

УДК 629.3–515

**В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., Т. В. Мрочек****ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СВОЙСТВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСА**

Приведены результаты исследования характеристик системы рулевого управления троллейбуса АКСМ–101 с гидроусилителем МАЗ–5335. Получены оценки показателей управляемости троллейбуса и эффективности работы механизмов гидроусилителя. Изложены предлагаемые рекомендации по улучшению функциональных свойств системы рулевого управления.

На троллейбусах, выпускаемых предприятием «Белкоммунмаш», применяется рулевое управление с гидроусилителем. Рулевое управление является одним из основных конструктивных элементов активной безопасности транспортного средства. Его конструкция должна обладать комплексом функциональных свойств, обеспечивающих выполнение требований к управляемости машины, эффективности и надежности работы всех механизмов рулевого управления. Как показывает опыт эксплуатации троллейбусов в г. Могилеве, наименее надежным элементом рулевого управления является гидроусилитель. Вместе с тем это наиболее сложный и дорогостоящий компонент рулевого управления. В этой связи была поставлена задача – исследовать процессы функционирования механизмов рулевого управления троллейбусов с целью поиска способов улучшения их функциональных свойств и повышения работоспособности. Результаты выполненных исследований и предлагаемые технические решения приведены в данной статье.

Для решения поставленной задачи были разработаны динамическая и математическая модели, позволившие выполнить системный анализ процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем и оценить влияние параметров его механизмов на показатели управляемости машины и эффективности работы системы рулевого управления. Моделировалось движение снаряженного троллейбуса и с полной нагрузкой при совершении маневров «переход на круговую траекторию с

минимальным радиусом» и «поворот на  $90^\circ$ » при проезде перекрестка.

Рулевое управление колесной машины с гидроусилителем представляет собой систему автоматического управления, состоящую из объекта управления и управляющего устройства. Объектом управления являются управляемые колеса машины. Управляющее устройство рулевого управления содержит рулевое колесо (задающее устройство), рулевой механизм, гидроусилитель, рулевой привод (рулевая трапеция, система промежуточных рычагов и тяг, сошка). К основным компонентам гидроусилителя относятся: гидроцилиндр, распределитель, регулятор расхода, насос.

Основные функции компонентов гидроусилителя: распределитель – элемент управления, осуществляет сравнение сигнала задающего воздействия  $x_{з.в}(t)$  с сигналом обратной связи  $x_{о.с}(t)$  и формирует управляющий сигнал гидравлического давления  $p(t)$ , подаваемый на гидроцилиндр; гидроцилиндр – исполнительный механизм, усиливает управляющий сигнал распределителя и преобразует его в механическое усилие  $F_{г.ц.}$ , передаваемое на рулевой привод; регулятор расхода – устройство стабилизации потока рабочей жидкости (расхода  $Q_{р.р.}$ ), передаваемой от источника подачи рабочей жидкости к исполнительному механизму через распределитель. Для обеспечения стабилизации  $Q_{р.р.}$  регулятор расхода охвачен отрицательной обратной связью, сигнал которой представляет собой давление  $p_{о.с.}$

Усилие  $F_{г.л.}$ , развиваемое гидроцилиндром, передается на рулевой привод, который преобразует его во вращающий момент  $M_{р.л.}$ , обеспечивающий поворот колес машины (углы поворота левого и правого колес  $\theta_{л.к}$  и  $\theta_{п.к}$  соответственно).

Функционирование рулевого управления колесной машины осуществляется в условиях внешней среды, которая оказывает на нее соответствующие воздействия – возмущающие и управляющие. Внешней средой является опорная поверхность дороги, создающая сопротивление повороту, и масса машины, нагружающая управляемые колеса силами инерции, возникающими при криволинейном движении. Возмущающее воздействие внешней среды представляет собой момент сопротивления повороту управляемых колес  $M_{\Sigma}$ .

Источник энергии – масляный насос гидроусилителя – условно отнесем также к внешней среде. Подача насоса  $Q_n$  и развиваемое им давление  $p_n$  характеризуют его возмущающее воздействие на гидроусилитель рулевого управления.

Управляющее воздействие создается водителем и реализуется в виде усилия на рулевом колесе  $F_{р.к}$  и угла поворота рулевого колеса  $\alpha_{р.к}$ .

Для адекватного описания физических свойств системы рулевого управления при разработке математической модели учитывались динамические свойства управляемых колес, рулевого привода и всех компонентов гидроусилителя: гидроцилиндра, регулятора расхода, гидромагистралей. Учитывались их инерционные, упругие и диссипативные свойства, сжимаемость и вязкостные свойства рабочей жидкости, зависимость вязкости от температуры, трение в сопряжениях поршень – гидроцилиндр, золотник – корпус регулятора расхода, трение в уплотнении штока гидроцилиндра. При описании диссипативных свойств гидромагистралей учитывались потери по длине и в местных сопротивлениях. Объект управления – управляемые колеса и детали рулевого привода – представлен приведенной к гидроцилиндру сосредоточенной массой, а также упругим и диссипативным элементами, отображающими физические свойства рулевого привода.

На рис. 1 приведена разработанная динамическая модель рулевого управления колесной машины с гидроусилителем.

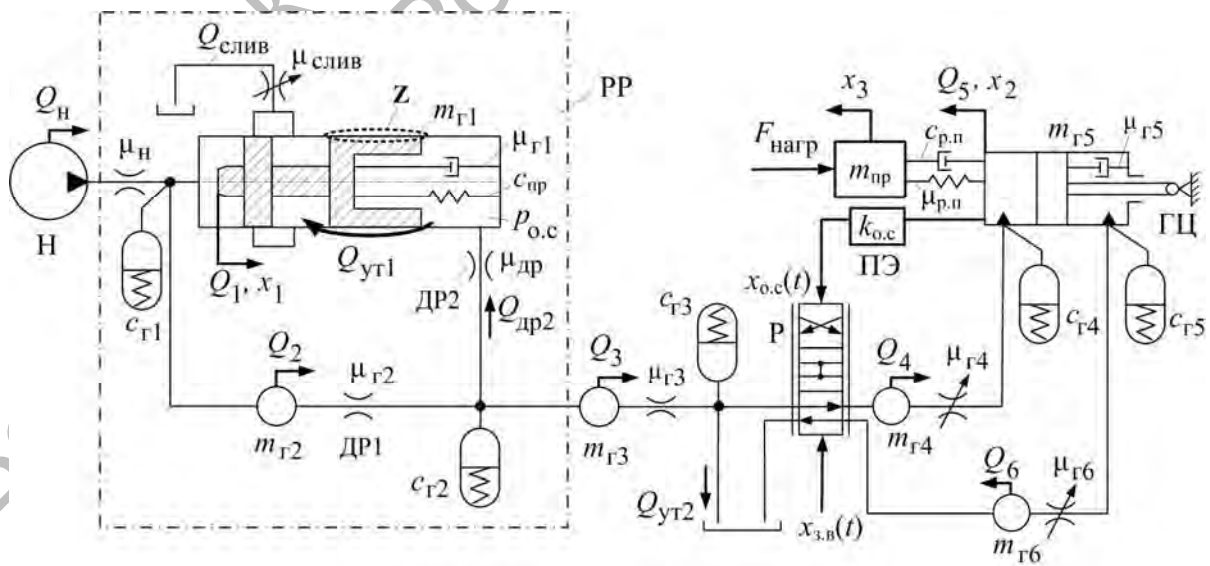


Рис. 1. Динамическая модель рулевого управления с гидроусилителем

Динамическая модель содержит семь сосредоточенных масс, совершающих поступательные движения. Следовательно, динамическая модель рулевого управления имеет семь степеней свободы. Фазовыми координатами, отображающими движение сосредоточенных масс, приняты перемещения золотника регулятора расхода  $x_1$ , поршня гидроцилиндра  $x_2$  и приведенной массы  $m_{пр}$  управляемых колес  $x_3$ , а также расходы жидкости  $Q_i$ , м<sup>3</sup>/с, в гидромагистралях и рабочих полостях гидроцилиндра и золотника регулятора расхода. Положительные направления отсчета координат  $x_i$ ,  $i = \overline{1, 3}$  и  $Q_i$ ,  $i = \overline{1, 6}$

указаны на динамической модели стрелками. Взаимодействие дискретных упругих и диссипативных элементов с сосредоточенными массами гидромагистралей характеризуется переменными типа потенциала – давлениями  $p_j$ ,  $j = \overline{1, 5}$ , Па, а взаимодействие гидроцилиндра с приведенной массой управляемых колес представлено усилиями упругого  $F_{у.р.п}$  и диссипативного  $F_{д.р.п}$  элементов.

На основе динамической модели получена следующая система нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} dQ_1/dt &= (p_{y1} - p_{пр} - p_{о.с} - p_{д1})/m_{г1}; \\ dQ_2/dt &= (p_{y1} - p_{y2} - p_{д2})/m_{г2}; \\ dQ_3/dt &= (p_{y2} - p_{y3} - p_{д3})/m_{г3}; \\ dQ_4/dt &= (p_{y3} - p_{y4} - p_{д4})/m_{г4}; \\ dQ_5/dt &= [p_{y4} - p_{y5}/\psi - p_{д5} - (F_{у.р.п} + F_{д.р.п})/A_{п}] / m_{г5}; \\ dQ_6/dt &= (p_{y5} - p_{д6})/m_{г6}; \\ dv_3/dt &= (-F_{нагр} + F_{у.р.п} + F_{д.р.п})/m_{пр}; \\ dp_{y1}/dt &= c_{г1}(Q_{н} - Q_1 - Q_{слив} - Q_2); \\ dp_{y2}/dt &= c_{г2}(Q_2 - Q_3 - Q_{ут1}); \\ dp_{y3}/dt &= c_{г3}(Q_3 - Q_4 - Q_{ут2}); \\ dp_{y4}/dt &= c_{г4}(Q_4 - Q_5); \\ dp_{y5}/dt &= c_{г5}(Q_5/\psi - Q_6); \\ dF_{у.р.п}/dt &= c_{р.п}(Q_5/A_{п} - v_3); \\ dx_1/dt &= Q_1/A_{зол}; \\ dx_2/dt &= Q_5/A_{п}; \\ dx_3/dt &= v_3, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $p_{yj}$  – давления жидкости в упругих элементах  $c_{гj}$ , Па;  $p_{пр}$  – давление, обусловленное усилием пружины регулятора расхода, Па;  $p_{дi}$  – потери давления в диссипативных элементах, Па;  $p_{о.с}$  – сигнал отрицательной обратной связи регулятора расхода, Па;  $\psi$  – коэффициент мультипликации гидроцилиндра;  $F_{у.р.п}$ ,  $F_{д.р.п}$  – усилия упругого и диссипативного элементов рулевого привода, Н;  $F_{нагр}$  – приведенное

усилие нагрузки на рулевой привод, обусловленное сопротивлением повороту управляемых колес, Н;  $A_{зол}$ ,  $A_{п}$  – площади золотника регулятора расхода и поршня гидроцилиндра соответственно, м<sup>2</sup>;  $Q_{н}$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{слив}$  – расход на слив в бак при повышении давления, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{ут1}$  – расход утечек в регуляторе расхода через зазор Z, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{ут2}$  – расход утечек в распределителе, м<sup>3</sup>/с;

$v_3$  – скорость приведенной массы  $m_{пр}$  управляемых колес, м/с.

При интегрировании системы уравнений (1) задавались начальные условия:  $Q_{i0}$ ,  $i = \overline{1, 6}$ ;  $p_{yj0}$ ,  $j = \overline{1, 5}$ ;  $v_{30}$ ,  $x_{10}$ ,  $x_{20}$ ,  $x_{30}$ , а также функции внешних возмущающих и управляющих воздействий: усилие нагрузки на гидроцилиндр  $F_{нагр}$ , обусловленное сопротивлением повороту управляемых колес; подача насоса  $Q_H$  и управляющее воздействие водителя на рулевое колесо  $F_{р.к}$ ,  $\alpha_{р.к}$ . На каждом шаге интегрирования вычислялись входящие в уравнения (1) функции  $p_{di}$ ,  $i = \overline{1, 6}$ ;  $Q_{ут1}$ ;  $Q_{ут2}$ ;  $Q_{др2}$ ;  $Q_{слив}$ ;  $p_{о.с}$ ;  $p_{пр}$ . Для

их вычисления использовались известные формулы [1, 2].

Для определения показателей оценки управляемости колесной машины необходима математическая модель движения ее на повороте. На рис. 2 приведена схема криволинейного движения колесной машины. Приняты две системы координат: подвижная  $xCy$  и неподвижная  $XOY$ . Точка  $C$  отображает положение центра масс машины. Подвижная система координат связана с машиной, причем ось  $Cx$  совпадает с продольной осью машины  $AB$  и направлена в сторону перемещения машины, ось  $Cy$  направлена в сторону поворота, а ось  $Cz$  перпендикулярна плоскости движения.

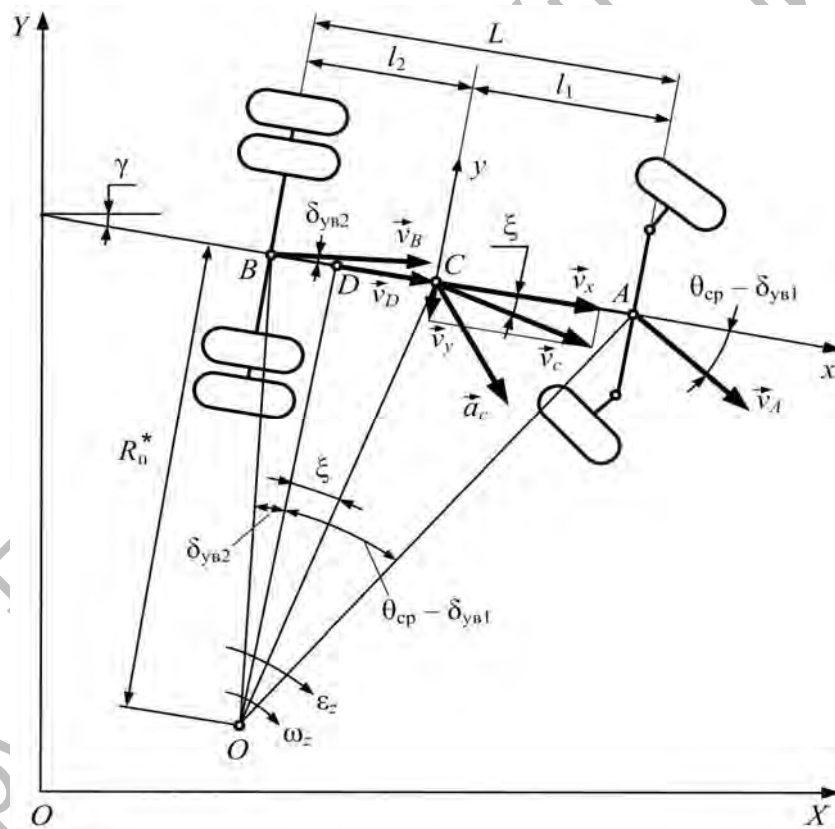


Рис. 2. Схема криволинейного движения колесной машины

Неподвижная система координат  $XOY$  позволяет построить траекторию движения машины на опорной поверхности. В качестве траектории движения

принималась траектория центра масс. Для описания траектории движения использована следующая система дифференциальных уравнений [3]:

$$\left. \begin{aligned} dX/dt &= v_x \cos \gamma - v_y \sin \gamma; \\ dY/dt &= v_x \sin \gamma + v_y \cos \gamma; \\ dy/dt &= \omega_z, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $v_x, v_y$  – проекции скорости центра масс  $v_c$  на оси подвижной системы координат  $Cx$  и  $Cy$  соответственно, м/с;  $\gamma$  – курсовой угол, характеризующий положение продольной оси колесной машины на плоскости движения, рад;  $\omega_z$  – угловая скорость вращения машины относительно мгновенного центра скоростей – точки  $O$  на плоскости движения машины, рад/с.

В общем случае неустановившегося криволинейного движения машины с учетом увода колес значения  $v_y$  и  $\omega_z$  определяются по формулам [3]:

$$v_y = \frac{v_x [l_2 (\theta_{cp} - \delta_{yв1}) - l_1 \delta_{yв2}]}{L}; \quad (3)$$

$$\omega_z = v_x / R_{п}^* = v_x \frac{\operatorname{tg}(\theta_{cp} - \delta_{yв1}) + \operatorname{tg} \delta_{yв2}}{L}, \quad (4)$$

где  $L, l_1, l_2$  – база машины и координаты центра масс, м;  $\theta_{cp}$  – среднее значение угла поворота колес, рад;  $\delta_{yв1}, \delta_{yв2}$  – углы увода колес, рад;  $R_{п}^*$  – радиус поворота, м.

Для оценки качества процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем обоснован выбор показателей. В качестве показателей управляемости колесной машины приняты: время регулирования  $t_p$  (время полного поворота колес из нейтрального положения); минимальный радиус поворота  $R_{min}$ ; внешний габаритный радиус поворота  $R_{в.г.р}$ . Согласно Правилам ЕЭК ООН № 36 и 107 переход с прямолинейного движения на круговое с минимальным радиусом поворота при скорости  $(10 \pm 2)$  км/ч должен завершаться в течение  $(4 \pm 0,25)$  с,

а значение  $R_{в.г.р}$  не должно превышать 12,5 м.

Значение  $R_{в.г.р}$  вычислялось по формуле

$$R_{в.г.р} = R_{min} + \Delta R = \frac{L / \operatorname{tg} \theta_{cp} + l_0}{\cos \theta_n} + l_{п.ц} + \Delta R, \quad (5)$$

где  $l_0$  – расстояние между осями шкворней, м;  $l_{п.ц}$  – длина плеча поворотной цапфы, м;  $\Delta R$  – вынос переднего свеса машины за пределы минимального радиуса поворота, м;  $\theta_n$  – угол поворота наружного колеса, рад.

Критериями качества процессов функционирования гидроусилителя рулевого управления приняты: средняя скорость перемещения поршня относительно гидроцилиндра  $v_{г.ц}$  при повороте управляемых колес на максимальные углы вправо и влево из нейтрального положения; максимальное развиваемое гидроцилиндром усилие  $F_{г.цmax}$ ; суммарные утечки рабочей жидкости в распределителе и регуляторе расхода  $Q_{\Sigma}$ ; среднее значение КПД гидроусилителя  $\eta_{г.у.ср}$  за время выполнения нормативного маневра.

Для однозначной оценки было принято при исследованиях допустимое значение  $t_p = 4$  с. В этом случае для гидроусилителя МАЗ–5335, применяемого на троллейбусе АКСМ–101, допустимое минимальное значение  $v_{г.ц}$  составляет 0,0375 м/с.

Ранее выполненными исследованиями [4, 5] установлено, что наибольшее влияние на снижение эффективности работы гидроусилителя оказывает величина зазора  $a_0$  в сопряжении золотник – корпус регулятора расхода. Номинальное значение  $a_0 = 12$  мкм. При этом значении регулятор расхода гидроусилителя МАЗ–5335 обеспечивает стабилизацию

подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр на уровне  $Q_{p,p} = 8,9$  л/мин. С увеличением  $a_0$  величина  $Q_{p,p}$  начинает падать, особенно интенсивно – при  $a_0 > 24$  мкм. В результате существенно ухудшаются показатели управляемости троллейбуса и эффективность гидроусилителя резко падает.

Рассмотрим результаты исследований, полученные при моделировании переходных процессов в системе рулевого

управления троллейбуса АКМ–101 с гидроусилителем МА3–5335 при варьировании величины зазора  $a_0$  в пределах от 12 до 35 мкм, т. е. при изменении зазора в 3 раза по отношению к номинальному.

На рис. 3 приведены графики результатов моделирования при выполнении маневра «переход на круговую траекторию с минимальным радиусом».

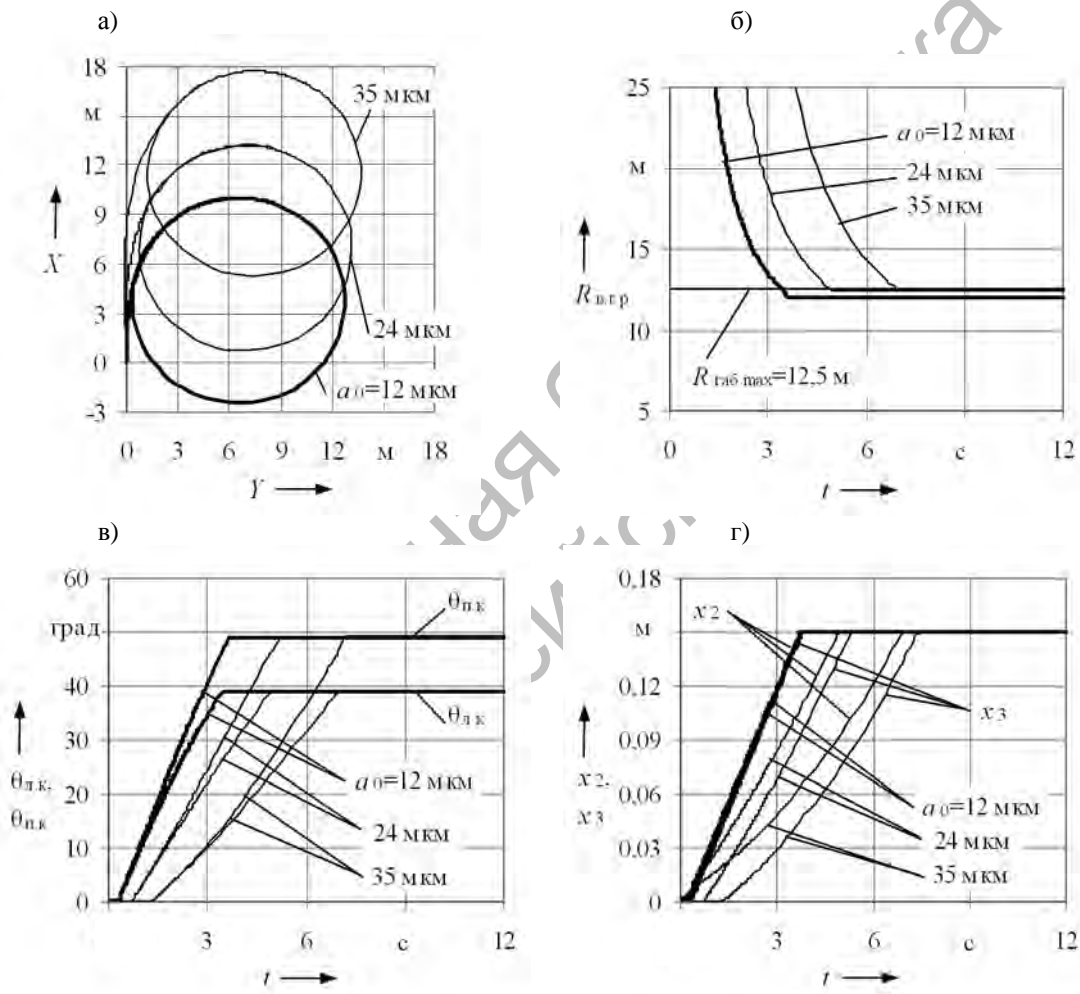


Рис. 3. Графики моделирования маневра «переход на круговую траекторию с минимальным радиусом»

На рис. 3, а показаны графики траектории движения центра масс троллейбуса для трех значений величины зазора: 12, 24 и 35 мкм. При возрастании зазора  $a_0$  в два раза перемещение машины по оси  $X$  увеличивается в 1,31 раза, а при возрастании

зазора в 3 раза увеличение  $X$  достигает 1,78 раза. Время регулирования в рассматриваемом случае составляет соответственно 3,70; 4,92 и 6,92 с. Следовательно, даже при  $a_0 = 24$  мкм требование на показатель управляемости  $t_p$  не выпол-

няется. Очевидно, что при существенном превышении зазора  $a_0$  по сравнению с рекомендуемыми значениями гидроусилитель не в состоянии обеспечить вхождение троллейбуса в отведенную полосу движения в городских условиях со скоростью 10 км/ч на повороте.

На рис. 3, б показаны графики изменения внешнего габаритного радиуса поворота  $R_{в.г.р.}$ , на рис. 3, в – углов поворота левого  $\theta_{л.к}$  и правого  $\theta_{п.к}$  колес, а на рис. 3, г – перемещения поршня относительно гидроцилиндра  $x_2$  и приведенной массы управляемых колес  $x_3$ . Из рис. 3, г видно, что перемещение  $x_3$  от-

стает по времени от перемещения  $x_2$ , т. е. колеса начинают поворачиваться с некоторым запаздыванием по отношению к началу вращения рулевого колеса. Это обусловлено упругими свойствами деталей рулевого привода и необходимостью их деформации для создания усилия, уравнивающего внешнюю нагрузку, путем перемещения поршня относительно гидроцилиндра усилителя.

На рис. 4–6 приведены графики, полученные при моделировании выполнения маневра «поворот на 90°». На рис. 4 отображено изменение нагрузок в рулевом приводе.

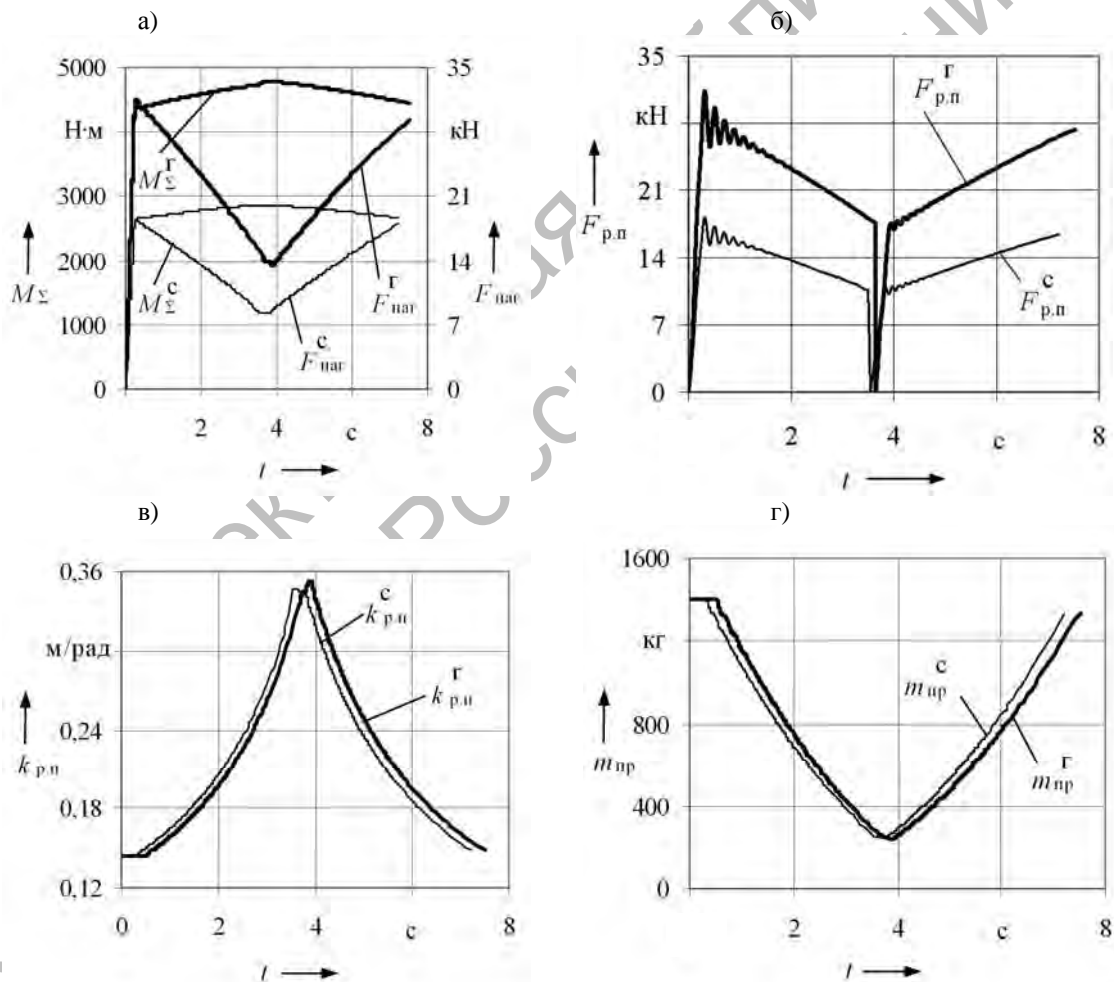


Рис. 4. Графики изменения нагрузок в рулевом приводе при моделировании выполнения маневра «поворот на 90°»

Рис. 4, а иллюстрирует изменение суммарного момента сопротивления повороту машины  $M_{\Sigma}$  и нагрузки на гидроцилиндр усилителя  $F_{нагр}$ . Верхний индекс «с» относится к снаряженной машине, а индекс «г» – при полной нагрузке. На рис. 4, б показано изменение усилия в рулевом приводе  $F_{р.п}$ , а на рис. 4, в – изменение коэффициента передачи рулевого привода  $k_{р.п}$ . Так как значение  $k_{р.п}$  по мере увеличения углов поворота колес возрастает, то это приводит к снижению необходимого усилия гидроцилиндра  $F_{г.ц}$  и облегчает маневрирование при крутых поворотах. На рис. 4, г показаны графики изменения приведенной к гидроцилиндру массы управляемых колес машины  $m_{пр}$  при повороте.

Рассмотрим графики изменения параметров характеристики регулятора расхода, приведенные на рис. 5. Расход на выходе регулятора  $Q_{р.р}$  показан на рис. 5, а, а давление  $p_{р.р}$  – на рис. 5, б. Снижение расхода  $Q_{р.р}$  при увеличении зазора  $a_0$  приводит к уменьшению средней скорости перемещения поршня относительно гидроцилиндра  $v_{г.ц}$ . На рис. 5, в проведена горизонтальная линия  $v_{п.норм} = 0,0375$  м/с. Очевидно, что увеличение зазора в два раза по сравнению с номинальным недопустимо. Варьируя величину  $a_0$  в процессе моделирования, установлено, что предельное значение зазора у исследуемого гидроусилителя составляет 18 мкм.

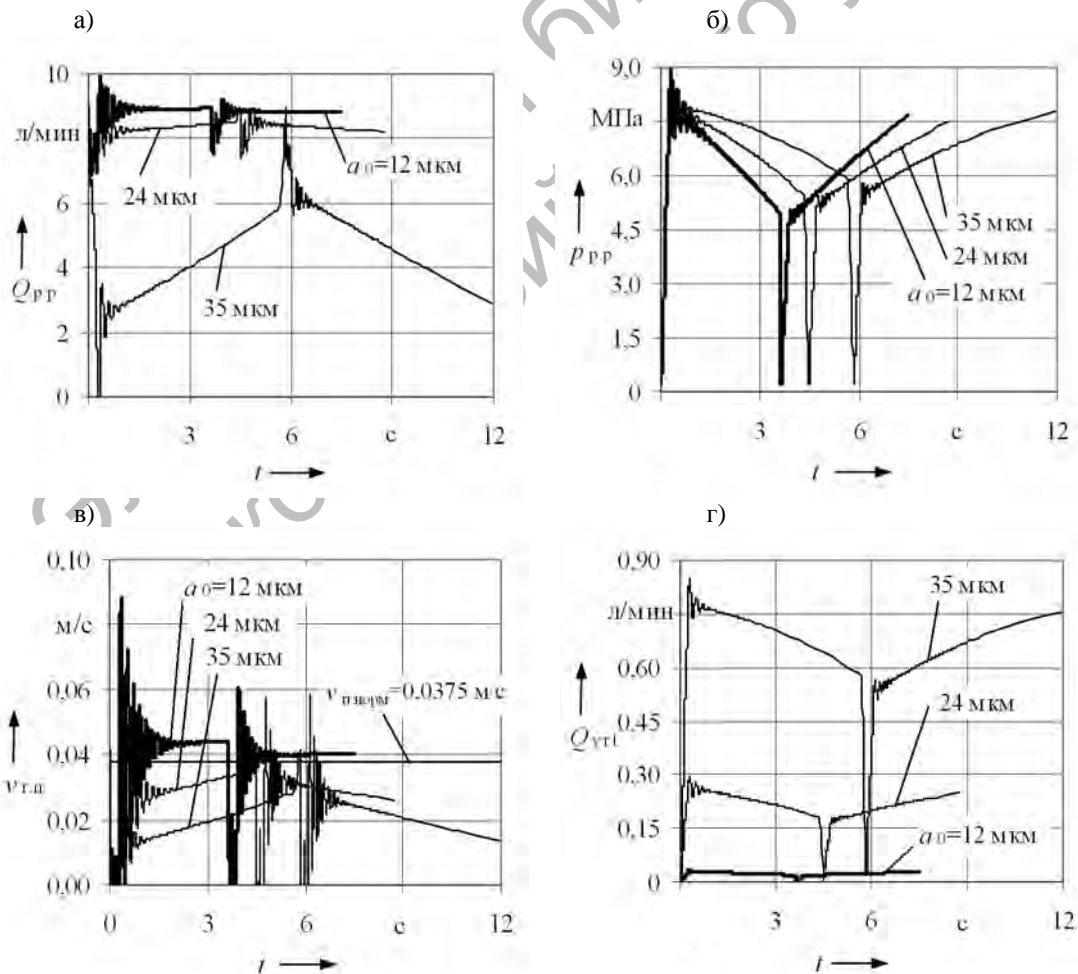


Рис. 5. Графики изменения параметров характеристик гидроусилителя



На рис. 5, г показаны графики утечек  $Q_{ут1}$  через зазор  $a_0$ . Значению  $a_{0max}$  соответствует допускаемая предельная величина утечек через регулятор расхода  $Q_{ут1max} = 0,25$  л/мин. Таким образом, работоспособность регулятора расхода можно определить без его разборки по величине расхода утечек в процессе испытаний на специализированном стенде.

На рис. 6, а приведены графики суммарного расхода, включающего утечки  $Q_{ут1}$  через зазор  $a_0$  и через сливное отверстие  $Q_{слив}$ , управляемое золотником регулятора расхода при его перемещении. При  $a_0 = 12$  мкм расход на слив составля-

ет 3,1 л/мин. С увеличением  $a_0$  и  $Q_{ут1}$  значение  $Q_{слив}$  быстро возрастает, так как нарушается баланс сил, действующих на золотник регулятора расхода, что увеличивает площадь открываемой щели сливного отверстия, т. е. увеличивает  $x_1$  (рис. 6, б). При  $x_1 \leq 3$  мм отверстие слива закрыто. При этом происходит перенастройка регулятора расхода на другой режим дозирования. Штриховой линией на рис. 6 показана характеристика, получаемая при  $a_0 = 40$  мкм. В этом случае практически вся подача насоса  $Q_n$  поступает на слив.

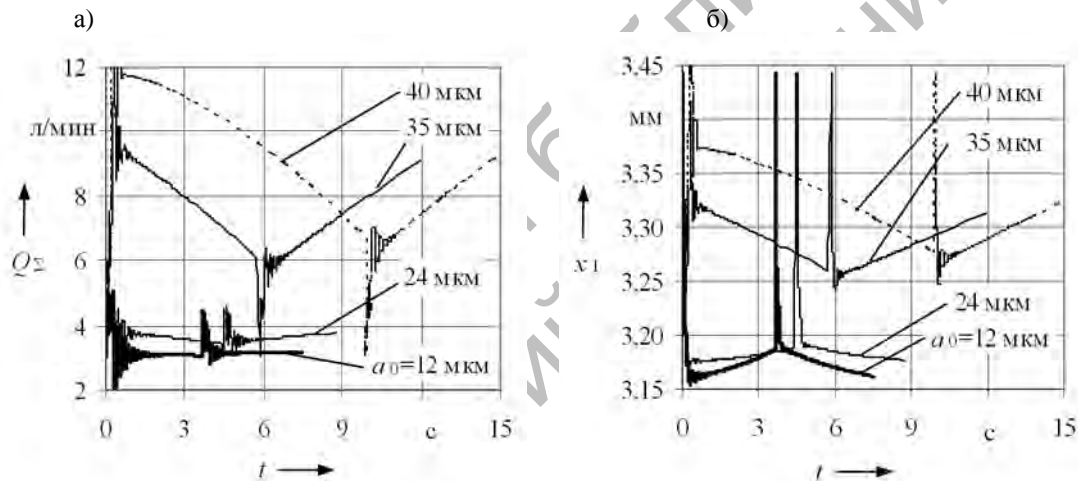


Рис. 6. Изменение суммарного расхода  $Q_{\Sigma} = Q_{ут1} + Q_{слив}$  (а) и перемещения золотника регулятора расхода  $x_1$  (б) при различных значениях зазоров  $a_0$

Работоспособность гидроусилителя при увеличении  $a_0$  можно восстановить путем регулирования площади проходного сечения  $A_{др1}$  основного дросселя ДР1 регулятора расхода. Регулирование величины  $A_{др1}$  позволяет восстановить баланс сил, действующих на золотник регулятора расхода, и обеспечить стабилизацию расхода на требуемом уровне. При увеличении  $a_0$  необходимо увеличивать значение  $A_{др1}$ , что приведет к уменьше-

нию потерь на основном дросселе ДР1 регулятора расхода, компенсирует увеличившиеся потери давления на дросселе ДР2 линии обратной связи и в результате обеспечит необходимый баланс сил на золотнике.

На рис. 7 приведен график зависимости  $A_{др1}$  от  $a_0$ , при котором обеспечивается необходимый расход  $Q_{р.р}$  на выходе регулятора расхода гидроусилителя МАЗ-5335, равный 8,9...9,0 л/мин.

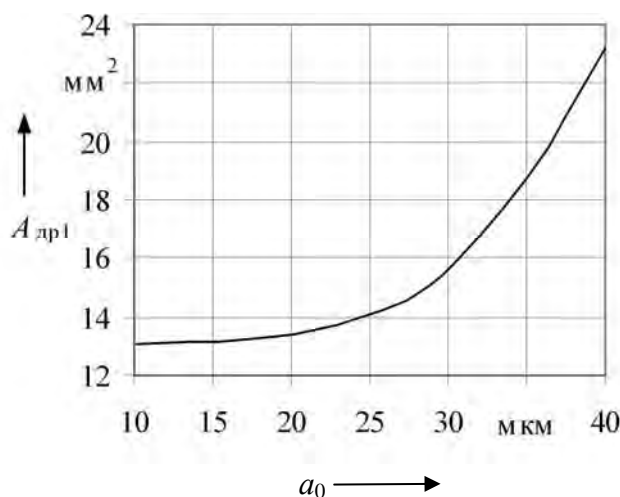


Рис. 7. Характеристика зависимости  $A_{др1}$  от  $a_0$ , обеспечивающей  $Q_{р,р} \approx \text{const}$

Увеличение времени регулирования  $t_p$  может также произойти из-за возрастания утечек в распределителе  $Q_{ут2}$ , так как при этом уменьшится средняя скорость перемещения поршня относительно гидроцилиндра  $v_{г.ц}$ . Компенсировать увеличение утечек  $Q_{ут2}$  можно путем перенастройки регулятора расхода на более высокую величину дозирования расхода  $Q_{р,р}$ .

В процессе выполненных исследований получены следующие результаты.

Разработана методика системного анализа функциональных свойств рулевого управления с гидроусилителем, позволяющая исследовать процессы управления траекторией движения колесной машины и функционирования механизмов системы рулевого управления, определять показатели управляемости машины и оценивать эффективность работы механизмов системы управления. Методика основана на математическом моделировании движения колесной машины при выполнении нормативных маневров, предусмотренных Правилами ЕЭК ООН и национальными стандартами для оценки управляемости машины.

Установлено, что на показатели управляемости машины и эффективности

работы гидроусилителя наибольшее влияние оказывает величина зазора в сопряжении золотник – корпус регулятора расхода, определяющая утечки из полости обратной связи. Увеличение утечек приводит к снижению сигнала обратной связи из-за увеличения потерь на дросселе линии обратной связи и к нарушению баланса сил, действующих на золотник. В результате происходит перенастройка режима дозирования в сторону уменьшения расхода на выходе регулятора.

Показано, что восстановить расчетные значения расхода на выходе регулятора можно путем регулирования площади сечения основного дросселя. С увеличением утечек из полости обратной связи необходимо увеличивать площадь основного дросселя, снижая на нем потери давления. При увеличении утечек в распределителе предложено выполнять настройку регулятора расхода на большую величину подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр усилителя.

Определена величина предельного значения утечек из регулятора расхода, при превышении которой необходимо осуществлять регулирование проходного сечения основного дросселя. Величина утечек не должна превышать значения  $Q_{ут1\text{max}} = 0,25$  л/мин при давлении насо-

са  $p_H = 7$  МПа, что соответствует зазору  $a_0 = 18$  мкм. Параметр  $Q_{yT1max}$  можно использовать для диагностирования технического состояния регулятора расхода без его разборки.

Установлено, что выходная характеристика регулятора расхода  $Q_{p,p} = f(p_{p,p})$  гидроусилителя МАЗ-5335 существенно зависит от вязкости рабочей жидкости. Возрастание вязкости при снижении температуры жидкости приводит к уменьшению расхода  $Q_{p,p}$ . Показано, что причиной является увеличение линейных потерь давления гидромагистрали регулятора расхода, что снижает сигнал обратной связи  $p_{o,c}$  и изменяет настройку регулятора расхода. Предложено увеличить диаметр гидромагистрали регулятора расхода  $d_{p,p}$  с 6 до 10 мм.

Реализация полученных результатов исследований позволяет повысить пока-

затели функциональных свойств системы рулевого управления троллейбусом и эффективность работы гидроусилителя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
2. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с. : ил.
3. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 487 с. : ил.
4. Мрочек, Т. В. Исследование характеристик регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1. – С. 171–175.
5. Мрочек, Т. В. Разработка математической модели и исследование характеристик гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 21–29.

Белорусско-Российский университет  
Материал поступил 11. 12.2008

#### V. P. Tarasik, T. V. Mrochek Research of functional properties of the trolleybus' steering control

The results of research of the steering control of trolleybus AKSM-101 with hydraulic power steering MAZ-5335 are given in the article. Estimations of indices of controllability of the trolleybus and operating efficiency of gears of hydraulic power steering are received. Proposed guidelines on improving of the functional properties of the steering control system are stated.