеральные ресурсы, освоение, экология. – СПб.: Международная академия наук экологии, безопасности человека и природы, 2007. – 796 с.
3. Добрецов В.Б., Рогалев В.А. Основные вопросы освоения минеральных ресурсов мирового океана. – СПб.: МАНЭБ, 2003. – 524 с.
4. Неизвестнов Я.В., Кондратенко А.В., Козлов С.А. и др. Инженерная геология рудной провинции Кларифон-Клиппертон в Тихом океане // Труды ВНИИОкеанологии Министерства природных ресурсов РФ в РАН; Т. 197. – СПб.: Наука, 2004. – 281 с.
5. Дробаденко В.П., Калинин И.С., Малухин Н.Г. Методика и техника морских геологоразведочных и горных работ. – Н.: ИнФолио, 2010. – 352 с.
6. Юнгмейстер Д.А., Большунов А.В., Смирнов Д.В. Лабораторные исследования добычного исполнительного органа агрегата сбора железомарганцевых конкреций // Записки Горного института. – 2008. – Т. 178. – С. 198-201.

7. Korolyov I.A., Timofeev I.P. The technology of the development of solid seabed minerals by walking type facilities // 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS). – Tomsk, 2015. – P. 1-8.
8. Павловский В.Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2013. – №101. – 32 с.
9. Брискин Е.С., Жога В.В., Чернышев В.В., Малолетов А.В. Основы расчета и проектирования шагающих машин с цикловыми движителями: монография. – М.: Машиностроение, 2006. – 164 с.
10. Королев И.А., Пермякова Е.К., Чухарев С.И. Разработка перспективных подводных добычных комплексов с подвижным противовесом // Master's Journal. – 2020. – №2. – С. 1-11.
11. Патент №2601880 РФ. Шагающее устройство для подводной добычи полезных ископаемых / Тимофеев И.П., Соколова Г.В., Королев И.А., Кузькин А.Ю., Колтон Г.А. – Заявка №2015148517/03 от 11.11.2015; опубл. 10.11.2016, Бюл. №. 31.
12. Патент №2761235 РФ. Шагающее устройство с адаптивными опорами / Тимофеев И.П., Большунов А.В., Авдеев А.М., Васильев Д.А. – Заявка №2021117252 от 15.06.2021, опубл. 06.12.2021, Бюл. №34.
13. Королев И.А., Тимофеев И.П. Оптимизация параметров шагающей установки для освоения ресурсов морского дна // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2017. – №6. – С. 60-73.
14. Евграфов А.Н. Программа расчета динамики однодвигательной машины // Теория механизмов и машин. – 2003. – №1. – С. 83-91.

References

1. Bykhovsky L.Z., Terentyev V.B., Tigonov L.P. Ferromanganese formations of the World Ocean and the sea shelf – mineral raw materials for multipurpose purposes. – М.: VIMS Publishing House, 2010. – 107 p.
2. Dobretsov V.B., Rogalev V.A., Opryshko D.S. The world ocean and continental reservoirs: mineral resources, development, ecology. – SP.: International Academy of Sciences of Ecology, Human Security and Nature, 2007. – 796 p.
3. Dobretsov V.B., Rogalev V.A. The main issues of the development of mineral resources of the world ocean. – SPb.: MANEB, 2003. – 524 p.
4. Neizvestnov Ya.V., Kondratenko A.V., Kozlov S.A. et al. Engineering geology of the Clarion-Clipperton ore province in the Pacific Ocean // Proceedings of the Research Institute of Oceanology of the Ministry of Natural Resources of the Russian Federation in the Russian Academy of Sciences; Vol. 197. – SPb.: Science, 2004. – 281 p.
5. Drobadenko V.P., Kalinin I.S., Malukhin N.G. Methods and techniques of marine geological exploration and mining operations. – N.: InFolio, 2010. – 352 p.
6. Jungmeister D.A., Bolshunov A.V., Smirnov D.V. Laboratory studies of the mining executive body of the ferromanganese nodule collection unit // Journal of Mining Institute. 2008, vol. 178, pp. 198-201.
7. Korolyov I.A., Timofeev I.P. The technology of the development of solid seabed minerals by walking type facilities // 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS). – Tomsk, 2015. – P. 1-8.
8. Pavlovsky V.E. On the development of walking machines // Preprints of IPM named after M.V. Keldysh. 2013, no. 101, 32 p.
9. Briskin E.S., Zhoga V.V., Chernyshev V.V., Maloletov A.V. Fundamentals of calculation and design of walking machines with cyclic propellers: monograph. – М.: Mechanical Engineering, 2006. – 164 p.
10. Korolev I.A., Permyakova E.K., Chukharev S.I. Development of promising underwater mining complexes with a movable counterweight // Master's Journal. 2020, no. 2, pp. 1-11.
11. Patent No. 2601880 RU. A walking device for underwater mining / Timofeev I.P., Sokolova G.V., Korolev I.A., Kuzkin A.Yu., Kolton G.A. – Appl. No. 2015148517/03 from 11.11.2015; publ. 10.11.2016, Bul. No. 31.
12. Patent No. 2761235 RU. A walking device with adaptive supports / Timofeev I.P., Bolshunov A.V., Avdееv A.M., Vasiliev D.A. – Appl. No. 2021117252 from 15.06.2021, publ. 06.12.2021, Bul. No. 34.
13. Korolev I.A., Timofeev I.P. Optimization of parameters of a walking installation for the development of seabed resources // Mining information and analytical bulletin. 2017, no. 6, pp. 60-73.
14. Evgrafov A.N. Program for calculating the dynamics of a single-engine machine // Theory of mechanisms and machines. 2003, no. 1, pp. 83-91.

Сведения об авторах:

Королев Игорь Алексеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения

Information about authors:

Korolyov Igor Alexeevich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of mechanical engineering

korolev_IA@pers.spmi.ru

Получена 30.11.2022