

2 Пеньков, В. Б. Итоги и перспективы метода граничных состояний / В. Б. Пеньков, Л. В. Саталкина // Известия Тульского государственного университета. Естественные науки. – 2013. – Вып. 2, Ч. 2. – С. 193–211.

3 Мухелишвили, Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н. И. Мухелишвили. – М.: Наука, 1966. – 707 с.

4 Пеньков, В. Б. Ресурсосберегающий метод решения задач математической физики / В. Б. Пеньков, Д. А. Иванычев // Энерго- и ресурсосбережение – XXI век: Сборник материалов X международной научно-практической интернет-конференции, 01 марта – 30 июня 2012 г. – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2012. – С. 170–173.

N. A. LUGATSKAYA, D. A. IVANYCHEV

ELASTICITY THEORY PLANE PROBLEM SOLUTION FOR BODIES WITH HOLES BY THE BOUNDARY CONDITIONS METHOD

The boundary conditions method's use for solving elasticity theory problems of two- and multiply isotropic plane region deformation is considered. There were obtained the calculation ratios, the problem solution for the body of ring shape and a rectangular plate with two circular holes was performed and analyzed.

Получено 02.06.2014

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 8. Гомель, 2014**

УДК 622.232

Л. В. ЛУКИЕНКО, К. В. ГАЛЬЧЕНКО

Новомосковский институт (филиал) ФГБОУ «Российский химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева», Россия

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВАРИАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРА НА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

В статье представлены исследования напряжённно-деформированного состояния рычажного манипулятора для закрепления горной выработки при ее проходке. Установлены рациональные размеры звеньев механизма из условий прочности и точности позиционирования.

Механизация крепления проводимых горных выработок оказывает значительное влияние на работу щитовых проходческих комплексов [1]. Для её выполнения до настоящего времени не разработано единого конструктивного решения, позволяющего оптимизировать эту операцию и снизить трудозатраты обслуживающего персонала. Недостаток может быть устранён путем применения в составе щитовых проходческих комплексов для крепления выработок манипуляторов (рисунок 1), обладающих расширенной зоной обслуживания, имеющих необходимую и достаточную металлоёмкость и высокую надёжность, а также повышенную точность позиционирования доставляемого груза.

Анализ исследований, выполненных различными авторами [2–8] показал, что к настоящему времени разработан ряд математических моделей для определения геометрических, кинематических и позиционных параметров роботов-манипуляторов, но они не обладают универсальностью и позволяют лишь весьма приближенно учесть податливость звеньев конструкции.

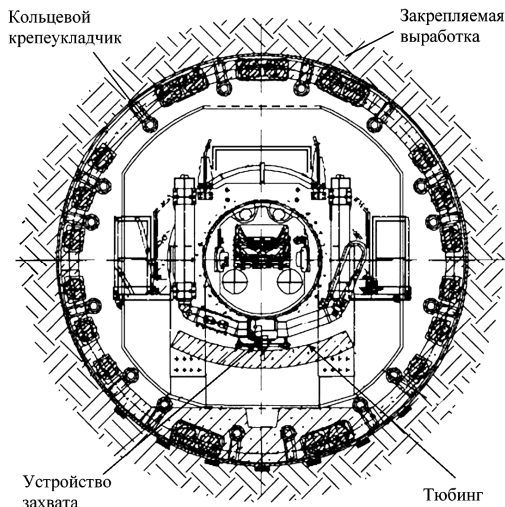


Рисунок 1 – Разрез щитового проходческого комплекса в месте расположения манипулятора

Целью представленной работы является выбор рациональных размеров манипулятора с расширенной зоной обслуживания и минимальным перемещением выходного звена для крепления горной выработки.

Чтобы выбрать наиболее перспективную схему манипулятора, предназначенного для крепления горных выработок, проведём анализ крепежкладчиков, применяемых в настоящее время в составе щитовых комплексов. Распространение получили следующие конструктивные схемы [1]: рычажный (с подъёмной опорой вала, а также с опорой вала на подвижной тележке); кольцевой (на наружных опорах; на внутренних опорах); канатный; дуговой; кондукторный.

Рычажные манипуляторы обладают приемлемыми техническими характеристиками: расчётный крутящий момент 3,76–82 кН/м, частота вращения до 3 об/мин, наибольшая сила при подъёме блока до 96 кН, скорость выдвижения штанги 0,9–3,5 м/мин, ход выдвижения штанги 280–2200 мм, ход осевой доводки 150–170 мм. Однако основным недостатком используемых схем таких устройств является ограничение зоны обслуживания плоскостью, в которой установлен манипулятор. Применение кольцевых манипуляторов сопряжено с возможностью возникновения больших погрешностей позиционирования из-за значительной сложности конструкции. В качестве некоторых основных

недостатков канатного, дугового и кондукторного манипуляторов можно назвать сложность их конструкций, возможность возникновения погрешностей позиционирования, а также ограниченность зоны обслуживания.

Анализ зон обслуживания различных схем манипуляторов (рисунок 2) позволил установить, что схема манипулятора (а) наиболее предпочтительна, так как её пространство обслуживания больше, чем для двух других схем на 65 %. Для такой схемы угол сервиса манипулятора $\Psi = f_c / l = 0,349$, где f_c – площадь поверхности, l – длина звена. Соответственно коэффициент сервиса $K_\Psi = \Psi / (4\pi) = 0,028$.

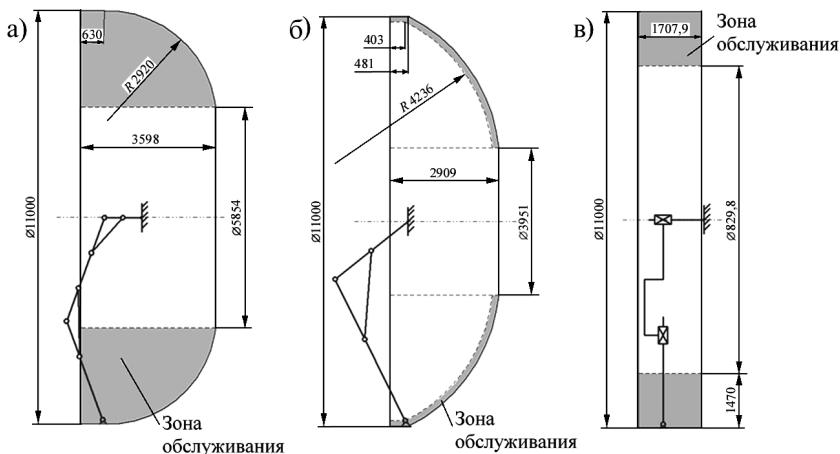


Рисунок 2 – Зоны обслуживания манипуляторов: рычажного (а), кольцевого (б) и кондукторного (в)

Манипулятор, рассматриваемый на рисунке 2, а состоит из захвата, трёх рычажных звеньев, взаимное положение которых определяется гидродомкратами, базовой плиты, распорных гидростоек, которые обуславливают положение конструкции по отношению к почве и кровле проводимой выработки. Кинематическая схема такого манипулятора (степень подвижности $W = 9$, маневренность $M = 3$), представлена на рисунке 3.

Для проведения исследований напряженно-деформированного состояния элементов манипулятора был использован программный модуль APM Structure3D, входящий в состав отечественного CAD/CAM/CAE комплекса САПР APM WinMachine, обладающего дружелюбным интерфейсом и в наибольшей степени отвечающего поставленным задачам исследования.

Результаты изучения распределения эквивалентных напряжений и изгибающих моментов под действием внешней нагрузки 50 кН, приложенной к выходному звену, представлены на рисунке 4. Наиболее нагруженной точкой является место закрепления гидроцилиндра, соединяющего звенья манипулятора. Коэф-

коэффициент жёсткости в этом месте составляет 79,1 кН/мм. В точке приложения к манипулятору внешней нагрузки коэффициент жёсткости равен 34 кН/мм. Повысить жёсткость выходного звена можно путем увеличения толщины стенки корпуса манипулятора, а вместе с ним и момента сопротивления сечения.

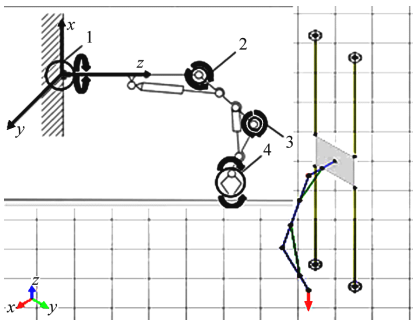


Рисунок 3 – Принципиальная схема манипулятора (1, 2, 3, 4 – шарниры)

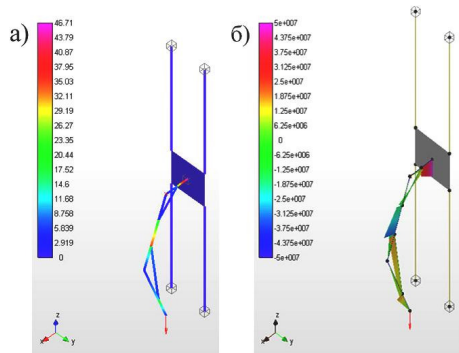


Рисунок 4 – Диаграмма эквивалентных напряжений, МПа (а) и момента изгиба, Н·мм (б)

При исследовании зависимости перемещения выходного звена от геометрических параметров системы были рассмотрены две конструктивные схемы трёхзвенного манипулятора с расширенной зоной обслуживания, показанные на рисунке 5.

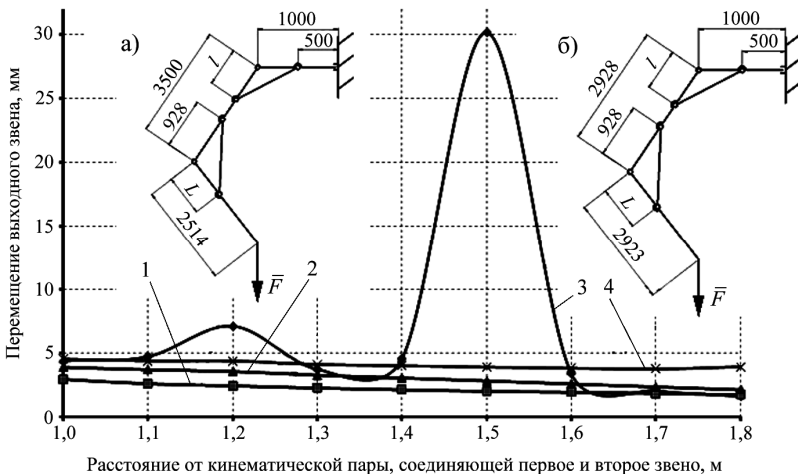


Рисунок 5 – Зависимость максимального перемещения выходного звена от положения первого и второго гидроцилиндров: 1, 2 – для манипулятора, изображенного на схеме а; 3, 4 – для манипулятора, показанного на схеме б

Анализируя представленный график, можно отметить, что более предпочтительной является схема манипулятора, изображенного на схеме *a*, так как она обеспечивает меньшее суммарное перемещение выходного звена под действием внешней нагрузки в 50000 Н. Такой результат может быть объяснен тем, что длина выходного звена манипулятора, представленного на схеме *a*, на 14 % меньше аналогичной величины на схеме *b*.

Выполнен анализ влияния моментов сопротивления сечений звеньев на напряженно-деформированное состояние конструкции. Расчеты показали, что увеличение массы звеньев приводит к сложной зависимости перемещения выходного звена от толщины стенки короба манипулятора (рисунок 6). В то же время коэффициент запаса прочности монотонно возрастает при увеличении моментов сопротивления сечений звеньев.

При исследовании зависимости суммарного перемещения манипулятора от длин звеньев, были получены результаты, представленные на рисунке 7. Из приведенных графиков следует, что с позиции минимального суммарного перемещения выходного звена целесообразно принять длину первого звена манипулятора в диапазоне от 950 до 1050 мм, а второго – от 2800 до 3300 мм.

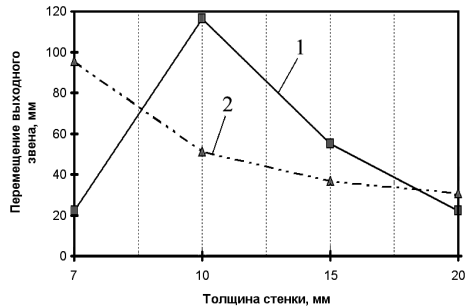


Рисунок 6 – Зависимость перемещения выходного звена от толщины стенки короба манипулятора при размерах короба: 1 – 200×200 мм, 2 – 200×300 мм

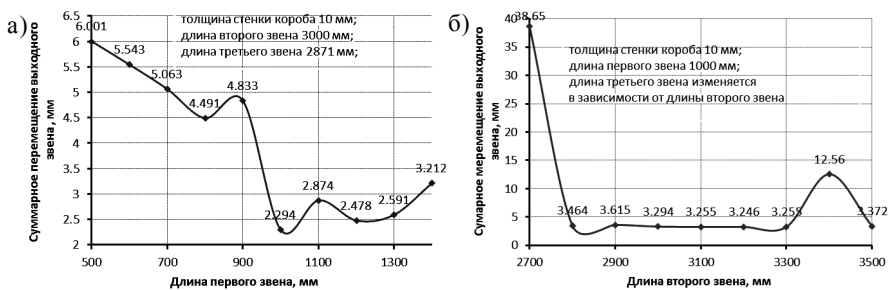


Рисунок 7 – Изменение суммарного перемещения выходного звена манипулятора от длин первого (а) и второго (б) звена

На рисунке 8 приведены результаты исследования изменения суммарного перемещения выходного звена манипулятора от отклонения узла поворота

по отношению к осям X и Y (оно может возникать из-за изнашивания в процессе эксплуатации), из которых видно, что изменение угла поворота данного узла снижает точность позиционирования перемещаемых объектов.



Рисунок 8 – Изменение суммарного перемещения выходного звена от отклонения узла поворота по отношению к осям X и Y

Анализ зависимости, представленной на рисунке 9, показал, что коэффициент жесткости [7, 8] гидроцилиндров не оказывает существенного влияния на суммарное перемещение выходного звена манипулятора в отличие от длины его первого звена.

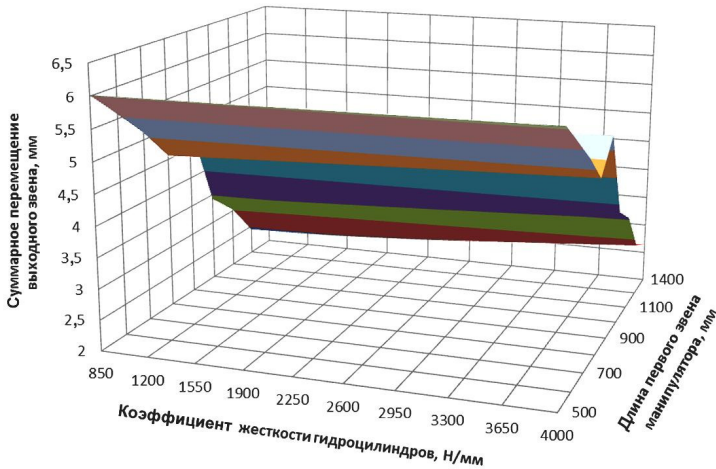


Рисунок 9 – Зависимость суммарного перемещения от коэффициента жесткости гидроцилиндров манипулятора и длины первого звена

Полученные результаты определения рациональных геометрических параметров звеньев будут использованы при проведении дальнейших исследований разработанной конструкции манипулятора для крепления горных выработок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Щитовые проходческие комплексы** / В. А. Бреннер [и др.]. – М.: Горная книга, 2009. – 447 с.

2 **Червяков, Г. Г.** Основы автоматизации технологических процессов. / Г. Г. Червяков // Международный журнал фундаментальных и прикладных исследований. – 2012. – № 9. – С. 96.

3 **Хуако, З. А.** Теоретическое описание движений звеньев гидроманипулятора без учета податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода / З. А. Хуако // Научный журнал КубГАУ. – 2012. – № 80 (06). – С. 1–5.

4 **Сидоров, А. А.** Обоснование и оптимизация параметров демпфера механизма подъема стрелы лесного манипулятора сортиментовоза: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / А. А. Сидоров. – Воронеж, 2011. – 16 с.

5 **Теория механизмов и машин** / К. В. Фролов [и др.]. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

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

7 **Кобзов, Д. Ю.** Оценка продольной жесткости гидроцилиндра / Д. Ю. Кобзов, В. А. Тарасов, В. В. Жмуров // Научный журнал Братского государственного университета. – 2011. – № 1 (9). – С. 31–35.

8 **Рыбак, А. Т.** Объёмная жёсткость гидравлических систем технологических машин и основы её расчёта / А. Т. Рыбак, И. В. Богуславский // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: сб. науч. тр. 6-й междунар. науч.-техн. конф., 10–11 июня 2010 г. / СПбГПУ. – СПб., 2010. – С. 211–214.

L. V. LUKIENKO, K. V. GAL'CHENKO

ANALYSIS OF THE MANIPULATOR'S GEOMETRICAL PARAMETERS VARIATIONS EFFECT ON THE OUTPUT LINK MOVEMENT

The investigations of the lever arm stress-strained state for mine working fixing at its drifting are presented in the paper. The rational dimensions of mechanism links were set according to the conditions of strength and positioning accuracy.

Получено 10.03.2014