

Подобное деформирование не требует влаго-термообработки заготовок. Содержание влаги в заготовке 12...18 %, что соответствует влажности воздушно-сухой древесины для нашего региона. Одновременно разработана конструкция ПСС, стабильных по размерам и взаимозаменяющих подшипники качения и ПСС из традиционных материалов [8].

Для производства таких ПСС были сконструированы и изготовлены высокопроизводительные полуавтоматы, которые могут выпускать 600...700 подшипников в смену.

Принцип работы установок заключается в качественном, равномерном деформировании древесной заготовки во втулку с одновременным ее прессованием по всему объему и исключает появление микротрещин по наружной поверхности.

ПСС, изготовленные данным способом, показали высокую работоспособность и износостойкость при работе в абразивно-агрессивных средах и в условиях переменной влажности. Они прошли испытания на лабораторных стендах БелГУТа, ИММС НАНБ, АП ГПЗ и ГЗПД, государственные испытания на машиноиспытательной станции Министерства промышлен-

ности Республики Беларусь, а также производственные испытания на многих предприятиях и заводах нашей республики, стран СНГ и за рубежом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сидоренко А. К. Применение прессованной древесины в узлах трения машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 97 с.
2. Хухрянский П. Н. Опыт применения прессованной древесины для изготовления деталей машин. – М.: ГОСИНТИ, 1962. – 95 с.
3. Архангельский Б. А. Неметаллические судовые подшипники. – Л.: Судпромгиз, 1957. – 130 с.
4. Врублевская В. И. Триботехнические характеристики древесины и научные основы создания и применения антифрикционных самосмазывающихся древесно-полимерных материалов: Дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1987. – 385 с.
5. Врублевская В. И., Врублевский В. Б., Невзорова А. Б. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них. – Гомель, 2000. – 323 с.
6. Белый В. А., Врублевская В. И., Купчинов Б. И. Древесно-полимерные конструкционные материалы и изделия. – Мн.: Навука і тэхніка, 1980. – 280 с.
7. Пат. 2488 (Республика Беларусь). Способ изготовления подшипника скольжения / В. Б. Врублевский, А. Б. Невзорова, В. И. Врублевская, П. И. Антошков.

УДК 629.113

ИССЛЕДОВАНИЕ АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОЦИЛИНДРА В ЗАДАЧАХ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДА

Канд. техн. наук, проф. АВТУШКО В. П., инж. ЖИЛЕВИЧ М. И.

Белорусский национальный технический университет

Целью данного исследования является повышение степени адекватности динамической модели гидропривода путем расчетно-теоретических исследований динамических характеристик привода на переходных режимах движения поршня исполнительного гидроцилиндра.

Уравнения движения подвижных элементов гидродвигателя – неотъемлемая (а в ряде случаев

определяющая) составная часть его динамической модели, и формируются они на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил и моментов.

С учетом сил давления жидкости, сил трения и полезной (преодолеваемой) нагрузки уравнение движения поршня гидроцилиндра можно записать в виде

$$m_n \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{\text{нап}} F_{\text{нап}} - p_{\text{сл}} F_{\text{сл}} - k_v \frac{dz}{dt} - P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz}{dt} \right) - (P_0 + P_z),$$

где m_n – масса подвижных частей, приведенная к поршню; z – перемещение поступательно движущегося элемента; $P_{\text{тр}}$ – сила сухого трения; k_v – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра; $p_{\text{нап}}$ и $p_{\text{сл}}$ – давление в напорной и сливной полостях гидроцилиндра; $F_{\text{нап}}$ и $F_{\text{сл}}$ – активная площадь поршня со стороны напорного и сливного трубопроводов; P_0 – постоянная нагрузка на гидродвигатель; P_z – позиционная нагрузка на поршень гидроцилиндра, которая может моделироваться многочленом $P_z = c_1 z + c_2 z^2 + \dots + c_n z^n$ (c_i – некоторые коэффициенты, причем обычно ограничиваются одним-двумя первыми слагаемыми, и c_1 приобретает смысл коэффициента жесткости позиционной нагрузки).

Такая модель гидроцилиндра (с незначительной корректировкой и различной степенью детализации отдельных составляющих) приводится во многих научных работах и широко применяется при расчете динамических процессов в гидроприводе [1, 2]. Она достаточно адекватно описывает непосредственно процесс движения подвижных элементов гидродвигателя. Не вызывает затруднений ее использование для расчета гидропривода в случае, когда нагрузка на поршень моделируется через коэффициент жесткости позиционной нагрузки ($P_z = c_1 \times z$) и равна нулю в момент страгивания или когда входное воздействие задается в виде ступенчатой функции.

Но такая модель учитывает лишь силовые факторы, определяющие характер движения поршня, и становится неработоспособной в ряде случаев на переходных режимах: например, в момент страгивания при постоянно действующей нагрузке, при резкой остановке поршня или упоре исполнительных элементов привода в препятствие. Это может проявиться в «срыве» вычислительного процесса или в явно выраженных противоречивых расчетных характеристиках переходного процесса.

В связи с этим возникает необходимость повышения степени адекватности динамической мо-

дели гидродвигателя на переходных режимах движения. Один из путей решения этой задачи – математическое описание очевидных, но не учтенных в модели кинематических зависимостей (ограничений). К таким кинематическим факторам, отсутствие которых значительно искажает расчетные динамические характеристики, можно отнести ограничение движения поршня, например, крышками гидроцилиндра. Назовем эти ограничения нелинейностями типа «левый упор» и «правый упор» для исходного и конечного положений поршня соответственно.

Учет «левого упора» оказывается особенно важным при расчете гидропривода различного рода подъемных механизмов, а «правый упор» должен быть неотъемлемой частью динамической модели гидропривода устройств зажима, захвата и т. п.

Отсутствие в модели гидропривода «левого упора» приводит при расчете к «провалу» нагруженного ненулевой (например, силой тяжести) силой поршня в момент страгивания. Физически это вполне объяснимо тем, что при открытии окна распределителя во время переходного процесса давление в напорной полости гидроцилиндра не успевает нарасти до величины, достаточной для уравнивания приложенной нагрузки. Динамический расчет гидропривода без моделирования «правого упора» не позволяет оценить поведение системы при завершении хода поршня, когда резкий останов поршня может сопровождаться высокочастотными колебаниями со значительной амплитудой.

Для разработки адекватной математической модели гидроцилиндра, учитывающей отмеченные особенности движения на переходных режимах, были проведены расчетно-теоретические исследования динамической модели гидропривода с учетом сжимаемости рабочей жидкости. При моделировании привода предполагалось, что свойства жидкости не изменяются во время переходного процесса, а сопротивление сливной магистрали и трение в гидроцилиндре пренебрежимо малы. Входное воздействие $h(t)$ моделировалось перемещением золотника распределителя по линейному закону с зоной запаздывания (0,05 с) и зоной насыщения. Расчет проводился для различных режимов нагружения привода постоянной силой 10 и 100 кН при давлении на входе 10 МПа и диаметре поршня 0,12 м.

Математическая модель, описывающая динамические процессы в рассматриваемом гидроприводе, составлена на основе методики, представленной в [1], и имеет следующий вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} &= \frac{1}{A_1} \left(p_{\max} - p_{\text{нап}} - A_3 \frac{dx}{dt} - \left(A_2 + \frac{A_{10}}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt} \right); \\ \frac{dp_{\text{нап}}}{dt} &= \left(f_{\text{тр}} \frac{dx}{dt} - F_{\text{нап}} \frac{dz}{dt} \right) \frac{E_a + a_p p_{\text{нап}}}{f_{\text{тр}} l_{\text{тр}} + F_{\text{нап}} z + V_0}; \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= \frac{1}{m_n} (p_{\text{нап}} F_{\text{нап}} - P_0), \end{aligned} \right\}$$

причем:

$$A_1 = \rho l_{\text{тр}}; \quad A_2 = \frac{1}{2} \zeta \rho + 0,443 k_e \rho l_{\text{тр}} / \sqrt{f_{\text{тр}}};$$

$$A_3 = 27,5 \rho \nu \frac{l_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}}; \quad A_{10} = \frac{0,5 \rho f_{\text{тр}}^2}{(\mu_p \pi D_p)^2},$$

где x – перемещение столба жидкости в трубопроводе; t – независимая переменная (время); $f_{\text{тр}}, l_{\text{тр}}$ – площадь и длина напорного трубопрово-

да; $p_{\max}$ – максимальное давление на входе в гидропривод; ρ и ν – плотность и кинематическая вязкость жидкости; $\Psi(p_2)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости; $h(t)$ – закон изменения величины рабочего окна распределителя (входное воздействие); μ_p, D_p – коэффициент расхода и диаметр золотника распределителя; ζ – коэффициент местного сопротивления; k_e – то же, зависящий от относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода; V_0 – начальный объем жидкости в поршневой полости гидроцилиндра; E_a, a_p – параметры, зависящие от типа жидкости и определяющие ее динамический модуль объемной упругости.

Для анализа динамических характеристик исходной модели гидропривода (без учета ограничений в уравнении движения поршня) и характеристик, получаемых после поэтапного ввода в модель различного рода кинематических нелинейностей, рассмотрим графики переходного процесса, построенные по результатам расчетов (рис. 1, 2).

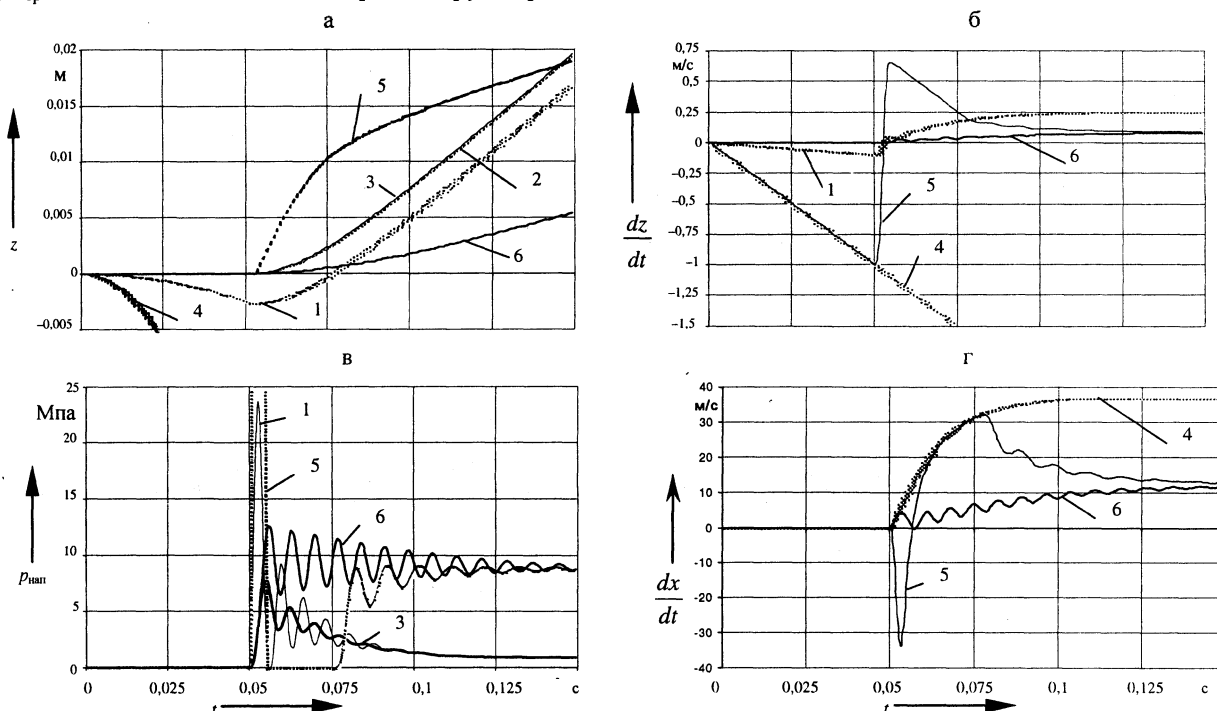


Рис. 1. Графики переходных процессов при исследовании модели «левого упора»: а – перемещение поршня; б – скорость поршня; в – давление в гидроцилиндре; г – скорость жидкости; 1 – без ограничений (10 кН); 2 – только перемещение (10 кН); 3 – с «левым упором» (10 кН); 4 – без ограничений (100 кН); 5 – только перемещение (100 кН); 6 – с «левым упором» (100 кН)

На рис. 1а представлены графики изменения перемещения поршня при моделировании «левого упора», наиболее наглядно характеризующие поведение системы для различных моделей гидроцилиндра. Как видно из рисунка, для модели без ограничений в начальный момент характерна зона отрицательных перемещений. И если для малых нагрузок (10 кН) после нарастания давления скорость поршня достигает положительных значений, он преодолевает начальную нагрузку и продолжает движение в положительном направлении, то для нагрузки 100 кН, близкой к макси-

мально преодолеваемой статической, происходит «провал» поршня с резким падением скорости (рис. 1б) и давления в области отрицательных значений (в расчетах давление ограничивается величиной 0,1 МПа).

На первый взгляд, решить проблему можно было бы введением ограничения перемещения поршня в области отрицательных значений, имитирующего упор поршня в крышку гидроцилиндра в начальный момент:

$$z = 0, \text{ если } z \leq 0.$$

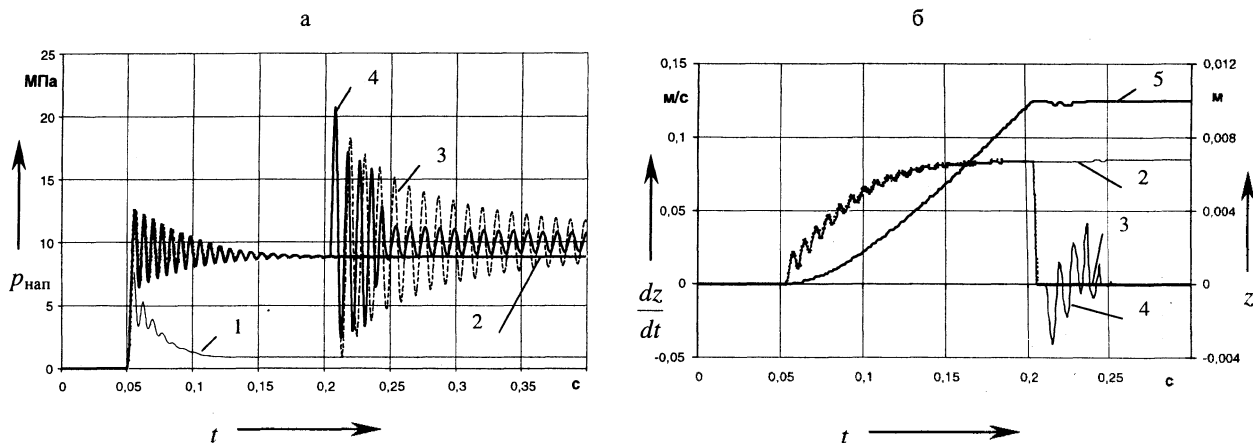


Рис. 2. Расчетные характеристики при моделировании «правого упора»: а – давление в гидроцилиндре; б – перемещение и скорость поршня; 1 – $z = z_{\max}$, если $z > z_{\max}$ (10 кН); 2 – $z = z_{\max}$, если $z > z_{\max}$ (100 кН); 3 – $z = 0$, если $z \geq z_{\max}$ (100 кН); 4 – с «правым упором» (100 кН); 5 – с «правым упором»

В этом случае из графиков перемещения для различной нагрузки (рис. 1а) исключается область отрицательных значений на участке, когда давление нарастает до величины, достаточной для преодоления приложенной нагрузки, и поршень должен оставаться неподвижным. Давление для больших нагрузок выходит из области отрицательных значений (рис. 1в), но процесс сопровождается значительным перерегулированием. Аналогичным образом изменяется давление при малых нагрузках, но его установившееся значение существенно ниже. Кроме того, при анализе других характеристик наблюдается противоречивая картина: поршень неподвижен (рис. 1а), а его скорость (рис. 1б) изменяется в области отрицательных значений, причем жидкость в начальный момент после открытия окна распределителя перемещается в обратном направлении (рис. 1г).

Существенным образом картина меняется, если в модель гидроцилиндра наряду с ограничением перемещения поршня ввести ограничение по скорости в начальный момент переходного процесса:

$$\frac{dz}{dt} = 0, \text{ если } \frac{dz}{dt} < 0 \text{ и } z = 0.$$

Расчетные характеристики в этом случае соответствуют (по меньшей мере, качественно) реальным физическим процессам, протекающим в приводе (рис. 1а). На начальной стадии, когда распределитель закрыт, поршень неподвижен, перемещение и скорости поршня, и жидкости, а также давление в гидроцилиндре равны нулю. После открытия окна распределителя увеличиваются перемещение и скорость жидкости, нарастает давление в гидроцилиндре. На начальной

стадии, пока давление не достигло значения, достаточного для преодоления статической нагрузки, перемещение и скорость поршня все еще имеют нулевые значения. Эта зона соответствует «провалу» поршня для модели без ограничений по «левому упору». При достижении некоторого давления начинается движение поршня, причем характер протекания переходного процесса зависит от нагрузки и параметров привода. После достижения установившегося значения скорости поршня происходит его дальнейшее равномерное движение, причем существенно изменяется характер протекания переходного процесса, значительно снижается заброс (перерегулирование) давления, а его установившееся значение определяется, естественно, преодолеваемой нагрузкой.

Таким образом, «левый упор» позволяет получить адекватную картину протекания переходных процессов в момент срабатывания нагруженного постоянной силой поршня и должен описываться системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} z &= 0, \text{ если } z < 0; \\ \frac{dz}{dt} &= 0, \text{ если } \frac{dz}{dt} < 0 \text{ и } z = 0. \end{aligned} \right\}$$

Равномерное движение поршня с установившимися характеристиками осуществляется до переключения распределителя или до момента, когда поршень перемещается в крайнее положение. Для ряда технических объектов основной технологической операцией является именно момент упора поршня в препятствие, а подвод поршня осуществляется практически без нагрузки, на холостом ходу. Примерами таких систем могут служить гидроприводы различного рода зажимов, захватов, устройств включения–выключения исполнительных элементов. Это обуславливает необходимость дополнения модели гидроцилиндра нелинейностью типа «правый упор».

Первый шаг на пути создания адекватной модели «правого упора» по аналогии с «левым упором» – ограничение перемещения

$$z = z_{\max}, \text{ если } z > z_{\max},$$

где $z_{\max}$ – максимальное перемещение поршня до упора в препятствие.

В этом случае расчет показывает, что перемещение поршня достигает своего максимального значения и остается постоянным, давление также стабилизируется на некотором уровне (рис. 2а), соответствующем нагрузке на поршень. Но при упоре поршня в препятствие должен срабатывать предохранительный клапан, а давление в цилиндре должно приближаться к максимальному (10 МПа). Наблюдается также неадекватность изменения скоростей поршня (рис. 2б) и жидкости, стабилизирующихся на некотором ненулевом уровне при неподвижном поршне.

Ввод ограничения скорости

$$\frac{dz}{dt} = 0, \text{ если } z \geq z_{\max}$$

в некоторой степени улучшает расчетные характеристики переходного процесса, при этом исключаются явные противоречия, установившееся значение давления стремится (хотя и с низкой интенсивностью затухания колебаний) к давлению настройки клапана, но наблюдаются жесткий, принудительный останов поршня и обнуление его скорости (рис. 2б). В реальной системе поршень под воздействием нагрузки и за счет податливости жидкости и колебаний давления может совершать движение в обратном направлении, отрываясь от упора, но принятое ограничение скорости не позволяет наблюдать этот процесс в расчетных характеристиках.

Более приемлемой для моделирования «правого упора» является система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} z &= z_{\max}, \text{ если } z > z_{\max}; \\ \frac{dz}{dt} &= 0, \text{ если } \frac{dz}{dt} > 0 \text{ и } z = z_{\max}. \end{aligned} \right\}$$

Как видно из рис. 2а, в этом случае существенным образом изменяется график переходного процесса по давлению. Момент резкого останова сопровождается значительными пульсациями давления с перерегулированием свыше 100 %. Колебания давления затухают, и его установившееся значение стремится к давлению настройки предохранительного клапана, подаваемого на вход системы. Аналогичная по сути картина наблюдается для нагрузки 10 кН, причем о характере протекания переходного процесса до упора поршня в препятствие можно

судить по рис. 1в. Такие графики соответствуют ожидаемому по сравнению с реальными физическими процессами. Характерным является участок графика перемещения поршня (рис. 2б) после достижения максимального значения. Некоторое время поршень неподвижен, его скорость равна нулю, так как за счет сил инерции он стремится продолжить движение в прямом направлении, но упирается в крышку (или зажимаемый объект). Через некоторое время за счет пульсаций давления и приложенной постоянной нагрузки происходят отрыв поршня от крышки и его движение в обратном направлении. Скорость поршня принимает отрицательные значения, затем, совершая колебания, меняет знак. Поршень снова приближается к упору, совершая периодические удары («постукивание») по крышке, что может привести к нежелательным последствиям и неудовлетворительной работе привода. Модель позволяет прогнозировать и анализировать такие режимы работы гидросистемы. Для малой нагрузки на поршень (10 кН) зона «постукивания» практически отсутствует, намного меньше амплитуда колебаний скорости поршня, его отклонения от конечного положения пренебрежимо малы.

Таким образом, проведенный анализ позволяет сделать вывод, что модель гидроцилиндра, являющаяся неотъемлемой частью динамической модели гидропривода и учитывающая кинематические ограничения типа «левый упор» и «правый упор», повышает степень адекватности математической модели привода в целом, расширяет область ее применения и должна описываться системой уравнений:

$$m_n \frac{d^2 z}{dt^2} = p_{\text{нап}} F_{\text{нап}} - p_{\text{сл}} F_{\text{сл}} - k_B \frac{dz}{dt} -$$

$$- P_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz}{dt} \right) - (P_0 + P_z);$$

$$z = 0, \text{ если } z < 0;$$

$$\frac{dz}{dt} = 0, \text{ если } \frac{dz}{dt} < 0 \text{ и } z = 0;$$

$$z = z_{\text{max}}, \text{ если } z > z_{\text{max}};$$

$$\frac{dz}{dt} = 0, \text{ если } \frac{dz}{dt} > 0 \text{ и } z = z_{\text{max}}.$$

Применение предлагаемой модели гидроцилиндра рассмотрим на примере динамического расчета гидропривода клещевого захвата мани-

пулятора погрузочно-транспортной машины [4], расчетная схема которого представлена на рис. 3.

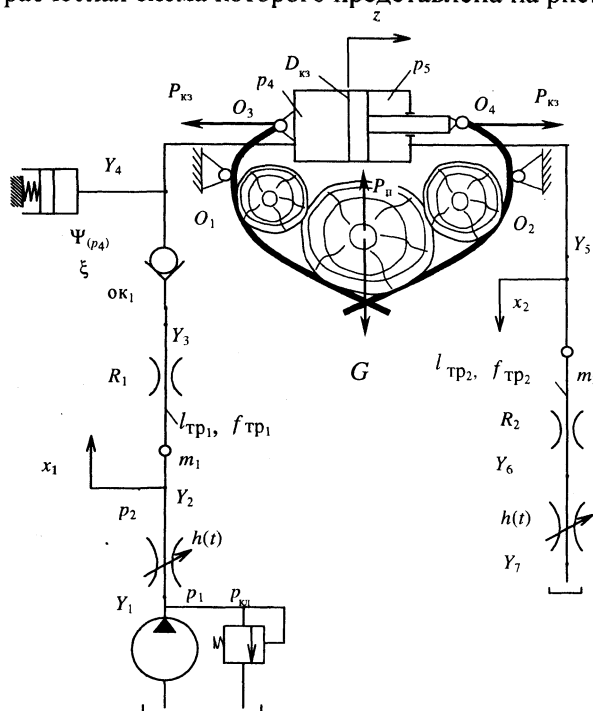


Рис. 3. Динамическая схема привода клещевого захвата

Для моделирования режима нагружения в рабочем процессе захвата груза выделены следующие стадии: подвод клещей к грузу или под груз, приподнимание груза внутри клещевого захвата, зажим груза. Первая стадия характеризуется практически холостым ходом поршня гидроцилиндра клещевого захвата (мощность затрачивается на преодоление трения в шарнирах). На второй стадии мощность гидроцилиндра затрачивается на преодоление силы тяжести поднимаемого груза. На этапе зажима (без перемещения поршня) величина усилия, развиваемого гидроцилиндром, зависит от давления в гидросистеме и размеров гидроцилиндра. Этот режим характеризуется резкой остановкой поршня и может сопровождаться значительными динамическими перегрузками в гидроприводе.

На рис. 4 представлены результаты расчета изменения давления в гидроцилиндре, являющегося наиболее информативным параметром при оценке динамических нагрузок в приводе, причем следует оговориться, что изменение частоты колебаний процессов в интервале $1 \dots 1,8$ с обусловлено лишь порядком выполнения расчета и стремлением уменьшить количество расчетных

точек. Для заданного режима нагружения характерно значительное перерегулирование на стадиях холостого хода клещей захвата и приподнимания груза. Однако на этих стадиях установившееся значение давления намного меньше, чем давление зажима, и не будет оказывать определяющего влияния на нагруженность привода.

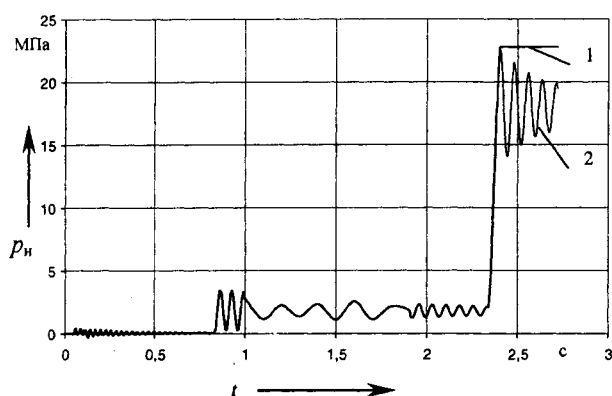


Рис. 4. Результаты расчета гидропривода клещевого захвата: 1 – с моделью гидрозамка; 2 – без модели гидрозамка

Расчеты показывают, что наиболее критические нагрузки возникают при резкой остановке поршня гидроцилиндра в момент зажима груза, когда давление в цилиндре будет определяться настройкой клапана ($p_{кл} = 18$ МПа) и динамикой элементов привода. Давление достигает 22,7 МПа и обуславливает перегрузку (перерегулирование) до 25 %. Для сравнения был проведен расчет привода с идентичными исходными

данными и моделированием гидрозамка, препятствующего знакопеременной скорости течения жидкости, что приводит к исключению колебательности переходного процесса на стадии зажима груза.

Проведенные расчетные исследования привода клещевого захвата позволяют сделать вывод о соответствии полученных характеристик реальным процессам и о степени адекватности предлагаемой модели гидроцилиндра.

Предлагаемая математическая модель гидроцилиндра может найти практическое применение в задачах проектирования гидросистем управления мобильных машин и технологического оборудования, в сочетании с методикой описания динамических процессов в гидроприводе [1] она позволяет унифицировать этапы моделирования и расчета приводов различного функционального назначения, расширив область использования разрабатываемой динамической модели гидропривода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
3. Автушко В. П., Жилевич М. И., Кишкевич П. Н. Методические указания по выполнению динамического расчета гидро- и пневмоприводов. – Мн.: БГПА, 1996. – 44 с.
4. Динамическая модель привода клещевого захвата гидроманипулятора / В. П. Автушко, Н. В. Богдан, М. И. Жилевич. – Мн., 2001. – 20 с. – Деп. в ВИНТИ 29.05.2001, № 1371-B2001.