

УДК 621.22

З.Я. Лурье, д-р техн. наук, проф.,
Е.Н. Цента, инженер,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»

ОБ ОДНОМ СПОСОБЕ ПРИВЕДЕНИЯ СИЛЫ ВЕСА И МАССЫ РАБОЧЕГО ОРГАНА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ К ИСПОЛНИТЕЛЬНОМУ УСТРОЙСТВУ ГИДРОАГРЕГАТА

В статье обсуждаются существующие способы приведения силы веса и массы рабочих органов мобильных машин, основанные на фундаментальных законах физики, к оси источников движения. Для исследования гидроагрегата навесного оборудования трактора получены уравнения приведенных силы веса и массы с учетом потерь на основе равенства мощностей и кинетических энергий. Оценено влияние этих параметров на показатели качества рабочего процесса.

Ключевые слова: гидроагрегат, навесное оборудование, рабочий орган, переходный процесс, приведенная сила веса и массы.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

При проектировании объемных гидроагрегатов (ГА) на современном уровне должное внимание следует уделять исследованию их динамики совместно с рабочим органом (РО) технологической машины (ТМ). Это в свою очередь требует знания приведенных силы веса и массы РО ТМ к оси исполнительного устройства (ИУ) ГА с учетом кинематики между ними. Кинематические цепи между ИУ ГА и РО ТМ в общем случае характеризуются четырьмя видами движений: поступательным ИУ ГА и поворотным РО ТМ; поступательным ИУ ГА и поступательным РО ТМ; вращательным ИУ и поступательным РО ТМ и вращательным ИУ и вращательным РО ТМ. При приведении сил веса и масс исследователями используются законы механики, теоретической механики и гидравлики.

Вопрос приведения силы веса и массы имеет важное значение при разработке и исследовании ГА навесного оборудования (НО) сельскохозяйственных тракторов как перспективное направление развития в сельскохозяйственном машиностроении. Под навесным оборудованием будем понимать совокупность навесного устройства (НУ) и, соединенного с ним навесного орудия (плуг, борона и др.). На шток гидроцилиндра (ГЦ) действует нагрузка, обусловленная, главным образом, весом орудия и НУ. Кинематическая схема НО (не показана) отражает сложность формирования силы сопротивле-

ния движению штока ГЦ, осуществляющего опускание и подъем (заглубление и выглубление) сельхозорудия.

Настоящая статья посвящена одному способу определения приведенной силы веса и массы НО сельскохозяйственного трактора к оси гидроцилиндра ГА и оценке рабочего процесса ГА при изменении веса и массы НО.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассматриваются вопросы определения приведенных масс при поворотных движениях РО ТМ и поступательных перемещений штоков гидроцилиндров ГА. На рис. 1 показана одна из схем работы [1], иллюстрирующая преобразование прямолинейного движения в поворотное.

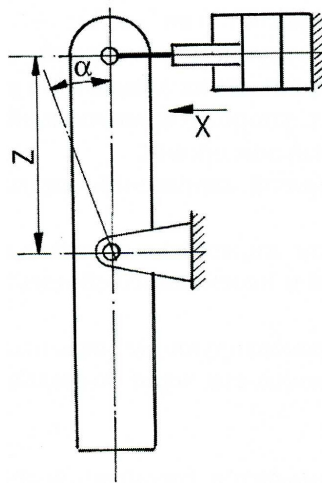


Рис. 1. – Преобразование прямолинейного движения в поворотное

При приведении массы автором (без учета трения в шарнире) используется равенство момента движущей силы, развиваемой гидроцилиндром ГА, и момента сопротивления со стороны РО ТМ. Приведенная масса m_{np} при допущении $d^2\alpha/dx^2 \cong 0$ определяется выражением

$$m_{np} = \frac{J}{L} \cdot \frac{d\alpha}{dx}, \quad (1)$$

где J – момент инерции поворачиваемого РО ТМ; L – плечо действующей силы; α – угол поворота; x – перемещение штока гидроцилиндра.

Представляет практический интерес ряд работ в области электротехники (в частности электропривода). В работе [2] должное внимание уделено приведению моментов и усилий в схемах электропривода. Это приведение основано на равенстве мощности, развиваемой

электродвигателем, как ИУ системы, и мощности сопротивления, оказываемой рабочим механизмом (РМ). Например, для системы, состоящей из электродвигателя и РМ, связанных одноступенчатым редуктором при отсутствии потерь, приведенный момент определяется уравнением

$$m_{np} = M_{pm} \cdot \frac{\omega_{pm}}{\omega_{\partial}} = M_{pm} \cdot \frac{1}{i}, \quad (2)$$

где M_{pm} , ω_{pm} – момент и угловая скорость РМ; ω_{∂} – угловая скорость вала электродвигателя; i – передаточное число от электродвигателя к РМ. В случае приведения поступательного движения ИУ к поступательному РМ при отсутствии потерь из условия равенства мощностей получено выражение для приведенной силы

$$F_{np} = F_{pm} \cdot \frac{v_{pm}}{v_{\partial}}, \quad (3)$$

где F_{pm} , v_{pm} – сила сопротивления и линейная скорость РМ; v_{∂} – линейная скорость двигателя.

В работах [2, 3] рассмотрены вопросы приведения моментов инерции РМ к валу электродвигателя. Приведение основано без учета потерь на равенстве кинетической энергии, развиваемой ИУ (электродвигателем) и кинетической энергии приводимого РМ. В общем случае при вращательном движении ИУ и вращательном движении РМ приведенный момент инерции

$$J_{np} = J_{\partial} + J_1 \cdot \frac{1}{i_1^2} + J_2 \cdot \frac{1}{i_2^2} + \dots + J_n \cdot \frac{1}{i_n^2}, \quad (4)$$

где J_{∂} – момент инерции электродвигателя; J_1, J_2, \dots, J_n – моменты инерции частей РМ; i_1, i_2, \dots, i_n – передаточные числа между осями ИУ и осями отдельных вращающихся частей РМ.

В случае вращательного движения ИУ и поступательного движения РМ (на основе равенства кинетических энергий) приведенный момент инерции к валу ИУ равен [2]

$$J_{np} = J + \frac{m \cdot v^2}{\omega_{\partial}^2}, \quad (5)$$

где J – момент инерции ротора электродвигателя и, например, барабана лебедки; m – масса РМ; ω_{∂} – угловая скорость электродвигателя; v – линейная скорость РМ при угловой скорости ω_{∂} .

Следовательно, анализ рассмотренных работ показывает, что способы приведения моментов, сил и моментов инерции к валу источника движения, базируются на фундаментальных законах физики.

Применительно к ГА НО можно отметить, например, работу [4], в которой косвенно обсуждается рассматриваемый вопрос. Однако, он больше трансформируется на расчеты усилий, действующих в элементах навесного устройства трактора. Представляет теоретическую и практическую значимость работа [5], изданная в 1978 г., которая, согласно принятой в настоящей статье терминологии, посвящена разработке и исследованию математической модели (ММ) ГА, выполняющего функцию автоматической стабилизации тягового усилия путем регулирования глубины хода сельхозорудия на тракторах Т-150К. В уравнение движения штока ГЦ введены, приведенные к оси ГЦ, масса и сила веса НО без комментариев и обоснования принятых допущений.

Таким образом, вопрос приведения силы веса и массы НО трактора к оси ГЦ ГА остается открытым.

Постановка задачи. На рис. 2 изображена расчетная схема отечественного ГА НО трактора, разработанного ОАО «ХТЗ», НИИГидроприводом и НПП «Хартрон-Экспресс» (г. Харьков).

Укрупненно ГА в режиме перемещения НО работает следующим образом. Входным воздействием на ГА является сигнал с пульта управления машиниста, а выходом перемещение штоков ГЦ (перемещение НО).

После подачи управляющего воздействия с электронного усилителя мощности (ЭУМ), например, на ЭМ₁, плунжер ЭПП₁ перемещаясь, увеличивает давление p_3 . При этом золотник ГР смещается влево в позицию В и открывает доступ РЖ в поршневые полости ГЦ. Происходит подъем НО до заданной высоты. Со штоковых полостей РЖ сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника ГР и штоков ГЦ поступают в микропроцессорный блок управления (МПБУ), где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание НО происходит при подаче управляющего сигнала на ЭМ₂ (на ЭМ₁ сигнал равен 0) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.

В правом углу рис. 2 показана упрощенная кинематическая схема НУ. При выдвигании штока звено АО совершает движение по дуге окружности определенного радиуса от исходного положения. При этом звенья ВО, ВС и DG смещаются и поднимают сельхозорудие на

Следует отметить, что собственно рассматриваемый ГА без подключения НО, представляет собою сложный объект, включающий элементы различной физической природы: гидравлические, электрические и электронные, математическая модель которого априори является нелинейной динамической системой высокого порядка. Для разработки полной математической модели ГА НО, включающей уравнение движения штока ГЦ необходимо располагать приведенными силой веса и массой НО к оси ГЦ. Именно эти параметры влияют на показатели качества (быстродействие, перерегулирование, число колебаний, время затухания колебаний и др.) рабочего процесса ГА НО.

Для обоснованного определения этих величин необходимо следующее:

1. Плоскопараллельно ли положение сельхозорудия в процессе подъема и опускания?;

2. Принимаемые допущения для получения аналитического выражения приведенной силы веса НО к оси ГЦ, как силы сопротивления движению штока;

3. Принимаемые допущения для получения аналитического выражения приведенной массы НО к оси ГЦ, входящей в левую часть уравнения движения штока.

4. Каким способом рациональнее выполнить приведение?

Изложение материала и результаты.

Вопрос плоскопараллельного движения НО при подъеме и опускании рассматривается в работе [6]. Отмечается, что проведенные эксперименты подтверждают, что в расчетах можно в качестве допустимого приближения принять такое движение. Следовательно, для последующего определения приведенной силы веса и массы допустимо приближенно считать движение НО поступательным. Второй и третий пункты постановки задачи связаны с обоснованием перехода от распределенной массы НО к сосредоточенной. Известно, что переход к сосредоточенной массе основан на определении центра тяжести рассматриваемого тела и помещения в этой точке сосредоточенной массы. Точность такого перехода связана практически с точностью определения центра тяжести. В конструкторской документации завода указывается коэффициент передачи « i » навесного устройства. Имеется численное значение параметра i в ряде опубликованных статей, например [5]. Четвертый пункт постановки задачи решается путем анализа литературных источников, изложенных выше.

Следовательно, при поступательном движении штока ГЦ и поступательном движении НО (без учета потерь) приведенная сила веса НО определяется из равенства приведенной мощности, развиваемой ГЦ, и требуемой мощности на поступательное движение НО, т.е.

$$G^* \frac{dy_z}{dt} = G \frac{dh_{op}}{dt},$$

где G – сила веса НО; G^* – приведенная сила веса НО; $h_{op} = i \cdot y_z$ – перемещение НО, i – коэффициент передачи между НО и штоком ГЦ; y_z – перемещение штока ГЦ.

Тогда

$$G^* = i \cdot G. \quad (6)$$

В работе [5] дается именно такое выражение.

С учетом потерь при подъеме НО

$$G^\uparrow = \frac{i \cdot G}{\eta_n}, \quad (7)$$

где η_n – КПД передачи.

В случае опускания НО, когда поступательное движение вниз, в основном, происходит за счет силы веса G , потери в передаче покрываются со стороны НО и от ГЦ требуется меньшая тормозная сила

$$G^\downarrow = i \cdot G \cdot \eta_n. \quad (8)$$

Выражая тормозную G^\downarrow силу ГЦ через силу G^\uparrow (выражение (7)), развиваемую ГЦ при подъеме НО, получаем

$$G^\downarrow = G^\uparrow \cdot \eta_n^2. \quad (9)$$

В работе [2] отмечается, что более точный расчет приведенного момента (в рассматриваемом случае силы G^\downarrow) выполняется в предположении равенства потерь в режимах подъема и опускания груза (в рассматриваемом случае НО). Определим тормозную силу потерь, используя равенства (7) и (6)

$$F_{nom} = G^\uparrow - G^* = \frac{i \cdot G}{\eta_n} - i \cdot G = i \cdot G \cdot \left(\frac{1 - \eta_n}{\eta_n} \right). \quad (10)$$

Тогда при опускании тормозная сила ГЦ будет равна

$$G^\downarrow = i \cdot G - F_{nom} = i \cdot G - i \cdot G \cdot \left(\frac{1 - \eta_n}{\eta_n} \right) = i \cdot G \cdot \left(\frac{2 \cdot \eta_n - 1}{\eta_n} \right). \quad (11)$$

Рассмотрим как при допущении сосредоточения массы и отсутствия потерь в шарнирах НУ определить приведенную массу НО к оси ГЦ. Кинетическая энергия, развиваемая ГЦ, равна

$$T_{zц} = m_{но}^* \left(\frac{d^2 y_z}{dt^2} \right)^2 / 2, \quad (12)$$

где $m_{но}^*$ – приведенная к ГЦ масса НО.

Кинетическая энергия НО равна

$$T_{но} = m_{но} \left(\frac{d^2 h_{оп}}{dt^2} \right)^2 / 2, \quad (13)$$

где $m_{но}$ – масса НО.

Из равенства кинетических энергий получаем формулу для вычисления приведенной массы

$$m_{но}^* = i^2 \cdot m_{но}. \quad (14)$$

Такое выражение приведенной массы имеется в работах [5, 7, 8], а в работе [9] отмечается совпадение теоретических и экспериментальных данных.

С учетом потерь при подъеме НО аналогично формуле (7)

$$m_{но}^{\uparrow} = \frac{i^2 \cdot m_{но}}{\eta_n}, \quad (15)$$

а при опускании НО аналогично выражению (11)

$$m_{но}^{\downarrow} = i^2 \cdot m_{но} \cdot \left(\frac{2 \cdot \eta_n - 1}{\eta_n} \right). \quad (16)$$

Полученные уравнения приведенных силы веса и массы НО к оси ГЦ, открывают возможность построения математической модели (ММ), отражающей с достаточной для практики точностью рабочий процесс ГА НО. Математическая модель ГА НО применительно к трактору Т-150К изложена в работе [10]. В дальнейшем она дополнена уравнениями волновых процессов в напорном трубопроводе при подъеме НО. Исследования ММ в режиме положения (подъема и опускания) показали, что на динамику ГА НО влияют различные факторы, но одним из важных – является сила веса и массы НО. Увеличение силы веса, а следовательно, массы приводит к увеличению колебательности переходных процессов таких, как скорость v_z штока ГЦ и давлений рабочей жидкости (РЖ) на выходе насоса (p_n), в

поршневой полости ГЦ (p_1) и даже на перемещение x_{zp1} золотника гидрораспределителя.

На рис. 3 показаны осциллограммы скорости v_z штока ГЦ (а следовательно, НО), перемещения x_{zp1} золотника ГР и давления p_H на выходе насоса при значениях $G = 5000$ Н, $m_{HO} = 510$ кг (рис. 3а) и $G = 15000$ Н, $m_{HO} = 1530$ кг (рис. 3б) при наличии в РЖ газовой составляющей $m_0 = 0,025$. Колебания на участке разгона и выхода на установившееся движение наблюдаются на кривых давления p_H и скорости v_z со значительным перерегулированием. С ростом веса G и m_{HO} увеличивается колебательность всех переменных и время затухания, значение максимального пика давления p_H возрастает с 14 до 26 МПа (максимально допустимое давление 25 МПа).

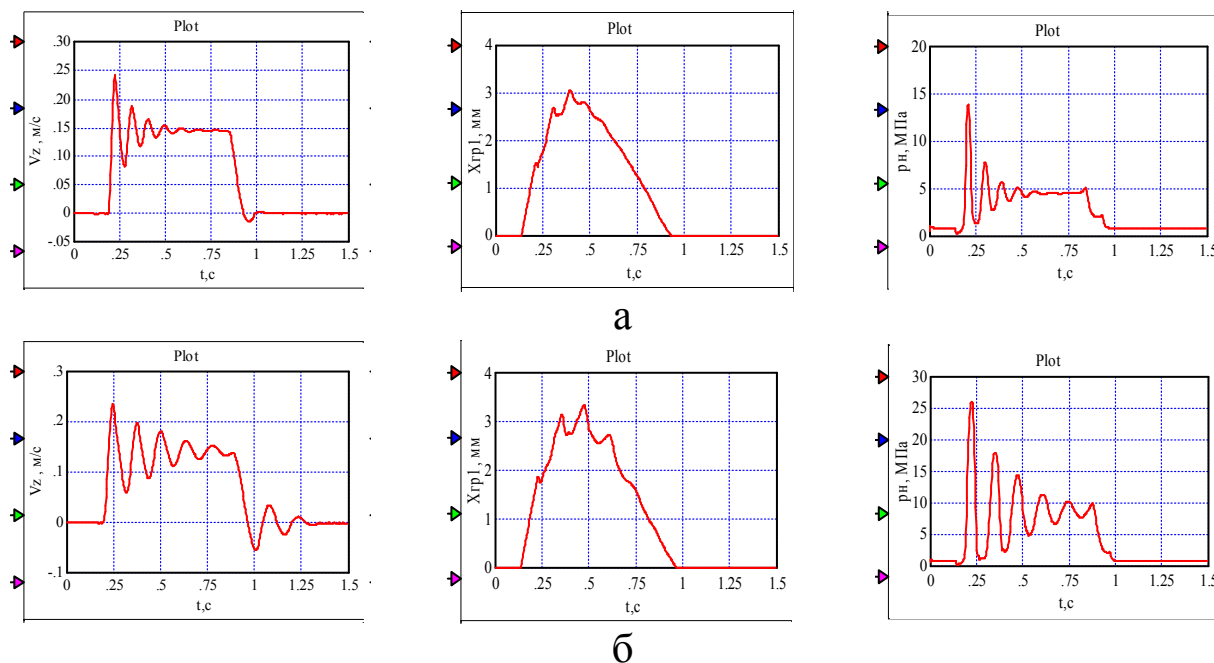


Рис. 3. – Кривые переменных v_z , x_{zp1} и p_H при перемещении штока ГЦ на 0,1 м и подъеме НО на 0,4 м ($i = 4$), при $m_0 = 0,025$:
а – $G = 5000$ Н, $m_{HO} = 510$ кг; б – $G = 15000$ Н, $m_{HO} = 1530$ кг

Следует так же отметить, что проведенные исследования на ГА НО с другими конструкционной и структурной схемами (разработчиками Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, г. Минск) применительно к трактору «Беларусь», характеризуются подобной колебательной кривой скорости ГЦ, подтверждаемой экспериментально [8, 9].

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. Проведенный литературный обзор и анализ по способам приведения моментов, сил, масс и моментов инерции рабочих органов мобильных машин, движущихся вращательно или поступательно к оси источников движения, показал, что решение этой задачи базируется на фундаментальных законах физики.

2. Учитывая поступательное движения штока гидроцилиндра, и поступательное движение навесного оборудования (НО) трактора для приведения силы веса НО к оси гидроцилиндра, применены соответственно законы равенства мощностей и кинетических энергий системы «гидроцилиндр – НО».

3. Предложенные уравнения приведенных силы веса и массы НО с учетом потерь в передаче навесного устройства, различные при подъеме и опускании, способствуют повышению адекватности математической модели натурному образцу.

4. Вычислительные реализации рабочего процесса при подъеме (например, скорости штока гидроцилиндра и давления рабочей жидкости на выходе насоса), показывают значительные колебания процесса, во многом зависящие от силы веса и массы НО.

Следует отметить, что затухающие колебания рабочего процесса при разгоне и выходе на установившееся движение, связаны со взаимным переходом кинетической энергии, обусловленной приведенной массы НО в потенциальную энергию сжимаемого объема РЖ и наоборот. При этом возникает научно-практическая задача динамической компенсации, решение которой будет способствовать снижению колебаний по амплитуде и уменьшению времени затуханий.

5. Обсуждаемый в статье способ приведения силы веса и массы с учетом потерь применительно к гидроагрегату НО, может быть использован и для других гидрофицированных мобильных машин общепромышленного назначения.

Список литературы

1. Склярєвський О.М. Об'ємний гідропривод / О.М. Склярєвський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
2. Андреев В.П. Основы электропривода / В.П. Андреев, Ю.А. Сабинин. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 448 с.
3. Морозов Д.П. Основы электропривода / Д.П. Морозов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 368 с.
4. Мироненко В.И. Нагруженность навесного механизма трактора / В.И. Мироненко, А.Ю. Ребров, А.Д. Галуцких // Вісник НТУ «ХП». «Автомобіле- та тракторобудування». – 2005. – Вип. 13. – С. 49 – 52.
5. Строк Е. Я. Моделирование систем автоматического регулирования режимов работы исполнительных механизмов колесных тракторов на ЭЦВМ. Оперативно-информационные

- материалы / Е.Я. Строк. – Минск: Институт проблем надежности и долговечности машин АН БССР, 1978. – 47 с.
6. Дума́й Л. Б. Эффективность силового режима САР при пахоте многокорпусными плугами различного исполнения / Л. Б. Дума́й // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – № 5. – С. 14 – 17.
 7. Горавский С. Л. Исследование влияния структуры делителя потока электрогидравлического сервораспределителя на жесткость скоростной характеристики гидропривода / С. Л. Горавский, Е. Я. Строк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2010. – № 3. – С. 25 – 27.
 8. Строк Е. Я. Выбор структуры позиционного регулятора при активной компенсации утечек из исполнительного механизма гидропривода навесного устройства / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик, С. Л. Горавский // Вестник Полоцкого госуд. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2010. – № 2. – С. 140 – 146.
 9. Горавский С. Л. Влияние структуры динамической системы сервораспределителя на эффективность функционирования гидронавесной системы трактора / С. Л. Горавский, Е. Я. Строк // Вестник Полоцкого госуд. ун-та. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2009. – № 8. – С. 54 – 57.
 10. Лурье З. Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36 – 41.

Стаття надійшла до редколегії 08.10.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П. М. Андренко

З.Я. Лур'є, Є.М. Цента. Про один спосіб приведення сили ваги і маси робочого органа мобільної машини до виконавчого пристрою гідроагрегату. У статті обговорюються існуючі способи приведення сили ваги і маси робочих органів мобільних машин, засновані на фундаментальних законах фізики, до осі джерел руху. Для дослідження гідроагрегату навісного обладнання трактора отримані рівняння приведених сили ваги і маси з урахуванням втрат на основі рівності потужностей і кінетичних енергій. Оцінений вплив цих параметрів на показники якості робочого процесу.

Ключові слова: гідроагрегат, навісне обладнання, робочий орган, перехідний процес, приведена сила ваги і маси.

Z. Lurie, E. Tsenta. About a Method for Reducing of Weight and Mass Force of Mobile Car Working Part to the Hydraulic Unit Executive Device. Existing methods for reducing of weight and mass force of mobile cars working parts, based on fundamental laws of physics, to axis of motion source are considered in article. Equations of reduced weight and mass forces, taking into account losses, based on equality of power and kinetic energies, are obtained for investigation of the tractor mounting equipment. Influence of these parameters on quality indications of working process is evaluated.

Keywords: hydraulic unit, mounting equipment, working part, transient, reduced weight and mass force.