

УДК 621.869.4

С. С. ЧИХУХЧЯН, Р. А. ОВНЯНЯН

ДИНАМИКА ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
АВТОПОГРУЗЧИКА С ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

Исследуется динамика прямолинейного движения автопогрузчика с объемной гидравлической передачей, позволяющая повысить производительность и эффективность работы автопогрузчиков в сравнении с механической трансмиссией.

Приводятся дифференциальные уравнения движения автопогрузчика с ОП и результаты решения этих уравнений, характеризующие особенности динамики движения автопогрузчика.

Пл. 3. Библ. 8. 3 ил.

Винищувальний і швидкохідний гідротрансмісійний автопогрузчик зростає в експлуатації, при цьому зростає і вимога до його швидкості руху. Вирішенням цієї проблеми є використання об'ємної гідротрансмісії. Вона дозволяє збільшити швидкість руху автопогрузчика, знизити витрати палива, збільшити його маневреність. Вирішення цієї проблеми є використання об'ємної гідротрансмісії. Вона дозволяє збільшити швидкість руху автопогрузчика, знизити витрати палива, збільшити його маневреність.

Тяговые и динамические качества автопогрузчиков в значительной степени зависят от типа применяемых трансмиссий, среди которых наиболее целесообразным и перспективным являются объемные гидротрансмиссии, получившие широкое применение в строительно-дорожных машинах.

Гидрообъемная передача в трансмиссии автопогрузчика обеспечит широкий диапазон изменения передаточного числа, компактность, легкость управления и требуемую скорость в рабочем режиме при высоких нагрузках за счет автоматического повышения давления рабочей жидкости в зависимости от сопротивления движению.

Оценка динамики движения является составной и важной частью общего расчета при проектировании ОП передач автопогрузчиков.

На рис. 1 представлена схема системы «двигатель-ОП-колеса», которая рассматривается как динамическая система с одной степенью свободы. В данной схеме предусмотрена установка дизельного двигателя, как наиболее целесообразного, и регулируемого гидронасоса. При этом отпадает необходимость в наличии согласующего редуктора между двигателем и насосом, т. к. при нормальном режиме работы двигателя частоты вращения обоих механизмов примерно одинаковы.

Принимая за обобщенную координату угол поворота ведущего колеса $\varphi_{\text{вк}}$, уравнение движения автопогрузчика в форме Лагранжа второго рода имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_{\text{вк}}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_{\text{вк}}} = M_{\varphi_{\text{вк}}}, \quad (1)$$

где T — кинетическая энергия движущегося автопогрузчика, $M_{\varphi_{\text{вк}}}$ — обобщенный момент по выбранной координате.

Применительно к расчетной схеме рис. 1 кинетическая энергия автопогрузчика будет определяться зависимостью

$$T = I_1 \frac{\dot{\varphi}_1^2}{2} + I_2 \frac{\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m \cdot v^2}{2} + I_M \frac{\dot{\varphi}_M^2}{2} + I_N \frac{\dot{\varphi}_N^2}{2}, \quad (2)$$

где I_1 , I_2 , I_M — моменты инерции вращающихся тел соответственно двигателя, гидронасоса и гидромотора; $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\varphi}_M$ — угловые скорости коленчатого вала двигателя, вала насоса и гидромотора; m , v — масса и скорость потока рабочей жидкости в нагнетающей магистрали ОГП.

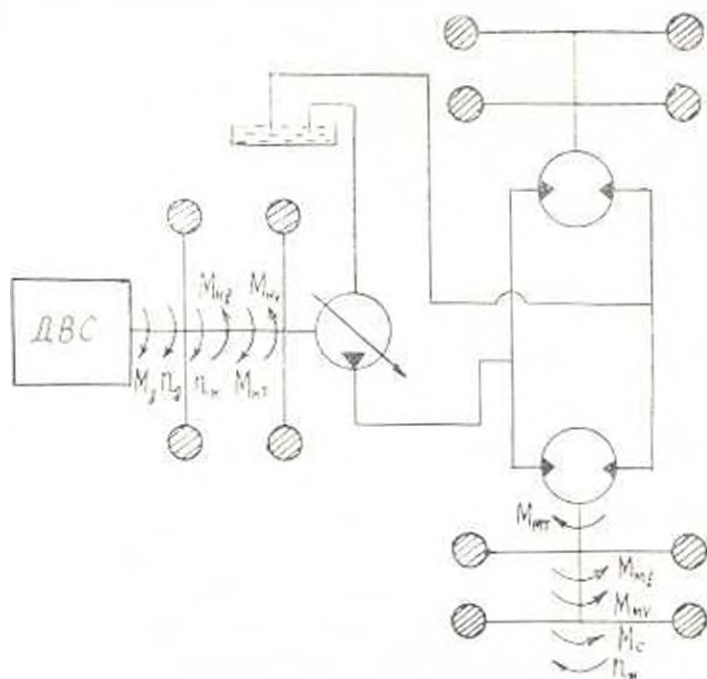


Рис. 1 Схема динамической системы «двигатель-ОГП-колеса».

Одним из важных оценочных показателей динамических качеств автопогрузчиков является ускорение и характер его изменения от скорости движения

$$\ddot{x} = \ddot{x}_0 + \ddot{x}_1 = \frac{r_m}{l_{огп}} \left(\left(M_1 l_{огп} - \left[\frac{2C_{22} V_{огп}}{2\pi} \dot{\varphi}_1 + \frac{2C_{22} V_{огп}}{2\pi} \dot{\varphi}_2 \right] \ddot{\varphi}_1 + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{C_{22} V_{огп}}{2\pi} \dot{\varphi}_1 + \frac{C_{22} V_{огп}}{2\pi} \dot{\varphi}_2 \right) \Delta p - A \ddot{\varphi}_1 + f m g r_m \right), \quad (3)$$

где $\ddot{x}$ — коэффициент условного приращения масс; $l_{огп}$ — передаточное число ОГП; l — параметр регулирования насоса; $V_{огп}$, $V_{огп}$ — рабочие объемы насоса и гидромотора; C_{22} , C_{22} — коэффициенты жидкого трения и трения скольжения; η — коэффициент динамической вязкости.

Другим оценочным показателем, характеризующим динамические качества автопогрузчика, является время t , за которое может быть достигнута максимальная скорость, т. е. время переходного процесса. Функция времени разгона в зависимости от достигнутой угловой скорости ведущих колес определяется по уравнению, полученному в результате интегрирования дифференциального уравнения (1) и его соответствующего преобразования, в результате чего получаем

$$t = \frac{I_{\text{всп}} \dot{\varphi}_{\text{вк}}}{A [(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} \left| \ln \frac{\varphi_{\text{вк}}}{\varphi_{\text{вк макс}} - \varphi_{\text{вк}}} \sqrt{\frac{(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2}{X_1^2 + \beta_1^2}} + \frac{X_1 (\varphi_{\text{вк}} + X_1) + \beta_1^2}{\varphi_{\text{вк}} \beta_1} \left(\operatorname{arctg} \frac{X_1}{\beta_1} - \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{\text{вк}} + X_1}{\beta_1} \right) \right|, \quad (4)$$

где

$$X_1 = \frac{C_{\text{всп}} V_{\text{вк}}}{2\pi A} + \frac{1}{2} \varphi_{\text{вк макс}},$$

$$\beta_1 = \frac{1}{2} \sqrt{4[B_1 + \varphi_{\text{вк макс}} (B_1 + \varphi_{\text{вк макс}})] - (\varphi_{\text{вк макс}})^2},$$

$$B_1 = \frac{C_{\text{всп}} u V_{\text{вк}}}{2\pi A}.$$

Немаловажным оценочным показателем динамики движения автопогрузчика является путь S , пройденный в процессе разгона

$$dS = r_{\text{вк}} d\varphi_{\text{вк}} = r_{\text{вк}} \dot{\varphi}_{\text{вк}} dt$$

или

$$S = r_{\text{вк}} \int_0^{\varphi_{\text{вк макс}}} \frac{\dot{\varphi}_{\text{вк}} d\varphi_{\text{вк}}}{\varphi_{\text{вк}}} = \frac{I_{\text{всп}} \dot{\varphi}_{\text{вк макс}}^2 r_{\text{вк}}}{A [(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} \left| \ln \frac{\varphi_{\text{вк макс}}}{\varphi_{\text{вк макс}} - \varphi_{\text{вк}}} + \frac{\varphi_{\text{вк макс}} + 2X_1 \varphi_{\text{вк}} + \beta_1^2}{2\varphi_{\text{вк макс}} \beta_1} \ln \frac{X_1^2 + \beta_1^2}{[(\varphi_{\text{вк}} + X_1)^2 + \beta_1^2]} - \frac{(\varphi_{\text{вк макс}} + X_1)(X_1^2 + \beta_1^2)}{\varphi_{\text{вк макс}} \beta_1} \left(\operatorname{arctg} \frac{\varphi_{\text{вк}} + X_1}{\beta_1} - \operatorname{arctg} \frac{X_1}{\beta_1} \right) \right|. \quad (5)$$

Пользуясь выражениями (4) и (5), построены графики зависимости $t = f(v)$ и $S = f(v)$ (рис. 2 и 3) для автопогрузчика грузоподъемностью 20 кН с ОГП и механической трансмиссией. Как видно, применение ОГП позволяет значительно снизить время и путь разгона автопогрузчика по сравнению с механической трансмиссией, что в свою очередь

редь, позволит увеличить производительность автопогрузчика и повысить эффективность его работы.

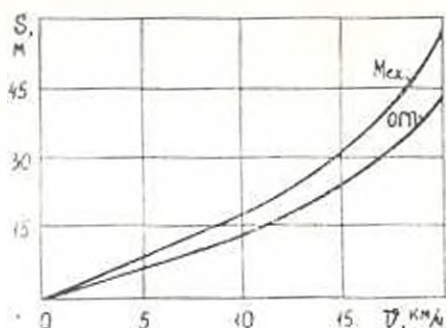


Рис. 2. Графики зависимости времени от скорости движения автопогрузчика в процессе разгона.

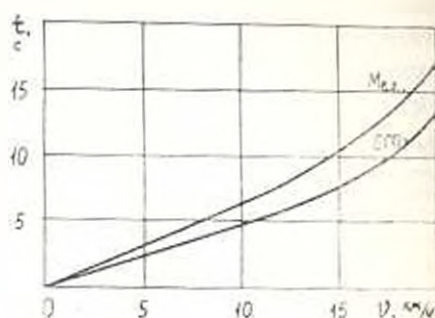


Рис. 3. Графики зависимости пути разгона автопогрузчика от скорости движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кривоблизов А. Н., Пашинин И. О. Динамика прямолинейного движения трактора с гидрообъемной трансмиссией. — М.: МАМИ, 1985. С. 89—108.
2. Анисков А. С., Запорожен М. М. Гидрообъемные передачи транспортных и тяговых машин. — Л.: Машиностроение, 1968. — 212 с.
3. Чибуляк С. С. Анализ различных трансмиссий автопогрузчиков // Прогрессивная техника транспорта. — 1986. — № 12. — С. 19—21.

БрПИ им. К. Маркса

22 VI 1986

Изв. АН АрмССР (сер. ГИ), т. XLIII, № 1, 1990, с. 14—17.

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 626.823

Э. П. АЩИЯНИ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО НАПОРА В НАЧАЛЕ НАГРЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ПРИ ОСТАНОВКЕ НАСОСА

Предлагается приближенный методика расчета минимального напора в начале трубопровода насосной станции при остановке насоса. Применяется эмпирическое соотношение расчета по предлагаемым формулам с экспериментальными данными.

Табл. 1. Библиогр. 5 назв.

Առաջարկվում է նմանաբան մոտավոր մեթոդ հաշվարկելու մեծագույն ճնշման համարժեցական սկզբում գտնվող տեղամասին ծամածնուկ փորձի տվյալները համեմատելով նմանաբանով բանաձևով հաշվարկի արդյունքի հետ:

При проектировании напорных трубопроводов насосных станций необходимо иметь сведения о давлениях, возникающих в трубопроводах в случае гидравлических ударов при внезапном прекращении