

Рис. 2. Зависимости и некоторые частные примеры определения направления магистрального пути.

*a* — зависимость комплексного коэффициента  $A$  от срока действия магистрального в данной полосе лесного массива;  $1 - Q_r = 450$  тыс. м<sup>3</sup>;  $2 - Q_r = 300$  тыс. м<sup>3</sup>;  $3 - Q_r = 150$  тыс. м<sup>3</sup>; *b* — зависимость предельного значения координаты  $x_{пр}$  точки  $B$  от ширины полосы;  $1 - A = 1,75 \times 10^{-5}$ ;  $2 - A = 3,5 \cdot 10^{-5}$ ;  $3 - A = 7,0 \cdot 10^{-5}$ ; *в* — пример назначения направления магистрального пути при ширине полос *в тах*, определяемой по формуле (10); *г* — возможный вариант направления магистрального пути  $OAB'C$  с ответвлением  $AD$  для лесных массивов со сложной конфигурацией границ и весьма неравномерным размещением запасов леса.

На рис. 2, *a* представлена зависимость  $A = f(n)$  для лесовозной дороги с гравийной дорожной одеждой при  $C_m = 30\,000$  р.;  $k_m = 0,05$  р./м<sup>3</sup> · км;  $k_b = 0,09$  р./м<sup>3</sup> · км; а на рис. 2, *б* — зависимость  $x_{пр} = f(b)$  для трех пространственных значений  $A$ .

С учетом того, что при размещении веток в лесном массиве эксплуатационная площадь последнего разделяется на отдельные зоны тяготения к веткам, ширину каждой полосы целесообразно принимать равной оптимальному расстоянию между ветками у мест их примыкания к магистральному пути. Таким образом,

$$b = \sqrt{\frac{C_b - C_{ус}}{30\gamma b_{ус}}}, \quad (9)$$

где  $C_b$  — стоимость постройки и содержания (за срок службы) 1 км головного участка ветки, р./км;

$C_{ус}$  — стоимость постройки и содержания 1 км уса, р./км;

$b_{ус}$  — стоимость пробега леса по усу, р./м<sup>3</sup> · км).

Из формулы (7) и рис. 2, *б* видно, что координата  $x_{пр} = 0$  при

[6]. Чекалкин К. А., Хазов Е. В. К теории процесса сортировки бревенных пучков боковым воздействием гидравлической струи.— Изв. высш. учеб. заведений, Лесн. журн., 1970, № 5, с. 47—52.

Поступила 21 февраля 1985 г.

УДК 621.86.063.2.001.2

## ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ РОТАТОРА В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ ГРЕЙФЕРА С ЛЕСОМАТЕРИАЛОМ МЕТОДОМ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

В. В. КРЫЛОВ, А. И. ПАНЧЕНКО

Мелитопольский институт механизации сельского хозяйства

В лесной промышленности для механизации погрузочно-разгрузочных работ все шире применяют гидроманипуляторы с грейфером на жестком подвесе. Наиболее эффективным средством для ориентации грейфера является неполноповоротный ротатор (моментный гидроцилиндр) [2]. Он дает возможность безредукторно соединить выходной вал привода с грейфером. Однако применение ротаторов ограничивается отсутствием надежного уплотнения стыка цилиндрической и торцевой поверхностей корпуса цилиндра. Доказано, что в моментных гидроцилиндрах с пластинами прямоугольной формы практически невозможно надежно уплотнить углы рабочей камеры и неровности монтажных стыков, поэтому нельзя добиться высоких значений рабочего давления и объемного коэффициента полезного действия гидропривода. В моментных гидроцилиндрах рекомендуется применять пластины полукруглой формы, которые обеспечат надежное уплотнение рабочей камеры и не будут иметь монтажных стыков [1].

При эксплуатации неполноповоротных ротаторов с прямоугольной пластиной основным недостатком является большой угол поворота при торможении. Это происходит вследствие низкого объемного КПД гидродвигателя.

Для значительного уменьшения угла торможения при развороте грейфера с круглыми лесоматериалами рекомендуется использовать метод «противодавления». Этот метод заключается в следующем: для четкого фиксирования грейфера с лесоматериалом рабочая жидкость подается под давлением в полость вытеснения ротатора. Необходимость применения метода противодавления зависит от момента инерции разворачиваемых масс относительно оси вращения и угловой скорости разворота.

Для опробования метода были проведены экспериментальные исследования на специальном стенде, созданном на кафедре деталей машин и ТММ Московского лесотехнического института. Стенд представляет собой двухэлементный шарнирно сочлененный гидроманипулятор, установленный на жесткое основание. Грейфер с перекрывающимися челюстями имеет двухшарнирный подвес к неполноповоротному ротатору.

Экспериментальные исследования проводили следующим образом. Грейфером гидроманипулятора стенда зачерпывают круглые лесоматериалы; при помощи гидроцилиндров стрелы и рукояти гидроманипулятора поднимают грейфер с лесоматериалами на высоту 2—3 м; с использованием неполноповоротного ротатора разворачивают грейфер относительно вертикальной оси и в нужный момент производят остановку методом противодавления.

При исследованиях использовали сортаменты длиной 6 м. Общая масса грейфера с круглыми лесоматериалами до 1000 кг. Скорость разворота грейфера неполноповоротным ротатором изменяли от 0,75 до 3 рад/с.

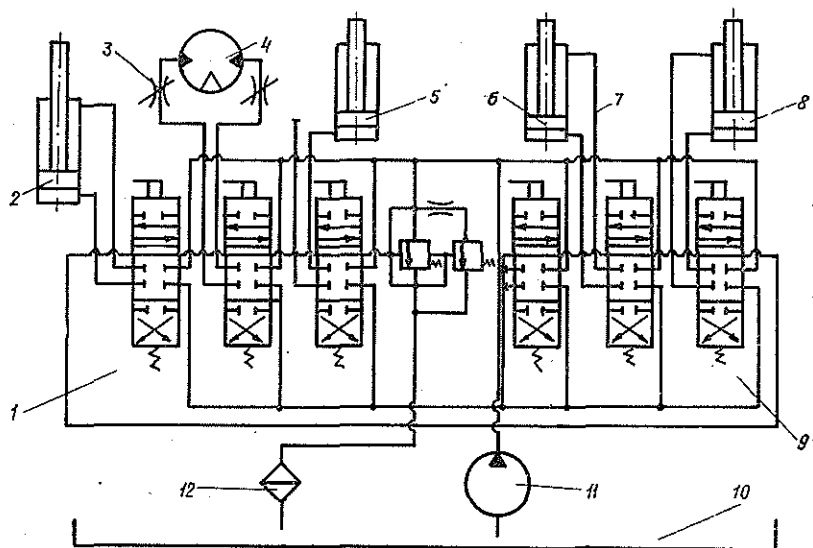


Рис. 1. Схема гидропривода станда-манипулятора.

1 — гидрораспределитель Р-75-43ПГ-1А; 2 — гидроцилиндр грейфера; 3 — дроссель-расходомер ДР-70; 4 — неполноповоротный ротор; 5 — гидроцилиндр механизма поворота стрелы; 6 — гидроцилиндр рукояти; 7 — соединительные магистрали (гибкие шланги); 8 — гидроцилиндр стрелы; 9 — гидрораспределитель Р-75-43ПГ-2Б; 10 — маслобак; 11 — гидронасос НШ-46У; 12 — фильтр.

В гидросистему манипулятора станда входят: гидронасос НШ-46, гидрораспределитель золотникового типа Р-75-43, неполноповоротный ротор КЛ-4, гидроцилиндры стрелы, рукояти и грейфера. Все гидродвигатели и гидрораспределитель соединены гибкими шлангами (рис. 1).

Для изменения угловой скорости вала неполноповоротного ротора применяли дроссели-расходомеры ДР-70, которые устанавливали в нагнетательной и сливной полости.

Регистрация параметров разворота и торможения грейфера с лесоматериалом осуществлялась с использованием тензометрического метода.

Давление рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях ротора определяли с применением тензодатчиков давления ТДД-100. Датчики тарировали на специальных стендах ЦНИИМЭ. Крутящий момент на валу ротора регистрировали с помощью тензодатчиков сопротивления, установленных по полумостовой схеме. Электрические сигналы от тензодатчиков усиливали тензоусилителем ТУП-101 «Топаз-1» и фиксировали светолучевым осциллографом Н-700.

Характерная осциллограмма процесса торможения грейфера с лесоматериалом методом противодействия представлена на рис. 2.

При изучении динамического крутящего момента на валу ротора мы выделяем:  $M_1$  — пусковой крутящий момент;  $M_y$  — установившийся крутящий момент при разгоне;  $M_2$  — динамический тормозной момент в процессе торможения методом противодействия;  $M_3$  — избыточный тормозной момент.

Соотношение между этими моментами при различных угловых скоростях разворота неполноповоротным ротором грейфера с круглыми лесоматериалами показывает, что при  $\omega > 2,25$  рад/с динамический тормозной момент существенно возрастает и в 4—5 раз превышает установившийся (рис. 3).

Как видно из характерной осциллограммы, давление рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях ротора и динамический крутящий момент изменяются по экспоненциальному закону. Эти явления объясняются значительными внутренними перетечками рабочей

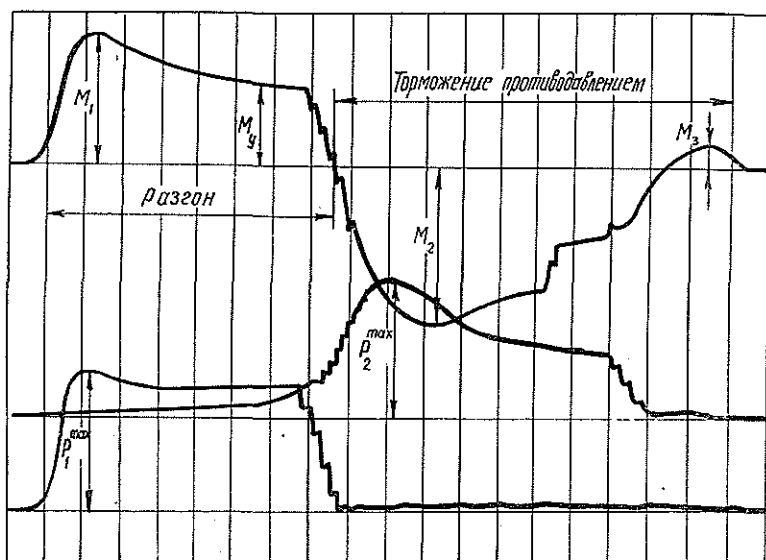


Рис. 2. Характерная осциллограмма процесса разгона и торможения методом противодавления (масса грейфера с лесоматериалом 500 кг, длина круглых сортиментов 6 м, угловая скорость разворота 1 рад/с).

$P_1^{max}$  — максимальное давление нагнетания рабочей жидкости в роторе при пуске;  $P_2^{max}$  — максимальное противодавление рабочей жидкости в роторе при торможении.

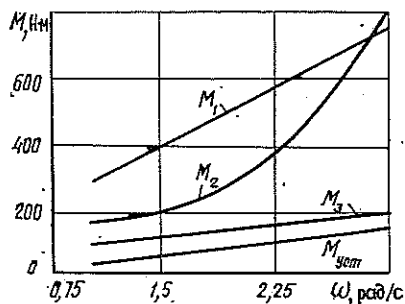


Рис. 3. Зависимость динамических крутящих моментов на валу ротора от угловой скорости разворота грейфера с лесоматериалом (масса грейфера с лесоматериалом 500 кг, длина круглых сортиментов 6 м).

жидкости из полости нагнетания в полость слива ротора, которые демпфируют колебания давления рабочей жидкости.

Обработка экспериментальных данных позволила составить уравнение регрессии, связывающее коэффициент динамичности при торможении  $K_2$  с угловой скоростью разворота  $\omega$ , массой грейфера с лесоматериалом  $m$ :

$$K_2 = 6,82 - 0,06m + 0,37\omega.$$

Зная коэффициент динамичности, можно определить динамический тормозной момент на валу неполноповоротного ротора.

Полученное уравнение регрессии позволяет обоснованно выбирать параметры ротора при торможении грейфера с лесоматериалом методом противодавления.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Перекрестов А. В. Определение расходов жидкости и крутящего момента на валу моментного гидроповоротника с рабочими пластинами любой формы.— Вестн. машиностроения, 1971, № 12. [2]. Таубер Б. А. Грейферные механизмы.— М.: Машиностроение, 1967.— 421 с.