

УДК 62-82-025.13

А.Т. РЫБАК, И.В. БОГУСЛАВСКИЙ**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ ОСНОВ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Даны теоретические основы для усовершенствования методики расчёта систем приводов технологического оборудования на основе вводимого авторами интегративного свойства гидравлической системы – приведенной объёмной жёсткости, использование которого позволяет упростить процесс моделирования систем приводов при одновременном повышении точности проводимых расчётов и анализа их результатов.

Ключевые слова: системы приводов, гидравлическая система, объёмная жёсткость, коэффициент приведенной объёмной жёсткости, моделирование, расчёт.

Введение. Как показали результаты анализа свойств систем приводов технологического оборудования [1], одним из основных преимуществ гидравлических приводов является их жёсткость, причём, следует отметить, жёсткость гидравлических систем приводов технологического оборудования выше, чем у других типов приводов (электрического, пневматического и магнитного). Кроме того, жёсткость может изменяться в зависимости от предъявляемых к ним требований. При этом представляют интерес методы расчёта жёсткости гидравлических систем приводов технологического оборудования.

Основная часть. Подавляющее большинство современных исследований, посвящённых изучению гидромеханических систем, основано на использовании теории автоматического регулирования и управления. Математическая модель гидравлической системы в этом случае составляется на основе уравнения неразрывности потока, при этом учёт сжимаемости жидкости и податливости трубопроводов осуществляется путём введения в уравнение некоего фиктивного расхода жидкости, затрачиваемой на изменение объёма рабочей жидкости при её сжатии (расширении) и изменение внутреннего объёма участка трубопровода при его расширении (сжатии), величины которых зависят от приведенного модуля упругости трубопровода [2].

Известны методы расчёта силового гидравлического привода и других гидравлических систем, учитывающие нарушение уравнения неразрывности потока во время работы системы на неустановившихся режимах. Так, в работах [3, 4, 5] предлагается численное описание гидравлических приводов, при котором для определения приращения давления в гидролиниях используется «приведенная жёсткость элемента трубопровода» [4], а в гидроцилиндре «жёсткость полости под торцом поршня» [3].

С целью повышения универсальности указанного метода расчётов гидравлических приводов и его упорядочения нами предлагается ввести в практику расчётов понятие «объёмная жёсткость гидравлических систем» как интегративного критерия оценки их динамических свойств [6].

Сущность понятия «объёмная жёсткость» можно раскрыть, обратившись к обобщённому закону Гука, из которого следует, что изменение давления жидкости в различных точках гидравлической системы пропорционально изменению её первоначального объёма [7]:

$$dp = -E_{\text{ж}} \frac{dV_{\text{ж}}}{V_0},$$

тогда, обозначив

$$C_{\text{ж}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0}, \quad (1)$$

получим

$$dp = -C_{\text{ж}} dV_{\text{ж}},$$

откуда

$$C_{\text{ж}} = -\frac{dp}{dV_{\text{ж}}}, \quad (2)$$

где V_0 – начальный объём жидкости; $dV_{\text{ж}}$ – приращение объёма жидкости, соответствующее приращению давления на dp ; $E_{\text{ж}} = \frac{1}{\beta_{\text{ж}}}$ – объёмный модуль упругости жидкости; $\beta_{\text{ж}}$ – коэффициент

объёмного сжатия жидкости; $C_{\text{ж}}$ – коэффициент «объёмной жёсткости» некоторого объёма жидкости, который из уравнения (1) может быть определён как отношение объёмного модуля упругости рабочей жидкости к занимаемой ею объёму. Таким образом, «объёмная жёсткость» характеризует жёсткость некоторого (вполне определённого) объёма жидкости.

Из уравнения (2) видно, что «объёмная жёсткость» жидкости представляет собой приращение давления жидкости, соответствующее единичному приращению её первоначального объёма, происшедшего под действием этого приращения давления, или, иначе, «объёмная жёсткость» жидкости – приращение давления, необходимое для изменения первоначального объёма жидкости на единицу. Знак «минус» в (2) указывает на то, что положительному приращению давления dp соответствует отрицательное приращение объёма жидкости $dV_{\text{ж}}$ и наоборот.

Уравнение (1) позволяет определить объёмную жёсткость рабочей жидкости, ограниченной абсолютно жёсткой оболочкой. Однако в реальных гидравлических приводах технологического оборудования жидкая (упругая) рабочая среда перемещается по трубопроводам и другим элементам системы, подверженным объёмной деформации, которую необходимо учитывать при проектировании гидравлических приводов с заданными свойствами. С этой целью расширим действие понятия «объёмной жёсткости» на всю гидросистему за счёт введения понятия «приведенная объёмная жёсткость» гидравлической системы и её элементов.

«Приведенная объёмная жёсткость» позволяет судить о податливости системы в целом и каждого её элемента в отдельности аналогично понятию жёсткости твёрдых тел, которое указывает на свойство твёрдых тел сопротивляться изменению линейных размеров этих тел при воздействии на них внешних сил. При этом «приведенная объёмная жёсткость» даёт возможность оценить пространственную деформацию, что необходимо для описания податливости жидких сред и их оболочек. Согласно описанной логике запишем уравнение для расчёта коэффициента «приведенной объёмной жёсткости» гидравлической системы привода технологического оборудования:

$$C_{\text{пр}} = \frac{dp}{dV}, \quad (3)$$

где $C_{\text{пр}}$ – приведенная объёмная жёсткость рассматриваемого участка гидравлического привода (его элемента) или системы в целом; dp – приращение давления на рассматриваемом участке гидравлического привода (на его элементе) или в системе в целом; dV – приращение внутреннего объёма рассматриваемого участка гидравлического привода (его элемента) или системы в целом, соответствующее приращению давления dp .

Уравнение (3) позволяет дать определение приведенной объёмной жёсткости гидравлической системы привода или её элемента.

Объёмная жёсткость гидравлической системы привода технологического оборудования – это свойство гидравлической системы сопротивляться изменению внутреннего объёма под действием давления.

Учитывая, что изменение объёма гидравлической системы происходит в результате повышения давления жидкости, которая сама при этом сжимается, определение для «коэффициента приведенной объёмной жёсткости» гидравлической системы привода технологического оборудования запишем в следующем виде: *коэффициент приведенной объёмной жёсткости гидравлической системы привода технологического оборудования равен увеличению давления, которое происходит за счёт введения в неё дополнительно единицы объёма рабочей жидкости, приведенной к давлению внешней среды.*

Применение коэффициента приведенной объёмной жёсткости $C_{пр}$ позволяет описывать систему как при неподвижной жидкости, так и при её движении, в последнем случае используется уравнение [6]:

$$dp = C_{пр} (\Sigma Q_{вх} - \Sigma Q_{вых}) \cdot dt, \quad (4)$$

где dp – приращение давления жидкости в рассматриваемом объёме гидросистемы за время dt ; $\Sigma Q_{вх}$ и $\Sigma Q_{вых}$ – суммарные расходы входящей в рассматриваемый объём и выходящей из него жидкости соответственно; $C_{пр}$ – коэффициент приведенной объёмной жёсткости гидравлической системы или её элемента.

Рассмотрим случай, когда к некоторой точке гидросистемы подсоединены n различных элементов, каждый из которых обладает собственной объёмной жёсткостью. Тогда, допуская, что изменение давления в данной точке мгновенно передаётся всем точкам рассматриваемого объёма, запишем:

$$dV = \sum_{i=1}^n dV_i,$$

где dV – объём жидкости, приведенный к давлению окружающей среды, необходимый для изменения давления в системе на dp ; dV_i – объём жидкости, приведенный к давлению окружающей среды, необходимый для изменения давления в i -ом элементе на dp .

Коэффициент приведенной объёмной жёсткости системы в целом определим по уравнению:

$$C_{пр} = \frac{dp}{\sum_{i=1}^n dV_i} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{dV_i}{dp}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i}},$$

после преобразований окончательно получим:

$$C_{пр} = \frac{\prod_{i=1}^n C_i}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{C_i} \prod_{i=1}^n C_i \right)}, \quad (5)$$

где $C_{пр}$ – коэффициент приведенной объёмной жёсткости гидравлической системы, состоящей из n совместно работающих элементов; C_i – коэффициент объёмной жёсткости i – го элемента системы.

Коэффициент объёмной жёсткости гидравлических линий (трубопроводов). Очевидно, что при изменении давления внутри трубопровода в результате деформации будет изменяться его внутренний объём, определяемый по уравнению

$$V_{\text{тр}} = \pi \cdot r^2 \cdot l,$$

где r и l – текущие значения внутреннего радиуса и длины рассматриваемого участка трубы соответственно.

Изменение объёма трубопровода при изменении давления можно оценить, зная коэффициент его объёмной жёсткости, найденный по уравнению (3), в котором приращение объёма определяется по формуле:

$$dV_{\text{тр}} = 2\pi \cdot r \cdot l \cdot dr + \pi \cdot r^2 \cdot dl, \quad (6)$$

где dr и dl – приращение радиуса трубы и её длины, соответствующее приращению давления на dp .

При этом известно, что

$$dr = \frac{r}{E_{\text{ст}}} d\sigma, \quad (7)$$

где $E_{\text{ст}}$ – модуль упругости материала стенки трубы; $d\sigma$ – приращение напряжения, возникающее в стенке трубы, соответствующее изменению давления на dp .

Напряжение, возникающее в стенке трубы при воздействии на неё изнутри давления жидкости p , можно определить по формуле:

$$\sigma = p \frac{r}{\delta},$$

где δ – толщина стенки трубы.

Тогда полный дифференциал напряжения в материале стенки находим по выражению:

$$d\sigma = \frac{1}{\delta} (r dp + p dr), \quad (8)$$

но так как для трубопроводов с модулем упругости значительно превосходящем модуль упругости протекающей по ним жидкости ($E_{\text{ст}} \gg E_{\text{ж}}$) можно считать, что

$$r dp \gg p dr, \quad (9)$$

то, пренебрегая вторым членом в скобке полного дифференциала напряжения (8), уравнение (7) можно запишем в виде:

$$dr = \frac{1}{\delta} \frac{r^2}{E_{\text{ст}}} dp. \quad (10)$$

Одновременно отметим, что в соответствии с законом Гука приращение длины трубопровода под действием растягивающей силы определяется по формуле:

$$dl = \pi \cdot r^2 \cdot dp \cdot \frac{l}{E_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot (r_{\text{н}}^2 - r^2)}, \quad (11)$$

где l – текущее значение длины трубопровода; $r_{\text{н}}$ – текущее значение величины наружного радиуса трубопровода.

Подставляя значения dr (10) и dl (11) в уравнение (6), производим преобразования и получаем:

$$dV_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot r^2 \cdot l}{E_{\text{ст}}} \cdot \left(\frac{2r}{\delta} + \frac{r^2}{r_{\text{н}}^2 - r^2} \right) \cdot dp.$$

Или, заменив радиусы соответствующими диаметрами, получим:

$$dV_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l}{4E_{\text{ст}}} \cdot \left(\frac{2}{\bar{d}_{\text{тр}} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{\text{тр}}^2 - 1} \right) \cdot dp, \quad (12)$$

где $\bar{d}_{\text{тр}} = \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{тр}}}$ – отношение текущего значения наружного диаметра цилиндрического трубопровода к текущей величине его внутреннего диаметра.

Тогда из уравнения (3) с учётом (12) окончательно получим выражение для определения коэффициента объёмной жёсткости стенки участка трубы:

$$C_{\text{ст}} = \frac{4E_{\text{ст}}}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l} \cdot \frac{1}{\frac{2}{\bar{d}_{\text{тр}} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{\text{тр}}^2 - 1}}. \quad (13)$$

Очевидно, что в общем случае коэффициент объёмной жёсткости стенки трубопровода (13) – нелинейная величина, зависящая от текущих значений диаметров трубопровода и его длины, обусловленных, в свою очередь, давлением, изменение которого определяется объёмной жёсткостью стенки трубопровода.

В общем случае коэффициент приведенной объёмной жёсткости трубопровода с рабочей жидкостью определяется по уравнению (5) с учётом (1) и (13):

$$C_{\text{пр.ст}} = \frac{4E_{\text{ст}}}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l} \cdot \frac{1}{1 + \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} \left(\frac{2}{\bar{d}_{\text{тр}} - 1} + \frac{1}{\bar{d}_{\text{тр}}^2 - 1} \right)}.$$

Если же деформацией трубопровода в осевом направлении (трубопровод с незначительными длиной и диаметром) и нелинейностью коэффициента приведенной объёмной жёсткости трубопровода можно пренебречь, то его можно определить по уравнению [7]:

$$C_{\text{пр.тр}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{тр}} \left(1 + \frac{d_0}{\delta} \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{ст}}} \right)}, \quad (14)$$

где $C_{\text{пр.тр}}$ – коэффициент приведенной объёмной жёсткости трубопровода с рабочей жидкостью; $V_{\text{тр}}$ – величина внутреннего объёма трубопровода до его деформации; d_0 и δ – начальное значение внутреннего диаметра и толщина стенки трубопровода (принимается постоянной) соответственно.

Определяя коэффициент приведенной объёмной жёсткости цилиндрической стенки по уравнениям (13) и (14), следует помнить об условии (9), из которого вытекает, что их можно применять только для расчёта цилиндрических труб, изготовленных из металла либо из другого материала с достаточно большим модулем упругости.

В то же время в силовом гидравлическом приводе различного оборудования весьма широко применяются гибкие рукава высокого давления (РВД), представляющие собой резинорubberную оболочку, упругие свойства которой не поддаются строгому аналитическому описанию [8]. При этом, очевидно, что приведенная объёмная жёсткость таких оболочек имеет зависимость от давления, которую следует определять экспериментально.

На рис.1, 2, 3 приведены полученные экспериментально [6] графики зависимости от давления коэффициентов приведенной объёмной жёсткости различных рукавов высокого давления.

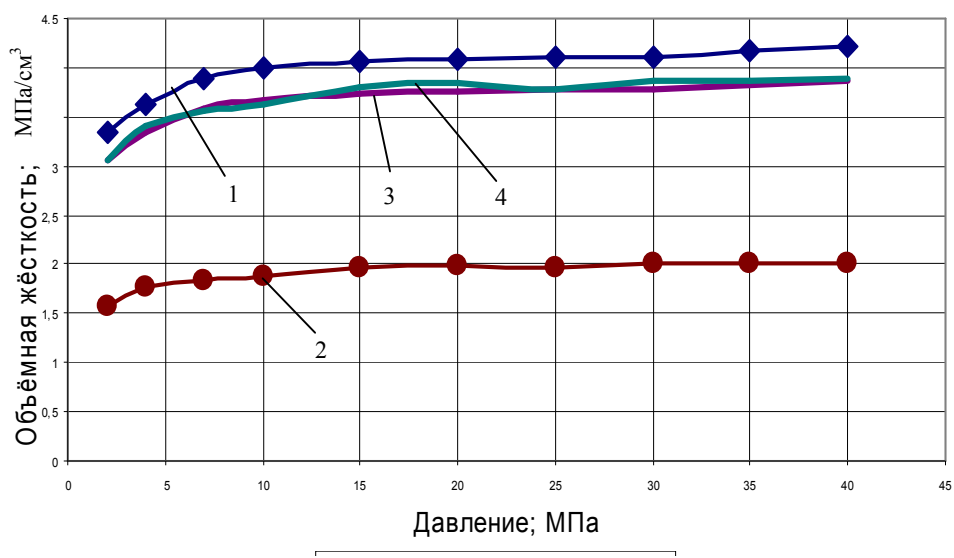


Рис.1. Графики зависимости коэффициентов приведенной объёмной жёсткости от давления: 1 - зависимость от давления коэффициента приведенной объёмной жёсткости РВД с диаметром условного прохода $d_1 = 16$ мм, длина которого, без учёта длины ниппелей штуцеров (чистая длина резинокордной оболочки), составляет $L_{11} = 0,94$ м; 2 - зависимость от давления коэффициента приведенной объёмной жёсткости такого же РВД, длина которого, без учёта длины ниппелей штуцеров, составляет $L_{12} = 1,94$ м; 3, 4 - зависимости от давления коэффициентов приведенной объёмной жёсткости тех же рукавов, пересчитанных по уравнению (5) на 1 метр их длины

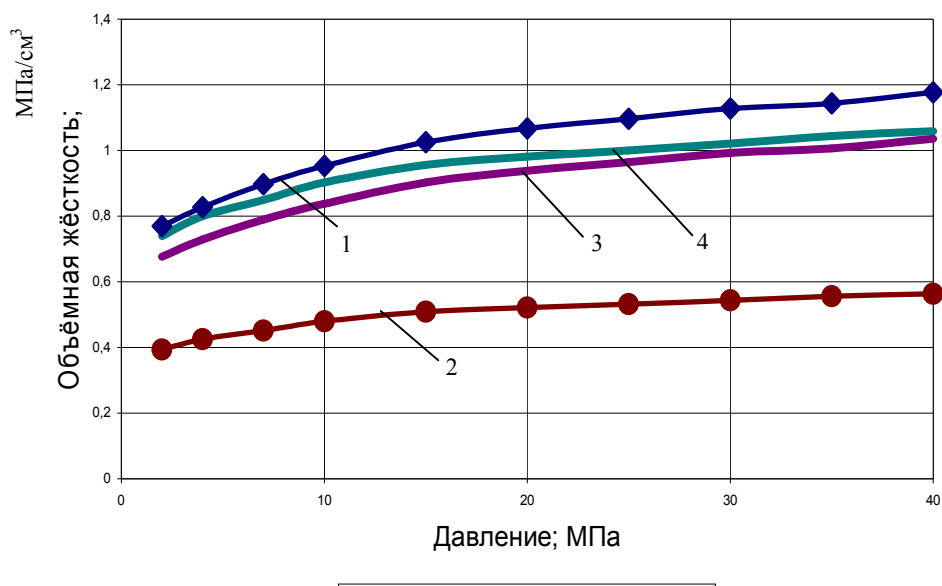


Рис.2. Графики зависимости коэффициентов приведенной объёмной жёсткости от давления: 1 - зависимость от давления коэффициента приведенной объёмной жёсткости РВД с диаметром условного прохода $d_2 = 32$ мм, длина которого, без учёта длины ниппелей штуцеров, составляет $L_{21} = 0,88$ м; 2 - зависимость от давления коэффициента приведенной объёмной жёсткости такого же РВД, длина которого, без учёта длины ниппелей штуцеров, составляет $L_{22} = 1,88$ м; 3, 4 - зависимости от давления коэффициентов приведенной объёмной жёсткости тех же рукавов, пересчитанных по уравнению (5) на 1 погонный метр их длины

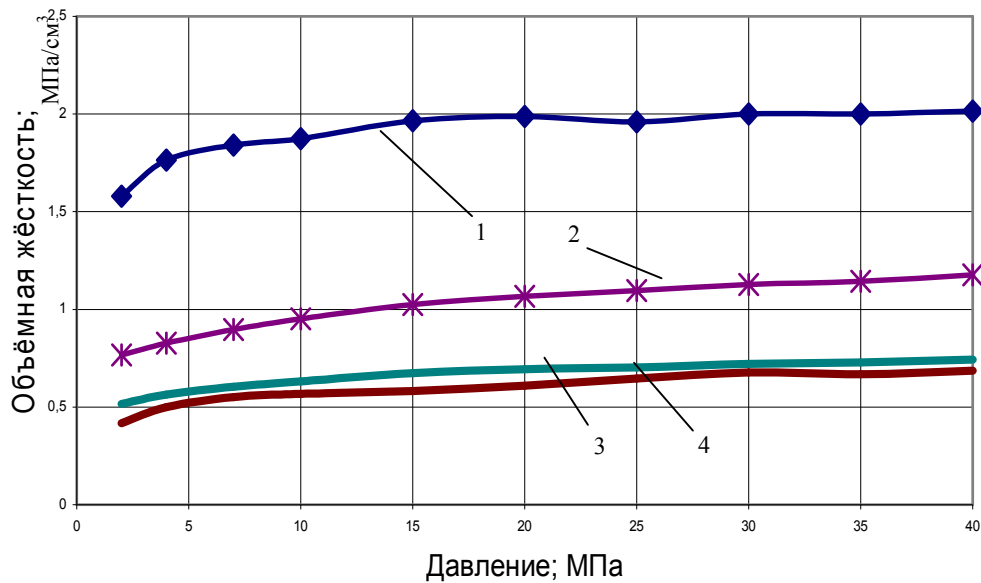


Рис.3. Графики зависимости коэффициентов приведенной объемной жесткости РВД от давления при их включении в цепь последовательно: 1 - зависимость от давления коэффициента приведенной объемной жесткости РВД с диаметром условного прохода $d_1 = 16$ мм, чистая длина резинокордной оболочки которого $L_{12} = 1,94$; 2 - зависимость от давления коэффициента приведенной объемной жесткости РВД с диаметром условного прохода $d_2 = 32$ мм, чистая длина резинокордной оболочки которого $L_{21} = 0,88$; 3, 4 - зависимости от давления коэффициентов приведенной объемной жесткости, указанных выше рукавов, включённых в цепь параллельно; (3 - определена по уравнению (5) с использованием экспериментальных данных)

Анализируя графики, изображённые на рис.1, 2, 3, легко заметить, что коэффициенты приведенной объемной жесткости всех исследуемых рукавов высокого давления в зоне низких давлений ($p < 15$ МПа) нелинейно возрастают. Такой характер изменения коэффициента приведенной объемной жесткости можно объяснить тем, что в этой зоне изменения давления оболочка расширяется за счёт выборки зазоров между струнами плетеного металлического корда, а также возможным наличием в системе нерастворённого воздуха. При дальнейшем повышении давления рабочей жидкости внутри оболочек коэффициенты их приведенной объемной жесткости изменяются линейно, так как в этом случае их объём изменяется за счёт растяжения струн, образующих корд, и изменения модуля упругости самой жидкости [9]. То есть здесь РВД с некоторым приближением можно рассматривать как металлическую оболочку с определёнными жесткостными характеристиками.

Очевидно, что для описания жесткостных характеристик рукавов высокого давления различной длины нет необходимости экспериментально определять коэффициент приведенной объемной жесткости каждого из них. Достаточно знать коэффициент приведенной объемной жесткости единицы длины каждого типа оболочки, что позволит, используя уравнение (5), рассчитать коэффициент приведенной объемной жесткости рукава высокого давления любой длины.

Выводы. Усовершенствование методики расчёта и проектирования систем приводов технологического оборудования на основе применения коэффициента приведенной объёмной жёсткости гидравлической системы при их моделировании позволяет упростить процесс моделирования при одновременном повышении точности расчётов и качества (наглядности) их анализа.

Библиографический список

1. Богуславский И.В. Автоматизация концептуальной стадии проектирования приводов заданного целевого назначения: автореф. дис.... д-ра техн. наук. / И.В. Богуславский. – М., 1997. – 38 с.
2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
3. Анисимов А.В. Исследование в среде HYDROCAD регулируемого насоса типа 313 с регулятором мощности / А.В. Анисимов, А.И. Бутов, В.Л. Кондрашев, К.В. Долгов, К.Э. Агасиев // Новые технологии управления движением технических объектов: сб. ст. по материалам 7-й междунар. науч. – техн. конф., Новочеркасск – Ростов-на-Дону: Изд-во СКНЦ ВШ, 2004. – Вып. 5. – С.129-134.
4. Водяник Г. М. Математическое моделирование потока жидкости в трубопроводе / Г.М. Водяник, А.В. Анисимов, Н.В. Дивулин // Новые технологии управления движением технических объектов: сб. ст. по материалам 6-й междунар. науч. – техн. конф. - Новочеркасск – Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВШ, 2003. – Вып. 4. – С. 144-148.
5. Розанов Б.В. Гидравлические прессы / Б.В. Розанов. – М.: Гос науч.-техн. изд. машиностр. лит., 1959. – 428 с.
6. Рыбак А.Т. Гидромеханические системы. Моделирование и расчёт: моногр. / А.Т. Рыбак – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008.–145 с.
7. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
8. Гидравлический привод / Б. М. Гавриленко, В. А. Минин, С. Н. Рождественский. – М: Машиностроение, 1968. – 502 с.
9. Прокофьев В.Н. Влияние давления в рабочей жидкости на динамические свойства гидропривода / В.Н. Прокофьев, В.Г. Нейман, И.А. Лузанова // Изв. Вузов. Машиностроение. – 1968. – №1. – С. 76 – 83.

Материал поступил в редакцию 09.03.2010.

A.T. RYBAK, I.V. BOGUSLAVSKIY

IMPROVEMENT OF THE SCIENTIFIC-METHODOLOGICAL DESIGN PRINCIPLES OF THE PRODUCTION MACHINES DRIVE SYSTEMS

Theoretical improvement foundations for the calculation methods of the technological equipment drive systems on the basis of the hydraulic system integrative property introduced by the authors are offered – the given T-D rigidity that allows to simplify the process of drive systems modeling simultaneously with increasing the accuracy of the conducted calculations and the analysis of their results.

Key words: drive systems, hydraulic system, T-D rigidity, the given T-D rigidity factor, modeling, calculation.

РЫБАК Александр Тимофеевич (р.1953), доцент (1998) кафедры «Технологическое оборудование» ДГТУ, кандидат технических наук (1990). Окончил РИСХМ (1979) по специальности «Приборы точной механики».

Область научных интересов: системы приводов технологического оборудования, моделирование и расчёт.

Автор более 90 научных работ.

rat_ritm@aaanet.ru

БОГУСЛАВСКИЙ Игорь Владимирович (р.1963), проректор ДГТУ по научно-исследовательской и инновационной деятельности, доктор технических наук (1997), профессор (2001). Окончил РИСХМ (1985) по специальности «Металлорежущие станки и инструменты».

Область научных интересов: информационные технологии и организация производства.

Автор более 180 научных работ.