

УДК 631.354

4.3.1 Технологии машины и оборудование для агропромышленного комплекса (технические науки)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПРИЦЕПНОГО ОЧЁСЫВАЮЩЕ-ОБМОЛАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Рыбак Александр Тимофеевич
д-р техн. наук, профессор
РИНЦ SPIN-код: 5860-0038
2130373@mail.ru

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия

Рудой Дмитрий Владимирович
д-р техн. наук, доцент
РИНЦ SPIN-код: 3297-3460
rudoy.d@gs.donstu.ru

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия

Пахомов Виктор Иванович
д-р техн. наук, профессор
РИНЦ SPIN-код: 5815-4913
v.i.pakhomov@mail.ru

*Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия
Аграрный научный центр «Донской», г. Зерноград, Россия*

Теплякова Светлана Викторовна
канд. техн. наук
РИНЦ SPIN-код: 5088-2149
svet-tpl@mail.ru

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия

Пехальский Игорь Анатольевич
канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник
РИНЦ SPIN-код: 3772-6032
dissovet-vim@mail.ru

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия

Современные тенденции в машиностроении, включая сельское хозяйство, свидетельствуют об активном использовании гидравлических систем. Это связано с очевидными преимуществами гидравлического привода. Кроме того, следует отметить важность проектирования универсальных устройств, агрегируемых в том числе и с тракторами. Поэтому целью работы является разработка и моделирование гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки, агрегируемой с трактором. В работе предлагается схема гидравлического устройства для уборки урожая методом очеса. Проведено моделирование

UDC 631.354

4.3.1 Technologies machines and equipment for the agro-industrial complex (technical sciences)

MODELING OF THE HYDRAULIC DRIVE OF A TRAILED COMBING HEADER

Rybak Alexander Timofeevich
Dr.Sci.Tech., Professor
RSCI SPIN-code: 5860-0038
2130373@mail.ru

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Rudoy Dmitry Vladimirovich
Dr.Sci.Tech., associate professor
RSCI SPIN-code: 3297-3460
rudoy.d@gs.donstu.ru

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Pakhomov Victor Ivanovich
Dr.Sci.Tech., Professor
RSCI SPIN-code: 5815-4913
v.i.pakhomov@mail.ru

*Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia
Agrarian Research Center "Donskoy", Zernograd, Russia*

Teplyakova Svetlana Viktorovna
Cand.Tech.Sci.
RSCI SPIN-code: 5088-2149
svet-tpl@mail.ru

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

Pekhalskiy Igor Anatolievich
Cand.Tech.Sci., Leading Researcher
RSCI SPIN-code: 3772-6032
dissovet-vim@mail.ru

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia

Current trends in mechanical engineering, including agriculture, indicate the active use of hydraulic systems. This is due to the obvious advantages of a hydraulic drive. In addition, it should be noted the importance of designing universal devices, including those aggregated with tractors. Therefore, the purpose of the work is to develop and simulate the hydraulic drive of a trailed shearing harvester, aggregated with a tractor. The paper proposes a scheme of a hydraulic device for harvesting by the combing method. The modeling of technological processes taking place in the hydraulic drive of the device for harvesting by the method of combing carried out. The article also

технологических процессов, протекающих в гидроприводе устройства для уборки урожая методом очеса. Предложена расчётная схема гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки и описан процесс функционирования гидравлической системы

describes the design scheme of the hydraulic drive of the trailed shearing header is proposed and the process of functioning of the hydraulic system

Ключевые слова: ОЧЕСЫВАЮЩАЯ ЖАТКА; СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ; ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД; РАСЧЕТНАЯ СХЕМА

Keywords: SHEARING HARVESTER; AGRICULTURAL MACHINERY HYDRAULIC DRIVE; CALCULATION SCHEME

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-204-022>

Введение

Гидропривод стал неотъемлемой частью современного сельскохозяйственного машиностроения. С увеличением масштабов производства и ростом требований к эффективности оборудования, гидравлические системы предоставляют уникальные преимущества, которые способствуют оптимизации процессов и повышению производительности на всех этапах сельскохозяйственного производства. К преимуществам можно отнести высокую эффективность, надежность, компактность и возможность автоматизации.

По результатам проведенных исследований, посвященных разработке конструкции [1] и оптимизации технологического процесса метода очеса [2] сформулирована необходимость разработки гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки, агрегируемой с трактором. Поэтому целью работы является разработка и моделирование гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки, агрегируемой с трактором.

Гидравлический привод очёсывающей жатки является одним из ключевых элементов, обеспечивающих ее эффективность и надежность в процессе уборки урожая. При проектировании гидравлического привода необходимо учитывать ряд факторов, которые помогут создать эффективное, надежное и безопасное оборудование, способное

<http://ej.kubagro.ru/2024/10/pdf/22.pdf>

справляться с задачами уборки урожая в различных условиях.

Первым шагом в проектировании является определение необходимой мощности гидравлического привода. Требуемое значение мощности зависит от типа обрабатываемой культуры, условий работы и характеристик жатки. Правильный расчет мощности позволит выбрать подходящие насосы и гидромоторы, что в свою очередь повлияет на производительность.

Необходимым является учет факта нагревания рабочей жидкости в гидравлической системе. Поэтому важно предусмотреть систему охлаждения, чтобы избежать перегрева и, как следствие, потери эффективности.

Оценка мощности, потребляемой очесывающим агрегатом в процессе уборки зерновых колосовых культур на различных стадиях спелости, позволит определить энергоэффективность данного процесса. Результаты измерений мощности при выполнении технологического процесса очёса представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Значения мощности при выполнении технологического процесса очёса при уборке озимой пшеницы сорта «Адмирал»

Стадия созревания зерна	Влажность зерна, %	Мощность на холостой ход, кВт	Мощность на очёс, кВт.	Мощность на перекачивание агрегата, кВт	Общие затраты мощности, кВт	Затраты мощности на 1 м захвата жатки, кВт
Поздняя молочная спелость	66,6	8,55	7,91	8,91	25,37	12,69
Ранняя фаза восковой спелости	46,4	8,13	7,54	8,91	24,58	12,29
Твердая восковая спелость	41,2	8,30	5,51	8,91	22,73	11,36
Полное созревание	15,8	8,58	4,43	8,91	21,92	10,96
Перезрелость	11,9	8,81	4,36	8,91	22,08	11,04

В соответствии с данными таблицы мощность, потребляемая очёсывающим агрегатом на холостом ходу, изменялась в интервале 8,1-8,8 кВт.

После анализа особенностей компоновки гидрооборудования и предъявляемых к ним требований, предложена расчётная схема гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки (рисунок 1).

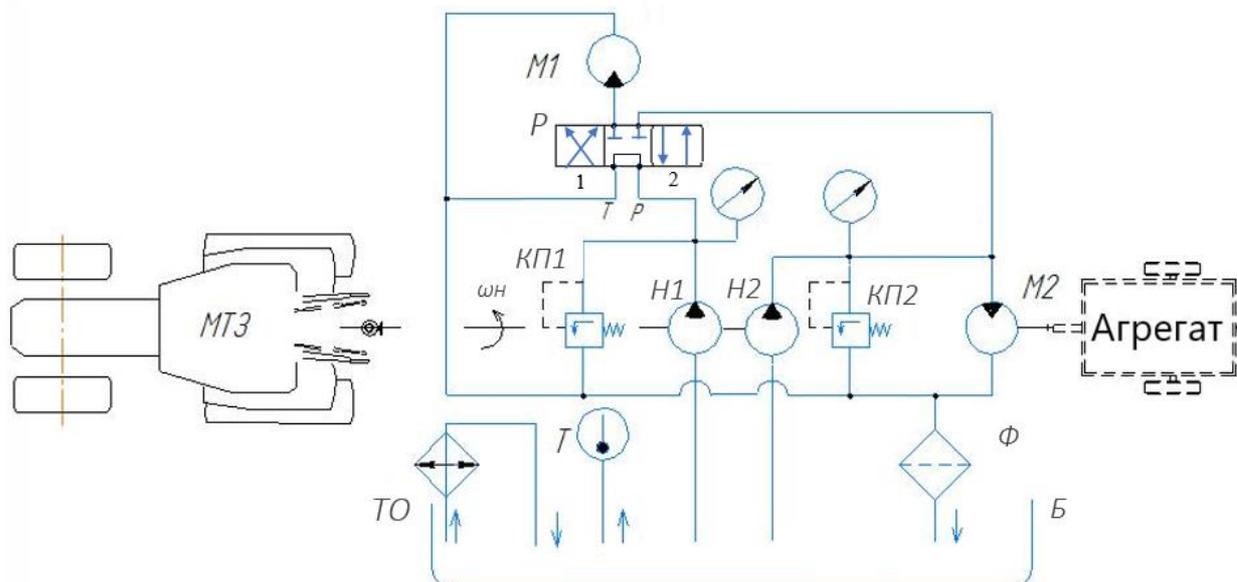


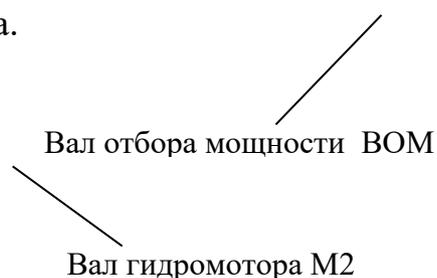
Рисунок 1 - Расчётная схема гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки

Расчетная схема гидравлического привода прицепной очёсывающей жатки включает два насоса Н1 и Н2, работающие от одного вала отбора мощности и два параллельно работающих гидравлических мотора режущего аппарата М1 и М2. Для управления работой насоса Н1 в конструкцию гидропривода введен трехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель Р, управляющий гидравлическим сигналом, позволяющий изменять направление рабочей жидкости по следующему принципу: при установке золотника гидрораспределителя Р в позицию 1 насос Н1 работает на гидромотор М1; при установке золотника гидрораспределителя Р в позицию 2 осуществляется параллельное включение насоса Н1 с насосом Н2, обеспечивая совместную подачу

рабочей жидкости на мотор М2; нейтральное положение гидрораспределителя Р позволяет производить сброс гидравлической жидкости от насоса Н1 в гидравлический бак Б, при этом насос Н1 работает в холостую. Кроме того, гидравлическая система привода очёсывающей жатки включает теплообменный аппарат ТО, предназначенный для стабилизации температуры рабочей жидкости, контролируемой термометром Т и фильтр Ф для её очистки от твердых примесей. Для контроля перегруза системы, предусмотрены: предохранительные клапаны КП1 и КП2, защищающие от перегрузки соответственно гидронасосы Н1 и Н2; шунтирующий обратный клапан КО предназначенный для обеспечения свободного движения рабочей жидкости через гидромотор М2 в режиме его остановки при прекращении подачи рабочей жидкости от гидронасосов на его вход во время окончания активной работы.

Для проведения теоретических исследований функциональных характеристик очёсывающей жатки разработана математическая модель динамики её гидравлического привода, расчётная схема которого приведена на рисунке 1. Моделирование динамики гидравлической системы привода осуществлялось на основе применения теоретических основ объёмной жёсткости гидравлических систем.

Исследование полученной модели осуществлялось с использованием специально разработанной программы в блоке решения дифференциальных уравнений в среде SimInTech. На рисунке 2 приведены основные характеристики системы гидромеханического привода очёсывающей жатки, работающей от вала отбора мощности (ВОМ) трактора.



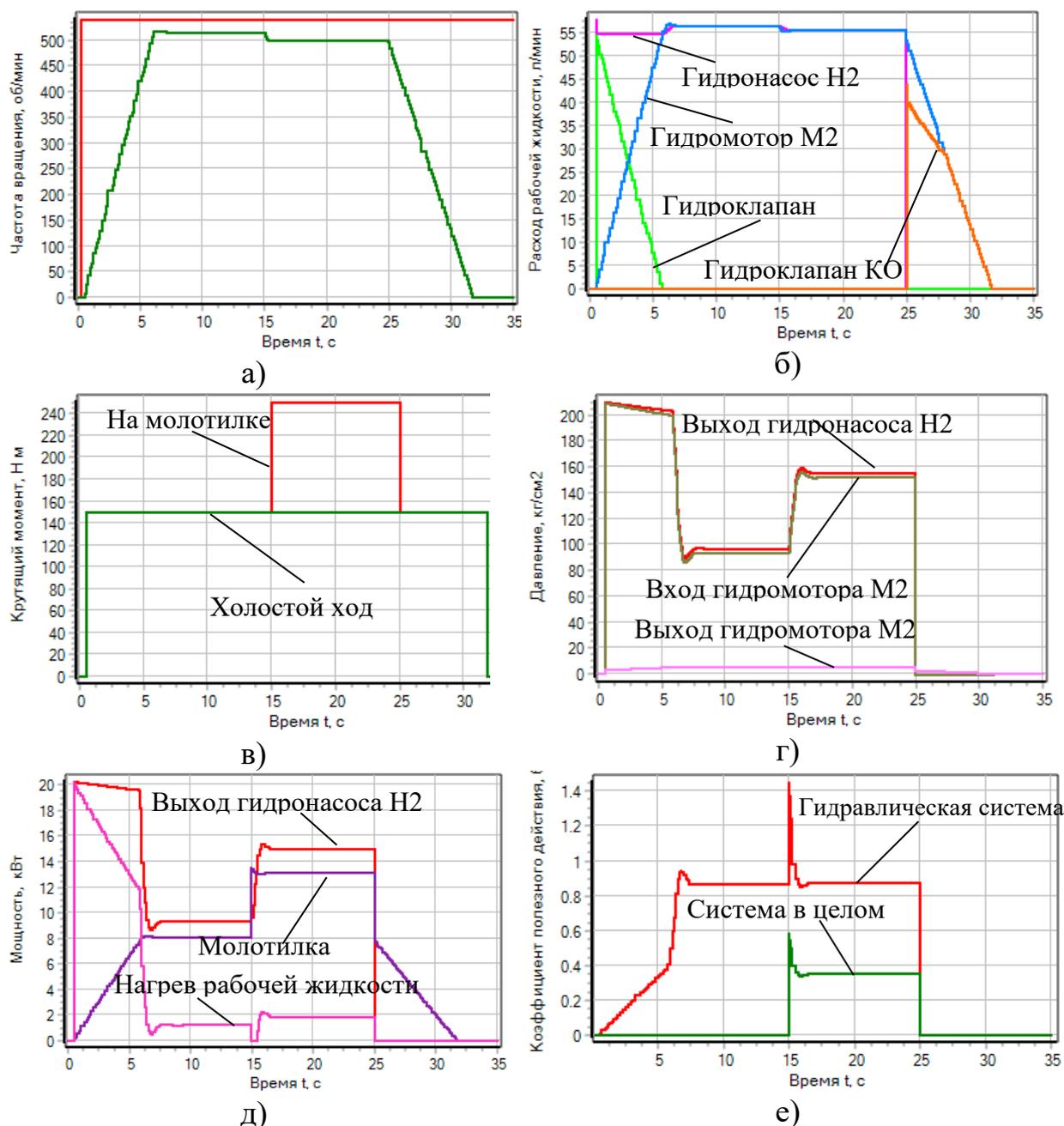


Рисунок 2 - Характеристики системы гидромеханического привода очёсывающей жатки, работающей от вала отбора мощности трактора: а – частота вращения вала; б – расход рабочей жидкости; в - крутящий момент на валу; г – давление, обеспечиваемое на выходе гидронасоса; д – мощность; е – КПД привода

Расчёт осуществлялся по следующему алгоритму. В момент времени $\tau_0 = 0$ все механизмы жатки находятся в состоянии покоя, расходы рабочей

жидкости на всех участках гидравлической системы привода отсутствуют (равны 0), давление во всех точках гидравлической системы (давление принимается манометрическим) равно нулю. В момент времени $\tau_1 = 0,2$ с (рисунок 2 а) на ВОМ подаётся вращение с частотой 540 об/мин, однако гидронасос не включен в работу.

В момент времени $\tau_2 = 0,5$ с к ВОМ подключается гидронасос (рисунок 2б), подача которого составляет 55 л/мин (рабочие объёмы гидронасоса Н2 и гидромотора М2 принимаются одинаковыми и равными 107см^3), однако гидромотор разгоняется не сразу (рисунок 2а), что объясняется наличием момента сил инерции, который для вращающихся систем жатки приведенный к валу гидромотора принимается равным $J_{\text{сист}} = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$. В процессе разгона гидромотора происходит преодоление инерционных сил трения в механизмах жатки – момента сопротивления холостого хода (рисунок 2в), принимаемого равным $M_{\text{хх}} = 150 \text{ Нм}$. В это время часть расхода рабочей жидкости, производимого гидронасосом, сбрасывается в гидробак через предохранительный клапан КП2 (рисунок 2б), настроенный на $p_{\text{кп2}} = 20 \text{ МПа}$ (рисунок 2г). После завершения разгона гидромотора до установившегося режима работы вся мощность, передаваемая с ВОМ гидравлической системе привода очёсывающей жатки, расходуется на преодоление сил трения холостого хода (рисунок 2д).

В момент времени $\tau_3 = 15$ с на молотилку жатки подаётся полезный крутящий момент $M_{\text{мол}} = 100\text{Нм}$ (рисунок 2в) – привод жатки выходит на установившийся режим работы обмолота (рисунок 2д). Эффективность установившегося режима работы обмолота можно оценить коэффициентами полезного действия, динамично меняющимися в процессе функционирования жатки (рисунок 2е).

По коэффициентам полезного действия можно оценить эффективность работы гидравлической системы η_r привода жатки и

системы в целом $\eta_{\text{сист}}$. Потери энергии обусловлены нагревом рабочей жидкости, который можно нивелировать применением теплообменного аппарата, стабилизирующего температурный режим рабочей жидкости, и полными потерями энергии при обмолоте, указывающими на непроизводительные затраты горючего в процессе обмолота.

В момент времени $\tau_4 = 25$ с от гидронасоса Н1 прекращается подача рабочей жидкости на вход гидромотора М2 (рисунок 2в). Гидромотор начинает работать в режиме остановки под действием сил торможения в механической системе жатки, расход рабочей жидкости через гидромотор М2 уменьшается и появляется расход рабочей жидкости через обратный клапан КО.

С целью выявления влияния конструктивных параметров очёсывающей жатки и технологических особенностей эксплуатации на её энергетические и функциональные характеристики проведены численные эксперименты, результаты которых приведены в таблице 2.

Таблица 2. – Результаты расчётов функциональных характеристик очёсывающей жатки при изменении её конструктивных и технологических параметров.

№ п/п	Функциональный параметр		КПД г/прив. отн.ед.	КПД сист. отн.ед.	Мощн. полн. $N_{\text{сист}}$ кВт	Мощн тепло $N_{\text{тепло}}$ кВт	Вр. разг. Δt_p с	Вр. торм. Δt_t с	Потери давл. Δp ат	
0	Средние значения		0.875	0.35	15.0	1.8	6.0	6.8	3.5	
1	Момент х.х. (Нм)	1	200	0.875	0.29	17.8	2.3	7.6	5.1	3.5
		2	100	0.875	0.44	12.0	1.5	4.8	10.3	3.5
2	Диаметр РВД (мм)	1	10	0.815	0.33	16.0	3.0	6.0	6.6	9.0
		2	16	0.9	0.36	14.5	1.5	6.0	6.8	1.0
3	Момент инн. сист.	1	30	0.875	0.35	15.0	1.8	8.8	10.5	3.5
		2	10	0.875	0.35	15.0	1.8	3.0	3.3	3.5

4	Моментна молотилке (Нм)	1	150	0.875	0.44	17.8	2.1	6.0	6.8	3.5
		2	50	0.875	0.22	12.0	1.5	6.0	6.9	3.5
5	Объёмн. КПД г/машин	1	0,9	0.81	0.32	15.0	2.8	5.5	6.3	3.1
		2	0,98	0.92	0.37	15.0	1.3	6.0	7.2	3.5
6	Настройка КП2 (ат)	1	200	0.875	0.35	15.0	1.8	6.0	6.8	3.5
		2	250	0.875	0.35	15.0	1.8	4.3	6.8	3.5

Из таблицы 2 видно, что наибольшее влияние на энергетические показатели функционирования гидрофицированной очёсывающей жатки оказывают момент холостого хода жатки, диаметр условного прохода трубопровода гидравлической системы и объёмные коэффициенты полезного действия гидравлических машин (гидронасоса Н2 и гидромотора М2).

Учитывая, что наиболее объективную информацию об энергетической эффективности работы технических систем даёт их коэффициент полезного действия, рассмотрим более подробно влияние основных конструктивных параметров очёсывающей жатки на её коэффициенты полезного действия.

На рисунке 3 приведены графики КПД гидравлического привода очёсывающей жатки при различных диаметрах условного прохода трубопроводов гидравлической системы привода: а) – диаметр трубопровода равен 10 мм, б) – диаметр трубопровода равен 16 мм. Из рисунка видно, что в первом случае КПД гидравлической системы равен 81 %, а во втором случае равен 90 %.

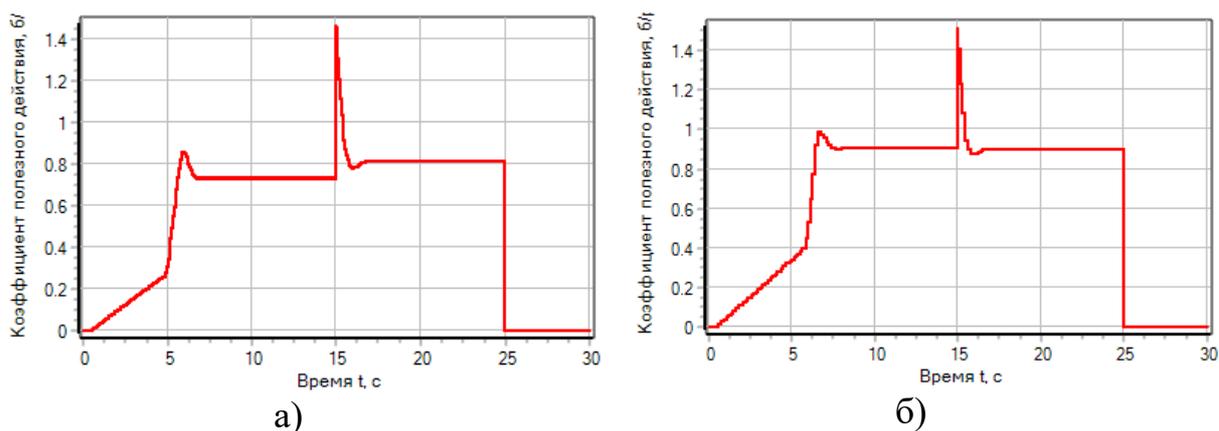


Рисунок 3 - КПД гидравлического привода очёсывающей жатки при различных диаметрах условного прохода трубопроводов гидравлической системы её привода:

а) – диаметр трубопровода 10 мм, б) – диаметр трубопровода 16 мм

На рисунке 4 приведены графики КПД гидравлического привода очёсывающей жатки при различных значениях объёмных коэффициентов полезного действия гидравлических насоса и мотора а) – объёмный коэффициент полезного действия гидравлических машин равен 90 %, б) – объёмный коэффициент полезного действия гидравлических машин равен 98 %. Из рисунка видно, что в первом случае КПД гидравлической системы составляет 81 %, а во втором случае - 92 %.

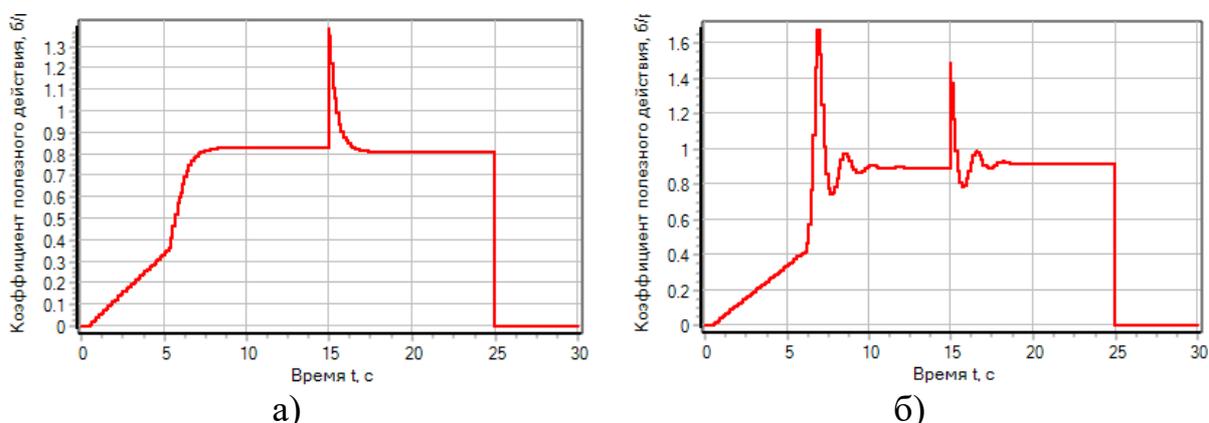


Рисунок 4 - КПД гидравлического привода очёсывающей жатки при различных значениях объёмных коэффициентов полезного действия

гидравлических насоса и мотора:

- а) – объёмный коэффициент полезного действия 90%, б) – объёмный коэффициент полезного действия 98%

На рисунке 5 приведены графики изменения полного КПД гидромеханической системы привода очёсывающей жатки при различных значениях момента трения холостого хода механизмов жатки, приведенного к валу гидромотора а) – момент трения холостого хода жатки равен $200 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, б) – момент трения холостого хода жатки равен $100 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$. Из рисунка 5 видно, что в первом случае полный КПД гидромеханической системы привода жатки - 29 %, а во втором случае - 44 %.

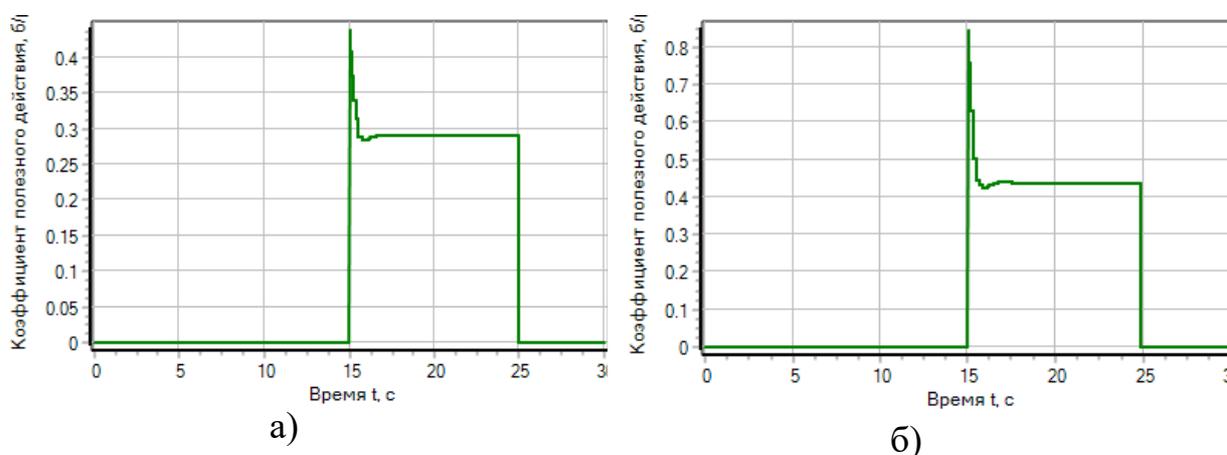


Рисунок 5 - Полный КПД гидромеханической системы привода очёсывающей жатки при различных значениях момента трения холостого хода механизмов жатки, приведенного к валу гидромотора:

- а) – момент трения холостого хода жатки $200 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, б) – момент трения холостого хода жатки $100 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$

Однако, совершенно очевидно, что полный КПД гидромеханической системы привода очёсывающей жатки зависит не только от наличия в

системе вредного трения (момента трения холостого хода), но и от величины полезной нагрузки.

На рисунке 6 приведены графики изменения полного КПД гидромеханической системы привода очёсывающей жатки при различных значениях момента сопротивления механизмов со стороны обмолачиваемой массы (полезная нагрузка), приведенного к валу гидромотора а) – полезный момент от молотилки жатки равен $50 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, б) – полезный момент от молотилки жатки равен $150 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$. Момент холостого хода приведенный к валу гидромотора, в обоих случаях принимался равным 100. Из рисунка 6 видно, что в первом случае полный КПД гидромеханической системы привода жатки - 22 %, а во втором случае - 44 %.

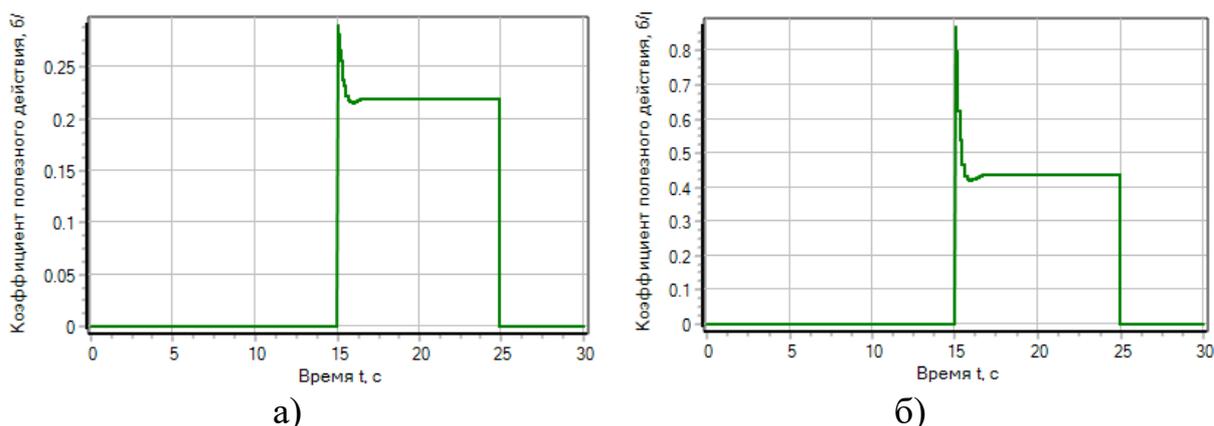


Рисунок 6 - Полный КПД гидромеханической системы привода очёсывающей жатки при различных значениях момента сопротивления работе механизмов со стороны обмолачиваемой массы, приведенного к валу гидромотора:

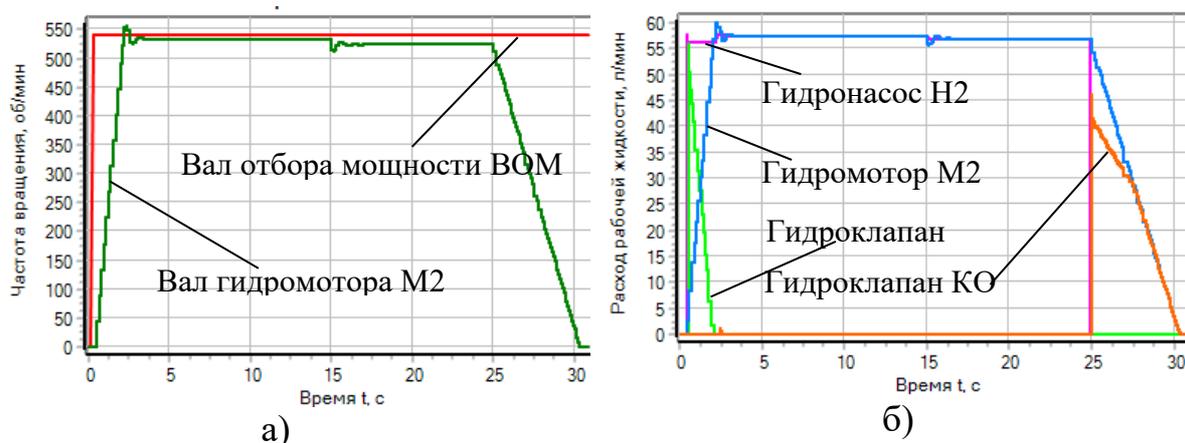
а) – полезный момент от молотилки жатки $50 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$, б) – полезный момент от молотилки жатки $150 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$

Таким образом, видно, что для увеличения коэффициента полезного действия гидравлического привода жатки, что, как следствие, уменьшает разогрев рабочей жидкости, а, следовательно, и потребную мощность

(габариты и цену) теплообменного аппарата, необходимо использовать качественные (с высоким КПД, близким к 1) гидравлические машины и осуществлять их квалифицированное обслуживание и эксплуатацию. При этом диаметры трубопроводов гидравлической системы должны быть достаточно велики (но в пределах разумного), чтобы уменьшить потери энергии в гидравлической системе привода на преодоление её гидравлического сопротивления.

Однако, из проделанного анализа следует и другой весьма важный вывод о том, что основные потери энергии происходят не в гидравлическом приводе жатки, а в её механической системе. Именно на преодоление сопротивления механической системы привода молотильного аппарата расходуется основная часть непроизводительных потерь энергии, а, следовательно, и повышается расход горючего, что влечет повышение стоимости процесса уборки урожая при помощи очёсывающей жатки. Таким образом, борьба с потерями энергии в механической системе жатки не менее важна, чем с потерями энергии в её гидравлическом приводе.

На рисунке 7 приведены результаты расчёта функциональных характеристик очёсывающей жатки, произведённые после подбора рациональных значений конструктивных параметров.



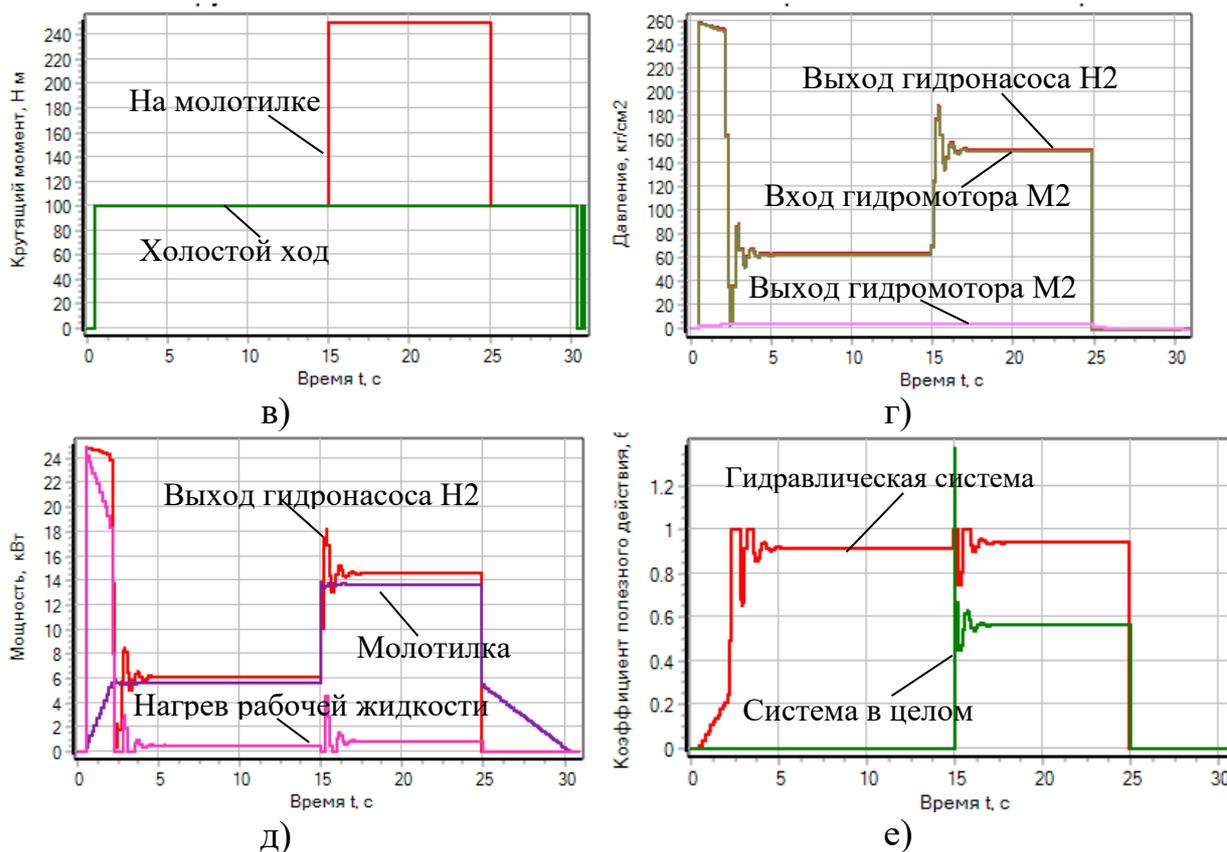


Рисунок 7 - Функциональные характеристики очёсывающей жатки после подбора рациональных значений её конструктивных параметров:

а – частота вращения вала; б – расход рабочей жидкости; в - крутящий момент на валу; г – давление; д – мощность; е – КПД привода

Выводы. Представленные в статье результаты исследования гидромеханической системы привода прицепной очёсывающей жатки позволяют сделать следующие выводы.

Во-первых, простой подбор рациональных значений конструктивных параметров гидравлической системы привода жатки позволил повысить коэффициент полезного действия гидравлического привода жатки до 94%, что в свою очередь уменьшило энергию, расходуемую на разогрев рабочей жидкости до 800 Вт, и упростило задачу стабилизации температуры рабочей жидкости при функционировании жатки.

Во-вторых, наибольшие потери энергии происходят не в гидравлическом приводе жатки, а в механической системе обмолота, даже при холостом вращении элементов механизма. Поэтому особое внимание

при проектировании прицепной очёсывающей жатки следует уделить повышению механического коэффициента полезного действия обмолачивающей системы жатки. Проведенный анализ показал, что при снижении момента сопротивления холостого хода жатки со 150 Нм до 100 Нм, полный коэффициент полезного действия обмолачивающей системы возрастает почти в 2 раза.

Финансирование. Работа проведена в рамках выполнения проекта "Разработка новой технологии дифференцированной уборки зерновых колосовых культур" (FZNE-2024-0014).

Литература

1. Пахомов В.И., Червяков И.В., Колинко А.А., Камбулов С.И., Александров Е.А., Рудой Д.В. Агрегат для уборки урожая. Патент на изобретение RU 2817266 C1, 12.04.2024. Заявка от 29.08.2023.

2. Рудой Д.В., Пахомов В.И., Камбулов С.И., Ольшевская А.В., Золотов С.А., Мальцева Т.А. Применение метода очеса в технологии уборки многолетних зерновых колосовых культур ранних фаз спелости / Научный журнал КубГАУ. 2022. № 180. С. 214-224.

References

1. Pahomov V.I., Chervjakov I.V., Kolin'ko A.A., Kambulov S.I., Aleksandrov E.A., Rudoj D.V. Agregat dlja uborki urozhaja. Patent na izobrenenie RU 2817266 C1, 12.04.2024. Zajavka ot 29.08.2023.

2. Rudoj D.V., Pahomov V.I., Kambulov S.I., Ol'shevskaja A.V., Zolotov S.A., Mal'ceva T.A. Primenenie metoda ochesa v tehnologii uborki mnogoletnih zernovyh kolosovyh kul'tur rannih faz spelosti / Nauchnyj zhurnal KubGAU. 2022. № 180. S. 214-224.