

**Е.Н. Власов, А.В. Сергеевичев, Ю.А. Добрынин, В.В. Сергеевичев**

## **АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МАНИПУЛЯТОРА ЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ЦИКЛОВОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ**

*Введение.* Лесозаготовки – одна из самых динамичных отраслей хозяйствования в нашей стране. На данный момент способы заготовки древесины претерпели существенные изменения. Вместо ручного труда используются различные приспособления и устройства, в число которых входят и гидроманипуляторы для леса. Это довольно сложная, но при этом очень полезная техника для выполнения подобных работ. Погрузка и разгрузка пиломатериалов – процесс непростой, но с использованием гидроманипуляторов сделать это значительно легче и быстрее.

Эффективность использования машин и оборудования находится в прямой зависимости от их технического состояния, готовности надежно, качественно и безопасно осуществлять процессы, лесозаготовительного производства. Состояние машин и оборудования зависит не только от их технического уровня и соблюдения правил эксплуатации, но и от качества их проектирования [Герц, Иванов, Косов, 2011; Иванов, 2006; Попиков, Бухтояров, Клубничкин, 2015; Смыков, 2004; Юшков, 2009].

Динамические исследования объемных гидроприводов лесных машин занимают важное место в процессе их проектирования.

В инженерной практике на стадии предварительного анализа динамических характеристик объемных гидроприводов широкое применение нашли их линеаризованные математические модели.

Здесь рассмотрены линеаризованные модели циклового гидропривода с дроссельным управлением, исполнительного устройства следящего гидропривода манипулятора лесной машины, гидравлического следящего привода с механическим управлением. Приводятся результаты исследования устойчивости следящего гидропривода с механическим управлением.

*Методика исследования.* Рассмотрим цикловой гидропривод с дроссельным регулированием, схема которого приведена на рис. 1. Источником питания гидропривода служит система, обеспечивающая постоянное давление питания  $P_n = \text{const}$ . Инерционные характеристики объекта управле-

ния  $m_n$  известны. Заданы ход  $S$  и эффективная площадь  $F$  поршня. При получении уравнений движения приняты следующие допущения:

- длина гидравлических магистралей мала, и волновые процессы в них не влияют на динамику привода;
- модуль объемной упругости рабочей жидкости  $E$  и ее температура  $t$  – величины постоянные;
- гидравлические потери в трубопроводах малы, и ими можно пренебречь;
- коэффициенты расхода дросселей  $\mu$  – величины постоянные;
- утечки и перетечки рабочей жидкости отсутствуют;
- гидростолбы недеформируемые.

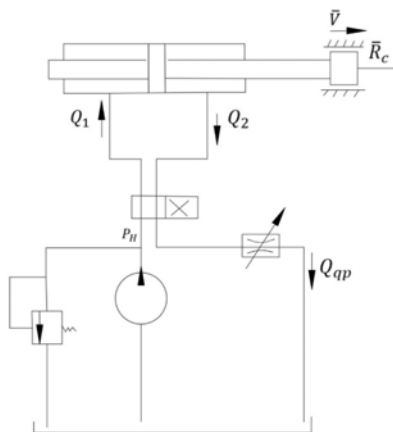


Рис. 1. Схема циклового гидропривода с дроссельным регулированием

Fig. 1. Diagram of a cyclic hydraulic drive with throttle control

При установившемся движении усилие на штоке гидроцилиндра равно условию сопротивления  $R_c$ , включающему все силы, приложенные к штоку. При выдвигении штока выполняется равенство [Домогаров, Степанов, Леладзе, 2005]

$$R_g = Fp_1 - Fp_2 = F(p_1 - p_2) = Fp_g, \quad (1)$$

где  $F$  – эффективная площадь поршня;  $p_1, p_2$  – давление в полостях гидроцилиндра;  $p_g$  – расчетный перепад давления в гидроцилиндре.

Расходы в напорной  $Q_1$  и сливной  $Q_2$  полостях соответственно равны

$$Q_1 = vF, \quad Q_2 = vF,$$

где  $v$  – скорость поршня гидроцилиндра.

При дроссельном регулировании скорости с дросселем на выходе скорость поршня  $v$  определяется расходом через дроссель  $Q_{qp}$ . Здесь

$$Q_{qp} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_{qp}} = Q_1 = Q_2, \quad (2)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода дросселирующего окна,  $\mu = 0,71$  при турбулентном течении рабочей жидкости;  $f$  – площадь проходного сечения рабочего окна;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$ ;  $\Delta P_{qp} = p_2 - p_{сл}$  – перепад давления на дросселирующем окне;  $p_{сл}$  – давление в сливной магистрали ( $p_{сл} \approx 0$ ).

Пренебрегая объемными и гидравлическими потерями в магистралях и местных сопротивлениях, кроме потерь в дросселе, из уравнений (1) и (2) при  $p_1 = p_n$  получим

$$v = \frac{\mu f}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_q)}, \quad \text{или} \quad Q_{qp} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_q)}. \quad (3)$$

При неустановившемся движении управление движения поршнем гидроцилиндра согласно второму закону Ньютона имеет вид

$$m_n \frac{dv}{dt} = F(p_1 - p_2) - R_c, \quad (4)$$

где  $m_n$  – приведенная к штоку масса подвижных частей манипулятора и предмета труда.

Уравнение расходов в напорной магистрали с учетом сжимаемости жидкости [Схиртладзе, Иванов, Кареев, 2006]

$$Q_1 = Q_q + Q_{сж},$$

где  $Q_q = vF$  – расход, обусловленный перемещением поршня;  $Q_{сж} = \frac{V_1 dp_1}{F dt}$  – расход на компенсацию сжимаемости рабочей жидкости;  $E$  – модуль объемной упругости жидкости;  $V_1$  – объем жидкости в левой полости.

Отсюда получим, что

$$Q_1 = vF + \frac{V_1 dp_1}{E dt}. \quad (5)$$

Уравнение расходов в сливной магистрали по аналогии имеет вид

$$Q_2 = vF - \frac{V_2}{E} \frac{dp_2}{dt}, \quad (6)$$

где  $V_2$  – объем жидкости в правой полости.

Приняв допущение  $Q_1 = Q_2 = Q_q$ ,  $V_1 = V_2 = V_0/2$ , сведем уравнения (5) и (6) к одному:

$$Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \quad (7)$$

где  $V_0$  – полный рабочий объем гидроцилиндра.

Уравнение сохранения объемного расхода запишем в виде

$$Q_q = Q_{qp},$$

где  $Q_{qp}$  – расход рабочей жидкости через дроссель.

Предполагая, что подача и давление насосной установки постоянны ( $Q_n = \text{const}$ ,  $p_n = \text{const}$ ), а также, что усилие сопротивления мало ( $R_c \approx 0$ ), математическая модель привода сводится к системе из четырех уравнений:

$$\begin{cases} m_n \frac{dv}{dt} = F_{pq}, \\ Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \\ Q_{qp} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_q), \\ Q_q = Q_{qp}. \end{cases} \quad (8)$$

Данная система уравнений, описывающая с учетом принятых допущений основные процессы в гидроприводе, нелинейная [Бесекерский, Попов, 2003]. Для получения линейной математической модели необходимо линеаризовать функцию (3), описывающую расходно-перепадную характеристику дросселя. Функцию (3) линеаризуем в окрестности точки  $p_q = 0$ ,  $f = f_{\max}$  путем разложения ее в ряд Тейлора с точностью до величин первого порядка малости

$$Q_{qp} = k_f f - k_p p_q, \quad (9)$$

где

$$k_f = \left( \frac{\partial Q_{qp}}{\partial P_q} \right)_{\substack{f=f_{\max} \\ p_q=0}} = \mu \left( \frac{2}{\rho} p_n \right)^{\frac{1}{2}}; \quad k_p = \left( \frac{\partial Q_{qp}}{\partial P_q} \right)_{\substack{f=f_{\max} \\ p_q=0}} = \mu f_{\max} \left( \frac{1}{2\rho p_n} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Максимальное значение площади проходного сечения рабочего окна дросселя при торможении определяется по формуле

$$f_{max} = v_0 \sqrt{\frac{\xi \rho F^3}{2(Fp_n + m_n W_T)}}, \quad (10)$$

где  $v_0$  – начальная скорость поршня;  $W_T$  – заданное ускорение торможения;  $\xi$  – коэффициент потерь.

$$\text{Здесь } v_0 = \frac{q_{10}}{i}, \quad W_T = \frac{q_{10}}{i t_T}.$$

Таким образом, система уравнений (8) примет вид

$$\begin{cases} m_n \frac{dv}{dt} = F_{pq}, \\ Q_{qp} = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \\ Q_{qp} = k_f f - k_p p_q. \end{cases} \quad (11)$$

Решив систему уравнений (11), получим линейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка:

$$\frac{V_0 m_n}{2EF} \ddot{v} + \frac{k_p m_n}{F} \dot{v} + Fv = k_f f.$$

Разделив обе части уравнения на коэффициент при старшей производной, получим:

$$\ddot{v} + 2 \frac{k_p E}{V_0} \dot{v} + \frac{2F^2 E}{V_0 m_n} v = \frac{2EFk_f}{V_0 m_n} f,$$

или

$$\ddot{v} + 2h\dot{v} + k^2 v = k_v f, \quad (12)$$

где  $h = \frac{k_p E}{V_0}$  – коэффициент затухания;  $k = \left( \frac{2F^2 E}{V_0 m_n} \right)^{\frac{1}{2}}$  – собственная частота привода;  $k_v = \frac{2EFk_f}{V_0 m_n}$  – коэффициент усиления по скорости.

Закон изменения площади проходного сечения рабочего окна дросселя при торможении по времени имеет вид

$$f = f_{max} \left( 1 - \frac{t}{t_T} \right), \quad \text{или} \quad f = f_{max} - \frac{f_{max}}{f_T} \int_0^t dt, \quad (13)$$

где  $t$  – текущее значение времени при торможении.

Исполнительным устройством гидравлического следящего привода (ГСП) является совокупность гидроцилиндра и устройства регулирования скорости поршня рис. 2. В качестве регуляторов скорости широко используются четырехдрессельные золотники, обеспечивающие дросселирование рабочей жидкости на входе и выходе обеих полостей гидроцилиндра [Симанин, Сазанов, 2003].

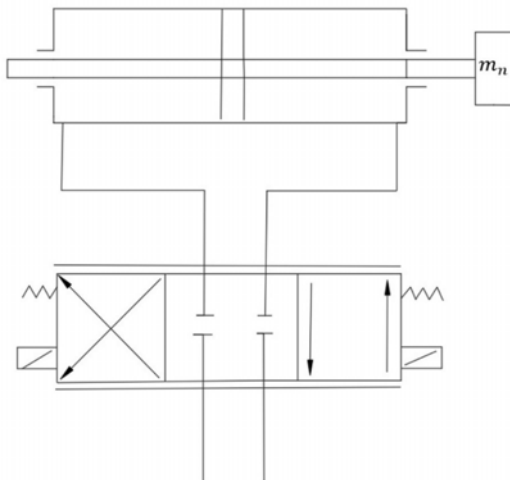


Рис. 2. Схема исполнительного устройства гидравлического следящего привода

Fig. 2. Diagram of the actuator of the hydraulic servo drive

Уравнение движения выходного звена гидродвигателя и уравнение расходов имеют вид, аналогичный уравнениям (4) и (5) циклового гидропривода, т. е.

$$m_n \frac{dv}{dt} = Fp_s \text{ и } Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt},$$

где  $Q_1 = Q_2 = Q_q$  – расход рабочей жидкости через дроссель.

Расход жидкости  $Q_q$  определяется статической характеристикой четырехдрессельного золотникового распределителя, являющейся нелинейной функцией перемещения золотника  $x$  и перепада давления  $P_q$  [Иванов, Сазанов, Схиртладзе, Трифонова, 2012]:

$$Q_q = \mu\pi x d \sqrt{\frac{P_n - P_q}{\rho}}, \quad (14)$$

где  $d$  – диаметр золотника.

Таким образом, имеем три уравнения, описывающие динамические процессы в ГСП:

$$m_n \frac{dv}{dt} = Fp_g, \quad Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \quad Q_q = \mu\pi x d \sqrt{\frac{P_n - P_q}{\rho}}. \quad (15)$$

Для получения линейной математической модели необходимо линеаризовать функцию (14), описывающую расходно-перепадную характеристику дросселя. Функцию (14) линеаризуем в окрестности точки  $P_q = 0$ ,  $x = x_{\max}$  путем разложения ее в ряд Тейлора с точностью до величин первого порядка малости:

$$Q_q = k_x x - k_p P_q,$$

где  $k_x = \left. \frac{\partial Q_q}{\partial x} \right|_{P_q = 0; x = x_{\max}}$  – коэффициент усиления золотника по

расходу;  $k_p = \left. \frac{\partial Q_q}{\partial P_q} \right|_{P_q = 0; x = x_{\max}}$  – коэффициент скольжения обобщенной гидравлической характеристики золотника.

$$\text{Здесь } k_x = \mu\pi d \sqrt{\frac{P_n}{\rho}} \text{ и } k_p = \frac{\mu\pi x_{\max} d}{2\sqrt{\rho P_n}}.$$

Максимальное значение перемещения золотника определяем по формуле

$$x_{\max} = \frac{vF}{\mu\pi d} \sqrt{\frac{\rho}{P_n}}.$$

С учетом выполненных преобразований уравнения (15) примут вид

$$m_n \frac{dv}{dt} = Fp_g, \quad Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \quad Q_q = k_x x - k_p P_q. \quad (16)$$

Разрешив систему (16) относительно скорости движения поршня, получим уравнение движения исполнительного устройства ГСП:

$$\ddot{v} + 2 \frac{E}{V_0} k_p \dot{v} + \frac{2EF^2}{V_0 m_n} v = \frac{2EFk_x}{V_0 m_n} x,$$

или

$$\ddot{v} + 2h\dot{v} + k^2 v = \frac{k^2 k_x}{F} x, \quad (17)$$

где  $h = Ek_p / V_0$  – коэффициент затухания;  $k = (2EF^2 / V_0 m_n)^{\frac{1}{2}}$  – собственная частота привода.

Рассмотрим гидравлический следящий привод с механическим управлением, рис. 3. Входной сигнал здесь задается посредством перемещения точки  $A$  рычага  $AOB$  в направлении, указанном на рисунке.

При смещении точки  $A$  на величину  $h$ , рычаг  $AOB$  совершит поворот вокруг оси, проходящей через точку  $O$ , и золотник (точка  $B$ ) сместится на величину

$$x_h = (OB / OA)h. \quad (18)$$

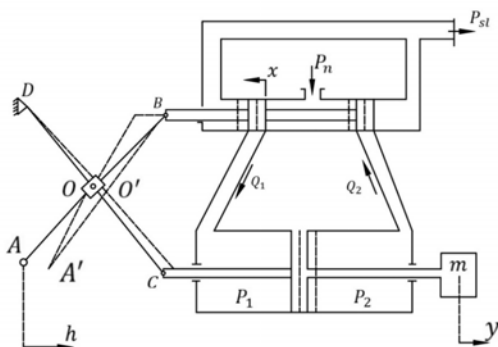


Рис. 3. Схема гидравлического следящего привода с механическим управлением

Fig. 3. Diagram of a hydraulic servo drive with mechanical control

В результате перемещения золотника происходит соединение левой магистрали гидроцилиндра с напорной, а правой – со сливной магистралью. Под действием возникающего в полостях перепада давления поршень гидроцилиндра перемещается вправо. Вместе со штоком поршня вправо движется точка  $C$  рычага  $COD$ . Поршень будет двигаться до тех пор, пока точка  $O$  не займет положение  $O'$ , которому при фиксированном положении  $A'$  точки  $A$  соответствует нейтральное положение золотника. Таким образом, рычагом  $AOB$  осуществляется задание входного воздействия, а рычагом  $COD$  обеспечивается обратная связь.

Для вывода уравнения, описывающего механизм управления, введем в рассмотрение углы  $\varphi$  и  $\psi$ . Считаем, что их величины малы. Выразим длину отрезка  $OO'$ , а также перемещение поршня  $y$  и золотника  $x$  через параметры рычагов:

$$\begin{aligned} OO' &= AO\psi \text{ и } OO' = DO\varphi, \\ x &= AB\psi \text{ и } y = CD\varphi. \end{aligned} \quad (19)$$



Текущая координата точки  $B$  будет равна:

$$x = x_h - x_y. \quad (20)$$

Подставив (18) и (19) в (20), получим:

$$x = (OB / OA)h - (AB \cdot DO / AO \cdot CD)y,$$

или

$$x = k_h h - k_{oc} y, \quad (21)$$

где  $k_h = OB/OA$  – коэффициент передачи механизма управления по сигналу управления  $h$ ;  $k_{oc} = AB \cdot DO / AO \cdot CD$  – коэффициент обратной связи.

Для описания ГСП необходимо к уравнениям исполнительного устройства (16) добавить уравнение механизма управления (21).

Таким образом, имеем

$$m_n \frac{dv}{dt} = Fp_g, \quad Q_q = vF + \frac{V_0}{2E} \frac{dp_q}{dt}, \quad Q_q = k_x x - k_p P_q, \quad (22)$$

$$x = k_h h - k_{oc} y.$$

Решив систему (22) относительно координаты поршня, получим уравнение движения ГСП:

$$\frac{V_0 m_n}{2EFk_x} \ddot{y} + \frac{k_p m_n}{k_x F} \dot{y} + \frac{F}{k_x} y + k_{oc} y = k_h h. \quad (23)$$

*Результаты исследования.* Физическая причина неустойчивости следящего гидропривода заключается в том, что вследствие сжимаемости жидкости шток с присоединенной к нему массой  $m_n$  по инерции проходит заданное положение равновесия. При этом механизм обратной связи смещает золотник от нейтрального положения и в гидроцилиндре создается перепад давления, вызывающий возвратное движение поршня вместе с массой  $m_n$ , которая снова переходит положение равновесия. Если поступающая в гидропривод с потоком жидкости энергия будет превосходить энергию, затрачиваемую на диссипацию, то возникшие колебания окажутся расходящимися по амплитуде.

Рассматриваемая линейная математическая модель следящего гидропривода при некотором сочетании параметров может попадать на границу устойчивости. В этом случае колебания имеют постоянную амплитуду, зависящую от начального возмущения. При изменении параметров колебания становятся либо расходящимися (гидропривод неустойчив), либо сходящимися (гидропривод устойчив).

Для исследования устойчивости следящего гидропривода с механическим управлением воспользуемся критерием Гурвица. Составим характеристическое уравнение ГСП:

$$\frac{V_0 m_n}{2EFk_x} \lambda^3 + \frac{k_p m_n}{k_x F} \lambda^2 + \frac{F}{k_x} \lambda + k_{oc} = 0, \quad (24)$$

или

$$a_0 \lambda^3 + a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3 = 0, \quad (25)$$

где  $a_0 = \frac{V_0 m_n}{2EFk_x}$ ,  $a_1 = \frac{k_p m_p}{k_x F}$ ,  $a_2 = \frac{F}{k_x}$ ,  $a_3 = k_{oc}$  – коэффициенты характеристического полинома.

Для устойчивости исследуемой системы необходимо и достаточно, чтобы все коэффициенты характеристического уравнения были положительными и выполнялось неравенство

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (26)$$

В нашем случае все коэффициенты положительны, поэтому гидропривод будет устойчив, если будет выполняться неравенство (26), т. е.

$$\frac{F k_p m_n}{k_x k_x F} - k_{oc} \frac{V_0 m_n}{2EFk_x} > 0,$$

или

$$\frac{k_p 2EF}{k_x V_0} > k_{oc}.$$

Отсюда следует, что система будет находиться на границе устойчивости, если

$$k_{oc} = \frac{k_p 2EF}{k_x V_0}. \quad (27)$$

### Выводы

1. Полученные результаты могут быть использованы в процессе проектирования гидроманипуляторов лесных машин как на этапе предварительного проектирования, так и на этапе технического проектирования.

2. Получено выражение, определяющее устойчивость гидравлического следящего привода с механическим управлением, включающее коэффициент скольжения обобщенной гидравлической характеристики золотника и коэффициент усиления по расходу, позволяющее находить их значения, соответствующие устойчивому состоянию гидропривода с механическим управлением.

3. Полученные результаты могут быть использованы далее для получения амплитудно-фазовых частотных характеристик гидропривода лесных машин.

### Библиографический список

*Бесекерский В.А., Попов Е.П.* Теория систем автоматического управления. СПб.: Профессия, 2003. 752 с.

*Герц Э.Ф., Иванов В.В., Косов В.С.* Гидропривод машин лесной промышленности. Екатеринбург: УГЛТУ, 2011. 36 с.

*Домогаров А.Ю., Степанов А.И., Леладзе И.С.* Рабочие жидкости и смазки. М.: МАДИ (ГТУ), 2005. 235 с.

*Иванов В.И.* Объемные гидромашины и гидropередачи. М.: ИЦ МГТУ «Станкин», 2006. 248 с.

*Иванов В.И., Сазанов И.И., Схиртладзе А.Г., Трифонова Г.О.* Гидравлика. В 2 т. Т. 1: Основы механики жидкости и газов. М.: Академия, 2012. 527 с.

*Попиков П.И., Бухтояров Л.Д., Клубничкин В.Е.* Оптимизация параметров энергосберегающего привода механизма поворота манипулятора лесной машины // Лесотехнический журнал. 2015. № 4. С. 215–228.

*Симанин И.А., Сазанов И.И.* Гидравлика. Типовое проектирование гидравлического привода технологического оборудования. Пенза: Изд-во Пенз. гос. технол. ун-та, 2013. 186 с.

*Смыков А.А.* Совершенствование гидропривода и параметров лесопромышленных гидроманипуляторов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Воронеж: ВГЛУТУ, 2004. 20 с.

*Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.И.* Гидравлические и пневматические системы. М.: Высш. шк., 2006. 426 с.

*Юшков А.Н.* Повышение эффективности работы гидропривода лесных машин путем совершенствования технического обслуживания и ремонта: автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбГЛТУ, 2009. 20 с.

### References

*Besekersky V.A., Popov E.P.* Theory of automatic control systems. SPb.: Profesiya, 2003. 752 p. (In Russ.)

*Hertz E.F., Ivanov V.V., Kosov V.S.* Hydraulic drive of forestry machines. Ekaterinburg: UGLTU, 2011. 36 p. (In Russ.)

*Domogarov A.Yu., Stepanov A.I., Leladze I.S.* Working fluids and lubricants. M.: MADI (GTU), 2005. 235 p. (In Russ.)

*Ivanov V.I.* Volumetric hydraulic machines and hydraulic transmissions. M.: ITs MSTU «Stankin», 2006. 248 p. (In Russ.)

*Ivanov V.I., Sazanov I.I., Skhirtladze A.G., Trifonova G.O.* Hydraulics. In 2 vol. Vol. 1: Fundamentals of the mechanics of liquids and gases. M.: Academy, 2012. 527 p. (In Russ.)

*Popikov P.I., Bukhtoyarov L.D., Klubnichkin V.E.* Optimization of the parameters of the energy-saving drive of the turning mechanism of the manipulator of the forest machine. *Forestry Journal*, 2015, no. 4, pp. 215–228. (In Russ.)

*Simanin I.A., Sazanov I.I.* Hydraulics. Typical design of a hydraulic drive of technological equipment. Penza: Publishing house Penz. state technol. University, 2013. 186 p. (In Russ.)

*Smykov A.A.* Improvement of the hydraulic drive and parameters of timber industrial hydraulic manipulators: Author's abstract. PHD. Voronezh: VGLTU, 2004. 20 p. (In Russ.)

*Skhirtladze A.G., Ivanov V.I., Kareev V.I.* Hydraulic and pneumatic systems. M.: Higher school, 2006. 426 p. (In Russ.)

*Yushkov A.N.* Improving the efficiency of the hydraulic drive of forest machines by improving maintenance and repair: Author's abstract. PHD. SPb.: SPbGLTU, 2009. 20 p. (In Russ.)

*Материал поступил в редакцию 14.09.2021*

---

**Власов Е.Н., Сергеевичев А.В., Добрынин Ю.А., Сергеевичев В.В.** Анализ работы гидравлического манипулятора лесной машины с цикловой системой управления // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2022. Вып. 238. С. 99–112. DOI: 10.21266/2079-4304.2022.238.99-112*

Лесозаготовка – одна из самых динамичных отраслей хозяйствования в нашей стране. На данный момент способы заготовки древесины претерпели существенные изменения. Вместо ручного труда используются различные приспособления и устройства, в число которых входят и гидроманипуляторы для леса. Оборудование манипуляторного типа (гидроманипулятор) представляет собой механизм, который устанавливается на автомобили, тракторы, специализированный транспорт, а также стационарно. Эффективность использования машин и оборудования находится в прямой зависимости от их технического состояния, готовности надежно, качественно и безопасно осуществлять процессы лесозаготовительного производства. Состояние машин и оборудования зависит не только от их технического уровня и соблюдения правил эксплуатации, но и от качества их проектирования. Динамические исследования объемных гидроприводов лесных машин занимают важное место в процессе их проектирования. В инженерной практике на стадии как предварительного анализа динамических характеристик объемных гидроприводов, так и эскизного проектирования, широкое применение нашли их линеаризованные математические модели. Рассмотрены линеаризованные модели: циклового гидропривода с дроссельным управлением, исполнительного устройства следящего гидропривода манипулятора лесной машины, гидравлического следящего привода с механическим управлением. Приводятся результаты исследования устойчивости следящего гидропривода с механическим управлением. Выведено выражение, определяющее устойчивость

гидравлического следящего привода с механическим управлением, включающее коэффициент скольжения обобщенной гидравлической характеристики золотника и коэффициент усиления по расходу, позволяющее находить их значения, соответствующие устойчивому состоянию гидропривода с механическим управлением. Полученные результаты могут быть использованы в процессе проектирования гидроманипуляторов лесных машин как на этапе предварительного проектирования, так и на этапе технического проектирования и получения амплитудно-фазовых частотных характеристик гидропривода лесных машин.

**Ключевые слова:** гидроманипулятор, линеаризованная математическая модель, устойчивость гидропривода, гидравлический следящий привод.

**Vlasov E.N., Sergeevichev A.V., Dobrynin Yu.A., Sergeevichev V.V.** The analysis of the work of a hydraulic manipulator of a forest machine with a cyclic control system. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicеской Akademii*, 2022, iss. 238, pp. 99–112 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2022.238.99-112

Logging is one of the most dynamic economic sectors in our country. At the moment, the methods of timber harvesting have undergone significant changes. Instead of manual labor, various devices and devices are used, including hydraulic manipulators for the forest. The manipulator-type equipment (hydraulic manipulator) is a mechanism that is installed on cars, tractors, specialized vehicles, as well as stationary. The efficiency of using machines and equipment is directly dependent on their technical condition, readiness to reliably, efficiently and safely carry out the processes of logging production. The condition of machines and equipment depends not only on their technical level and compliance with operating rules, but also on the quality of their design. Dynamic research of volumetric hydraulic drives of forest machines occupies an important place in the process of their design. In engineering practice, at the stage of both preliminary analysis of the dynamic characteristics of volumetric hydraulic drives, and at the stage of preliminary design, their linearized mathematical models are widely used. The article considers linearized models: a cyclic hydraulic drive with throttle control, an actuator for a hydraulic servo drive of a forest machine manipulator, a hydraulic servo drive with mechanical control. The results of a study of the stability of a servo hydraulic drive with mechanical control are presented. An expression is derived that determines the stability of a hydraulic servo drive with mechanical control, including the slip coefficient of the generalized hydraulic characteristics of the spool and the flow rate gain, which makes it possible to find their values corresponding to the steady state of a hydraulic drive with mechanical control. The results obtained can be used in the process of designing hydraulic manipulators of forest machines, both at the stage of preliminary design and at the stage of technical design and obtaining the amplitude-phase frequency characteristics of the hydraulic drive of forest machines.

**Key words:** hydraulic manipulator, linearized mathematical model, hydraulic drive stability and hydraulic servo drive

**ВЛАСОВ Евгений Николаевич** – доцент кафедры прикладной механики и инженерной графики Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, кандидат технических наук, доцент.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: vlasov-en@mail.ru

**VLASOV Evgeniy N.** – Associate Professor, PhD (Technical), Department of Applied Mechanics and Engineering Graphics, St.Petersburg State Forest University.

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: vlasov-en@mail.ru

**СЕРГЕЕВИЧЕВ Александр Владимирович** – заведующий кафедрой прикладной механики и инженерной графики Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук, профессор.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: 910sav@gmail.com

**SERGEEVICHEV Alexander V.** – Professor, DSc (Technical), Head of the Department of Applied Mechanics and Engineering Graphics, St.Petersburg State Forest University.

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: 910sav@gmail.com

**ДОБРЫНИН Юрий Андреевич** – профессор кафедры прикладной механики и инженерной графики Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук, профессор.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия.

**DOBRYNIN Yuriy A.** – Professor, DSc (Technical), Professor of the Department of Applied Mechanics and Engineering Graphics, St.Petersburg State Forest University.

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia.

**СЕРГЕЕВИЧЕВ Владимир Васильевич** – профессор кафедры прикладной механики и инженерной графики Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук, профессор.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: alexander910@yandex.ru

**SERGEEVICHEV Vladimir V.** – Professor, DSc (Technical), Professor of the Department of Applied Mechanics and Engineering Graphics, St.Petersburg State Forest University.

194021, Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: alexander910@yandex.ru