

УДК 62-822

А. В. Вишняков, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

А. А. Липин, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

А. Д. Стрижак, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

В. А. Шапкин, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

Ю. И. Молев, доктор технических наук, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА ПОДКОПОЧНОЙ МАШИНЫ НА ЕЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Гидропривод является неотъемлемым элементом силового оборудования современных строительных и дорожных машин. Применение гидропривода в машинах позволяет реализовать большую мощность при относительно небольших габаритах техники, а управление гидроприводом имеет большие возможности для автоматизации и обеспечивает точный контроль перемещений и скоростей выходных звеньев.

Широкое распространение и использование гидроприводов на строительных и дорожных машинах обусловлено рядом преимуществ перед другими видами приводов. Основными преимуществами гидрофицированной техники являются: бесступенчатое регулирование и плавность скорости движения выходного механизма с возможностью реверсирования; относительно небольшие габариты; возможность передачи энергии на большое расстояние.

К главным недостаткам использования гидропривода относятся: зависимость его параметров от условий эксплуатации; низкий КПД. Стоит отметить, что по мере эксплуатации происходит непрерывное снижение внутренней герметичности в узлах сопряжения элементов, а также увеличение вследствие износа внутренних утечек и перетекания гидравлической жидкости в насосах и гидродвигателях. Потери энергии, обусловленные износом элементов гидропривода, на выходе проявляются в виде снижения мощности и производительности машин, хотя потребляемая мощность остается относительно постоянной.

При выполнении ремонтных работ по переизоляции магистральных трубопроводов используется целый комплекс машин, которые обеспечивают вскрытие грунта сверху и по бокам трубопровода, удаление грунта из-под него, очистку трубы от старой изоляции и нанесение нового изоляционного покрытия [1]. Подкопачная машина предназначена для разработки и удаления грунта из-под ремонтируемых трубопроводов, предварительно вскрытых по бокам и сверху. Гидропривод подкопачной машины, общий вид которой показан на рис. 1, выполняет функцию движителя по поверхности трубы, а также сведения и разведения рабочих органов. Использование гидравлики на этих машинах позволяет создать необходимые тяговые усилия для удаления слоя грунта из-под ремонтируемых труб. От работы дан-

ного вида машин более чем на 70 % зависит энергетическая работа всего комплекса машин по ремонту и содержанию трубопроводов [2].

Как показывает практика, наибольшее количество простоев в ремонте подкопачных машин связано с отказами гидросистемы. Известно, что около 70 % отказов гидравлических систем возникает из-за плохого качества гидравлической жидкости: примерно 40 % из них имеют непосредственное отношение к качеству гидравлических масел, а 60 % отказов связаны с загрязненностью масел.



Рис. 1. Подкопачная машина типа ПТ-НН П

Обзор литературы и опыт эксплуатации показали, что основными параметрами рабочих жидкостей, влияющими на ресурс гидропривода, являются вязкость и содержание механических примесей. От изменения вязкости зависит общий КПД гидросистемы и, как следствие, мощностные характеристики привода. Это особенно актуально для случаев, когда вязкость рабочей жидкости напрямую зависит от воздействия внешних факторов (температура окружающей среды).

Размер и количество механических примесей влияют на износ сопряженных деталей элементов гидропривода. В определенный момент износ деталей достигает таких значений, при которых значительно изменяется объемный и в результате – общий КПД гидросистемы. Наиболее подверженными износу элементами гидропривода подкопачных машин являются гидроцилиндры и гидронасосы.

На рис. 2 представлена принципиальная схема части гидропривода подкопчной машины, которая отвечает за создание напорного усилия и движение по поверхности трубопровода.

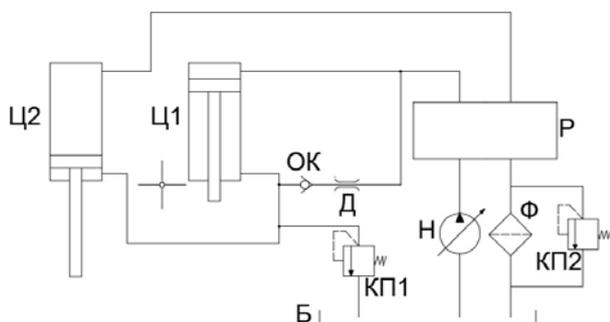


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода шагового перемещения подкопчной машины

Рабочая жидкость при помощи насоса Н под давлением через блок гидрораспределителей Р и напорную магистраль подается в поршневую полость гидроцилиндра Ц1, и гидропривод, опираясь на зажим трубопровода, перемещает корпус машины вперед на величину рабочего хода, а ее рабочий орган осуществляет требуемую землеройную работу по подкопу трубопровода. При этом жидкость из штоковой полости гидроцилиндра Ц1 через перепускную магистраль вытесняется в штоковую полость гидроцилиндра Ц2, вдвигая в него шток в предельное переднее положение. Вместе с этим жидкость из поршневой полости гидроцилиндра Ц2 через сливную магистраль, блок гидрораспределителей и фильтр Ф поступает в бак Б. При завершении рабочего хода машины концевой выключатель (на схеме не показан) срабатывает, обеспечивая переключение гидрораспределителя.

При переключении выходные каналы распределителя меняются местами, соответственно, меняются функции гидроцилиндров, и цикл повторяется. В каждом цикле при подключении напорной магистрали к гидроцилиндру Ц1 масло через дроссель Д и обратный клапан ОК подпитывает штоковые полости обоих гидроцилиндров, автоматически компенсируя неизбежные потери жидкости. Избыточное количество жидкости при этом выдавливается через ограничивающий давление клапан КП1 в сливную магистраль [3].

За полный цикл работы гидропривода машина переместится на расстояние, равное удвоенной длине рабочего хода штоков гидроцилиндров. Расстояние, пройденное по поверхности трубопровода за промежуток времени, можно принять за линейную производительность подкопчной машины. Тогда производительность будет равна средней скорости движения машины и выразится отношением перемещения ко времени работы.

При фрезеровании мерзлых грунтов при помощи подкопчной машины затрачивается мощность как на разработку грунта рабочим органом (фрезой), так и на создание тягового усилия для перемещения ма-

шины по поверхности трубопровода. Поэтому производительность машины зависит одновременно от этих двух основных факторов. В общем виде математическое выражение технической производительности подкопчной машины можно представить следующей формулой:

$$\Pi = 60Btsk_t\rho, \quad (1)$$

где B – ширина фрезерования (средняя ширина забоя грунта), м; t – высота фрезерования (высота забоя грунта), м; s – подача, м/мин; k_t – коэффициент, учитывающий время холостой работы рабочих органов при срабатывании зажимов шагающего привода; ρ – плотность грунта, т/м³.

Из формулы (1) следует, что производительность подкопчных машин прямо пропорционально зависит от конструктивных параметров и подачи рабочих органов, а также от свойств разрабатываемого грунта.

В свою очередь, подачу можно представить как

$$s = s_0 n = s_z z n k_z, \quad (2)$$

где s_0 – подача за один оборот фрезы, м/об; n – частота вращения фрезы, об/мин; s_z – подача на один зуб, м/зуб; z – количество зубьев на фрезе; k_z – коэффициент, учитывающий расположение зубьев на боковой поверхности фрезы.

Частота вращения фрезы выражается формулой

$$n = \frac{1000v}{\pi D}, \quad (3)$$

где v – скорость резания при фрезеровании грунта, м/с; D – диаметр фрезы, м.

Учитывая выражения (2) и (3), формулу производительности подкопчной машины запишем как

$$\Pi = \frac{60Bts_z z \rho \cdot 1000v k_z k_t}{\pi D}. \quad (4)$$

Из формулы (4) следует, что при постоянных подаче и геометрических параметрах забоя грунта производительность подкопчной машины не изменяется, так как и конструктивные параметры рабочих органов, и скорость резания в процессе эксплуатации остаются неизменными. Скорость резания (фрезерования) напрямую зависит от мощности и частоты вращения электродвигателя, потребляемая и выходная мощность которого существенно не изменяются в ходе наработки.

Подача рабочих органов подкопчной машины осуществляется за счет напорного усилия на штоке гидроцилиндров, создаваемого рабочим давлением гидросистемы. Внешнее усилие, преодолеваемое гидроцилиндром, складывается из внешних сил сопротивления движению машины со стороны грунта, сил трения, возникающих при перемещении машины по поверхности трубопровода, сил трения в уплотнениях гидроцилиндров и сил противодействия со стороны рабочей жидкости в нерабочей полости гидроцилиндра. В общем виде разность усилий на штоке

гидроцилиндров машины определяется следующим выражением:

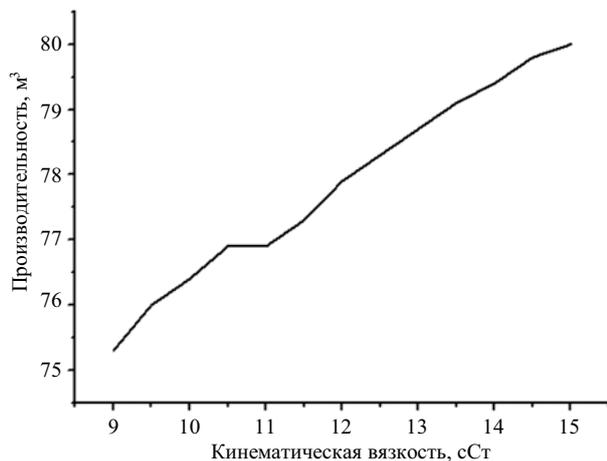
$$P = p_1 \frac{\pi d_n^2}{4} - p_2 \frac{\pi (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4} - R_t - P_{вн}, \quad (5)$$

где p_1 – давление рабочей жидкости в поршневой полости, Па; p_2 – величина противодействия рабочей жидкости в поршневой полости (определяется сопротивлением в сливной линии, Па; d_n – диаметр поршня, м; $d_{ш}$ – диаметр штока, м; R_t – сила трения в гидроцилиндре, зависящая от типа уплотнений и вязкости рабочей жидкости; $P_{вн}$ – равнодействующая сил сопротивления движению машины.

Расход гидравлического масла в цилиндре можно выразить формулой

$$q = Av, \quad (6)$$

где A – эффективная площадь поршня, м²; v – скорость выдвигания штока, м/с.



Утечки рабочей жидкости в гидроцилиндре учитываются выражением

$$q_y = \frac{\pi D \varepsilon}{12 \nu \rho L} \cdot \Delta p, \quad (7)$$

где D – внутренний диаметр гидроцилиндра, м; ε – зазор между поршнем и стенкой гидроцилиндра, м; ν – вязкость рабочей жидкости, м²/с; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; L – высота поршня, м; Δp – разность давлений в полостях гидроцилиндра, г/м².

Учитывая формулы (6) и (7), можно сделать вывод, что изменение производительности подкочной машины прямо пропорционально изменению эксплуатационных параметров рабочей жидкости (вязкость и плотность), а также изменению величины зазоров трущихся элементов. На рис. 3 представлены графики зависимостей производительности от изменения параметров гидропривода, полученные на основе расчетов, выполненных на примере подкочной машины ПТ-НН 820П.

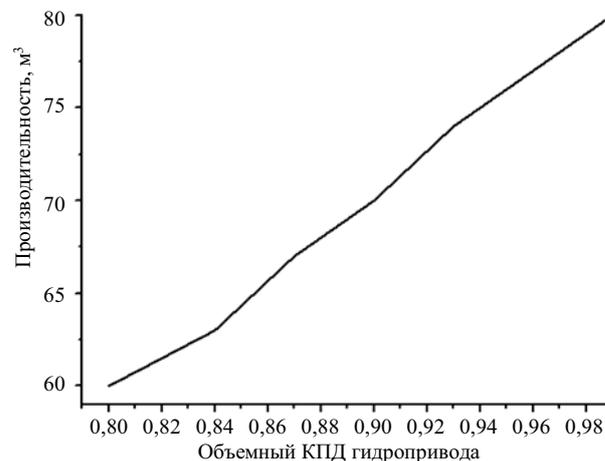


Рис. 3. Зависимость производительности подкочной машины от изменения параметров гидропривода

Библиографические ссылки

1. Вишняков А. В. Теоретическое обоснование изменения параметров рабочих жидкостей в гидроприводах машин, использующихся при ремонте магистральных трубопроводов // Наука, техника и образование. – 2016. – № 2.
2. Влияние неравномерности скорости резания мерзлого грунта подкочной машины на энергоемкость его разрушения / А. В. Вершинин, И. А. Ерасов, Л. С. Левшунов,

Получено 23.08.2016

- А. В. Янкович // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 6.
3. Пат. 2215851 Российская Федерация, МПК Е 02 F 9/22. Гидропривод шагового перемещения / Зайчиков Г. И., Чельшев В. В; заявитель и патентообладатель общество с ограниченной ответственностью производственно-коммерческая фирма «Промтех-НН». – № 2001123750/03; заявл. 29.08.01; опубл. 10.11.2003, Бюл. № 31.