

Л. А. ХМАРА, докт. техн. наук, И. А. КУЛИК, канд. техн. наук,
Ю. С. ПИКУШ ас.

*Государственное высшее учебное заведение
«Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»*

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАНИПУЛЯТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УКЛАДКИ БОРДЮРНЫХ КАМНЕЙ

Актуальность. В настоящее время укладка бордюрных камней (БК) является процессом с очень высокой долей ручного труда. Вследствие низкой производительности труда и низкой скорости монтажа БК вдоль дорожного полотна, исследование возможности применения манипуляторного оборудования для этих работ является актуальным [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Цель. В данной статье представлено исследование параметров привода гидроуправляемого манипуляторного оборудования с рабочим органом в виде захвата вилочного типа (рис. 1), позволяющего исключить строповочные операции при монтаже БК и сократить долю ручного труда [7].

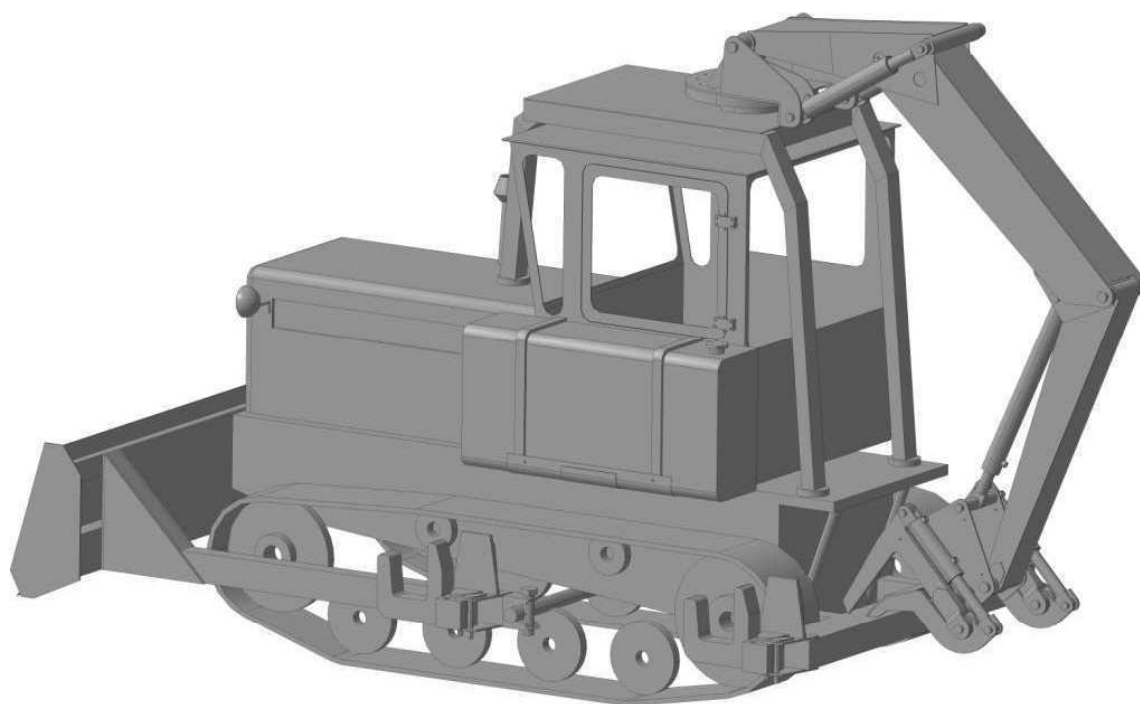
Основная часть. Для определения рациональных параметров гидроцилиндров и координат их крепления к элементам манипуляторного оборудования по методике [8, 9], необходимо определить моменты сопротивления повороту ведомого звена манипуляторного оборудования в крайних положениях при полностью втянутом и выдвинутом штоке гидроцилиндра.

Исходными данными для расчета рычажного механизма с приводом от гидроцилиндра являются: M_n , M_k – момент сопротивления повороту рычага ОВ в начальном и конечном положениях соответственно; φ_0 – необходимый угол поворота ведомого звена (рычага); P_n – номинальное давление в гидросистеме.

Предлагаемая методика позволяет с помощью ЭВМ для каждого нормализованного значения диаметра поршня D и штока d рассчитать требуемое (минимально-допустимое) значение хода поршня S и полярные координаты ρ и l крепления шарниров гидроцилиндра к базовому и ведомому звеньям.

Усилие развиваемое гидроцилиндром, определяем по формуле:

$$\text{- при работе поршневой полостью } F_{ч.н.} = z \frac{\pi D^2}{4} P_n; \quad (1)$$



а



б

Рис. 1. Разработанные в САПР объёмные модели гидроуправляемого манипуляторного оборудования для укладки бордюрных камней: а – общий вид оборудования на базовой машине; б – общий вид гидроуправляемого манипуляторного оборудования для укладки бордюрных камней.

- при работе штоковой полостью $F_{у.ш.} = z \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P_n$, (2)

где z – количество гидроцилиндров.

Требуемые плечи усилия гидроцилиндра

$$r_n = \frac{M_n}{F_n}; r_k = \frac{M_k}{F_n}.$$

Расчет хода поршня гидроцилиндра

$$S = K_2 + \sqrt{K_2^2 + 2S_0K_1}, \quad (3)$$

где $K_1 = (r_n + r_k) \frac{1 - \cos \varphi_0}{3 \sin \varphi_0}$;

$$K_2 = K_1 - \frac{S_0}{3} + r_k \frac{1 - \cos \varphi_0}{3 \sin \varphi_0}.$$

Расстояние между шарнирами гидроцилиндра при втянутом и выдвинутом штоке

$$S_n = S_0 + S; S_k = S_n + S.$$

Расчет угла φ_n между осями базового и ведомого звеньев при втянутом штоке гидроцилиндра

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{\sin \varphi_0}{\frac{r_k}{r_n} \cdot \frac{S_k}{S_n} - \cos \varphi_0}. \quad (4)$$

Расчет полярных координат крепления шарниров гидроцилиндра к базовому и ведомому звеньям

$$\rho = \sqrt{\frac{0,5(S_k^2 - S_n^2)K_k}{\cos \varphi_n - \cos(\varphi_n + \varphi_0)}}; \quad (5)$$

$$l = \frac{\rho}{K_k}, \quad (6)$$

где $K_k = K - \sqrt{K^2 - 1}$;

$$K = \frac{N^2 \cos \varphi_n - \cos(\varphi_n + \varphi_0)}{N^2 - 1}; \quad N = \frac{S_k}{S_n}.$$

Определение ограничения по величине меньшей координаты ρ в зависимости от диаметра шарнира гидроцилиндра d_0

$$\rho_{\min} = 2d_0. \quad (7)$$

Проверочный расчет плеч усилия гидроцилиндра и моментов развиваемых гидроцилиндром в начальном и конечном положениях.

$$h_n = \frac{\rho l \sin \varphi_n}{S_n}; \quad h_k = \frac{\rho l \sin(\varphi_n + \varphi_0)}{S_n};$$

$$M_n = F_{ц} h_n; \quad M_k = F_{ц} h_k.$$

Расчетные схемы для определения указанных моментов для механизма подъема стрелы показаны на рис. 2.

Момент сопротивления повороту стрелы в конечном положении:

$$M_{к.с.} = G_{стр} l_{стр}^k + G_{ц.пов.р.} l_{ц.пов.р.}^k + G_{рук} l_{рук}^k + G_{ц.пов.з.} l_{ц.пов.з.}^k + G_{ц.заж.з.} l_{ц.заж.з.}^k + G_{виз} l_{виз}^k + G_{приж.р.} l_{приж.р.}^k + G_{бк} l_{бк}^k. \quad (8)$$

Момент сопротивления повороту стрелы в начальном положении:

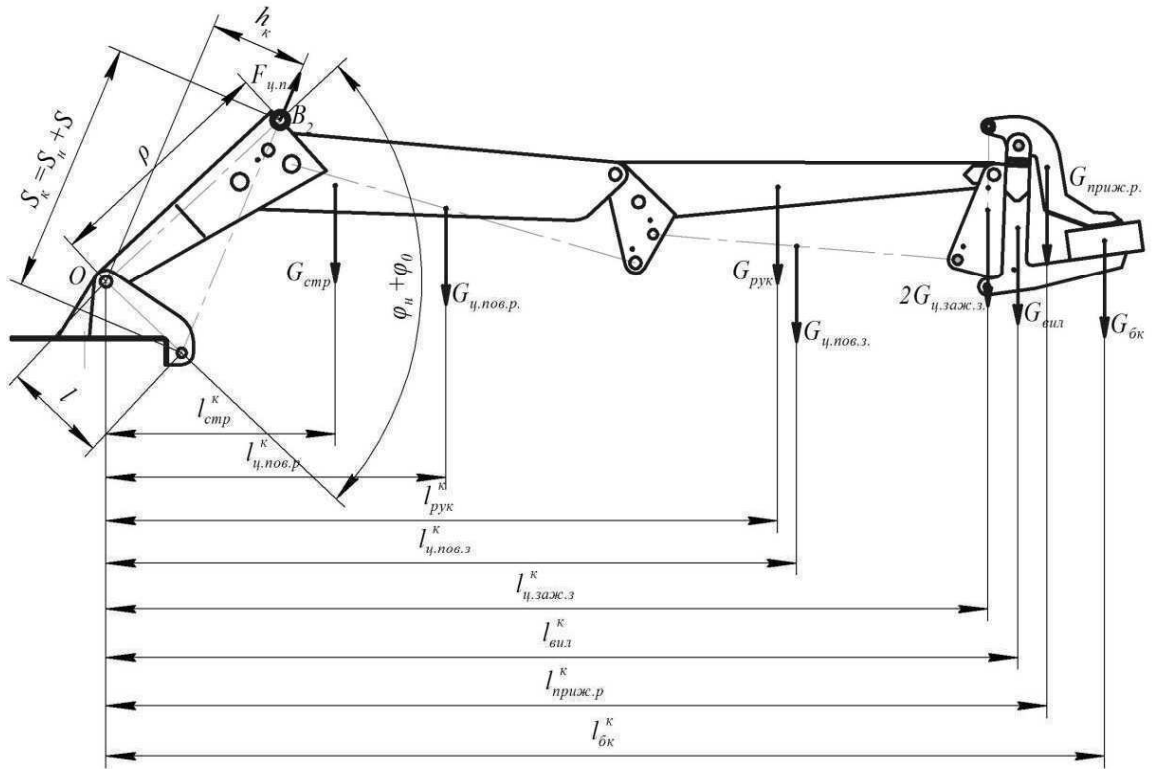
$$M_{н.с.} = G_{стр} l_{стр}^n + G_{ц.пов.р.} l_{ц.пов.р.}^n + G_{рук} l_{рук}^n + G_{ц.пов.з.} l_{ц.пов.з.}^n + G_{ц.заж.з.} l_{ц.заж.з.}^n + G_{виз} l_{виз}^n + G_{приж.р.} l_{приж.р.}^n + G_{бк} l_{бк}^n. \quad (9)$$

Расчет выполняем с помощью электронных таблиц Excel. Полученные данные заносим в таблицу 1 и по этим данным строим графики зависимостей усилия гидроцилиндра, координат крепления шарниров ρ и l от диаметра D гидроцилиндра (рис. 3).

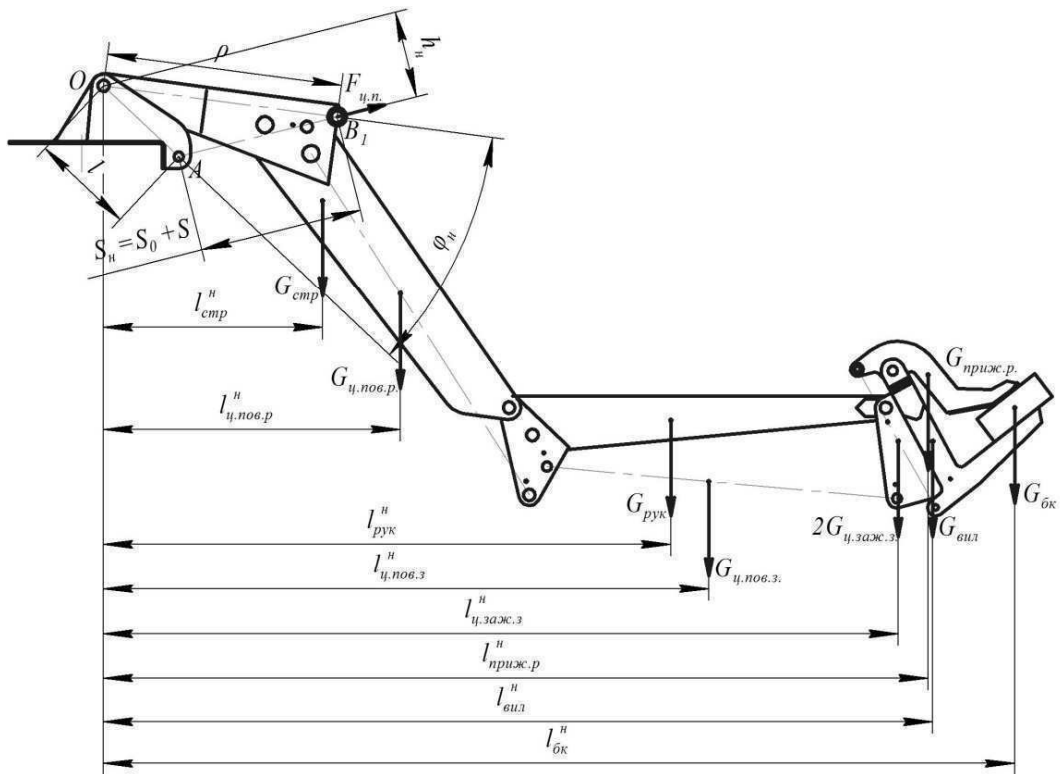
Таблица 1.

Расчетные данные гидромеханизма подъема стрелы

№	D, мм	S ₀ , мм	d ₀ , мм	F _ц , кН	M _{н.с.} , кНм	M _{к.с.} , кНм	ρ, мм	l, мм	S, мм
1	32	210	20	16,1	18,6	21,8	1936,4	3427,3	1198,8
2	40	220	25	25,1	18,6	21,8	1272,1	2357	766,1
3	50	235	30	39,3	18,6	21,8	849,7	1697,6	489,2
4	60	260	35	56,5	18,6	21,8	625,6	1387	338,9
5	70	280	40	77	18,6	21,8	490,8	1225,8	248,4
6	80	320	45	100,5	18,6	21,8	410,7	1207,6	189,7
7	90	321	50	127,2	18,6	21,8	345,6	1143,2	149,6
8	100	352	55	157,1	18,6	21,8	306,5	1203,6	121
9	110	385	65	190,1	18,6	21,8	278,3	1307,9	99,8
10	125	435	75	245,4	18,6	21,8	247,9	1528,2	77,1
11	140	480	80	307,9	18,6	21,8	225,3	1794	61,4
12	160	530	90	402,1	18,6	21,8	201,7	2186,7	47



а



б

Рис. 2. Схемы к расчету механизма подъема стрелы при полностью выдвинутых (а) и втянутых (б) штоках гидроцилиндров, штоки гидроцилиндров рукояти и захвата в положении при котором создается максимальный момент.

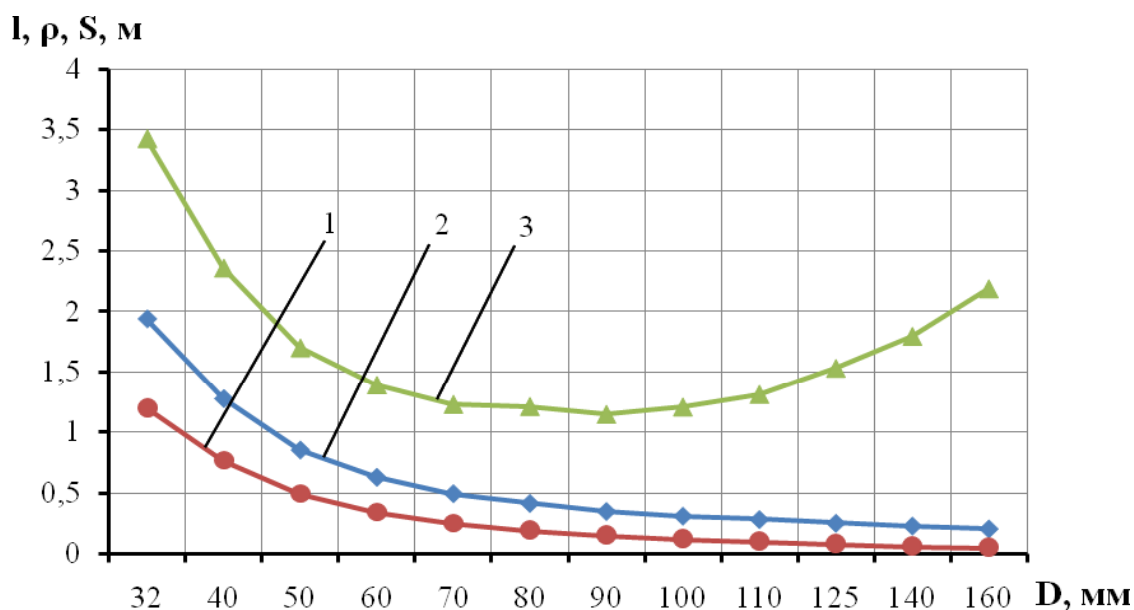


Рис. 3. Зависимости координат крепления шарниров гидроцилиндра ρ и l и хода поршня S от его диаметра D : 1 – зависимость $S=f(D)$; 2 – зависимость $\rho=f(D)$; 3 – зависимость $l=f(D)$.

Все двенадцать полученных в результате расчета оптимизированных вариантов гидромеханизма с диаметром поршня от 32 мм до 200 мм являются равноценными по силовым характеристикам, так как для всех вариантов расчетные значения $M_{н.с.}$ и $M_{к.с.}$ не изменяются. Гидромеханизм с гидроцилиндром у которого диаметр больше 200 мм не удовлетворяют условию $\rho_{\min} = 2d_0$. Различие полученных механизмов состоит в том, что при меньшем диаметре гидроцилиндра требуется больший ход поршня и большие координаты ρ и l , а для гидроцилиндра с наибольшим диаметром значения S , ρ и l малы и механизм получается компактным.

На рис. 4 показаны расчетные схемы для определения моментов сопротивления повороту рукояти.

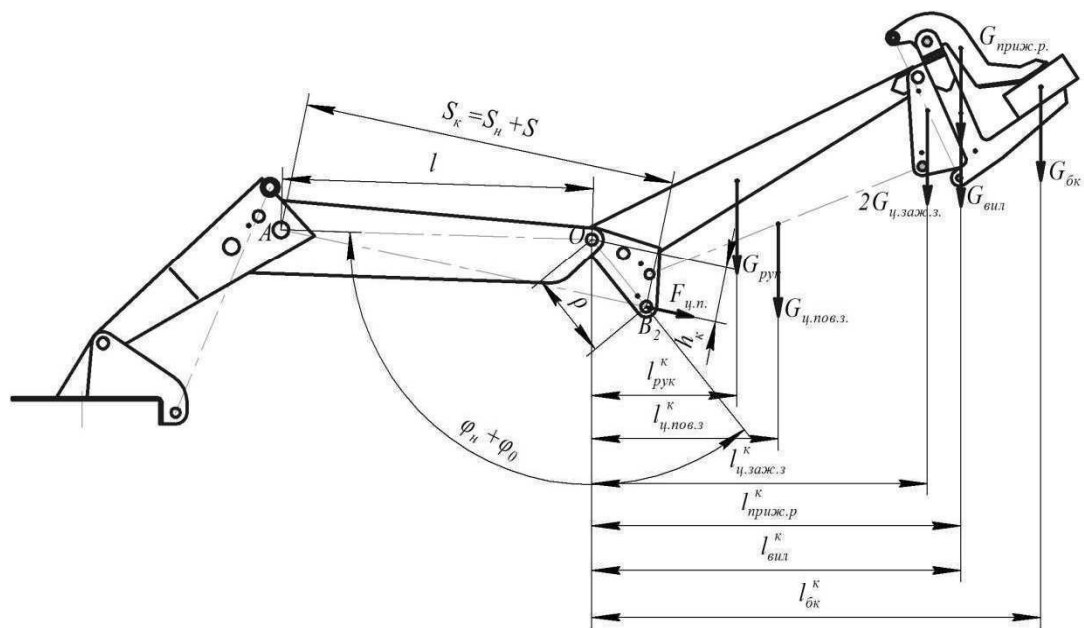
Момент сопротивления повороту рукояти в конечном положении

$$M_{к.р.} = G_{рук} I_{рук}^к + G_{ц.пов.з.} I_{ц.пов.з.}^к + G_{ц.зас.з.} I_{ц.зас.з.}^к + G_{вил} I_{вил}^к + G_{приж.р.} I_{приж.р.}^к + G_{бк} I_{бк}^к . \quad (10)$$

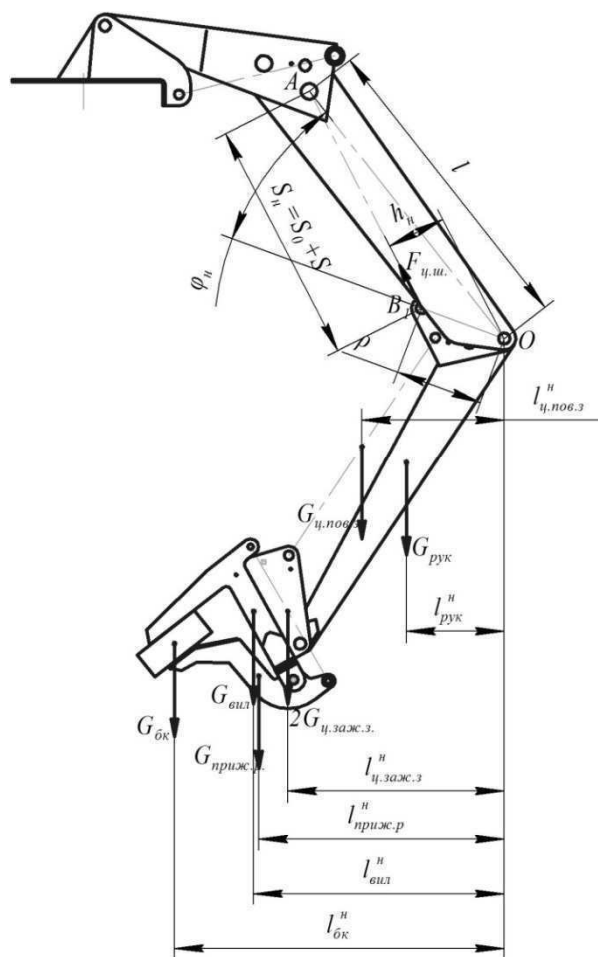
Момент сопротивления повороту рукояти в начальном положении

$$M_{н.р.} = G_{рук} I_{рук}^н + G_{ц.пов.з.} I_{ц.пов.з.}^н + G_{ц.зас.з.} I_{ц.зас.з.}^н + G_{вил} I_{вил}^н + G_{приж.р.} I_{приж.р.}^н + G_{бк} I_{бк}^н . \quad (11)$$

Расчет гидромеханизма поворота рукояти выполняем аналогично, с помощью электронных таблиц Excel. Полученные данные заносим в таблицу 2 и по этим данным строим графики зависимостей усилия гидроцилиндра, координат крепления шарниров ρ и l от диаметра D гидроцилиндра (рис. 5).



а



б

Рис. 4. Схемы к расчету механизма поворота рукоятки: а - при полностью выдвинутом штоке гидроцилиндра; б - и полностью втянутом штоке гидроцилиндра, остальные элементы расположены так, чтобы создавать максимальный момент.

Расчетные данные гидромеханизма поворота рукояти

№	D, мм	S ₀ , мм	d ₀ , мм	F _{ц.п.} , кН	F _{ц.ш.} , кН	M _{н.р.} , кНм	M _{к.р.} , кНм	ρ, мм	l, мм	S, мм
1	32	210	20	8	4,9	5	7,2	1942,9	4836,3	2246,7
2	40	220	25	12,6	7,7	5	7,2	1263,3	3255,6	1439
3	50	235	30	19,6	12,6	5	7,2	815	2241,4	904,9
4	60	260	35	28,3	18,7	5	7,2	580,9	1740	621,7
5	70	280	40	38,5	25,9	5	7,2	442,5	1460,1	453,4
6	80	320	45	50,3	34,4	5	7,2	358,4	1351	345,2
7	90	321	50	63,6	44	5	7,2	295,3	1227,8	271,5
8	100	352	55	78,5	54,8	5	7,2	255,3	1226,6	219,1
9	110	385	65	95	61,9	5	7,2	232,3	1272,3	186,7
10	125	435	75	122,7	78,5	5	7,2	202,9	1394,5	145,8
11	140	480	80	153,9	103,7	5	7,2	178,1	1565	113,6

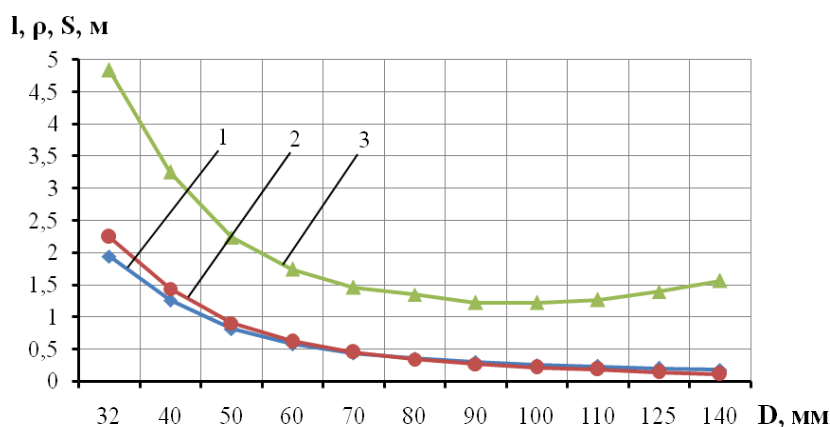


Рис. 5. Графики зависимостей координат крепления шарниров гидроцилиндра ρ и l и хода S его диаметра D : 1 – зависимость $\rho=f(D)$; 2 – зависимость $S=f(D)$; 3 – зависимость $l=f(D)$.

Все одиннадцать полученных в результате расчета оптимизированных вариантов гидромеханизма с диаметром поршня от 32 мм до 140 мм являются равноценными по силовым характеристикам, так как для всех вариантов расчетные значения $M_{н.р.}$ и $M_{к.р.}$ не изменяются. Гидромеханизм с гидроцилин-

дром у которого диаметр больше 140 мм не удовлетворяют условию $\rho_{\min} = 2d_0$. Различие полученных механизмов состоит в том, что при меньшем диаметре гидроцилиндра требуется больший ход поршня и большие координаты ρ и l , а для гидроцилиндра с наибольшим диаметром значения S , ρ и l малы и механизм получается компактным.

На рис. 6 и 7 показаны расчетные схемы для определения моментов сопротивления повороту вилочного захвата.

Момент сопротивления повороту захвата в начальном и конечном положениях:

$$M_{н.з.} = G_{ц.з.з.з.} l_{ц.з.з.з.}'' + G_{вил.вил.} l_{вил.вил.}'' + G_{приж.р.} l_{приж.р.}'' + G_{ок.ок.} l_{ок.ок.}'' \quad (12)$$

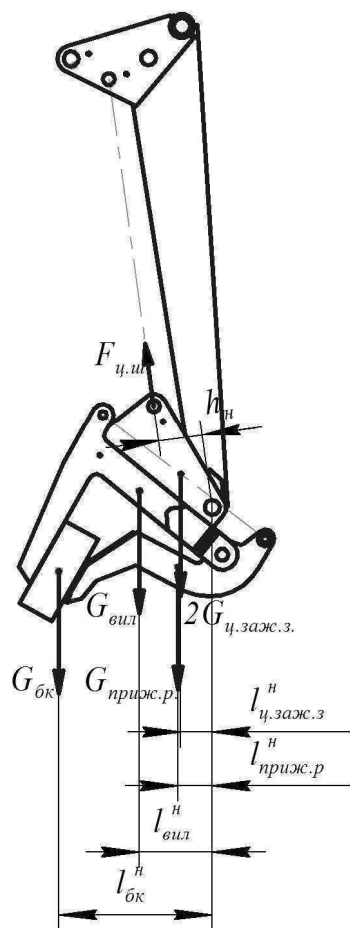


Рис. 6. Схема к расчету механизма поворота захвата (шток гидроцилиндра поворота захвата полностью втянут. Рабочая полость – штоковая).

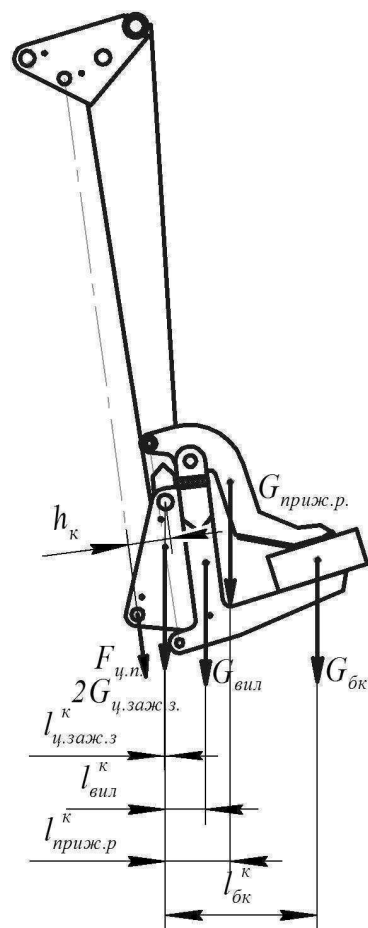


Рис. 7. Схема к расчету механизма поворота захвата (шток гидроцилиндра поворота захвата полностью выдвинут. Рабочая полость – поршневая).

$$M_{к.з.} = G_{ц.зж.з.} l_{ц.зж.з.}^к + G_{вил} l_{вил}^к + G_{приж.р.} l_{приж.р.}^к + G_{бк} l_{бк}^к. \quad (13)$$

Таблица 3.

Расчетные данные гидромеханизма поворота захвата

№	D, мм	S ₀ , мм	d ₀ , мм	F _{ц.п.} , кН	F _{ц.ш.} , кН	M _{ц.з.} , кНм	M _{к.з.} , кНм	ρ, мм	l, мм	S, мм
1	32	210	20	8	4,9	1,25	1,17	678,9	2149,5	913,5
2	40	220	25	12,6	7,7	1,25	1,17	452,6	1552,1	588,5
3	50	235	30	19,6	12,6	1,25	1,17	301,6	1180,6	370,7
4	60	260	35	28,3	18,7	1,25	1,17	224,2	1036,2	255,8
5	70	280	40	38,5	25,9	1,25	1,17	178	980,3	187,3
6	80	320	45	50,3	34,4	1,25	1,17	151,3	1039,3	143,3
7	90	321	50	63,6	44	1,25	1,17	128,3	1025,6	113
8	100	352	55	78,5	54,8	1,25	1,17	115	1133,4	91,5

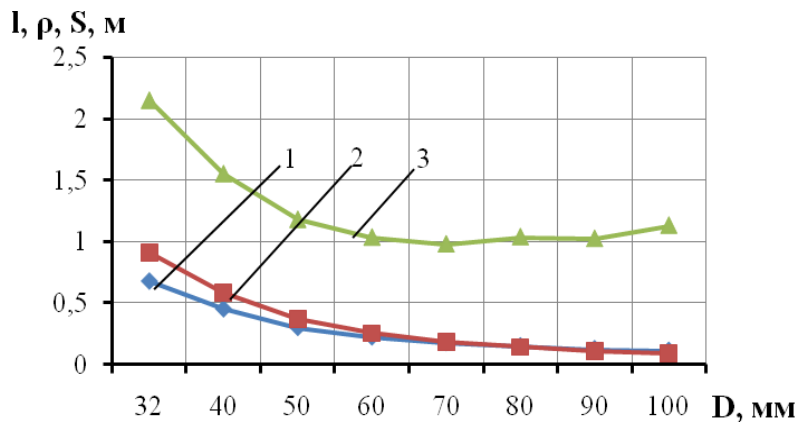


Рис. 8. Графики зависимостей координат крепления шарниров гидроцилиндра ρ и l и хода S его диаметра D : 1 – зависимость $\rho=f(D)$; 2 – зависимость $S=f(D)$; 3 – зависимость $l=f(D)$.

Все полученные в результате расчета восемь оптимизированных вариантов гидромеханизма с диаметром поршня от 32 мм до 100 мм являются равноценными по силовым характеристикам, так как для всех вариантов расчетные значения $M_{н.з.}$ и $M_{к.з.}$ не изменяются. Гидромеханизм с гидроцилиндром у которого диаметр больше 100 мм не удовлетворяют условию $\rho_{\min} = 2d_0$. Различие полученных механизмов состоит в том, что при меньшем диаметре гидроцилиндра требуется больший ход поршня и большие координаты ρ и l , а для гидроцилиндра с наибольшим диаметром значения S , ρ и l малы и механизм получается компактным.

При работе манипуляторного оборудования со штучными грузами эксплуатационная производительность определяется формулой:

$$P_{э_2} = Q \cdot \frac{3600}{t_{ц}} \cdot K_{Г} \cdot K_{В}, \text{ Т/ч}, \quad (14)$$

где Q – грузоподъемность, т;

$t_{ц}$ – время цикла, с;

$K_{Г}$ – коэффициент использования по грузоподъемности;

$K_{В}$ – коэффициент использования оборудования по времени.

Длительность рабочего цикла $t_{ц}$ определяется выражением:

$$t_{ц} = t_{O} + t_{з} + t_{пд} + t_{пов} + t_{ог} + t_{укл}, \quad (15)$$

где t_{O} – время опускания рабочего органа, с;

$t_{з}$ – время захвата груза (бордюрного камня), с;

$t_{пд}$ – время подъема, с;

$t_{пов}$ – время поворота, с;

Расчет гидромеханизма

управления захватом выполняем аналогично, с помощью электронных таблиц Excel. Полученные данные заносим в таблицу 3 и по этим данным строим графики зависимостей усилия гидроцилиндра, координат крепления шарниров ρ и l от диаметра D гидроцилиндра (рис. 8).

$t_{опг}$ – время опускания груза (бордюрного камня), с;

$t_{укл}$ – время укладки груза (бордюрного камня), с.

На основе формулы производительности (14) построены гистограммы изменения производительности манипуляторного оборудования при: погрузке штучных грузов (бордюрных камней) – рис.9.а; погрузке (разгрузке) транспортного средства в штабель рис. 9.б.

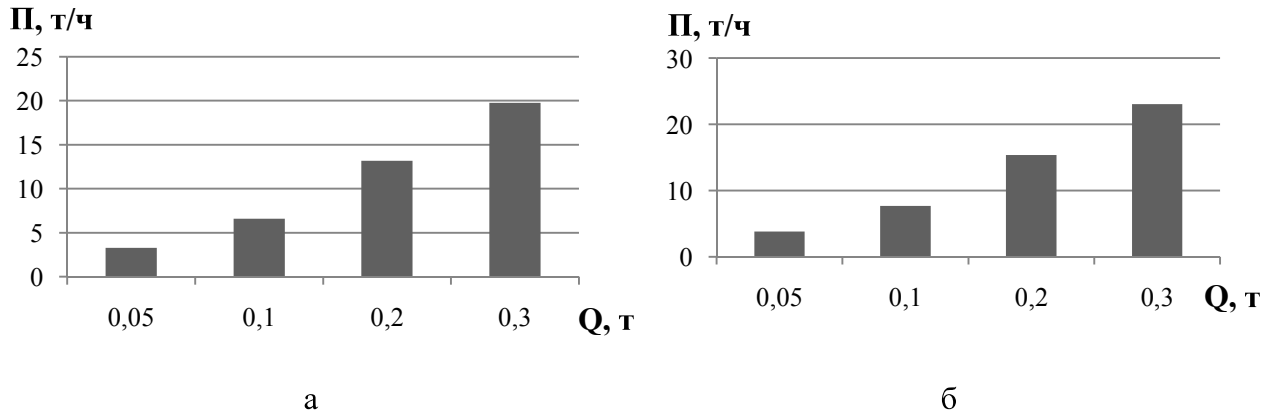


Рис.9. Гистограммы производительности манипуляторного оборудования: а – погрузка штучных грузов (бордюрных камней); б – погрузке (разгрузке) транспортного средства в штабель.

Выводы.

1. Полученные в результате расчета варианты гидромеханизмов соответствуют ряду нормализованных диаметров поршня D и штока d , позволяют выполнить компоновку манипуляторного оборудования с унифицированными по диаметру поршня гидромеханизмами, минимально допустимыми ходами поршня для каждого механизма и оптимальными расчетными значениями координат ρ и l крепления шарниров гидроцилиндра к базовому и ведомому звеньям.

2. Рассчитана эксплуатационная производительность манипуляторного оборудования при выполнении погрузочно-разгрузочных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557с.

2. Баловнев В.И. Строительные работы и манипуляторы. / Баловнев В.И., Хмара Л.А., Станевский В.П., Немировский П.И.// – К: "Будівельник", 1991. – 136с.

3. Бурдаков С. Ф., Дьяченко В. А., Тимофеев А.Н. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. – М.: Высш. шк., 1986.—264 с.

4. Промышленные роботы: Конструирование, управление, эксплуатация / В. И. Костюк, А. П. Гавриш, Л. С. Ямпольский, А. Г. Карлов. – К.: Высш шк. Главное издательство, 1985. – 359 с.
5. Робототехника / Под ред. Е. П. Попова, Е. И. Юревича. – М.: Машиностроение, 1984 – 288 с.
6. Френкель Г. Ю. Роботизация процессов в строительстве. – М.: Стройиздат, 1987. – 173 с.
7. Дослідження технології монтажу бордюрних каменів за допомогою маніпуляторного обладнання/ Хмара Л.А., І.А. Кулік, Ю.С. Пікуш, О.М. Боднар // Сб. науч. Тр.: Строительство. Материаловедение. Серия : Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. Вып. 57 – Дн-ск: ПГАСА, 2010. – С.90-94.
8. Хмара Л.А., Кулик И.А. Оптимизация выбора гидроцилиндров и расчета параметров рычажного гидромеханизма// "Строительные и дорожные машины", 1991, №6, С.19-21.
9. Хмара Л.А. Строительные манипуляторы и роботы. – Методические указания. – Днепропетровск: ДИСИ, 1993. – 385с.

УДК 622.23.24

**И. В. РЫЖКОВ, канд. техн. наук, А. В. САДОВНИКОВА, канд. техн. наук,
А. А. ЛУКАШУК, аспирант.**

*Государственное высшее учебное заведение
«Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»*

АЛГОРИТМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОМПЕНСАЦИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИНКЛИНОМЕТРА

Актуальность проблемы. На современном этапе развития нефтедобывающей отрасли Украины, в связи со сложными экономическими условиями, оптимизация процесса бурения является актуальным вопросом. Для нашего региона характерны месторождения с трудноизвлекаемыми запасами углеводородов, которые находятся на больших глубинах и в условиях магнитных аномалий. При строительстве наклонно-направленных и горизонтальных скважин необходимо создание оптимальной системы прокладки и повышения производительности. Таким образом, повышаются требования к точности контроля пространственного положения ствола наклонно-направленных и горизонтальных скважин с минимальными затратами временных и финансовых ресурсов.