

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАПУСКА ГИДРОПРИВОДА С ЧЕТЫРЬМЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО СОЕДИНЕННЫМИ ГИДРОМОТОРАМИ.

Николай Иванов, Андрей Гунько

Винницкий национальный аграрный университет
Адрес: 21008, Украина, г. Винница, ул. Солнечна, 3
e-mail: mosgv@ukr.net

Аннотация. Рассматривается математическая модель гидравлической системы доочистителя ботвы сахарной свеклы с четырьмя последовательно соединенными гидромоторами. Предложена методика расчета данной математической модели. Во время исследования были рассмотрены вопросы запуска гидромоторов и качества работы данной системы.

Ключевые слова: гидравлическая система, доочиститель ботвы, последовательное соединение гидромоторов.

ВВЕДЕНИЕ

Для Украины производство сахара является одним из наиболее значимых экономических и социальных факторов. По состоянию на 2011 год посевные площади под сахарную свеклу увеличились на 6% и эта тенденция сохраняется и по сей день [1]. Но эффективность производства сахара отечественным производителем является невысокой. Это связано с несовершенными технологиями выращивания, уборки [6,7] и переработки сахарной свеклы.

В целом, спрос на сельскохозяйственную технику значительно возрос на протяжении последних месяцев. Как утверждают эксперты аграрных рынков, быстрый рост спроса вызван, прежде всего, резким повышением цен на продукты питания, которое значительно улучшило финансовую ситуацию сельскохозяйственных производителей. Это в свою очередь привело к увеличению инвестиций в высокоэффективную сельскохозяйственную технику, поэтому вопрос разработки эффективной и высокопроизводительной сельскохозяйственной техники является актуальным для отечественных производителей, которые работают в данном сегменте рынка.

Для Винницкой области производство сахара – одна из самых важных статей прибыли, поэтому повышение качества возделывания, хранения и переработки сахарной свеклы с каждым годом приобретает все большую актуальность в связи моральным старением существующего оборудования и возникновением новых технологий возделывания и переработки данной культуры. Парк действующей техники для уборки данной культуры довольно изношен и нуждается в обновлении и усовершенствовании. Закупка новой техники заграничного производства частично может решить данную проблему, но благодаря значительной стоимости и отсутствия свободных средств у отечественных сельскохозяйственных производителей является нереальной, поэтому есть необходимость в разработке ряда мер по усовершенствованию и переоборудованию существующей техники, которая позволит улучшить

эффективность и качество работы данной техники при минимальных расходах средств. Следовательно, вопрос разработки и конструирования гидравлических систем данного типа является актуальным.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Комплексы свеклоуборочных машин, которые производятся в Украине, могут работать по двухфазной или трехфазной технологиям уборки сахарной свеклы. Технологические операции распределяются таким образом: сбор ботвы машинами, которые оборудованы ботворежущими аппаратами; доочистка головок корнеплодов от остатков ботвы на головке; выкапывание корнеплодов из грунта, их транспортировка и очищение от грунтовых примесей, загрузка в транспортные средства. При поточно-перевалочном образе сбора свеклы загрузки корнеплодов из кагатов осуществляется свеклопогрузчиками-очистителями типа СПС-4,2А.

Однако опыт использования отечественных свеклоуборочных комплексов, показывает, что такие комплексы являются чрезвычайно энергоемкими и очень металлоемкими, приводят к значительному уплотнению поверхностного пласта грунта. Не всегда выполняются агротехнические условия сбора. К недостаткам также нужно отнести то, что в отечественной технологии операция сбора ботвы есть фактически двухфазной, поскольку выполняется за два отдельных прохода двух машин.

К преимуществам ботвоуборочных машин, которые работают по двухфазной технологии, можно отнести высокие показатели качества сбора ботвы, их конструктивную простоту, невысокую металлоемкость и др. Обусловлено это тем, что первая стадия не требует точного копирования головок корнеплодов, однако в дальнейшем, после первой стадии срезания ботвы, значительно улучшаются условия для более точного копирования головок корнеплодов и их дальнейшего доочистки, что особенно важно при очень развитой ботве.

Рабочие органы машин для удаления ботвы с корнеплодов сахарной свеклы делятся на два вида – срезающие лезвием и отбивающие, которые счесывает ботву и ее черенки.

При срезании ботвы с головки корнеплода происходит обычный процесс работы лезвия, но конструктивные и кинематические параметры этого процесса могут быть самыми разными.

Удаление ботвы с головок корнеплодов методом отбивания является результатом механического действия на корнеплод рабочих органов. Удаление ботвы с головок сахарной свеклы методом удара нашло широкое применение прежде всего в конструкциях доочистителей головок корнеплодов, которые осуществляют окончательную очистку головок корнеплодов от примесей. Рабочие органы доочистителей работающих по методу отбивания, как правило приводятся в движение с помощью механического привода.

Сегодня на Украине и в странах СНГ большое распространение получили доочистители с горизонтальной осью вращения на базе машины БМ-6. Доочистители этой машины обеспечивают высокий уровень очистки корнеплодов при линейной скорости ротора 19,5 м/с вероятность нормально очищенных головок превышает 62%. При увеличении частоты вращения ротора количество выбитых корнеплодов резко увеличивается. К недостаткам данного доочистителя можно отнести интенсивное сметание верхней части грунта, что в целом негативно сказывается на экологических показателях машины.

Известен ряд конструкций доочистителей с вертикальной осью вращения, которые обеспечивают более высокий уровень очистки корнеплодов, но использование механического привода ограничивает конструктивно – компоновочные решения приводов рабочих органов доочистителей ботвы машин ботвоуборочных машин.

В связи с этим для привода рабочих органов доочистителей ботвы с вертикальной осью вращения предлагается использовать гидравлический привод, использование которого создает благоприятные условия для проектирования приводов рабочих органов доочистителей ботвы сахарного буряка и позволяет реализовать дополнительные колебания рабочих органов в горизонтальной плоскости, что позволяет компенсировать отклонение головок корнеплодов от условной средней линии ряда.

Исследованием динамических процессов в гидравлических системах, разработкой математических моделей и методики проектирования подобных приводов занимались такие ученые как Хохлов В.А., Попов Д.М., Немировский И.А., Середа Л.П.. [3,5,11]. Приведенные в данных работах результаты и методики расчетов позволяют создать математическую модель работы данного привода с целью исследования устойчивости и

качества работы данной системы и разработке рекомендаций по проектированию данных приводов на основании проведенных исследований.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

Гидравлическая схема привода доочистителей ботвы сахарного буряка показана на рисунке 1. Гидравлическая система привода доочистителя состоит из насоса Н1, предохранительного клапана КЛ, четырех гидромоторов ГМ1, ..., ГМ4, первые три из которых приводят в движение рабочие органы машин, а четвертый выполняет передачу крутящего момента на кривошип кривошипно-шатунного механизма привода рамки.

При составлении математической модели с учетом результатов предыдущих исследований были приняты такие допущения [3,4,7]:

- плотность, вязкость и коэффициент расхода рабочей жидкости не зависят от температуры благодаря работе гидравлической системы в установившемся температурном режиме;

- не учитываются потери давления во внутренних каналах гидравлической системы и на внешних клапанах, как такие, что обычно имеют незначительную величину;

- коэффициент податливости жидкости не зависит от давления и содержимого газовой составляющей, так как в устойчивом режиме работы системы его величина меняется незначительно;

- давление подпора в сливной линии незначительное и практически неизменное;

- коэффициент утечек и перетечек жидкости у составных гидроагрегатов постоянный и не зависит от размеров и формы щелей;

- расстояние между элементами гидросистемы незначительное, что позволяет рассматривать ее как систему с сосредоточенными параметрами и не рассматривать влияние волновых процессов;

- пульсация подачи насоса с учетом ее значительной частоты не вызывает возбуждения колебаний давки в гидросистеме;

- течение жидкости в зазорах в соединениях деталей гидроагрегатов и гидроаппаратуры имеет ламинарный характер;

В математическую модель усовершенствованного привода доочистителя ботвы ботвоуборочной машины входят следующие уравнения:

1. Расходы жидкости в магистралях, которые соединяют насосную станцию и гидромоторы друг с другом, согласно принятым предположениям могут быть описанными моделью с сосредоточенными параметрами, которая в данном случае представляет собой уравнение неразрывности потоков.

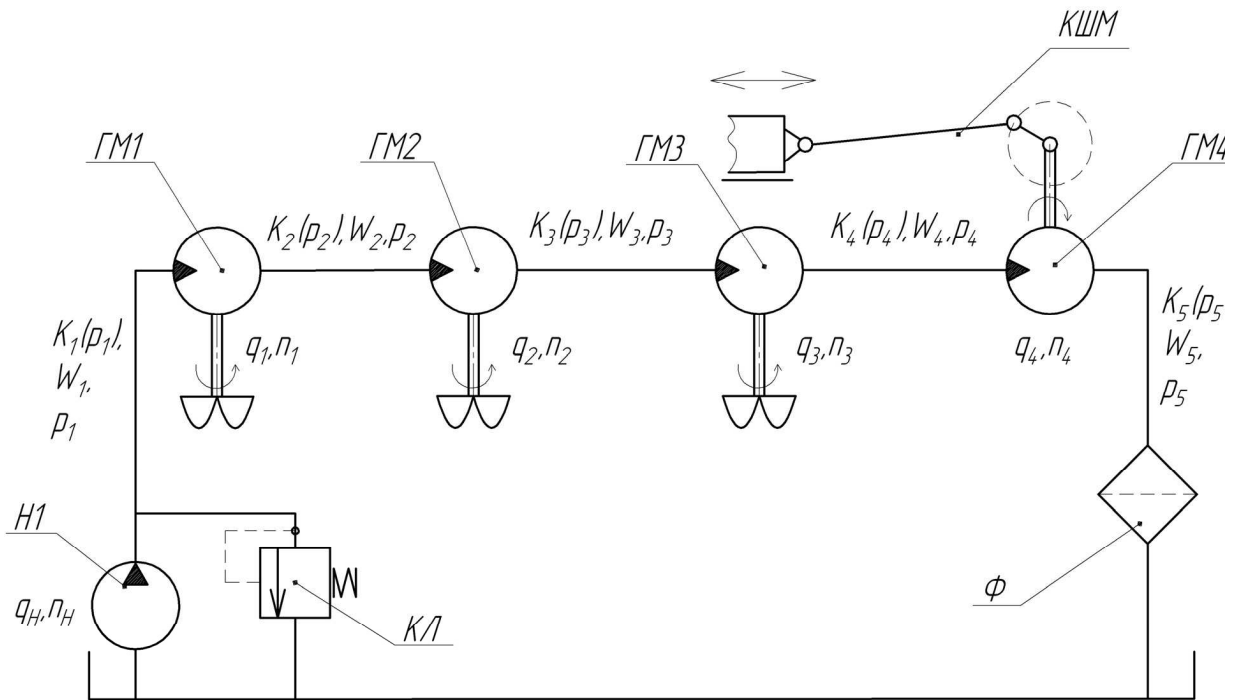


Рис. 1. Гидравлическая схема привода доочистителя ботвы ботвоуборочной машины
 Fig. 1. The hydraulic circuit of purifier beet tops in haulm gatherer

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости на входе первого гидромотора имеет вид

$$Q_H = Q_{M1} + Q_{\text{ут.}1} + Q_{\text{пер.}12} + Q_{\text{деф.}1}, \quad (1)$$

где Q_H – расход жидкости, который поступает в гидравлическую систему от насоса; Q_{M1} – расход жидкости через первый гидромотор; $Q_{\text{ут.}1}$ – расход утечек жидкости из полостей гидромотора ГМ1; $Q_{\text{пер.}1}$ – расход перетечек жидкости между полостями гидромотора ГМ1 под действием перепада давлений p_1 и p_2 ; $Q_{\text{деф.}1}$ – расход жидкости на компенсацию деформации полостей, которая находится под давлением p_1 .

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости на входе второго гидромотора имеет вид

$$Q_{M1} + Q_{\text{пер.}12} = Q_{M2} + Q_{\text{ут.}2} + Q_{\text{пер.}2,3} + Q_{\text{деф.}2}, \quad (2)$$

где Q_{M2} – расход жидкости через второй гидромотор; $Q_{\text{ут.}2}$ – расход утечек жидкости из гидромотора ГМ2; $Q_{\text{пер.}2,3}$ – расход перетечек жидкости между полостями в гидромоторе ГМ2 под действием перепада давлений p_2 и p_3 ; $Q_{\text{деф.}2}$ – расход жидкости на компенсацию деформации полостей, заполненных рабочей жидкостью, которые находятся под действием давления p_1 и p_2 .

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости на входе третьего гидромотора имеет вид $Q_{M2} + Q_{\text{пер.}23} = Q_{M3} + Q_{\text{ут.}3} + Q_{\text{пер.}34} + Q_{\text{деф.}3}$, (3)

где Q_{M3} – расход жидкости через третий гидромотор; $Q_{\text{ут.}3}$ – расход утечек жидкости из гидромотора ГМ3; $Q_{\text{пер.}2,3}$ – расход перетечек жидкости между полостями гидромотора ГМ3 под действием перепада давлений p_3 и p_4 ; $Q_{\text{деф.}3}$ – расход жидкости на компенсацию деформации полости, которые находятся под давлением p_3 .

Уравнение неразрывности потока рабочей жидкости на входе четвертого гидромотора имеет вид

$$Q_{M3} + Q_{\text{пер.}34} = Q_{M4} + Q_{\text{ут.}4} + Q_{\text{пер.}45} + Q_{\text{деф.}4}, \quad (4)$$

где Q_{M4} – расход жидкости через четвертый гидромотор; $Q_{\text{ут.}4}$ – расход утечек жидкости из полостей гидромотора ГМ4; $Q_{\text{пер.}4,5}$ – расход перетечек жидкости между полостями гидромотора ГМ4 под действием перепада давлений p_4 и p_5 ; $Q_{\text{деф.}4}$ – расход жидкости на компенсацию деформации полостей, которые находятся под давлением p_4 .

2. Баланс моментов сил, приложенных к валам первого, второго и третьего гидромоторов, определяется уравнениями моментов сил, приложенных к валам гидромоторов:

$$M_{\delta\epsilon 1} = M_{mn1} + M_{ин1} + M_{mp1}, \quad (5)$$

$$M_{\delta\epsilon 2} = M_{mn2} + M_{ин2} + M_{mp2}, \quad (6)$$

$$M_{\delta\epsilon 3} = M_{mn3} + M_{ин3} + M_{mp3}, \quad (7)$$

где $M_{\delta\epsilon i}$ - момент, который развивается i -ым гидромотором, $i=1,2,3$; $M_{mn i}$ - момент технологического нагружения на i -ом гидромоторе, $i=1,2,3$; $M_{ин i}$ - момент инерционной нагрузки на i -ом гидромоторе, $i=1,2,3$; $M_{mp i}$ - момент сил трения, приведенный к валу i -ого гидромотора, $i=1,2,3$;

Составляющие уравнений моментов определяются следующими зависимостями.

Модель характеристики трения с учетом зависимости $M_{mp i}^c(p_i, p_{i+1})$, которая характеризует влияние давления в полостях гидромотора на потери при его вращении, характеристика сухого трения в гидромоторе может быть представленной следующей зависимостью []:

$$M_{mp i}^c \left(\frac{d\varphi_i}{dt}, \tau_i, p_i, p_{i+1} \right) = \dots, \quad i = 1..4 \quad (8)$$

$$= M_{mp i}^c \left(\frac{d\varphi_i}{dt}, \tau_i \right) + \varepsilon_i(p_i, p_{i+1})$$

В случае малого промежутка времени “выстоя” (при включении гидромотора и отсутствии релаксационных колебаний скорости при работе гидромотора, характеристика момента трения может быть учтена в виде зависимостей, которые были получены для шестеренных и поршневых гидромашин [].

С учетом принятых предположений, составляющая потерь на трение, которая определяется коэффициентом $\Delta\varepsilon_i$, в дальнейшем не учитывается.

$$M_{mp i}^c = \varepsilon_0 \cdot (p_i \cdot F_i - 0.5 \cdot \psi_i \cdot (p_i + p_{i+1})) - \xi \cdot (p_i + p_{i+1}), \quad i = 1..4 \quad (9)$$

где F_i - эффективная площадь, которая определяется силами прижатия втулок и компенсаторов в i -ом гидромоторе; ψ_i - площади торцевых поверхностей втулок и компенсаторов в i -ом гидромоторе; ξ - коэффициент потерь на трение в цапфе шестерни; ε_0 - средний коэффициент момента трения, который образовывается за счет прижатия ротора к распределителю; $\Delta\varepsilon$ - амплитуда пульсации коэффициента ε_0 , которая возникает в результате периодического изменения количества поршней, которая находится под действием давления в полостях гидромотора, и, соответственно, площади прижатия ротора к торцу распределителя.

3. Нагрузка на валу четвертого гидромотора определяется уравнением Лагранжа II рода. Математическое моделирование работы данного привода было рассмотрено в публикации [3].

Соответственно дифференциальное уравнение движения данного звена механизма имеет следующий вид:

$$I_{np} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \varphi_4(t) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_4(t)} \cdot \left(\frac{d}{dt} \varphi_4(t) \right) = P_{\varphi 4}, \quad (10)$$

где I_{np} - приведенный момент инерции механизма; $P_{\varphi 4}$ - обобщенная сила, $\varphi_4(t)$ - координата вала четвертого гидромотора.

Математическая модель (1) - (7), (10) усовершенствованного привода доочистителя ботвоуборочной машины имеет вид системы восьми нелинейных дифференциальных уравнений. Общий порядок системы - двенадцатый. Исследование этой модели вызывает определенные трудности, поэтому было принято решение относительно ее упрощения путем замены отдельных нелинейных характеристик линейными зависимостями или замены нелинейных коэффициентов при возможности постоянными числовыми значениями, полученными экспериментально.

Характерным признаком данной математической модели есть наличие значительного количества нелинейных зависимостей, которые описывают поведение элементов данной гидросистемы. Нелинейный характер разработанной математической модели, которая имеет высокий порядок дифференциальных уравнений, усложняет ее исследование, целью которых является детальный анализ особенностей работы данной гидравлической системы при разных режимах работы, разных режимах загрузки рабочих органов и разработка рекомендаций по проектированию систем данного типа.

Следует отметить, что для исследования нелинейных систем в динамическом состоянии предлагается довольно много прикладных математических пакетов, таких как Mathcad, Maple, Matlab. Решение данной системы возможно практически в любом из этих математических пакетов, поэтому для поиска решений данной системы воспользуемся Mathcad.

В результате решения данной системы уравнений получим переходные процессы изменения давления в полостях гидравлической системы и угловой скорости гидромоторов. Переходной процесс изменения давления в полостях гидравлической системы показан на рис. 2 при следующем соотношении параметров: $q_1, q_2, q_3 = 40 \text{ см}^3/\text{об}$, $q_4 = 20 \text{ см}^3/\text{об}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \text{ см}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{np4} = 6 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Переходный процесс, показанный на рис. 2 свидетельствует о наличии колебательных процессов в гидравлической системе данной машины. При данном соотношении параметров гидравлическая система работает в режиме автоколебаний. В отличие от переходного процесса, показанного на рис.3 при следующем соотношении

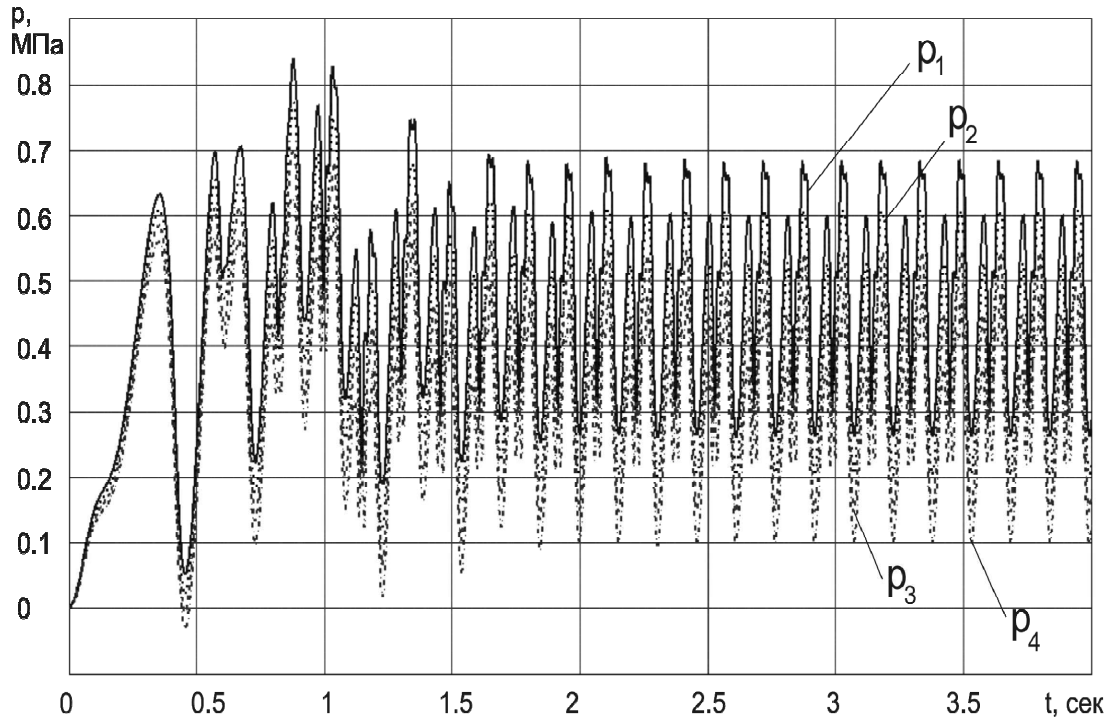


Рис. 2. Переходные процессы работы гидравлической системы
 Fig. 2. The transient process in hydraulic system

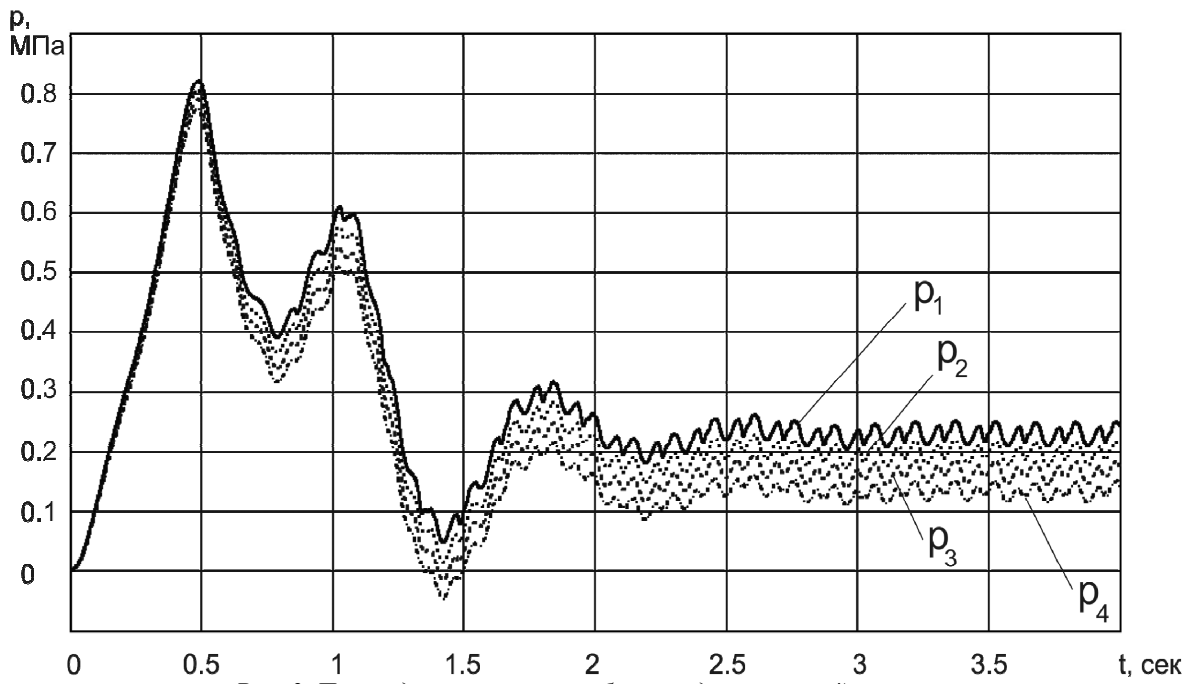


Рис. 3. Переходные процессы работы гидравлической системы
 Fig. 3. The transient process in hydraulic system

параметров системы: $q_1, q_2, q_3 = 40 \text{ см}^3/\text{об}$, $q_4 = 20 \text{ см}^3/\text{об}$, $W_1, W_2, W_3, W_4 = 100 \text{ см}^3$, $m_1 = 10 \text{ кг}$, $m_2 = 10 \text{ кг}$, $m_3 = 100 \text{ кг}$, $\beta_{\text{гпд}} = 6 \cdot 10^{-2} \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, $Q_{\text{н}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_4 = 1.5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_1 = I_2 = I_3 = 0.1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_4 = 3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Изменение характера переходного процесса было вызвано увеличением момента инерции на четвертом гидромоторе. В результате, переходный процесс показанный на рисунке 3 является затухающим, имеет значительное перерегулирование и частоту колебания давления на уровне 2 Гц. Наличие автоколебательных процессов с амплитудой в 0.05 МПа (6%) объясняется систематическим изменением инерционной нагрузки на четвертом гидромоторе благодаря применению кривошипно-шатунного механизма в приводе перемещения рамы с рабочими органами доочистителя.

Следует отметить, что наличие автоколебательных переходных процессов в гидравлической системе отрицательно влияет на устойчивость и качество работы машины, приводя в свою очередь к повышенному износу гидромоторов, разрыву трубопроводов, увеличению зазоров в механических соединениях.

ВЫВОДЫ

Во время исследования математической модели, было отмечено, что при пуске четырех последовательно соединенных гидромоторов без нагрузки на рабочие органы возникают автоколебательные переходные процессы, которые усложняют работу данной гидравлической системы, снижают ресурс и отрицательно влияют на качество работы ботвоочистительного агрегата в целом.

При проведении анализа влияния параметров системы на качество ее работы. Было выявлено, что наибольшее влияние на колебательность системы имеет приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма к валу гидромотора.

С целью уменьшения колебательности данной системы необходимо установить маховик, на вал гидромотора с кривошипно-шатунным механизмом. Также необходимо провести дополнительные исследования влияния на качество работы данной системы расположения кривошипно-шатунного механизма с целью оптимизации конструкции и обеспечения необходимого качества работы привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. <http://www.agrochart.com/ru/news/news/191112/ukraina-obzor-proizvodstva-saharnoj-sveklyi/>

2. Погорелец О. М., 2004: Гидропривод сельскохозяйственной техники: Учебное пособие/ О.М. Погорелец, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорельца. - К.: Высшее образование. 368.

3. Попов Д.Н., 1976: Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 424.

4. Башта Т. М., 1972: Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: «Машиностроение», 320.

5. О. Litvinov, 2006: К динамическому расчету машин/О. Litvinov, W. Tanas. – MOTROL, №8А, 210 - 223.

6. Погорелый Л.В., 2004: Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз/ Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна – К.: Феникс, 232.

7. Мартиненко В.Я., 2000: Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: дис... доктора техн. наук / В.Я. Мартиненко. – Тернопіль, 310.

8. Гунько І.В., 1999: Групповий гідропривод робочих органів машин сільськогосподарського призначення з послідовним з'єднанням гідромоторів: дис... канд. техн. наук / І.В. Гунько Вінниця., 254.

9. В. Булгаков, И. Головач., 2006: Аналітичне визначення втрат гички при коливаннях роторного гичкорізального апарату у повздовжньо – вертикальній площині. - MOTROL, №8А, 28 - 39.

10. В. Булгаков, В. Адамчук, И. Головач., 2008: Дослідження удару при взаємодії вібраційного викопуючого органу із тілом коренеплоду. MOTROL, №10, 31 - 44.

11. И. Николенко, А. Рыжаков. 2009: Переходные процессы в гидроприводе с дискретным машинным регулированием// MOTROL, №11А, 52 - 65.

RESEARCH OF PROCESS WHICH TOWARDS ON START OF THE HYDRAULIC DRIVE WITH FOUR HYDROMOTORS, CONNECTING IN PARALLEL.

Summary. The mathematical model of hydraulic system of a sugar beet tops cleaner with four hydromotors, connecting in parallel, are consider. The calculation method of the mathematical model are offer. The questions of start hydromotors and quality of operation of the hydraulic system have been consider.

Keywords: hydraulic system, cleaner sugar beet tops, four hydromotors, connecting in parallel