

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

EXPERIMENTAL STUDIES OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS

Для проведения сравнительных экспериментальных исследований серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа разработан специальный стенд, обоснованы и выбраны его элементы, определены диапазоны изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей с учетом их конструктивных особенностей. В результате проведенных экспериментальных исследований определены количественные значения функциональных параметров испытуемых гидровращателей, на основании которых, получены зависимости при относительных значениях частоты вращения и перепада давления, определяющие характер изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей. Определено количественное улучшение выходных характеристик модернизированного гидровращателя по сравнению с серийным путем оценки изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, сравнительные испытания, экспериментальные исследования, серийный гидровращатель, модернизированный гидровращатель, функциональные параметры, выходные характеристики.

Постановка проблемы

В мировой и отечественной практике создания машиностроительных гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидравлических машин [1,2] вместо быстроходных гидромоторов с редукторами.

При рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа, представителями которых являются гидравлические вращатели планетарного типа [3] с большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и низкими (до 10 об/мин) частотами вращения.

Если теоретическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа посвящено ряд работ [4–9], то работы, посвященные экспериментальным исследованиям на сегодняшний день практически отсутствуют. Таким образом, проведение сравнительных экспериментальных исследований серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа с целью определения количественных значений функциональных параметров испытуемых гидровращателей и получения зависимостей, определяющих характер изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей, является актуальной задачей.

Анализ последних исследований

При выполнении теоретических исследований влияния геометрических параметров элементов вытес-

нительной системы [7, 8], а так же изменения проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа [7,9] было принято ряд допущений и ограничений [10].

Для подтверждения теоретических исследований влияния геометрии элементов вытеснительных систем и формы проточных частей распределительных систем на выходные характеристики гидравлических вращателей планетарного типа необходимо проведение экспериментальных исследований, предусматривающих сравнительные испытания серийного и модернизированного гидровращателей и определение изменения их выходных характеристик при изменении геометрических параметров их вытеснительных и распределительных систем.

Цель исследования

Определение количественного улучшения выходных характеристик модернизированного гидровращателя путем оценки изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в зависимости от конструктивных особенностей их вытеснительных и распределительных систем.

Основные результаты исследования

При выполнении теоретических исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа на его выходные характеристики [7,8] было принято ряд допущений и ограничений [10]. Поэтому с целью проверки



Рисунок 1 — Стенд для испытания гидравлических вращателей планетарного типа

адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик гидровращателей планетарного типа необходимо провести экспериментальные исследования.

Для проведения экспериментальных исследований разработан стенд [11] для испытания унифицированного ряда высокомоментных (до 20000 Н·м) гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом от 4000 см³ до 8000 см³ на основании проведенных теоретических исследований [7,8].

Разработанный стенд (рисунок 1) предназначен для обкатки и экспериментальных исследований гидравлических вращателей планетарного типа и работает на чистом минеральном масле марки М-8Г₂ с коэффициентом кинематической вязкости от 20·10⁻⁵ до 100·10⁻⁵ м²/с при температуре от 288° К (+15° С) до 343° К (+70° С) с обеспечением номинальной тонкости фильтрации до 30 мкм.

Из рисунка 1 видно, что стенд состоит из следующих основных узлов [11]: насосной станции, нагруженного устройства, балансирного устройства для из-

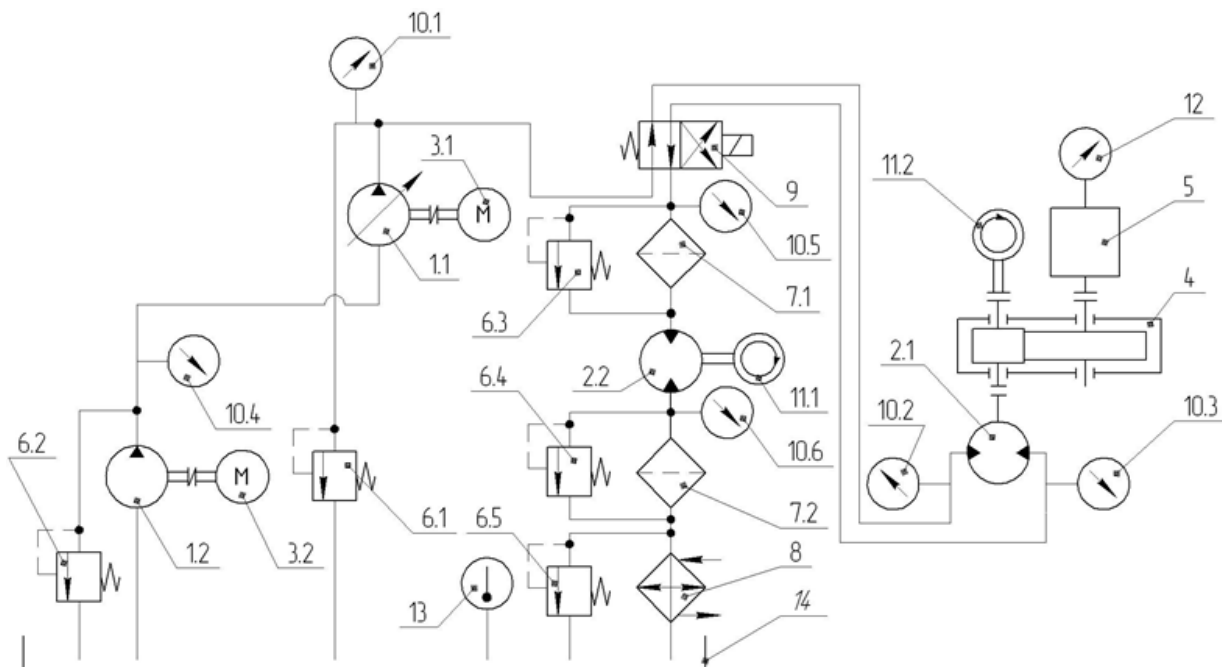


Рисунок 2 — Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний высокомоментных гидровращателей планетарного типа: 1.1 — насос; 1.2 — насос подпитки; 2.1 — гидровращатель планетарного типа; 2.2 — аксиально-поршневой гидромотор; 3.1, 3.2 — электродвигатели; 4 — редуктор; 5 — порошковый тормоз; 6.1–6.5 — предохранительные клапаны; 7.1, 7.2 — фильтры тонкой очистки; 8 — теплообменник; 9 — гидрораспределитель; 10.1–10.6 — манометры; 11.1, 11.2 — тахометры; 12 — балансирная машина; 13 — термометр; 14 — гидробак

мерения крутящего момента планетарных гидровращателей, узла измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости, узла крепления испытуемых гидровращателей планетарного типа и пульта управления.

Расположение, взаимосвязь и работа основных элементов стенда для испытания гидравлических вращателей указано на принципиальной гидравлической схеме (рисунок 2).

Рабочая жидкость, необходимая для проведения испытаний, находится в баке 14 объемом 1900 литров. При испытаниях рабочая жидкость из бака 14, с помощью пластинчатого насоса подпитки 1.2, подается к регулируемому аксиальнопоршневому насосу 1.1, приводимому в движение электродвигателем 3.1. Насос подпитки 1.2 приводится в движение электродвигателем 3.2. От насоса 1.1 жидкость поступает на распределитель 9 и от него к испытуемому гидравлическому вращателю 2.1. Давление рабочей жидкости в напорной магистрали контролируется манометром 10.1. Рабочая жидкость, выходящая из гидровращателя 2.1 через распределитель 9 поступает к фильтру тонкой очистки 7.1, аксиальнопоршневому гидромотору 2.2, к фильтру тонкой очистки 7.2, к теплообменнику 8 и далее возвращается в гидробак 14.

При испытаниях гидравлического вращателя 2.1 в качестве нагрузки для создания необходимого тормозного момента работает порошковый тормоз 5, который последовательно связан с мультипликатором 4 и гидровращателем 2.1. Мультипликатор 4 представляет собой редуктор, подключенный “наоборот” в режиме мультипликатора, т.е. гидровращатель 2.1 подключен к тихоходному валу редуктора (мультипликатора) 4 с целью повышения его (вращателя) частоты вращения для согласования с частотой вращения вала порошкового тормоза 5 нагрузочного устройства. Изменение крутящего момента определяют по показаниям индикатора балансирной машины 12.

Распределитель 9 обеспечивает реверсивное направление вращения испытуемого планетарного гидровращателя 2.1. Давление на входе и выходе испытуемого гидровращателя 2.1 контролируется с помощью манометров 10.2 и 10.3.

Частота вращения “вала” испытуемого гидравлического вращателя определяется с помощью тахометра 11.2 типа ТЕМП-4, связанного с датчиком импульсов и счетным диском, установленным на валу мультипликатора порошкового тормоза 5.

Расход рабочей жидкости, прошедшей через испытуемый гидравлический вращатель, определяется косвенно по частоте вращения вала тарированного аксиальнопоршневого гидромотора 2.2, определяемой тахометром 11.1.

Кондиционирование рабочей жидкости в испытательном стенде осуществляется с помощью фильтров и охладителя. С помощью фильтров тонкой очистки 7.1 и 7.2 происходит фильтрация рабочей жидкости.

Замена фильтрующих элементов в фильтрах 7.1 и 7.2 происходит после их полного загрязнения, определяемого по показаниям манометров 10.5 и 10.6.

Необходимая температура рабочей жидкости в баке 14 обеспечивается теплообменником 8, состоящим из двух змеевиков с принудительным охлаждением проточной водой. Температура контролируется термометром 13.

Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях планетарного гидровращателя 2.1, параллельно насосу 1.1 установлен предохранительный клапан 6.1. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.1 контролируется манометром 10.1.

Переливной клапан 6.2 установлен параллельно насосу подпитки 1.2 с целью обеспечения необходимого подпора рабочей жидкости на входе в насос 1.1. Давление жидкости в магистрали подпитки (на выходе из насоса 1.2) контролируется манометром 10.4.

Для обеспечения необходимого проходного сечения при сливе рабочей жидкости при прохождении ее через фильтры тонкой очистки 7.1 и 7.2, а также через охладитель 8, параллельно им установлены переливные (предохранительные) клапаны 6.3, 6.4 и 6.5.

Сравнительные экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа проводились с целью определения количественных значений функциональных параметров испытуемых гидровращателей для получения зависимостей при относительных значениях частоты вращения и перепада давления.

Элементы распределительной и вытеснительной систем модернизированного гидровращателя планетарного типа проектировались с учетом требований и рекомендаций, обусловленных результатами теоретических исследований [7–9,12,13].

Текущее значение частоты вращения “вала” гидровращателя устанавливалось по показаниям тахометра 11.2 (рисунок 2), с помощью изменения потока рабочей жидкости, подаваемой регулируемым аксиальнопоршневым насосом 1.1 при работе гидровращателя под нагрузкой, при четырех фиксированных значениях частоты вращения $0,33 n_n$, $0,66 n_n$, и $1,33 n_n$, что соответствовало $2, 4, 6$ и 8 мин^{-1} — для серийного гидровращателя, и $3, 6, 9$ и 12 мин^{-1} — для модернизированного гидровращателя.

Необходимая нагрузка задавалась с помощью тормозного устройства порошковым тормозом 5 (рисунок 2), испытательного стенда, в диапазоне $2800\text{--}14100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при трех фиксированных значениях перепада давлений Δp рабочей жидкости $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $1,25 \Delta p_n$, измеряемым по разности показаний манометров 10.2 и 10.3, что соответствовало $6,3, 12,5$ и 16 МПа — для серийного гидровращателя, и $8, 16$ и 20 МПа — для модернизированного гидровращателя.

Текущие значения действительного расхода Q рабочей жидкости и крутящего момента $M_{кр}$ на “валу” гидровращателя определялись по показаниям расхо-

домера 11.1 и динамометрического устройства 12, разработанного стенда для испытания гидровращателей планетарного типа (рисунок 2). Полезная N_n и N_n затрачиваемая мощности гидровращателя, гидромеханический $\eta_{гм}$, объемный $\eta_{об}$ и общий η КПД гидровращателя определялись расчетным путем по известным формулам для определения мощности и КПД гидромоторов.

По результатам экспериментальных исследований получены экспериментальные зависимости, определяющие количественное значение и характер изменения выходных характеристик испытуемых серийного и модернизированного гидравлических вращателей.

Зависимость изменения частоты вращения от расхода рабочей жидкости при разных перепадах давления (рисунок 3) у гидравлических вращателей планетарного типа показывает, что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $1,25 \Delta p_n$, практически не оказывает никакого влияния на изменение частоты вращения “вала” во всем диапазоне изменения расхода рабочей жидкости как для модернизированного (от 20 л/мин до 83 л/мин), так и для серийного гидровращателя (от 15,5 л/мин до 63 л/мин). При этом выходные характеристики частоты вращения “вала” модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме на 33% выше, чем у серийного и равны 9 мин^{-1} и 6 мин^{-1} , соответственно.

Анализ зависимости крутящего момента модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 4), что при перепаде давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5 \Delta p_n$ и Δp_n , частоты вращения “вала” не оказывают значительного влияния на изменение крутящего момента во всем диапазоне их изменения (от $0,33n_n$ до $1,33n_n$) для модернизированного гидровращателя и не превышают 10%. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n$ и минимальных оборотах $0,33n_n$ отклонения крутящего момента от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют 7%, а при максимальных оборотах $1,33n_n$ отклонения крутящего момента увеличиваются до 18%.

Для серийного гидровращателя зависимостью крутящего момента от частоты вращения “вала” установлено (рисунок 4), что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n и $1,25 \Delta p_n$, и оказывает довольно значительное влияние на изменение крутящего момента серийного гидровращателя от частоты вращения его “вала” в диапазоне изменения от $0,33n_n$ до $1,33n_n$ и достигает 25%.

Выходные характеристики крутящего момента (рисунок 4) в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного, и соответственно равны $5530 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для модернизированного и $3842 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для серийного гидровращателей при номинальных оборотах $n_n = 9 \text{ мин}^{-1}$ и минимальном перепаде давления рабочей

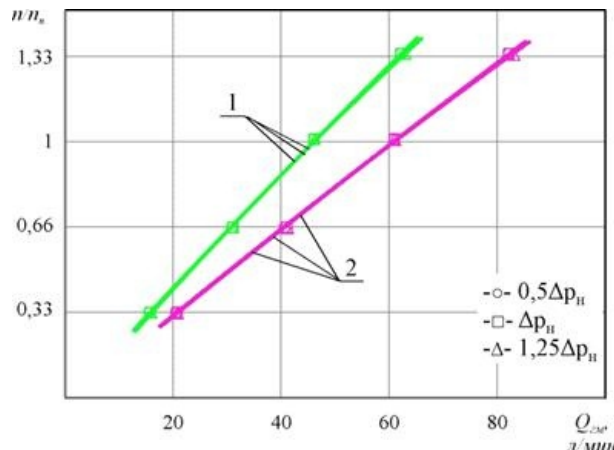


Рисунок 3 — Зависимость частоты вращения от расхода рабочей жидкости при разных перепадах давления: 1 — серийный гидровращатель; 2 — модернизированный гидровращатель

жидкости $0,5 \Delta p_n = 8 \text{ МПа}$; при номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ крутящий момент модернизированного гидровращателя равен $11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а серийного — $7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 20 \text{ МПа}$, крутящий момент равен $14015 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $9647 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Анализ зависимости крутящего момента модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает (рисунок 5), что частота вращения “вала” гидровращателя в диапазоне изменения от $0,33n_n$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение крутящего момента при номинальном перепаде давления Δp_n .

При максимальной частоте вращения “вала” гидровращателя $1,33n_n = 12 \text{ мин}^{-1}$, отклонения крутящего момента от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют около 9%, при максимальном перепаде давлений $1,25 \Delta p_n = 20 \text{ МПа}$.

Для серийного гидровращателя зависимостью крутящего момента от частоты вращения “вала” установлено (рисунок 5), что частоты вращения “вала”, изменяемые в диапазоне $0,33n_n$, $0,66n_n$, n_n и $1,33n_n$ практически не оказывают влияния на изменение крутящего момента серийного гидровращателя при изменении перепада давления рабочей жидкости в диапазоне от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Выходные характеристики крутящего момента в номинальном режиме (рисунок 5) у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного, и равны $11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для модернизированного и $7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости полезной мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 6), что изменение перепада давления рабочей жидкости в диапазоне от $0,5 \Delta p_n$ до Δp_n практически

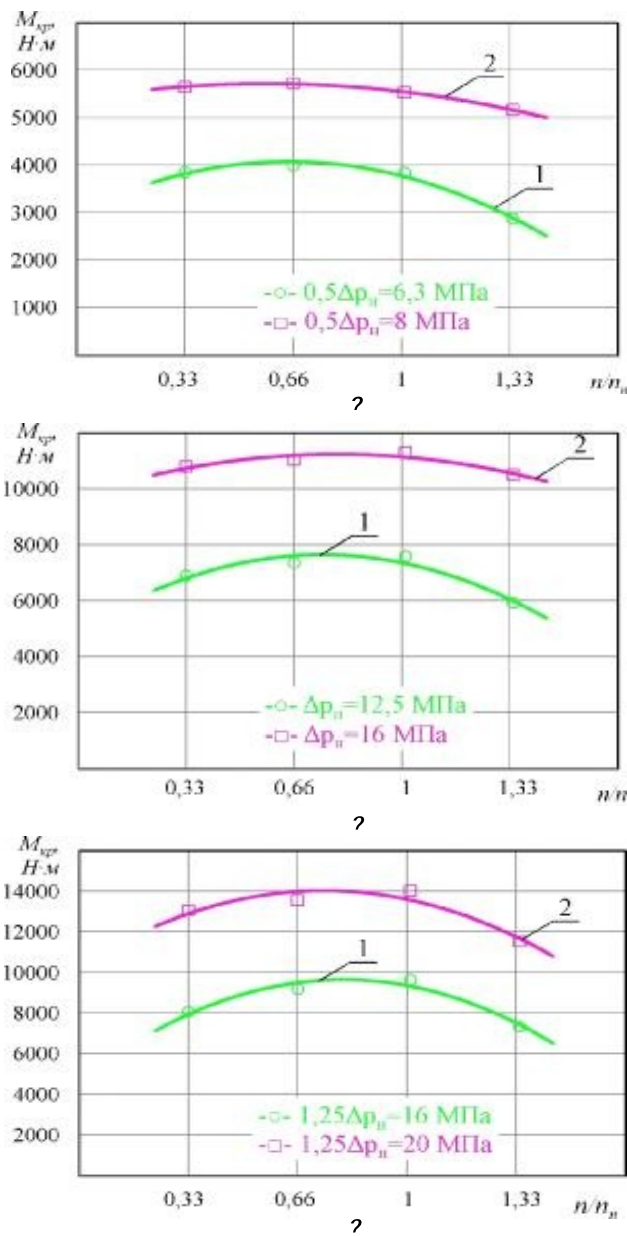


Рисунок 4 — Зависимость крутящего момента гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления: 1 — серийный гидровращатель; 2 — модернизированный гидровращатель

не оказывает влияния на изменение полезной мощности от частоты вращения “вала” во всем диапазоне ее изменения $0,33n_n$ до $1,33n_n$ для модернизированного гидровращателя. При максимальном перепаде давления $1,25\Delta p_n = 20 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33n_n = 3 \text{ мин}^{-1}$ отклонения полезной мощности от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют 3%.

Зависимостью полезной мощности от частоты вращения “вала” серийного гидровращателя установлено (рисунок 6), что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $1,25\Delta p_n$, оказывает незначительное влияние на изменение по-

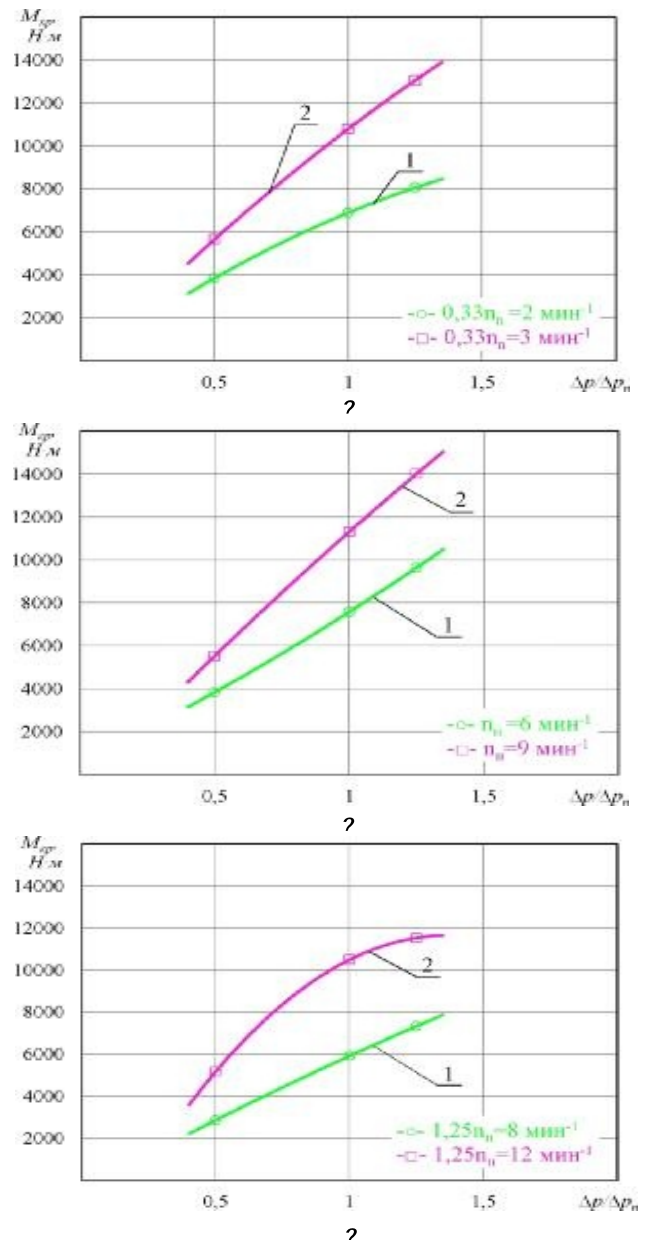


Рисунок 5 — Зависимость крутящего момента гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения: 1 — серийный гидровращатель; 2 — модернизированный гидровращатель

лезной мощности серийного гидровращателя от частоты вращения его “вала” в диапазоне от $0,33n_n$ до $1,33n_n$ и достигает 23 %.

Выходные характеристики (рисунок 6) полезной мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 55 % выше, чем у серийного и соответственно равны $5,21 \text{ кВт}$ и $2,41 \text{ кВт}$ при номинальных оборотах $n_n = 9 \text{ мин}^{-1}$ и минимальном перепаде давления рабочей жидкости $0,5\Delta p_n = 8 \text{ МПа}$; при номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ полезная мощность модернизированного гидровращателя равна $10,66 \text{ кВт}$, а серийного — $4,77 \text{ кВт}$. При максимальном перепаде давления

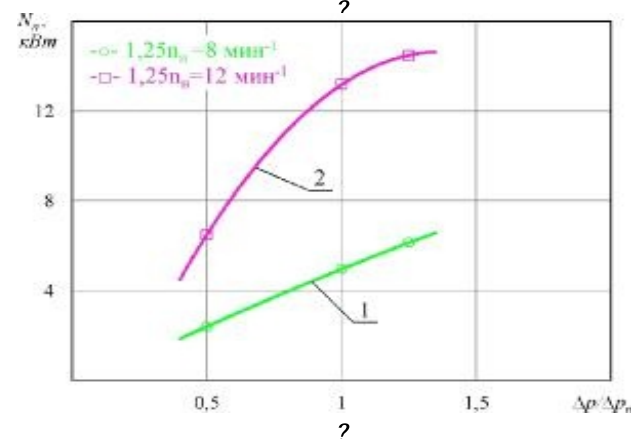
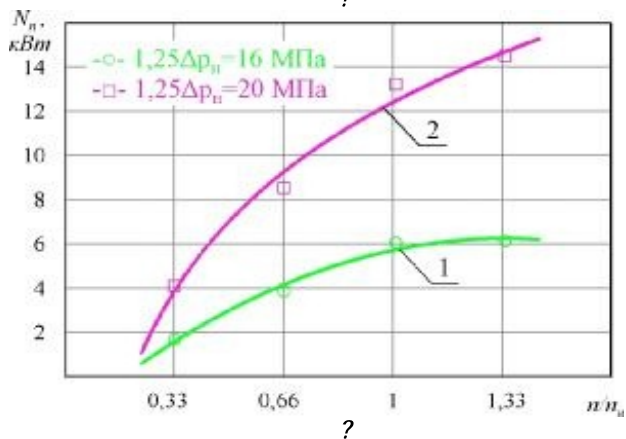
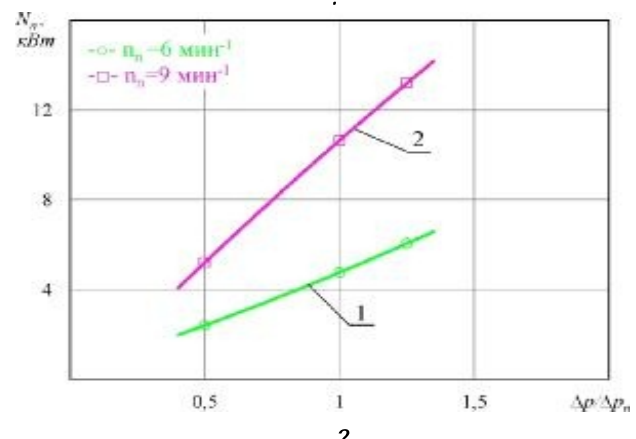
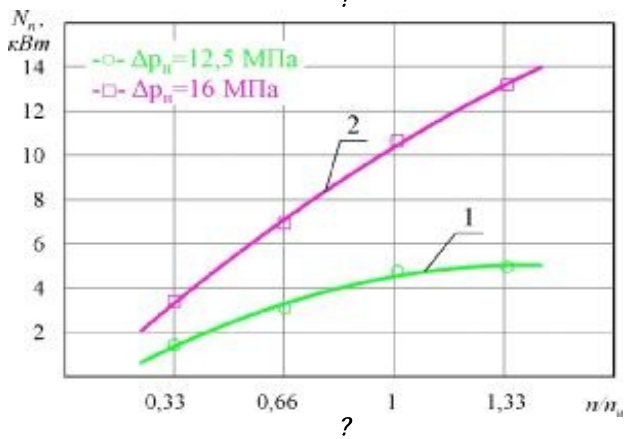
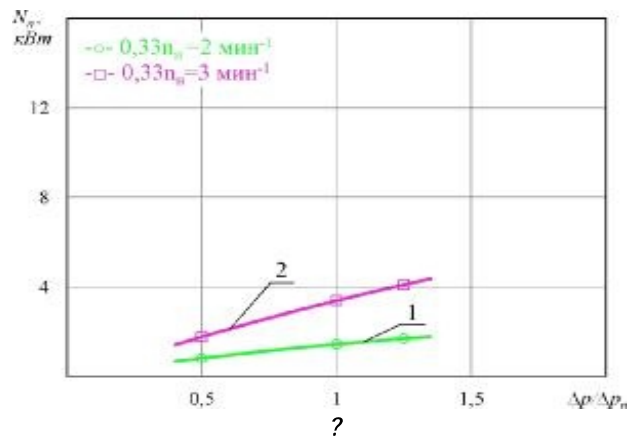
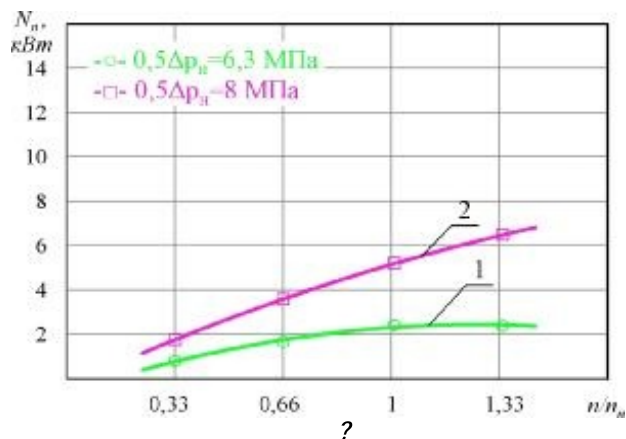


Рисунок 6 — Зависимость полезной мощности гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

Рисунок 7 — Зависимость полезной мощности гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

1,25 $\Delta p_n = 20$ МПа полезная мощность равна 13,21 кВт для модернизированного и 6,06 кВт — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости полезной мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает (рисунок 7), что частота вращения “вала” гидровращателя, изменяемая в диапазоне $0,33n_n$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение полезной мощности от перепада давлений во всем диапазоне изменения $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

При максимальной частоте вращения “вала” гидровращателя $1,33n_n = 12 \text{ мин}^{-1}$, отклонения полезной мощности от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют около 9%, при максимальном перепаде давлений $1,25 \Delta p_n = 20 \text{ МПа}$.

Зависимостью полезной мощности от перепада давления рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено (рисунок 7), что изменение частоты вращения “вала” гидровращателя в диапазоне $0,33n_n$, n_n и $1,33n_n$ практически не оказывает влияния на изменение полезной мощности серийного гидровращателя от пе-

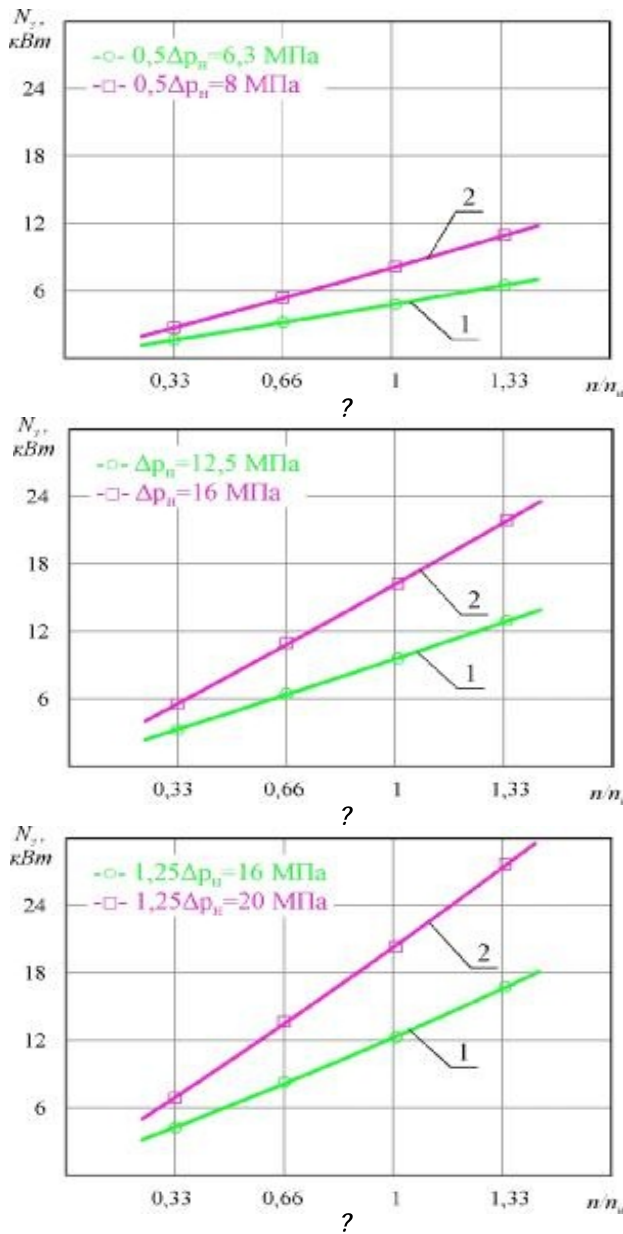


Рисунок 8 — Зависимость затрачиваемой мощности гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

репада давления рабочей жидкости при его изменении в диапазоне $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Выходные характеристики полезной мощности в номинальном режиме (рисунок 7) у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 55% выше, чем у серийного и равны $10,66 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для модернизированного и $4,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости затрачиваемой мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 8), что изменение перепада давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$ практически не оказывает влияния на изменение затрачи-

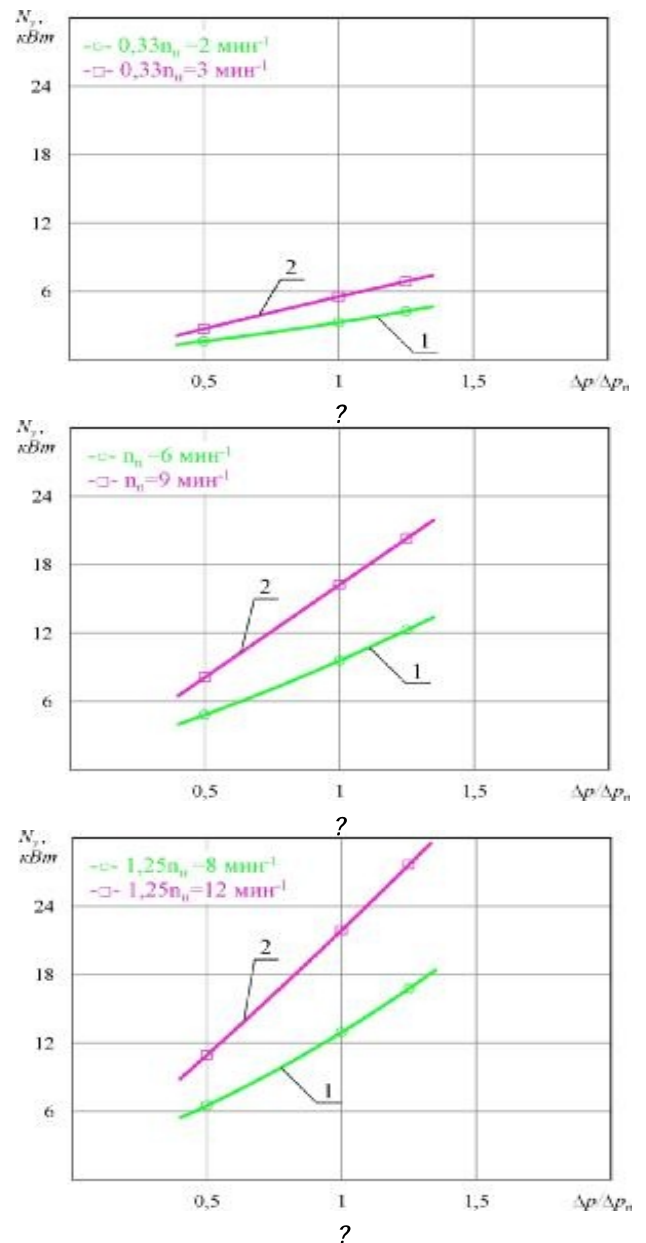


Рисунок 9 — Зависимость затрачиваемой мощности гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

ваемой мощности от частоты вращения “вала” во всем диапазоне изменения $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ частоты вращения “вала” модернизированного гидровращателя.

Зависимостью затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от частоты вращения его “вала” установлено (рисунок 8), что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n до $1,25 \Delta p_n$ так же, как и для модернизированного гидровращателя, практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от частоты вращения его “вала” в диапазоне изменения значений $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$.

Выходные характеристики затрачиваемой мощности (рисунок 8) в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 40 % выше, чем у серийного и равны 8,13 кВт — для модернизированного и 4,84 кВт — для серийного гидровращателей при номинальных оборотах n_n и перепаде давления рабочей жидкости равном $0,5 \Delta p_n$.

При номинальном перепаде давления Δp_n затрачиваемая мощность модернизированного гидровращателя равна 16,27 кВт, а серийного — 9,6 кВт; при максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n$ выходные характеристики затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 20 % выше, чем у серийного и равны 20,33 кВт — для модернизированного и 16,8 кВт — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости затрачиваемой мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает (рисунок 9), что частота вращения “вала” гидровращателя, изменяемая в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности от перепада давлений во всем диапазоне его изменения $0,5 \Delta p_n$, Δp_n до $1,25 \Delta p_n$.

Зависимостью затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости установлено (рисунок 9), что изменение частоты вращения “вала” гидровращателя в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости в диапазоне от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Выходные характеристики затрачиваемой мощности (рисунок 9) в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 41 % выше, чем у серийного и равны 16,27 кВт — для модернизированного и 9,6 кВт — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости гидромеханического КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 10), что изменение перепада давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n до $1,25 \Delta p_n$ значительно влияет на изменение гидромеханического КПД во всем диапазоне изменения частоты вращения “вала” модернизированного гидровращателя $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$.

При минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 8 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n = 3 \text{ мин}^{-1}$ гидромеханический КПД модернизированного гидровращателя на 2% превышает свое номинальное значение (рисунок 10) и составляет 0,704, а при максимальных оборотах $1,33 n_n = 12 \text{ мин}^{-1}$ гидромеханический КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,644. При номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах “вала” $0,33 n_n$ модернизированного гидровращателя, гидромеханический КПД ниже на 5% своего номинального значения и составляет 0,673, а при максимальных оборо-

тах $1,33 n_n$ — на 7% ниже, и составляет 0,654. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах “вала” $0,33 n_n$ модернизированного гидровращателя, гидромеханический КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,651, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$ гидромеханический КПД на 18% ниже своего номинального значения и составляет 0,575.

Зависимостью гидромеханического КПД серийного гидровращателя от частоты вращения “вала” установлено (рисунок 10), что при минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n = 2 \text{ мин}^{-1}$ гидромеханический КПД серийного гидровращателя практически не отличается от своего номинального значения и составляет 0,609, а при $n_n = 6 \text{ мин}^{-1}$ превышает на 4% свое номинальное значение и составляет 0,632. При максимальных оборотах $1,33 n_n = 8 \text{ мин}^{-1}$ — гидромеханический КПД серийного гидровращателя на 25% ниже своего номинального значения и равен 0,453.

При номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 12,5 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах гидромеханический КПД серийного гидровращателя на 9% ниже своего номинального значения (рисунок 10) и составляет 0,55, а при максимальных оборотах $0,33 n_n$ — на 22% ниже и составляет 0,472. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n$ гидромеханический КПД серийного гидровращателя на 16% ниже своего номинального значения и составляет 0,502, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$ гидромеханический КПД на 24% ниже своего номинального значения и составляет 0,457.

Выходные характеристики гидромеханического КПД (рисунок 10) в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 13 % выше, чем у серийного и равны 0,689 — для модернизированного и 0,608 — для серийного гидровращателей при номинальных оборотах n_n и минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n$ рабочей жидкости. При номинальном перепаде давления рабочей жидкости Δp_n гидромеханический КПД равен 0,705 — для модернизированного и 0,605 — для серийного гидровращателей. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n$ рабочей жидкости выходные характеристики гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 34 % выше, чем у серийного, и равны 0,698 — для модернизированного и 0,457 — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости гидромеханического КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает (рисунок 11), что частота вращения “вала” гидровращателя, изменяемая в диапазоне от $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывает влияния на изменение гидромеханического КПД от перепада давления рабочей жидкости во всем диапазоне его изменения от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

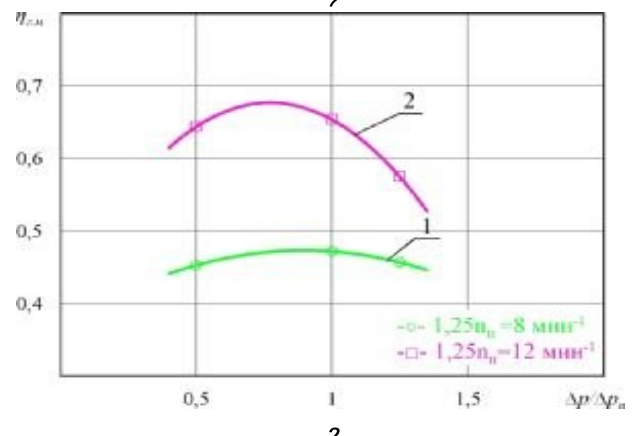
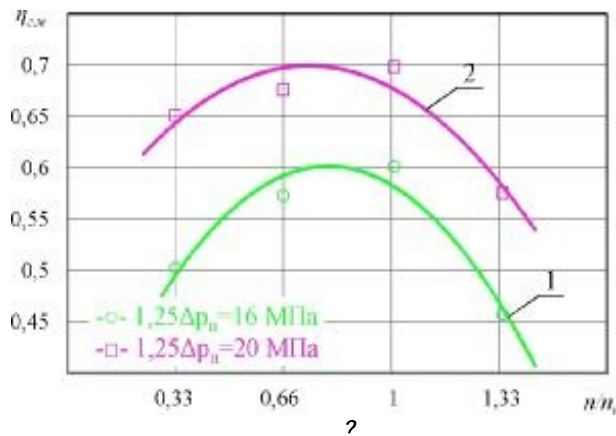
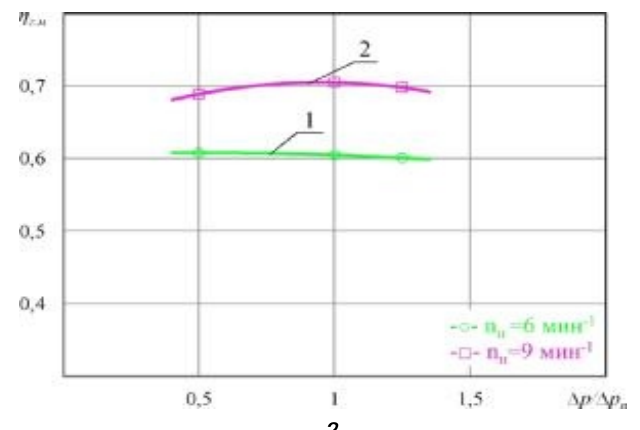
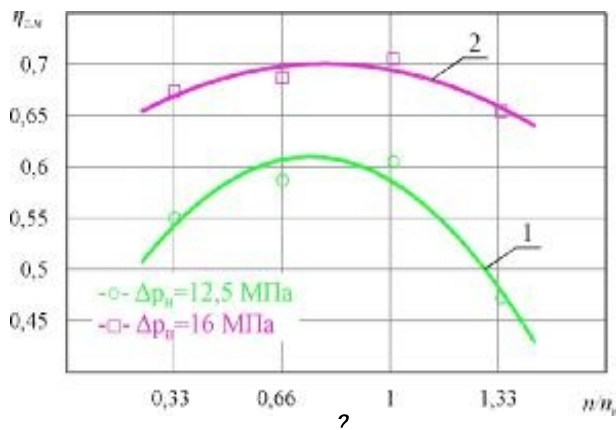
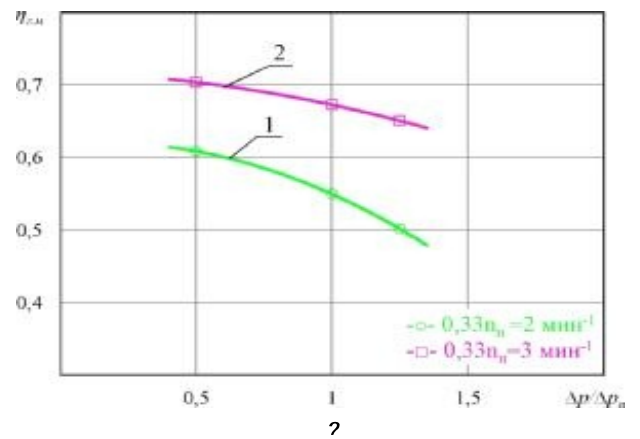
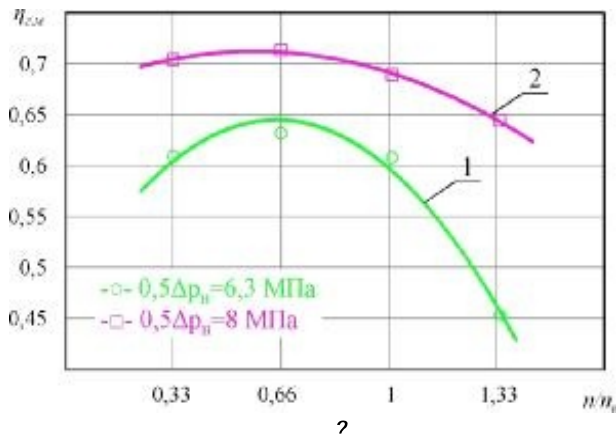


Рисунок 10 — Зависимость гидромеханического КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

Рисунок 11 — Зависимость гидромеханического КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

При максимальной частоте вращения “вала” $1,33 n_n = 12 \text{ мин}^{-1}$ и минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 8 \text{ МПа}$, гидромеханический КПД модернизированного гидровращателя (рисунок 11) на 1,5% ниже своего номинального значения и составляет 0,644, а при максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 20 \text{ МПа}$ гидромеханический КПД на 12% ниже своего номинального значения и составляет 0,575.

Зависимостью гидромеханического КПД серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости установлено (рисунок 11), что частоты вращения “вала”, изменяемые в диапазоне от $0,33 n_n$ до

n_n , практически не оказывают влияния на изменение гидромеханического КПД серийного гидровращателя от перепада давлений рабочей жидкости в диапазоне его изменения от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

При максимальной частоте вращения “вала” $1,33 n_n = 8 \text{ мин}^{-1}$ и минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$ гидромеханический КПД серийного гидровращателя на 4% ниже своего номинального значения (рисунок 11) и составляет 0,453, а при максимальном перепаде давления равном $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ гидромеханический КПД на 3% ниже своего номинального значения и составляет 0,457.

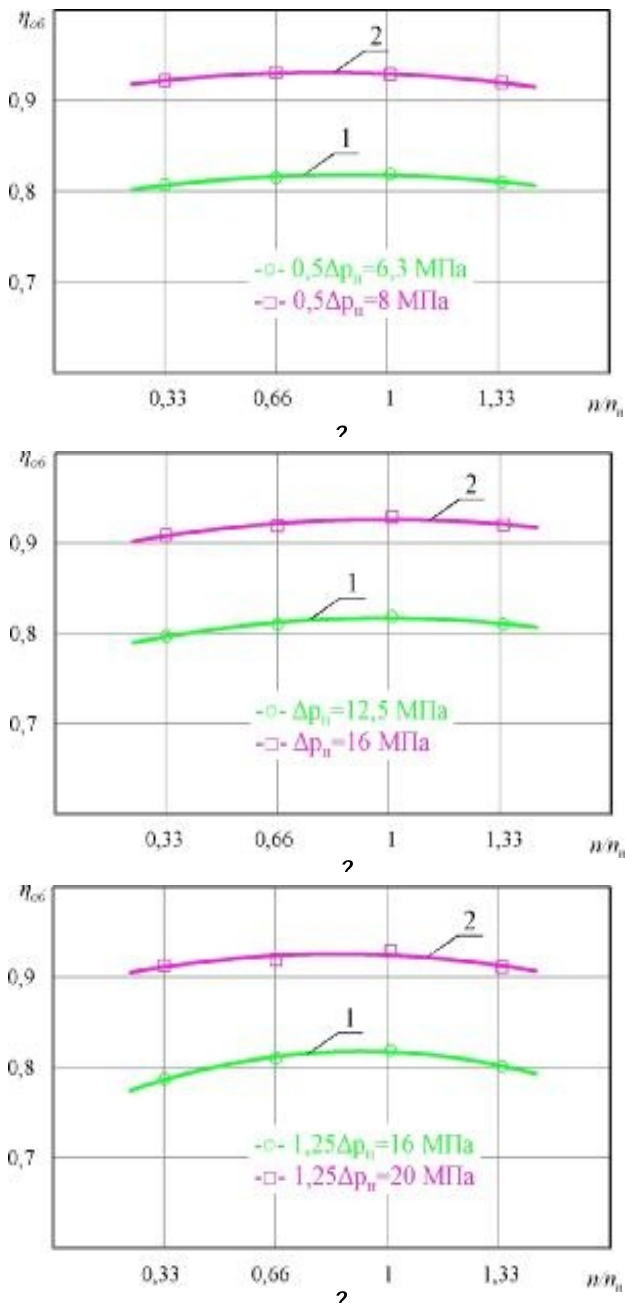


Рисунок 12 — Зависимость объемного КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

Выходные характеристики гидромеханического КПД модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме (рисунок 11) примерно на 14 % выше, чем у серийного, и равны 0,705 — для модернизированного и 0,605 — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости объемного КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 12), что перепад давления рабочей жидкости в диапазоне от $0,5 \Delta p_{н}$ до $1,25 \Delta p_{н}$ практически не ока-

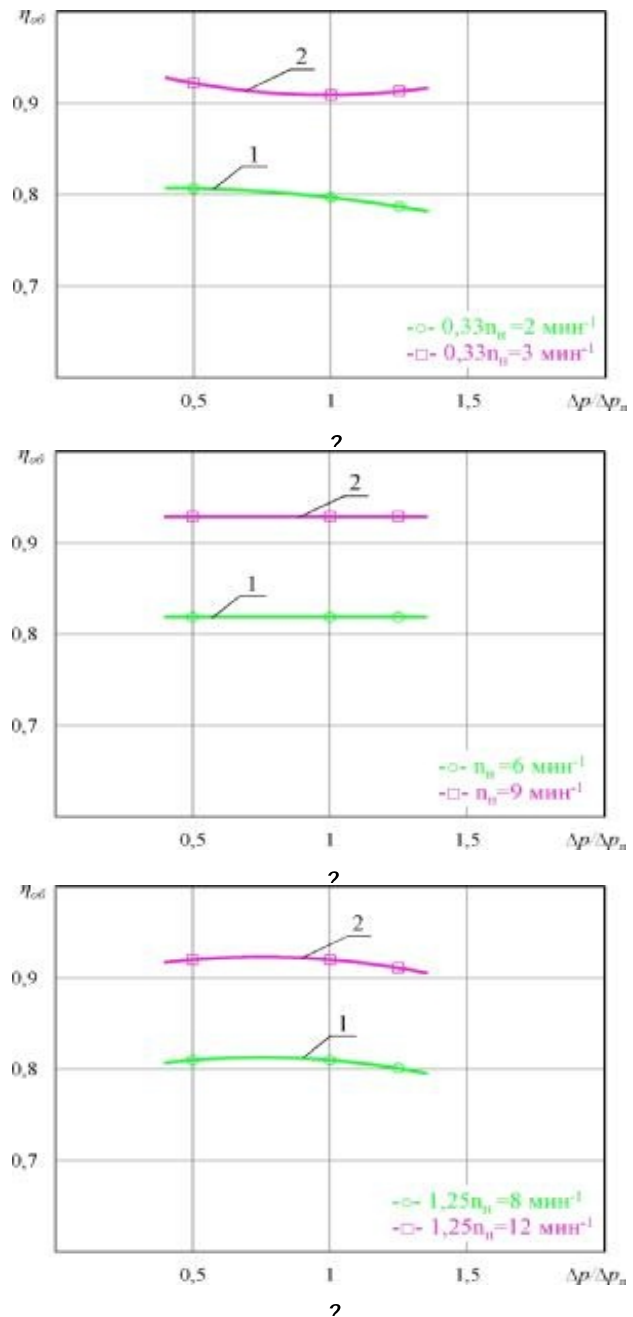


Рисунок 13 — Зависимость объемного КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения: 1) серийный гидровращатель; 2) модернизированный гидровращатель

зывает влияния на изменение объемного КПД во всем диапазоне изменения от частоты вращения “вала” $0,33 n_{н}$ до $1,33 n_{н}$ для модернизированного гидровращателя. Отклонения объемного КПД от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют до 2 %.

Зависимостью объемного КПД серийного гидровращателя от частоты вращения его “вала” установлено (рисунок 12), что перепад давления жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5 \Delta p_{н}$ и $\Delta p_{н}$, оказывает незначительное влияние на изменение объемного

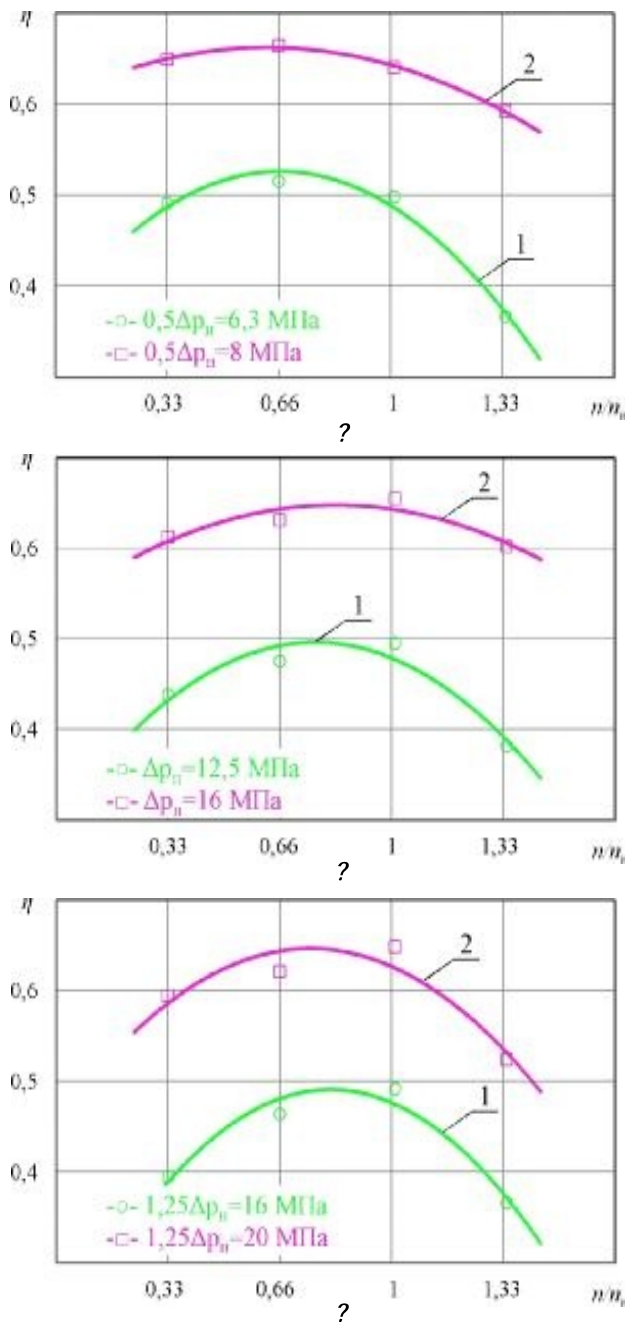


Рисунок 14 — Зависимость общего КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1) серийный гидровращатель;
2) модернизированный гидровращатель

КПД серийного гидровращателя в диапазоне изменения частоты вращения его “вала” от $0,33 n_n$ до $1,33 n_n$, а его отклонения от номинального значения составляют 3%.

Объемный КПД серийного гидровращателя (рисунок 12) при максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $1,33 n_n = 2 \text{ мин}^{-1}$ на 4% ниже своего номинального значения и составляет 0,787, а при максимальных оборотах $1,33 n_n = 8 \text{ мин}^{-1}$ объемный КПД на 2% ниже своего номинального значения и составляет 0,801.

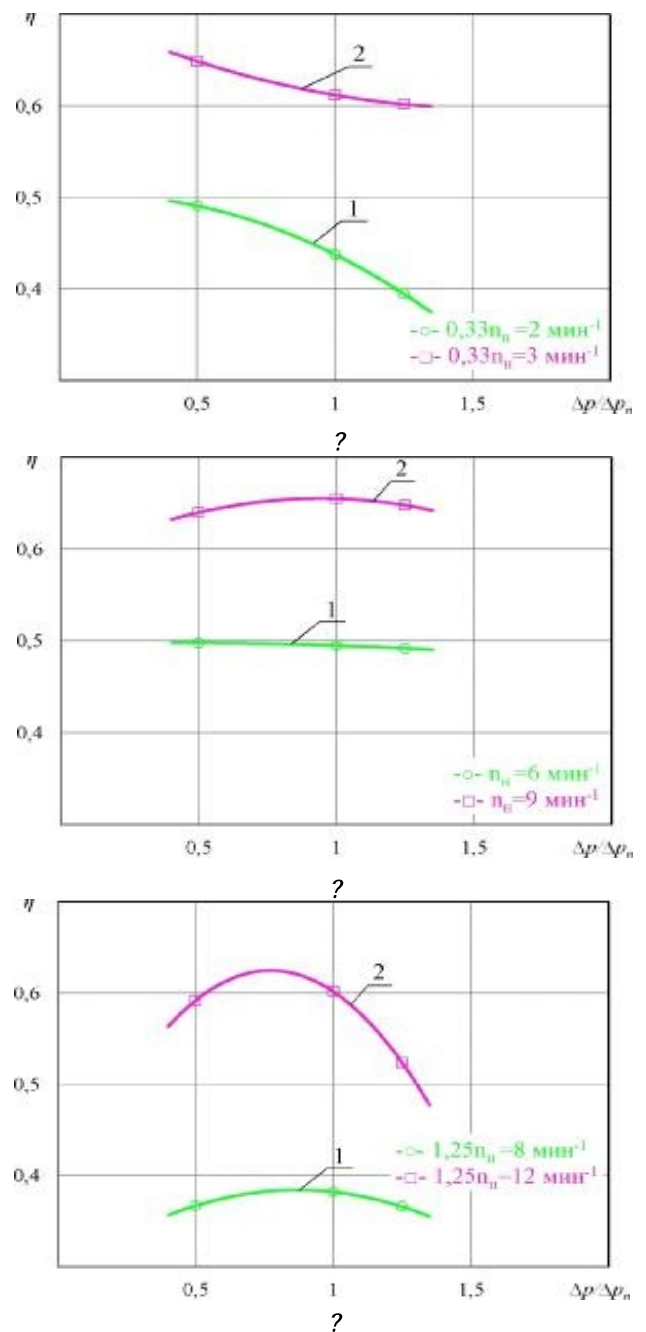


Рисунок 15 — Зависимость общего КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1) серийный гидровращатель;
2) модернизированный гидровращатель

Выходные характеристики объемного КПД в номинальном режиме (рисунок 12) у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного, и равны 0,929 — для модернизированного и 0,819 — для серийного гидровращателей при номинальных оборотах и изменении перепада давления рабочей жидкости от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Анализ зависимости объемного КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости пока-

зывает (рисунок 13), что частота вращения “вала” гидровращателя, изменяемая в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывает влияния на изменение объемного КПД от перепада давлений во всем диапазоне его изменения $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Зависимостью объемного КПД серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости установлено (рисунок 13), что частоты вращения “вала”, изменяемые в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывают влияния на изменение объемного КПД серийного гидровращателя при изменении перепада давления рабочей жидкости в диапазоне от $0,5 \Delta p_n$ до $1,25 \Delta p_n$.

Выходные характеристики объемного КПД (рисунок 13) в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного, и равны 0,929 — для модернизированного и 0,819 — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости общего КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения “вала” показывает (рисунок 14), что изменение перепада давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n , $1,25 \Delta p_n$ существенно влияет на изменение общего КПД при изменении частоты вращения “вала” во всем диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$.

При минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 8 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n = 3 \text{ мин}^{-1}$ общий КПД модернизированного гидровращателя (рисунок 14) превышает на 1,5% свое номинальное значение, и составляет 0,649, а при максимальных оборотах $1,33 n_n = 12 \text{ мин}^{-1}$ общий КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,592. При номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n$ общий КПД модернизированного гидровращателя на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,612, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$ общий КПД на 8% ниже и составляет 0,602. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 20 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n$ общий КПД модернизированного гидровращателя на 8% ниже своего номинального значения и составляет 0,594, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$ общий КПД на 19% ниже своего номинального значения и составляет 0,524.

Зависимостью общего КПД серийного гидровращателя от частоты вращения “вала” установлено (рисунок 14), что при минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n = 2 \text{ мин}^{-1}$ общий КПД серийного гидровращателя на 1,5% превышает свое номинальное значение и составляет 0,491, а при максимальных оборотах $1,33 n_n = 8 \text{ мин}^{-1}$ общий КПД на 26% ниже своего номинального значения и составляет 0,367. При номинальном перепаде давления $\Delta p_n = 12,5 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n$ общий КПД серийного гидровращателя на 12% ниже своего номинального значения и составляет 0,438, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$

общий КПД на 23% ниже номинального и составляет 0,382. При максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и минимальных оборотах $0,33 n_n$ общий КПД серийного гидровращателя на 20% ниже своего номинального значения и составляет 0,395, а при максимальных оборотах $1,33 n_n$ общий КПД на 26% ниже своего номинального значения и составляет 0,366.

Выходные характеристики общего КПД модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме (рисунок 14) примерно на 22% выше, чем у серийного, и равны 0,640 — для модернизированного и 0,498 — для серийного гидровращателей при номинальных оборотах n_n и минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n$ рабочей жидкости; при номинальном перепаде давления Δp_n рабочей жидкости, значения общего КПД модернизированного гидровращателя примерно на 24 % выше, чем у серийного, и равны 0,655 — для модернизированного и 0,495 — для серийного гидровращателей; при максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n$ значения общего КПД составляют 0,648 — для модернизированного и 0,492 — для серийного гидровращателей.

Анализ зависимости общего КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает (рисунок 15), что частота вращения “вала” гидровращателя, изменяемая в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывает влияния на изменение общего КПД при изменении перепада давлений во всем диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n , $1,25 \Delta p_n$.

При максимальной частоте вращения $1,33 n_n$ и минимальном перепаде давления $0,5 \Delta p_n$ общий КПД модернизированного гидровращателя (рисунок 15) на 2% ниже своего номинального значения и составляет 0,592, а при максимальном перепаде давления $1,25 \Delta p_n$ общий КПД на 13% ниже своего номинального значения и составляет 0,524.

Зависимостью общего КПД серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости установлено (рисунок 15), что частоты вращения “вала”, изменяемые в диапазоне $0,33 n_n$, n_n и $1,33 n_n$ практически не оказывают влияния на изменение общего КПД серийного гидровращателя при изменении перепада давления рабочей жидкости во всем диапазоне $0,5 \Delta p_n$, Δp_n , $1,25 \Delta p_n$.

При максимальной частоте вращения $1,33 n_n = 8 \text{ мин}^{-1}$ и перепаде давления $0,5 \Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$ и $1,25 \Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ значения общего КПД серийного гидровращателя на 4% ниже своих номинальных значений и составляют 0,367 при минимальном $0,5 \Delta p_n$ и 0,366 при максимальном $1,25 \Delta p_n$ перепаде давления.

Выходные характеристики общего КПД модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме (рисунок 15) примерно на 24 % выше, чем у серийного, и равны 0,655 — для модернизированного и 0,495 — для серийного гидровращателей.

В результате проведенных экспериментальных исследований определены количественные значения функциональных параметров испытуемых гидровращателей, на основании которых получены зависимости при относительных значениях частоты вращения и перепада давления, определяющие характер изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей. Определено количественное улучшение выходных характеристик модернизированного гидровращателя по сравнению с серийным путем оценки изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Выводы

Для проведения сравнительных экспериментальных исследований серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа разработан специальный стенд, обоснованы и выбраны его элементы, определены диапазоны изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей с учетом их конструктивных особенностей.

По результатам сравнительных экспериментальных исследований получены зависимости, определяющие количественное значение и характер изменения выходных характеристик испытуемых серийного и модернизированного гидравлических вращателей при относительных значениях частоты вращения и перепада давления.

Проведенными стендовыми испытаниями установлено, что перепад давления рабочей жидкости практически не оказывает никакого влияния на изменение частоты вращения “вала” во всем диапазоне изменения расхода рабочей жидкости, как для модернизированного, так и для серийного гидровращателей, при этом значения частоты вращения “вала” модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме на 33% выше, чем у серийного; значения крутящего момента у модернизированного гидровращателя при номинальных оборотах, на 33% выше, чем у серийного, при этом отклонения крутящего момента у модернизированного гидровращателя составляют 7–18%, а у серийного достигают 25%; значения полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, при этом отклонения полезной мощности модернизированного гидровращателя составляют 3%, а серийного — 23%; значения затрачиваемой мощности у модернизированного гидровращателя на 41% выше, чем у серийного; значения гидромеханического КПД у модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем у серийного, объемного КПД — на 12% выше, а значения общего КПД у модернизированного гидравлического вращателя на 22% выше, чем у серийного.

Литература

1. Волошина, А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь, 2011. — Вип. 11. — т.1. — С. 67—85.
2. Панченко, А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь. — 2013. — Вип. 13. — т.6. — С. 3—19.
3. Волошина, А.А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / А.А. Волошина // *Науковий вісник ТДАТУ*. — Мелітополь. — 2013. — Вип.3. — т.1. — С. 61—82.
4. Ерасов, Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. — К.: УкрНИИТИ, 1969. — 55 с.
5. Панченко, А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь, 2012. — Вип. 12. — Т.3. — С. 174—184.
6. Панченко, А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь, 2009. — Вип. 9. — Т.5. — С. 68—74.
7. Панченко, А.И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // *Промислова гідравліка і пневматика*. — 2014. — №1 (43). — С. 64—70.
8. Волошина, А.А. Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / А.А. Волошина // *Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]*. — Мелітополь: ТДАТУ, 2014. — Вип.4. — т.1. — С. 30—40.
9. Братуга, Э.Г. Определение гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа / Э.Г. Братуга, А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т.2. — С. 132—144.
10. Волошина, А.А. Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / А.А. Волошина // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т.2. — С. 82—95.
11. Панченко, А.И. Разработка стенда для испытаний унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // *Праці ТДАТУ*. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т.2. — С. 39—50.
12. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина,

И.А. Панченко // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. — Харків, 2014. — № 1(1044) — С. 136—145.

13. Панченко, А.И. Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2013. — Вип. 13. — т.6. — С. 82—101.

References

1. Voloshina, A.A. Klassifikatsiya planetarnykh gidromashin, primenyayemykh v silovykh gidroprivodakh mobilnoy tekhniki / A.A. Voloshina // Pratsi TDAU. — Melitopol. — 2011. — Vip. 11. — t.1. — S. 67—85.

2. Panchenko, A.I. Osnovnyye napravleniya gidrofi-katsii mobilnoy tekhniki / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, Yu.P. Obernikhin // Pratsi TDAU. — Melitopol. — 2013. — Vip. 13. — t.6. — S. 3—19.

3. Voloshina, A.A. Konstruktivnye osobennosti gidromashin planetarnogo tipa, primenyayemykh v gidro-agregatakh mobilnoy tekhniki / A.A. Voloshina // Naukovyy visnyk TDAU [El-ektronnyy resurs]. — Melitopol: TDAU, 2013. — Vyp.3. — T.1.— S. 61—82.

4. Erasov, F.N. Novyye planetarnye mashiny gidravlicheskogo privoda / F.N. Yerasov. — K., 1969. — 55 s.

5. Panchenko, A.I. Konstruktivnye osobennosti i printsip raboty hidrovraschateley planetarnogo tipa // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, V.P. Kuvachev, I.A. Panchenko // Pratsi TDAU. — Melitopol, 2012. — Vyp. 12. — T. 3. — S. 174—184.

6. Panchenko, A.I. Obosnovanie putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik hidrovraschateley planetarnogo tipa // A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.I. Milaeva, D.S. Titov // Pratsi TDAU. — Melitopol, 2009. — Vyp. 9. — T. 5. — S. 68—74.

7. Panchenko, A.I. Matematicheskaya model rabochikh protsesov hidravlicheskogo vraschatelya planetarnogo tipa v sostave gidroagregata / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Promyslova gidravlika i pnevmatika. — 2014. — №1 (43). — S. 64—70.

8. Voloshina, A.A. Parametricheskie issledovaniya vytesnitelnoy i raspreditelnoy sistem hidravlicheskogo vraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Naukovyy visnyk TDAU [Elektronnyy resurs]. — Melitopol: TDAU, 2014. — Vyp. 4. — T. 1. — S. 30—40.

9. Bratuta, E.G. Opredelenie gidravlicheskiykh poter v protochnykh chastyakh raspreditelnykh sistem neposredstvennogo tipa / E.G. Bratuta, A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, Yu.P. Obernikhin // Pratsi TDAU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 17—31.

10. Voloshina, A.A. Nachalnye usloviya modelirovaniya raboty hidravlicheskogo vraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Pratsi TDAU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 17—31.

11. Panchenko, A.I. Razrabotka stenda dlya ispytaniy unifitsirovannogo ryada hidravlicheskiykh vraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Pratsi TDAU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 82—101.

12. Panchenko, A.I. Metodika proektirovaniya elementov vytesnitelnykh sistem hidrovraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Visnyk NTU “KHPI”. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy ta ustatkuvannia. — Kh.: NTU “KHPI”, 2014. — № 1(1044) — S. 136—145.

13. Panchenko, A.I. Metodika proektirovaniya elementov raspreditelnykh sistem hidrovraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, A.I. Zasyadko // Pratsi TDAU. — Melitopol. — 2013. — Vyp. 13. — T. 6. — S. 82—101.

Надійшла 2.06.2014

УДК 621.225.001.4

Експериментальні дослідження гідравлічних обертачів планетарного типу

А.А. Волошина

Для проведення порівняльних експериментальних досліджень серійного і модернізованого гідрообертачів планетарного типу розроблено спеціальний стенд, обґрунтовані і обрані його елементи, визначені діапазони зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідрообертачів з урахуванням їх конструктивних особливостей.

У результаті проведених експериментальних досліджень визначені кількісні значення функціональних параметрів досліджуваних гідрообертачів, на підставі яких, отримані залежності при відносних значеннях частоти обертання і перепаду тиску, які визначають характер зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідравлічних обертачів. Визначено кількісне поліпшення вихідних характеристик модернізованого гідрообертача у порівнянні з серійним шляхом оцінки зміни вихідних характеристик модернізованого гідрообертача планетарного типу.

Ключові слова: експериментальний стенд, порівняльні випробування, експериментальні дослідження, серійний гідрообертач, модернізований гідрообертач, функціональні параметри, вихідні характеристики.

UDK 621.225.001.4

Experimental studies of planetary hydraulic rotators

A.A. Voloshina

A special test bench has been designed for the comparative experimental studies of serial and modernized planetary hydraulic rotators. The bench elements have been substantiated selected. The ranges of functional parameters change of serial and modernized planetary hydraulic rotator with according to their design features.

As a result of experimental studies, the qualitative values of tested hydraulic rotator function parameters were determined. Those parameters made it possible to obtain the dependences under relative rotating frequency and pressure difference. The relationships define the type of change of serial and modernized planetary hydraulic rotators output characteristics. The output characteristics of serial and modernized hydraulic rotators were compared, and the qualitative improvement was defined by means of estimation of changes of output characteristics of modernized planetary hydraulic rotator.

Keywords: test bench, comparative test, experimental research, serial hydraulic rotator, modernized hydraulic rotator, functional parameters, output characteristics.