

УДК 62-82

## Влияние сжимаемости рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика

А.А. Никитин<sup>а</sup>, Е.А. Мандраков<sup>б</sup>

Сибирский федеральный университет, пр. Свободный 79, Красноярск, Россия

<sup>а</sup>aannikitin@yandex.ru, <sup>б</sup>r\_esident@mail.ru

Статья поступила 7.12.2013, принята 16.02.2014

Одними из главных факторов, влияющих на надежность навесного оборудования лесопогрузчика перекидного типа, являются динамические нагрузки. В настоящей работе рассматривается влияние сжимаемости рабочей жидкости на динамику гидропривода подъема стрелы с грузом и поворотного основания. Движение навесного технологического оборудования осуществляется последовательным включением гидроцилиндров стрелы и поворотного основания. Получена математическая модель. При составлении математической модели навесное оборудование рассматривается как «плоский механизм», учитывается, что приведенный момент инерции, переменная величина, процесс изменения давления описываются в сосредоточенных параметрах. Математическая модель приведена к форме Коши, удобной для использования на ЭВМ. Результаты расчетов показывают, что при учете сжимаемости рабочей жидкости процесс подъема стрелы сопровождается колебаниями. Влияние сжимаемости рабочей жидкости на движение поворотного основания сказывается в меньшей степени. Наибольшее влияние сжимаемости рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы и поворотного основания. Математическая модель движения стрелы и поворотного основания лесопогрузчика позволяет на стадии проектирования исследовать влияние сжимаемости рабочей жидкости на динамику навесного оборудования, а также выбрать оптимальные значения параметров привода. Зависимости изменения угла и угловой скорости подъема стрелы и поворотного основания приведены в виде графиков.

**Ключевые слова:** гидравлический привод, динамические нагрузки, сжимаемость, рабочая жидкость, лесопогрузчик.

## Impact of compressibility of working liquid on dynamics of a hydraulic drive of a timber loader

А.А. Nikitin<sup>а</sup>, Е.А. Mandrakov<sup>б</sup>

Siberian Federal University, 79 Svobodny ave., Krasnoyarsk, Russia

<sup>а</sup>aannikitin@yandex.ru, <sup>б</sup>r\_esident@mail.ru

Received 7.12.2013, accepted 16.02.2014

One of the main factors having an impact on the reliability of the attachment of timber overloader is dynamic loads. In this article the impact of compressibility of working liquid both on the dynamics of a hydraulic drive of boom raise when loaded, and of a rotary base has been covered. The movement of the attachment is realized by cascade connection of hydraulic cylinders of a boom and a rotary base. The mathematical model has been obtained. In making a mathematical model, the attachment has been considered as «plain mechanism»; it has been taken into account that the reduced moment of inertia, variable quantity and the process of pressure changes has been described in lumped constants. The mathematical model has been brought to the form of Cauchy formula, which is suitable for using on computers. The calculation data show that if taking into account the compressibility of working liquid, the process of boom raise is accompanied by oscillations. An impact of compressibility of working liquid on the movement of a rotary base is less. The most impact of compressibility of working liquid show itself during the initial period of the movement of a boom and a rotary base. The mathematical model of movement of a boom and a rotary base of a timber loader allows to investigate an impact of compressibility of working liquid on dynamics of attachment at the design stage, and also to choose optimum values of drive parameters. The dependences of angular change and angular velocity of boom raise and a rotary base are shown in the form of diagrams.

**Keywords:** hydraulic drive, dynamic loads, compressibility, working liquid, timber loader.

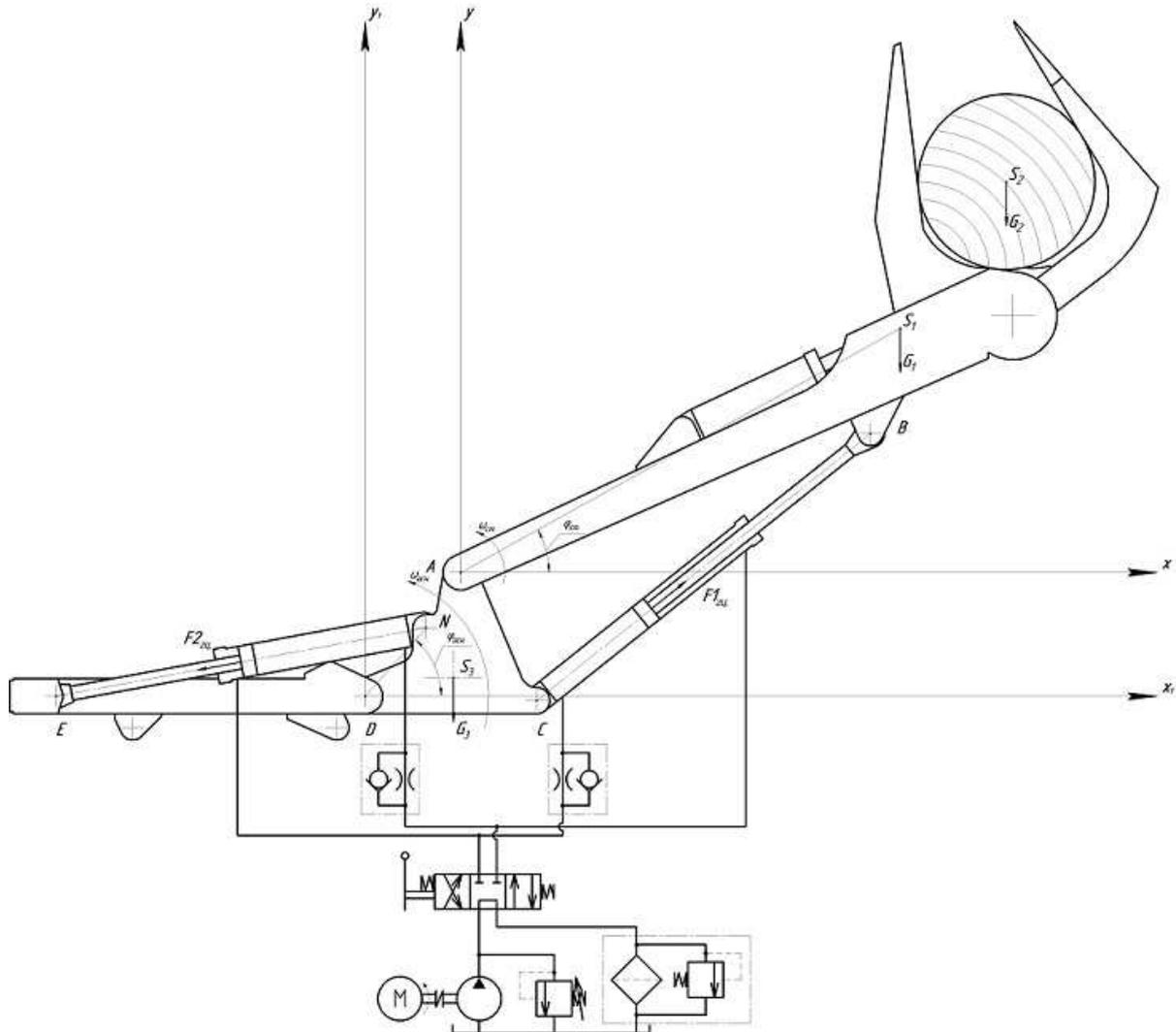
**Введение.** Динамике гидропривода лесопогрузчика посвящены работы [1 – 3]. В статье [1] описана кинематическая схема навесного оборудования и намечены пути по составлению математической модели. В работах [2] и [3] рассматривается начальный этап движения стрелы при неподвижном основании и не рассматривается движение стрелы совместно с поворотным основанием. В работе [2] дано определение зависимости

приведенных сил механизма подъема стрелы погрузчика к штоку гидроцилиндра от величины его хода, а в статье [3] предложена математическая модель гидропривода подъема стрелы, но она не учитывает изменения приведенной массы при движении навесного технологического оборудования.

**Постановка и решение задачи.** При подъеме груза из положения набора в положение разгрузки на первой

половине траектории движения груза вращающий момент относительно шарнира А (основания) гидроцилиндров подъема стрелы больше суммарного момента сил тяжести, приложенных к стреле и челюсти с грузом, а вращающий момент относительно шарнира D (рамы, закрепленной на базовой машине) гидроцилиндров поворота основания со стрелой меньше суммарного момента сил тяжести, приложенных к поворотному

му основанию, стреле и челюсти с грузом. Поэтому сначала происходит поворот стрелы относительно точки А, а затем поворот основания вместе со стрелой относительно точки D. Гидроцилиндры стрелы и основания имеют общие нагнетающую и сливную магистрали и разные направления действия. Расчетная схема приведена на рис. 1.



**Рис. 1.** Расчетная схема стрелы и поворотного основания челюстного лесопогрузчика перекидного типа ЛТ-188, где  $\varphi_{ст.}$ ,  $\varphi_{осн.}$  – угол поворота стрелы и основания;  $\omega_{ст.}$ ,  $\omega_{осн.}$  – угловая скорость стрелы и основания; А, D – шарнир, относительно которого происходит поворот стрелы и основания;  $F1_{гц.}$ ,  $F2_{гц.}$  – усилия, развиваемые гидроцилиндрами стрелы и основания;  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  – центры масс стрелы, груза и поворотного основания;  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$  – вес стрелы, груза и поворотного основания

Закон движения механизма машинного агрегата формируется под действием сил, приложенных к его звеньям. Прежде всего, это движущие силы и силы сопротивления, а также силы тяжести и многие другие. Характер действия сил может быть разным: некоторые из них зависят от положения звеньев механизма, а другие – от их скорости, силы могут быть и постоянными.

Выполнив приведение сил и масс, любой механизм с одной степенью свободы (рычажный, зубчатый, кулачковый и др.), сколь бы сложным он ни был, можно заменить его динамической моделью. Эта модель в

общем случае имеет переменный приведенный момент инерции  $J_{\Sigma}^{пр}$ , и к ней приложен суммарный приведенный момент  $M_{\Sigma}^{пр}$ . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма. Основой для составления уравнения движения механизма с одной степенью свободы служит теорема об изменении кинетической энергии:

$$T - T_{нач} = A_{\Sigma}. \quad (1)$$

Работу совершают все активные силы, моменты и силы трения во всех кинематических парах механизма.

Изменение приведенного момента инерции найдем из уравнения движения в энергетической форме:

$$\frac{J_{\Sigma}^{np} \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma_{нач}}^{np} \omega_{нач}^2}{2} = \int_{\varphi_{нач}}^{\varphi} M_{\Sigma}^{np} d\varphi. \quad (2)$$

Продифференцируем по координате  $\varphi$ :

$$\frac{d}{d\varphi} \left( \frac{J_{\Sigma}^{np} \omega^2}{2} \right) = M_{\Sigma}^{np}. \quad (3)$$

Определим производную, стоящую в левой части уравнения, помня, что в общем случае переменной величиной является не только угловая скорость  $\omega$ , но и  $J_{\Sigma}^{np}$ . В итоге получим:

$$J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi} \omega^2 = M_{\Sigma}^{np}. \quad (4)$$

Это и есть уравнение движения в дифференциальной форме, поскольку искомая переменная величина – угловая скорость  $\omega$  начального звена механизма – стоит под знаком производной.

При составлении математической модели без учета и с учетом сжимаемости рабочей жидкости было принято следующее допущение: навесное оборудование рассматривается как плоский механизм. Так как большинство трубопроводов обладает большой жесткостью, их упругость не учитывается. Кроме того, при составлении математической модели с учетом сжимаемости рабочей жидкости принято, что процесс изменения давления описывается в сосредоточенных параметрах, модуль объемной упругости жидкости является функцией температуры и давления

Математическую модель с учетом перечисленных выше допущений можно записать в следующем виде: – без учета сжимаемости рабочей жидкости:

$$\begin{aligned} M_{ГЦст.} - M_{G.ст.} &= J_{пр.ст.} \cdot \frac{d\omega_{ст.}}{dt} + \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\varphi_{ст.}} \\ Q_0 - Q_{у.ст.} - Q_{к.ст.} - Q1_{ст.} &= 0 \\ Q2_{ст.} - Q_{сл.ст.} &= 0 \end{aligned} \quad ;(5)$$

$$\begin{aligned} M_{ГЦосн.} - M_{G.осн.} &= J_{пр.осн.} \cdot \frac{d\omega_{осн.}}{dt} + \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\varphi_{осн.}} \\ Q_0 - Q_{у.осн.} - Q_{к.осн.} - Q1_{осн.} &= 0 \\ Q2_{осн.} - Q_{сл.осн.} &= 0 \end{aligned}$$

– с учетом сжимаемости рабочей жидкости:

$$\begin{aligned} M_{ГЦст.} - M_{G.ст.} &= J_{пр.ст.} \cdot \frac{d\omega_{ст.}}{dt} + \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\varphi_{ст.}} \\ Q_0 - Q_{у.ст.} - Q_{к.ст.} - Q1_{ст.} &= Q_{сж1ст.} \\ Q2_{ст.} - Q_{сл.ст.} &= Q_{сж2ст.} \end{aligned} \quad (6)$$

$$M_{ГЦосн.} - M_{G.осн.} = J_{пр.осн.} \cdot \frac{d\omega_{осн.}}{dt} + \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\varphi_{осн.}}$$

$$Q_0 - Q_{у.осн.} - Q_{к.осн.} - Q1_{осн.} = Q_{сж1осн.}$$

$$Q2_{осн.} - Q_{сл.осн.} = Q_{сж2осн.}$$

где  $M_{ГЦст.}$ ,  $M_{ГЦосн.}$  – момент, развиваемый гидроцилиндрами стрелы и основания;  $M_{G.ст.}$ ,  $M_{G.осн.}$  – момент внешних сил относительно точки поворота стрелы и основания;  $J_{пр.ст.}$ ,  $J_{пр.осн.}$  – приведенный момент инерции к стреле и основанию;  $\omega_{ст.}$ ,  $\omega_{осн.}$  – угловая скорость стрелы и основания;  $Q_0$  – подача насоса;  $Q_{у.ст.}$ ,  $Q_{у.осн.}$  – расход, вызванный утечками рабочей жидкости через зазоры;  $Q_{к.ст.}$ ,  $Q_{к.осн.}$  – расход жидкости через предохранительный клапан;  $Q1_{ст.}$ ,  $Q1_{осн.}$  – расход жидкости, поступающей в поршневые полости гидроцилиндров стрелы и штоковые основания;  $Q2_{ст.}$ ,  $Q2_{осн.}$  – расход жидкости, вытесняемой из штоковых полостей гидроцилиндров стрелы и поршневых полостей гидроцилиндров основания;  $Q_{сл.ст.}$ ,  $Q_{сл.осн.}$  – расход жидкости в сливных трубопроводах стрелы и основания;  $Q_{сж1ст.}$ ,  $Q_{сж1осн.}$  – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы и штоковых полостях гидроцилиндров основания;  $Q_{сж2ст.}$ ,  $Q_{сж2осн.}$  – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в штоковых полостях гидроцилиндров стрелы и поршневых полостях гидроцилиндров основания.

**Методика.** Для расчета в программе MathCAD системы уравнений (5) и (6) представим в форме Коши: – без учета сжимаемости рабочей жидкости:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{ст.}}{dt} &= \omega_{ст.} \\ \frac{d\omega_{ст.}}{dt} &= \frac{1}{J_{пр.ст.}} \cdot \left( M_{ГЦст.} - M_{G.ст.} - \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\varphi_{ст.}} \right) \end{aligned} \quad ;(7)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{осн.}}{dt} &= \omega_{осн.} \\ \frac{d\omega_{осн.}}{dt} &= \frac{1}{J_{пр.осн.}} \cdot \left( M_{ГЦосн.} - M_{G.осн.} - \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\varphi_{осн.}} \right) \end{aligned}$$

– с учетом сжимаемости рабочей жидкости:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{ст.}}{dt} &= \omega_{ст.} \\ \frac{d\omega_{ст.}}{dt} &= \frac{1}{J_{пр.ст.}} \cdot \left( M_{ГЦст.} - M_{G.ст.} - \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\varphi_{ст.}} \right) \\ \frac{dp1_{ст.}}{dt} &= \frac{E_{ж11}}{W1_{ст.}} \cdot (Q_0 - Q_{у.ст.} - Q_{к.ст.} - Q1_{ст.}) \\ \frac{dp2_{ст.}}{dt} &= \frac{E_{ж12}}{W2_{ст.}} \cdot (Q2_{ст.} - Q_{сл.ст.}) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\frac{d\varphi_{\text{осн.}}}{dt} = \omega_{\text{осн.}}$$

$$\frac{d\omega_{\text{осн.}}}{dt} = \frac{1}{J_{\text{пр.осн.}}} \cdot \left( M_{\text{ГЦ.осн.}} - M_{G.\text{осн.}} - \frac{\omega_{\text{осн.}}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{пр.осн.}}}{d\varphi_{\text{осн.}}} \right)$$

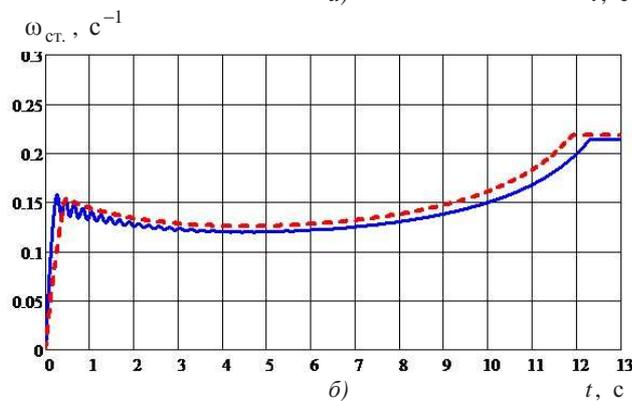
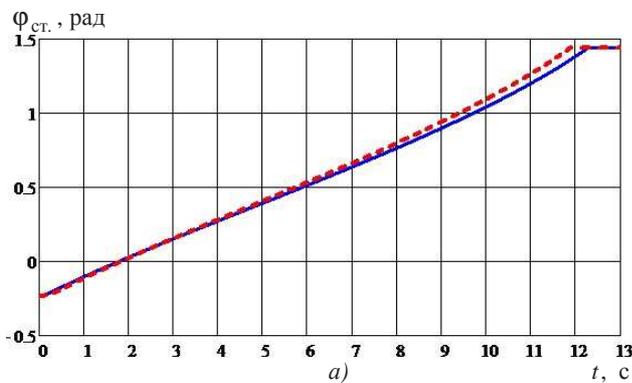
$$\frac{dp1_{\text{осн.}}}{dt} = \frac{E_{\text{ж21}}}{W1_{\text{осн.}}} \cdot (Q_0 - Q_{y.\text{осн.}} - Q_{k.\text{осн.}} - Q1_{\text{осн.}})$$

$$\frac{dp2_{\text{осн.}}}{dt} = \frac{E_{\text{ж22}}}{W2_{\text{осн.}}} \cdot (Q2_{\text{осн.}} - Q_{\text{сл.осн.}})$$

где  $E_{\text{ж11}}$ ,  $E_{\text{ж21}}$  – модуль объемной упругости рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы и штоковых полостях гидроцилиндров основания;  $E_{\text{ж12}}$ ,  $E_{\text{ж22}}$  – модуль объемной упругости рабочей жидкости в штоковых полостях гидроцилиндров стрелы и поршневых полостях гидроцилиндров основания;  $W1_{\text{ст.}}$ ,  $W1_{\text{осн.}}$  – объем поршневых полостей гидроцилиндров стрелы и штоковых полостей гидроцилиндров основания, который увеличивается при движении поршня, а также объем трубопроводов, соединяющих эти полости с распределителем;  $W2_{\text{ст.}}$ ,  $W2_{\text{осн.}}$  – объем штоковых полостей гидроцилиндров стрелы и поршневых полостей гидроцилиндров основания, который уменьшается при движении поршня, а также объем трубопроводов, соединяющих эти полости с распределителем.

**Результаты.** На рис. 2 приведены графические зависимости результатов расчета движения стрелы и поворотного основания без учета и с учетом сжимаемости рабочей жидкости.

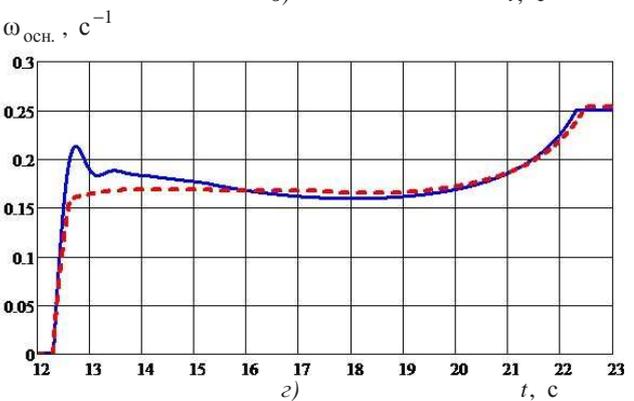
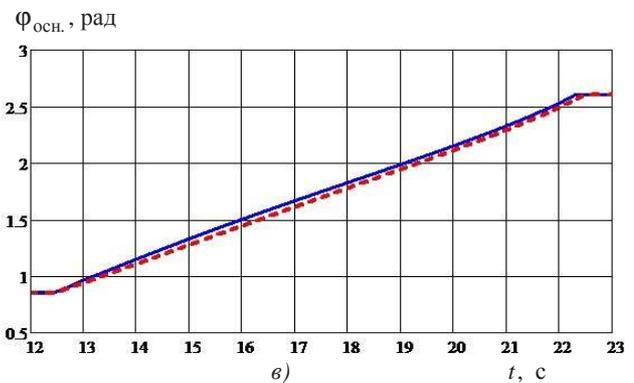
Из графиков следует, что:



– без учета сжимаемости рабочей жидкости угол подъема стрелы монотонно возрастает почти по линейному закону (рис. 2 а); угловая скорость стрелы в начале движения резко возрастает, потом происходит плавный спад до локального минимума, который сменяется плавным подъемом до максимума (рис. 2 б). То же самое происходит при движении поворотного основания. Угол поворота основания монотонно возрастает практически по линейному закону (рис. 2 в); угловая скорость в начале движения резко возрастает, потом происходит незначительный спад, затем плавный подъем до максимума (рис. 2 г);

– с учетом сжимаемости рабочей жидкости закон изменения угла подъема стрелы также близок к линейному, но имеет менее крутой характер (рис. 2 а); в изменении угловой скорости стрелы проявляется колебательный характер (рис. 2 б). Закон изменения угла поворота основания также близок к линейному, но имеет более крутой характер (рис. 2 в); угловая скорость основания в начале движения достигает максимального значения, затем происходит спад, который вначале сопровождается колебательным процессом, переходящим в плавный монотонный спад, после достижения локального минимума угловая скорость плавно возрастает (рис. 2 г).

Угловая скорость стрелы имеет меньшие значения, чем значения угловой скорости без учета сжимаемости жидкости (рис. 2 б). Угловая скорость основания имеет большие значения, чем значения угловой скорости без учета сжимаемости жидкости (рис. 2 г). При этом наибольшее отличие проявляется в начале и в конце движения.



**Рис. 2.** Зависимости изменения угла подъема (а) и угловой скорости (б) стрелы, а также угла поворота (в) и угловой скорости (г) основания от времени, где — без учета сжимаемости рабочей жидкости, — с учетом сжимаемости рабочей жидкости

## Выводы

Результаты расчетов показывают, что при учете сжимаемости рабочей жидкости процесс подъема стрелы сопровождается колебаниями. Влияние сжимаемости рабочей жидкости на движение поворотного основания сказывается в меньшей степени. Наибольшее влияние сжимаемости рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы и поворотного основания. Таким образом, математическая модель движения стрелы и поворотного основания лесопогрузчика позволяет на стадии проектирования исследовать влияние сжимаемости рабочей жидкости на динамику навесного оборудования, а также выбрать оптимальные значения параметров привода.

## Литература

1. Кондрашов П.М., Мельников В.Г. Нетрадиционный метод автоматизации поочередного включения исполнительных механизмов // Вестн. Крас. гос. техн. ун-та. 2000. № 18. С. 16-20.

2. Щеглов Е.М. Снижение динамических нагрузок в гидроприводе лесопогрузчика: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2001. 24 с.

3. Абрамов В.В. Повышение работоспособности гидрофицированных самоходных машин дегазацией рабочей жидкости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2000. 23 с.

## References

1. Kondrashov P.M., Melnikov V.G. Beyond traditional automation method of time-shared switching of actuating mechanisms. // Vestn. Kras. gos. tehn. un-ta. 2000. № 18. P.16-20.

2. Sheglov E.M. Reducing dynamical loads in hydraulic drive of timber loader. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). Krasnoyarsk, 2001. 24 p.

3. Abramov V.V. Increasing the working capacity of hydroficated self-propelled machines by working liquid degasification. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Science (author's abstract). Krasnoyarsk. 2000. 23 p.

УДК 621.01

# Выбор конструктивных параметров РК-3 профильных соединений для различных условий эксплуатации

Е.А. Рожкова

Забайкальский институт железнодорожного транспорта, ул. Магистральная 11, Чита, Россия

helenuys@mail.ru

Статья поступила 12.12.2013, принята 16.02.2014

*К числу основных направлений хозяйственной деятельности в Российской Федерации можно отнести развитие и внедрение современной техники, отвечающей всем требованиям мировых стандартов. Поэтому, в частности, перед машиностроением поставлены задачи повышения качества, надежности, экономичности и производительности, уменьшения шума и вибраций разрабатываемых механизмов, их отдельных узлов, и деталей машин. Решением поставленных задач является использование технологичных соединений деталей машин, имеющих, по сравнению с традиционными, ряд конструктивных, технологических и эксплуатационных преимуществ. Примером подобных конструкций являются РК-профильные соединения (профильные соединения с равноосным контуром) с числом граней, равным трем. Работоспособность и надежность РК-профильных соединений с натягом определяется их прочностью, то есть способностью элементов сопротивляться их относительному смещению в процессе эксплуатации. С целью определения работоспособности РК-профильного соединения с натягом по критерию прочности необходимо определить напряжения и деформации, возникающие во втулке с РК-профильным отверстием от действия РК-профильного вала, установленного в ступицу с натягом. В статье рассмотрена методика расчета и конструирования РК-профильных соединений с натягом, заключающаяся в определении растягивающих и сжимающих напряжений, возникающих в ступице, и сравнении с допускаемыми значениями напряжений. Также наиболее важной задачей является определение ее перемещения в радиальном направлении, поскольку от этого зависят величина радиального биения и нормальная работа зубчатых и клиноременных передач. По результатам расчетов даны рекомендации по выбору и назначению конструктивных параметров РК-профильных соединений для различных условий эксплуатации.*

**Ключевые слова:** РК-профильный вал, РК-профильное отверстие, натяг, конструктивные параметры.