

А. Н. Смирнов¹, Н. В. Серебрякова¹, П. В. Авраменко¹, Н. Д. Лепешкин², Е. Ю. Жушма¹

¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

г. Минск, Республика Беларусь

E-mail: ansna2013@mail.ru

²РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»

г. Минск, Республика Беларусь

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ЗВЕНА ГИДРОЦИЛИНДРА ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С ПОЗИЦИИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Аннотация. В статье рассмотрена методика выбора рационального режима движения исполнительного звена (штока) гидроцилиндра фронтального погрузчика с позиции энергосбережения.

Ключевые слова: погрузчик, шток гидроцилиндра, приведенное усилие, приведенная масса, режим движения, гидравлические потери, энергосбережение.

A. N. Smirnov¹, N. V. Serebryakova¹, P. V. Auramenka¹, N. D. Lepeshkin², E. Yu. Zhushma¹

¹EI “Belarusian State Agrarian Technical University”

Minsk, Republic of Belarus

E-mail: ansna2013@mail.ru

²RUE “SPC NAS of Belarus on Agricultural Mechanization”

Minsk, Republic of Belarus

SELECTION OF A RATIONAL MODE OF MOTION OF THE EXECUTIVE ELEMENT OF A FRONT LOADER HYDRAULIC CYLINDER FROM THE POSITION OF ENERGY SAVING

Abstract. The article discusses the methodology for choosing a rational mode of movement of the actuator link (rod) of a front loader hydraulic cylinder from the position of energy saving.

Keywords: loader, hydraulic cylinder rod, reduced force, reduced mass, driving mode, hydraulic losses, energy saving.

Введение

Фронтальные погрузчики применяют в различных отраслях народного хозяйства для выполнения широкого спектра работ с использованием различного сменного рабочего оборудования [1]. Спрос на эти универсальные машины постоянно растет. По статистике, каждый третий погрузчик используется в агропромышленном комплексе.

Технический прогресс в этой области направлен на постоянное совершенствование конструкций этих машин, и его основным направлением является улучшение их технико-экономических параметров [2, 3].

Фронтальные погрузчики являются гидрофицированными, циклического действия, имеют погрузочное оборудование, которое приводится в действие, как правило, с помощью двух стреловых и ковшового гидроцилиндров.

Конструкция и параметры погрузочного оборудования фронтального погрузчика, включающая гидромеханизм подъема стрелы, во многом определяет его технико-экономические показатели, основными из которых являются увеличение грузоподъемности (производительности), повышение энергоэффективности и топливной экономичности [4–7].

Рассмотрим вопрос выбора рационального режима движения исполнительного звена (штока с поршнем) стрелового гидроцилиндра с позиции энергосбережения при работе погрузчика.

Основная часть

При работе одноковшового фронтального погрузчика в целях сокращения времени цикла и повышения производительности операции подъезда погрузчика с грузом к транспортному средству и подъема стрелы должны совмещаться.

Найдем закон движения штоков стреловых гидроцилиндров, при котором работа, затраченная на подъем груза, будет минимальной.

Рациональным с точки зрения энергозатрат на подъем груза в ковше будет случай, когда за время подъезда погрузчика к транспортному средству штоки стреловых гидроцилиндров должны переместиться на полный ход $S_{ш\ max}$ за время t_1 .

Рассмотрим для этого два режима движения штоков гидроцилиндров:

а) движение с постоянной скоростью ($V_{ш1} = \text{const}$);

б) движение с постоянным ускорением ($a_{ш} = d^2S_{ш} / dt^2 = \text{const}$) – переходной процесс.

Тогда комбинированный режим движения штоков можно моделировать как состоящий из указанных режимов.

Принимаем следующие допущения:

– приведенные к штоку стрелового гидроцилиндра приведенная масса $m_{пр}$ и приведенное усилие $F_{пр}$ движущихся частей погрузочного оборудования постоянны (этот случай параллельнограммного механизма, когда ковш с грузом движется поступательно при подъеме, при этом плечи стреловых гидроцилиндров в нижнем и верхнем положениях стрелы равны).

– рабочая жидкость абсолютно несжимаема.

– трение в шарнирах погрузочного оборудования не учитываем.

Работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами при установившемся движении на полном ходе штока $S_{ш\ max}$ равна:

$$A_y = (F_{пр} + KV_{ш1}^2) S_{ш\ max}, \text{ Дж}, \quad (1)$$

где $F_{пр}$ – приведенное к штоку стрелового гидроцилиндра усилие движущихся частей погрузочного оборудования, Н; $K = \text{const}$ – коэффициент пропорциональности между скоростью штока $V_{ш1}^2$ (м/с) и дополнительным со стороны слива рабочей жидкости на поршень усилием, учитывающий потери давления в гидравлических сопротивлениях при турбулентном режиме, кг/м; $S_{ш\ max}$ – полный ход стрелового гидроцилиндра, м.

Так как на сообщении штоку скорости $V_{ш1}$ требуется определенное время разгона t_p , то считаем, что в первом случае $t_p \rightarrow 0$ и соответственно путь, пройденный штоком при разгоне, $S_{шp} \rightarrow 0$ вследствие скачкообразного открытия золотника, которое равно $\approx 0,1$ с.

С учетом кинетической энергии, необходимой для разгона штока, выражение (1) запишем так:

$$A_y = m_{пр} V_{ш1}^2 / 2 + (F_{пр} + KV_{ш1}^2) S_{ш\ max}, \text{ Дж}.$$

Так как $V_{ш1} = S_{ш\ max} / t_1$, то работа при постоянной скорости штока равна:

$$A_y = m_{пр} S_{ш\ max}^2 / (2t_1^2) + F_{пр} S_{ш\ max} + K S_{ш\ max}^3 / (t_1^2), \text{ Дж}.$$

Работа A_p , совершаемая стреловыми гидроцилиндрами при движении штока с постоянным ускорением $a_{ш}$ с учетом сил инерции равна:

$$A_p = (m_{пр} a_{ш} + F_{пр}) S_{ш\ max} + K \int_0^{S_{ш\ max}} V_{ш}^2 dS_{ш}, \text{ Дж}. \quad (3)$$

Так как при равноускоренном движении

$$a_{ш} = 2S_{ш\ max} / t_1^2 \quad (4)$$

и

$$V_{ш}^2 = 2a_{ш} S_{ш}, \quad (5)$$

то, подставляя выражения (4) и (5) в формулу (3), после преобразований получим:

$$A_p = 2K S_{ш\ max}^3 / t_1^2 + 2m_{пр} S_{ш\ max}^2 / t_1^2 + F_{пр} S_{ш\ max}, \text{ Дж.} \quad (6)$$

График режимов движения штоков гидроцилиндров изображен на рис. 1.

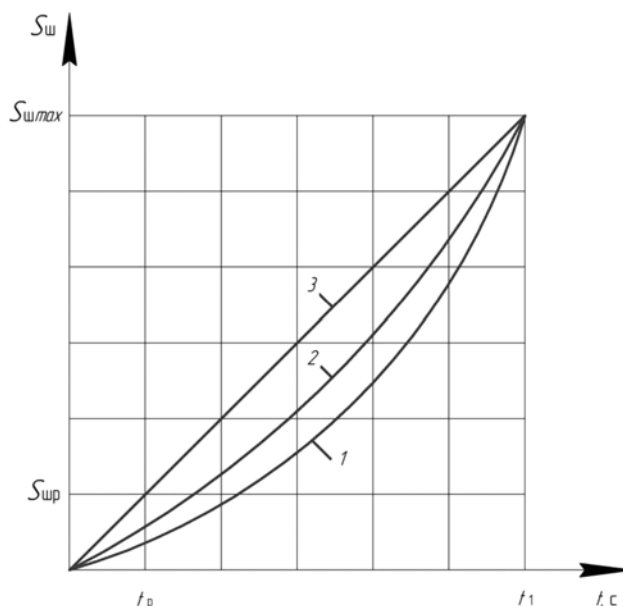


Рис. 1. Режимы движения штоков стреловых гидроцилиндров: 1 – режим движения штока с постоянным ускорением ($a_{ш} = \text{const}$; $S_{ш\ пр} = S_{ш\ max}$); 2 – комбинированный (общий) режим ($a_{ш} = \text{const}$; $V_{ш1} = \text{const}$); 3 – рациональный с энергетической точки зрения режим движения штока ($V_{ш1} = \text{const}$; $S_{ш\ пр} = 0$)

Анализ уравнений (2) и (6) показывает, что работа, совершаемая стреловыми гидроцилиндрами в указанных режимах, при одинаковых приведенных массе $m_{пр}$, усилнии $F_{пр}$, ходе штока $S_{ш\ max}$ и времени t_1 , при постоянной скорости штоков будет всегда меньше, чем в случае их ускоренного движения ($A_y < A_p$).

Разница работ, совершаемых стреловыми гидроцилиндрами в рассмотренных случаях, составляет:

$$A_y - A_p = (K S_{ш\ max}^3 + 1,5m_{пр} S_{ш\ max}) / t_1^2, \text{ Дж.}$$

Значит, при комбинированном режиме движения ($0 < t_p < t_1$) штоков величина работы A_k для этого случая будет находиться в пределах, определяемых уравнениями (2) и (6):

$$A_y < A_k < A_p.$$

Следовательно, рациональным с позиции энергосбережения будет режим движения штоков гидроцилиндров, при котором они движутся с постоянной скоростью $V_{ш1}$ на протяжении всего хода $S_{ш\ max}$, т.е. период разгона (переходный процесс) должен быть наименьшим, что соответствует скачкообразному открытию золотника гидрораспределителя и постоянной подаче регулируемого насоса. На рис. 1 этому режиму соответствует линия 3.

Заключение

Разработанная методика выбора рационального движения исполнительного звена (штока) стрелового гидроцилиндра с позиции энергосбережения позволяет снизить до минимума гидравлические потери в сливной линии гидропривода, сохранить время цикла, повысить КПД, уменьшить расход топлива, что следует учитывать при эксплуатации одноковшовых фронтальных погрузчиков.

Список использованных источников

1. Базанов, А. Ф. Самоходные погрузчики / А. Ф. Базанов, Г. В. Забегалов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
2. Радкевич, В. В. Основные тенденции конструирования фронтальных пневмоколесных погрузчиков в отрасли / В. В. Радкевич // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 3. – С. 13–14.
3. Смирнов, А. Н. Тенденции развития одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, Н. Г. Серебрякова // Материалы Международной науч.-практ. конференции «Белагро-2019»; БГАТУ, Минск, 6–7 июня 2019. – С. 422–426.
4. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков / А. Н. Смирнов [и др.] // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 24–25 ноября 2019 года : в 2 ч. / редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2019. – Ч. 1. – С. 270–271.
5. Улучшение кинематических параметров гидромеханизма подъема стрелы фронтального погрузчика / А. Н. Смирнов [и др.] // Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 26–27 ноября 2020 года: сб. науч. ст. / редкол.: Н. Г. Серебрякова [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – С. 207–212.
6. Смирнов, А. Н. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко. – Минск : БГАТУ, 2020. – 76 с.
7. Смирнов, А. Н. Научно-технические основы проектирования фронтальных погрузчиков: монография / А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко. – Минск : БГАТУ, 2021. – 172 с.