

Н.А. ТКАЧУК, Д.В. БИБИК

РАЗРАБОТКА ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПЕРЕДАЧИ ГОП-900

В статье описаны расчетные схемы для математического моделирования элементов, работающих в составе гидрообъемной передачи (ГОП), и математические модели для определения напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи: корпуса ГОП, блока цапфенных распределителей ГОП и их совместного деформирования. Создано программное обеспечение для совместного решения нескольких специализированных задач: оценки эффективности работы ГОП, автоматического построения и подготовки расчетных моделей элементов ГОП по заданным параметрам, оптимизации конструктивных и геометрических параметров элементов ГОП по критериям эффективности работы гидрообъемной передачи. С помощью разработанного программного обеспечения найдена рациональная форма внутренней геометрии рабочих каналов блока цапфенных распределителей (БЦР) ГОП, обеспечивающая прочность и жесткость БЦР ГОП, и одновременно снижающая потери мощности при работе гидропередачи.

Ключевые слова: гидрообъемная передача, блок цапфенных распределителей, математическое моделирование, напряженно-деформированное состояние

М.А. ТКАЧУК, Д.В. БИБИК

РОЗРОБКА ЧИСЛОВИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПЕРЕДАЧІ ГОП-900

У статті описані розрахункові схеми для математичного моделювання елементів, працюючих у складі гідрооб'ємної передачі (ГОП), і математичні моделі для визначення напружено-деформованого стану елементів гідрооб'ємної передачі: корпуси ГОП, блоку цапф розподільників ГОП і їх спільної деформації. Створено програмне забезпечення для спільного вирішення декількох спеціалізованих завдань: оцінки ефективності роботи ГОП, автоматичної побудови і підготовки розрахункових моделей елементів ГОП за заданими параметрами, оптимізації конструктивних і геометричних параметрів елементів ГОП за критеріями ефективності роботи гідрооб'ємної передачі. За допомогою розробленого програмного забезпечення знайдена раціональна форма внутрішньої геометрії робочих каналів блоку розподільників (БЦР) цапф ГОП, що забезпечує міцність і жорсткість БЦР ГОП, і одночасно знижує втрати потужності при роботі гідропередачі.

Ключові слова: гідрооб'ємна передача, блок цапфенних распределителей, математичне моделювання, напружено-деформований стан

M. A. TKACHUK, D. V. BIBIK

DEVELOPMENT OF NUMERICAL MODELS FOR COMPLEX RESEARCH OF STRESSED-STRAIN STATE OF GOP-900 HYDRAULIC TRANSMISSION ELEMENTS

The paper describes the calculation schemes for mathematical modeling of elements operating in hydrovolume transmission (HT). Mathematical models are represented for determining of stress-strain state of some elements of hydraulic transmission: the HT housing, the block of HT distributor valves and their joint deformation. The software for the joint solution of several specialized tasks is created: the evaluation of the efficiency of the HT, the automatic construction and preparation of the computational models of the HT elements for given parameters, the optimization of structural and geometric parameters of the HT elements by the criteria for efficiency of the hydrovolume transmission. With the help of the developed software, a rational form of the internal geometry of the working channels of the block of trunnion distributors (BTD) of the HT is found, which ensures strength and rigidity of HT BTD, and simultaneously reduces the power losses during the operation of hydrovolume transmission.

Keywords: hydrovolume transmission, block of trunnion distributors, mathematical modeling, stress-strain state

Введение. Среди основных тенденций развития специальных транспортных средств, применяемых в сухопутных войсках разных стран мира, отчетливо выделяется стремление военных заказчиков получить объекты бронетанковой техники с заметно повышенными показателями подвижности и управляемости. Это заставляет разработчиков как за рубежом, так и в Украине решать комплекс масштабных научно-технических проблем по основным системам и агрегатам боевых бронированных машин, и, в частности, обеспечивать необходимый уровень тактико-технических характеристик систем двигатель – трансмиссия – движитель.

Требованием времени и новым вызовом для разработчиков бронетанковой техники является проектирование новых схем и систем трансмиссии, обеспечивающих бесступенчатое регулирование и плавное управление поворотом объектов бронетанковой техники. В настоящее время усилия ведущих фирм сосредоточены на проектировании новых трансмиссий, в том числе и на основе гидрообъемных передач (ГОП), работающих в параллельном потоке мощности.

Для отечественного танкостроения традиционным является поперечное расположение силового агрегата и трансмиссии в моторно-трансмиссионном отделении. За счет этого, а также благодаря применению 2-тактных многотопливных двигателей оригинальной конструкции семейства 5ТД (6ТД), достигается уменьшение силуэта изделий бронетанковой техники и сохранение высокой удельной мощности по сравнению с зарубежными образцами. Оснащение перспективных отечественных боевых бронированных машин гидрообъемными трансмиссиями способно существенно повысить их тактико-технические и эксплуатационные характеристики. Однако этому препятствует множество чрезвычайно сложных взаимосвязанных проблем, в том числе технического характера. К одной группе таких проблем относятся вопросы разработки компоновочных схем, обеспечивающих размещение сконструированной новой гидромеханической трансмиссии в ограниченном пространстве моторно-трансмиссионного отделения изделий бронетанковой техники. Во вторую группу входят вопросы постановки и решения ряда физико-механических задач,

© Н.А. Ткачук, Д.В. Бирик, 2018

таких как обеспечение прочности и жесткости наиболее нагруженных и ответственных деталей и элементов ГОП.

Проектирование новой трансмиссии на основе гидрообъемной передачи радиального типа решает первую группу вопросов – создание достаточно компактной конструкции трансмиссии, чему посвящен ряд работ Бабаева О.М., Глушенкова В.А., Густомясова А.Н., Бусяка Ю.М., Веретенникова А.И., Завадского А.М., Самородова В.Б., Александрова Е.Е., Волонцевича Д.О. Исследования, проведенные Авруниным Г.А., Кабаненко И.В., Хавилем В.В., Истратовым А.В. и другими исследователями, свидетельствуют, что гидравлические машины радиального типа способны выдерживать значительно большие нагрузки, чем гидромашины аксиального типа, обеспечивая одновременно существенно более высокую скорость вращения. Однако радиальным гидравлическим передачам характерен высокий уровень нагруженности их наиболее ответственных элементов, что напрямую может сказываться на работоспособности передач в целом. Поэтому для более полного использования преимуществ этого типа гидромашин крайне важным является рациональный выбор конструктивных параметров и материалов на начальном этапе опытно-конструкторских разработок.

Таким образом, все вышеперечисленные факторы обуславливают высокую степень актуальности настоящей работы. Особенно в свете того, что исследования жесткости и прочности элементов радиально-поршневых ГОП еще не нашли своего достаточного отражения в научной литературе.

Целью работы является обеспечение высоких эксплуатационных характеристик гидрообъемных механических трансмиссий гусеничных машин на стадии проектирования опытных и серийных образцов гидрообъемных передач за счет применения разработанной методики обоснования конструктивных параметров ответственных элементов

Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать адекватные математические и численные модели для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС), а также для решения задач обоснования геометрической формы и конструктивных параметров наиболее нагруженных и ответственных деталей гидрообъемных передач.
2. Провести исследование НДС блока цапфенных распределителей (БЦР) ГОП.
3. Исследовать влияние конструктивных параметров БЦР гидрообъемной передачи на ее производительность, гидравлические и мощностные потери.
4. Обосновать выбор критериев для оценки эффективности работы гидрообъемной передачи.
5. Осуществить постановку и решить задачу выбора рациональных конструктивных параметров БЦР и других элементов ГОП по обоснованным критериям.

Анализ исследований в направлении обеспечения прочности элементов гидрообъемных передач в трансмиссиях боевых бронированных машин. Военная история XX в. и опыт боевого применения бронетанковой техники армиями разных стран показы-

вает, что техническое совершенство какого-либо образца этого вида вооружения в значительной мере определяется выбором компромисса между тремя основными его показателями – защищенностью, огневой мощностью и подвижностью. При этом параметры подвижности неявно влияют как на защищенность (более подвижную БМ сложнее поразить), так и на огневую мощь (более подвижная БМ за более короткий промежуток времени может выйти на позицию и с большей вероятностью выполнить боевую задачу) [1].

Современная военная наука определяет понятие подвижности военной гусеничной машины (ВГМ) как способность *преодолеть заданный маршрут за определенный промежуток времени*. Подвижность зависит от многих других характеристик – быстроходности, управляемости, способности преодолевать трудные участки пути, которые, в свою очередь, зависят от работы трансмиссии [2].

Традиционно в качестве трансмиссий ВГМ использовались ступенчатые механические трансмиссии (СМТ). При этом, несмотря на сравнительно высокий КПД и усовершенствованную в течение многих лет технологию изготовления, традиционным СМТ присущи заметные недостатки:

- ступенчатое управление передачи мощности от двигателя к ведущим колесам;
- особенности прохождения машиной поворота, который достигается за счет торможения одного борта при сохранении скорости другого борта, в результате чего снижается скорость прохождения поворота в целом;
- низкие эргономические показатели условий труда механика-водителя, обусловленные необходимостью частого переключения передач вручную [3, 4];
- низкие показатели комфортности экипажа, обусловленные возникновением ударных нагрузок в деталях трансмиссии, которые при наличии механической связи корпуса и движителя приводят к резким толчкам ВГМ в продольном направлении.

- затруднено управление движением гусеничной машины по дорогам с твердым покрытием с высокой скоростью, что требует от механика-водителя очень высокой квалификации, а также низкая маневренность при преодолении препятствия типа "змейка".

Поэтому для повышения свойств подвижности тяжелых ВГМ конструкторами многих стран предпринимались попытки создания гидравлических и электрических трансмиссий. При этом следует заметить, что на сегодняшний день в мировой практике пока еще не создана электромеханическая трансмиссия, пригодная для серийной установки в боевые гусеничные машины.

Впервые гидрообъемную трансмиссию пытались применить английские конструкторы при создании первых танков во время 1-й мировой войны. Однако первые образцы имели высокую стоимость, обладали большими габаритами, массой, отличались низкой надежностью, из-за чего последующие несколько десятилетий такие трансмиссии не использовались. Возобновился интерес к внедрению гидрообъемных передач в 60-х гг. XX в.

При создании гидромеханических трансмиссий транспортных средств можно идти двумя путями: создавать полнопоточную трансмиссию; создавать трансмиссию, работающую в параллельном потоке мощности.

Первый путь является приемлемым для сравнительно легких транспортных средств – легковых и грузовых автомобилей, тракторов, легких гусеничных машин (массой до 10 т), либо же для тяжелых карьерных самосвалов, имеющих полную массу порядка сотен тонн (гидрообъемная трансмиссия фирмы "Секмафер" для самосвала массой 308 т).

Для тяжелых гусеничных машин – танков, боевых машин пехоты – такая схема является неприемлемой, так как с ростом передаваемого потока мощности нелинейно и в значительной степени возрастают потери в гидравлической трансмиссии [5, 6]. Потери мощности при этом могут достигать 20 % и более, что нивелирует главное преимущество гидротрансмиссий – возможность бесступенчатого и автоматизированного регулирования крутящего момента. Поэтому для этих транспортных машин применяется второй подход: многопоточная компоновка трансмиссии, при которой несколько (как правило – две) приводных ветвей работают параллельно.

Проанализировав ряд работ отечественных ученых [5, 6–9], можно отметить такие преимущества гидрообъемных механических трансмиссий (ГОМТ):

- ГОМТ на базе радиально-поршневых гидромашин с шариковыми поршнями обладают наименьшей массой и габаритами по сравнению с трансмиссиями других типов той же мощности, за счет того, что центральный вал трансмиссии проходит внутри оси цапфы ГОП, а картер трансмиссии является одновременно картером гидропередачи;

- применение ГОМТ обеспечивает плавное бесступенчатое регулирование передаточного отношения трансмиссии и скорости движения, а также регулирование поворота гидромотора (ГМ) с любым радиусом, что значительно повышает управляемость ВГМ;

- ГОМТ позволяет работать двигателю ВГМ как в режиме наибольшей мощности, так и в режиме минимального расхода топлива во всех скоростных диапазонах движения;

- ВГМ, оснащенная ГОМТ, обладает лучшей тяговой характеристикой по сравнению с ВГМ, оснащенной СМТ;

- ГОМТ обладают свойством реверса, что дает возможность ВГМ переходить с движения вперед к движению задним ходом без остановки и переключения передач, а также это обеспечивает поворот ВГМ на месте с нулевым радиусом поворота;

- применение ГОМТ обеспечивает автоматизацию управления движением, что позволяет существенно повысить эргономические показатели условий труда механика-водителя ГМ;

- применение ГОМП позволяет повысить надежность силового агрегата и других узлов ВГМ, так как устранена жесткая кинематическая связь между двигателем и движителем, и в гидропередаче происходит демпфирование ударных нагрузок;

Однако гидрообъемным передачам присущи и некоторые недостатки:

- работа гидрообъемных приводов, входящих в состав ГОМТ, в режимах с максимальной нагрузкой приводит к высокому уровню объемных потерь рабочей жидкости, которую затем необходимо отводить, охла-

ждать и заново направлять в область подпитки;

- коэффициент полезного действия ГОМТ на 7-10 % ниже по сравнению с СМТ, что обусловлено потерями на внутреннее трение рабочей жидкости и ее утечками в гидромашинах, которые входят в состав ГОМТ;

- в ГОМТ могут иметь место резкие перепады давления, в т.ч. и гидравлические удары, которые возникают, когда меняются местами полости давления нагрузки и подпитки, что может привести к снижению ресурса гидропередачи;

- для нормальной работы ГОМТ важное значение имеет определенная вязкость рабочей жидкости, которая зависит от ее температуры, поэтому работа трансмиссии чувствительна к изменению температуры окружающей среды;

- внутри ГОМТ при некоторых режимах работы (на поворотах) возникает циркуляция мощности, приводящая к существенным потерям мощности и тепловыделению.

В конце 70-х гг. XX в. в КП "ХКБМ им. А.А. Морозова" была предпринята попытка разработать и изготовить гидрообъемно-механическую трансмиссию для танка. Были разработаны и изготовлены роторно-поршневые гидромашин, подвергнутые затем динамическим испытаниям на экспериментальном стенде. Данная попытка была неудачной, так как конструкция гидромашин не была подкреплена серьезными исследованиями и расчетами, что и привело к их поломке. Быстрого результата достичь не удалось, поэтому работы по ГОП были свернуты более чем на 20 лет [10].

В последнее время в мировой бронетанковой индустрии все отчетливее прослеживается тенденция применения гидравлических машин как для элементов гидрообъемного механизма поворота, так и для создания автоматизированных трансмиссий военных гусеничных машин [1, 11]. Поэтому интерес к применению РПГМ для танковых трансмиссий вновь возник в ХКБМ, когда стало известно о создании трансмиссии НМРТ-1250 [12], предназначенной для тяжелой бронетехники. Результатом большого совместного труда специалистов КП ХКБМ им. А.А. Морозова, ЗАО "НИИГидропривод" и НТУ "ХПИ" стало создание гидрообъемной радиально-поршневой передачи с шариковыми поршнями ГОП-900, не имеющей аналогов в странах СНГ [www.morozov.com.ua].

При выборе рационального варианта конструктивной схемы трансмиссии объекта украинскими разработчиками рассматривались характеристики гидромашин различных типов, модельных рядов и производителей. Несмотря на ограниченный объем имеющейся информации, было проведено сравнительное исследование особенностей и характеристик этих передач, а также создаваемой гидропередачи ГОП-900. Принимались в рассмотрение гидромашин с рабочим объемом, которые могли быть использованы для трансмиссий и механизмов поворота гусеничных машин массой более 20 т. Однако в номенклатуре серийно выпускаемых многими фирмами аксиально-поршневых машин имеется довольно мало образцов сравнимой мощности (порядка 700...1000 кВт).

Известно, что принцип действия гидромашин аксиального типа позволяет конструировать гидронасосы (ГН) и гидромоторы (ГМ), обладающие большой мощно-

стью, рабочим объемом и способные работать при максимальных значениях давления рабочей жидкости, что и подтверждается данными табл. 1 (мотор A2FM-1000, насос A4VG-250 компании BOSCH REXROTH). Однако с ростом рабочего объема и мощности снижается диапазон реализуемых скоростей. Кроме того, конструктивные особенности гидромашин такого типа осложняют задачу компоновки силового агрегата в условиях ограниченного внутреннего объема боевой бронированной машины. Главными же преимуществами гидромашин *радиального типа* с шариковыми поршнями являются быстроходность, сравнительно малые габариты и масса, что демонстрирует значение коэффициента быстроходности, отношения массы к мощности, а также тот факт, что гидропередача ГОП-900, представляющая собой систему из гидронасоса и гидромотора, имеет примерно на 30 % меньшую массу, чем по отдельности моторы и насосы других фирм. А также гидропередача ГОП-900 имеет форму, позволяющую довольно легко агрегатировать ее в состав гидрообъемно-механической трансмиссии тяжелой гусеничной машины.

В рамках конструкторско-доводочных исследований разработчиками гидропередачи ГОП-900 решались следующие сложные задачи:

- повышения теплостойкости и износостойкости контрол цилиндро-поршневых групп за счет применения специальных, не традиционных для гидроприводов материалов и рабочих жидкостей;
- обеспечения эффективной смазки поршневых групп, и за счет этого – работоспособности конструкции при работе на холостом ходу при максимальном и минимальном ("нулевом") значениях эксцентриситета и в полном диапазоне частот вращения;
- выбора оптимальных значений зазоров в поршневых парах и разработки методики расчета утечек;
- формирования конфигурации и условий течения рабочей жидкости в картере гидропередачи, обеспечивающих минимизацию потерь мощности [14].

К настоящему моменту в КП ХКБМ построено 3 гидропередачи ГОП-900, причем 2 из них (№2 и №3) успешно прошли предварительные ходовые испытания в составе ходового макета танка (сентябрь 2006 г.), и продемонстрировали высокий уровень показателей, тем самым подтвердив успешность разрабатываемой конструкции.

В отечественной литературе накоплен достаточно большой объем знаний в области применения гидравлических машин. Прежде всего, это основополагающие работы Башты Т.М. [13, 14], Прокофьева В.Н. [15], Пономаренко Ю.Ф. [16], Лойцянского Л.Г. [17], Ловцова Ю.И. [18], Кисточкина Е.С. [5], Энгеля В.Ю. [19]. Большое количество статей написаны специалистами Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", и среди них выделяются работы Аврамова В.П., Александрова Е.Е., Самородова В.Б., Елифанова В.В.

Анализ литературных источников показывает, что подавляющее большинство работ по гидрообъемным машинам посвящено методам расчета и построению математических моделей для исследования ограниченного числа типов задач, среди которых можно отме-

тить:

- исследование усилий на отдельных элементах (поршни, плунжеры) гидромашин [20, 21];
- исследование коэффициента полезного действия гидромашин [5, 6, 22];
- анализ потерь как механических [23], так объемных [18, 24] и гидравлических [25];
- исследования кинематических, гидравлических и энергетических параметров гидропередач [24, 26];
- изучение вопросов рационального применения ГОП в целом как бесступенчатого редуктора в трансмиссиях гусеничных машин [27].

Следует отметить, что в изученных работах практически отсутствуют сведения по радиально-поршневым гидропередачам с шариковыми поршнями, так как гидромашин такого типа пока еще мало распространены и имеют не очень широкий круг применения.

Вместе с тем в литературе практически не рассмотрены вопросы исследования напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемных передач, их прочности и жесткости. Этой теме посвящены статьи [28–30], в которых исследованы напряженно-деформированное состояние отдельных деталей ГОП.

Гидропередача ГОП-900 характеризуется тем, что ее конструкция имеет большие резервы по усовершенствованию. При неизменности базовых технических решений, возможно масштабирование конструкции и создание целого семейства гидропередач различной мощности не только для широкого круга транспортных машин, но и для разнообразных приводов машин других областей техники.

На сегодня пока еще отсутствует комплексная математическая модель, отражающая напряженно-деформированное состояние элементов гидропередачи ГОП-900. Поэтому создание такой комплексной модели и ее численная реализация является актуальной задачей.

Математическая модель НДС элементов ГОП-900, в т.ч. с учетом контактного взаимодействия описана в работах [31–34], а также в [35]. В связи с этим основное внимание в данной работе уделяется расчетным схемам, численным моделям и результатам исследования напряженно-деформированного состояния ГОП-900.

Расчетная схема для анализа напряженно-деформированного состояния элементов ГОП-900. Гидропередача ГОП-900 представляет собой радиально-поршневую гидромашину с шариковыми поршнями. Схема гидропередачи представлена на рис. 1–4.

В корпус передачи (поз. 1) запрессован блок цапфенных распределителей (БЦР) (поз. 5). На БЦР установлены 2 вращающихся ротора, представляющих собой блоки цилиндров гидронасоса и гидромотора (поз. 3 и 4 соответственно). Роторы опираются о цапфу через 2 ряда опорных роликов (поз. 6). Внутри цилиндров находятся шариковые поршни (ШП) (поз. 2), которые при вращении роторов катятся по обоямам статорных колец ГН и ГМ (поз. 7 и 8 соответственно). Статорное кольцо ГМ установлено неподвижно и с некоторой несоосностью относительно БЦР. Статорное кольцо ГН установлено на оси (поз. 9), и его соосное положение относительно оси БЦР можно менять посредством механизма управления (поз. 10). Таким образом, регулирование гидропе-

редачи обеспечивается за счет изменения производительности ГН.

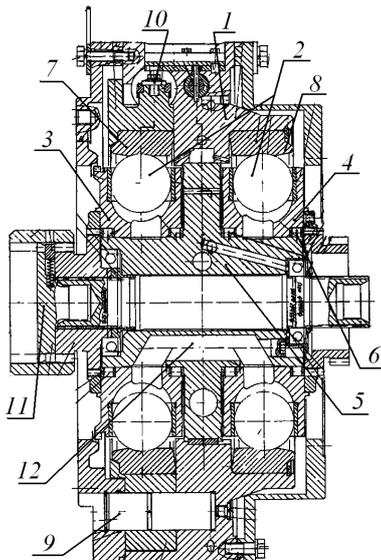


Рис. 1 – Гидропередача ГОП-900 (осевое сечение):
1 – корпус гидропередачи; 2 – шариковые поршни;
3 – блок цилиндров гидронасоса; 4 – блок цилиндров гидромотора; 5 – блок цапфенных распределителей;
6 – опорные роликовые подшипники; 7 – статорное кольцо гидронасоса; 8 – статорное кольцо гидромотора;
9 – ось статорного кольца гидронасоса;
10 – сервомеханизм управления; 11 – приводной вал,
12 – рабочий канал

Блок цапфенных распределителей представляет собой сложную пространственную высоконагруженную конструкцию. Цапфа имеет центральное отверстие в своем осевом направлении, через которое пролегает приводной вал, соединенный с планетарной бортовой коробкой передач (БКП) (поз. 11). В цапфе выполнены 8 внутренних рабочих каналов высокого давления (поз. 12), и ряд каналов низкого давления (т.н. каналов подпитки). Рабочие каналы сообщают между собой распределительные окна на поверхности цапф, и по ним передаются силовые потоки посредством движения рабочей жидкости под большим давлением. Рабочие каналы сгруппированы в 2 группы по 4 канала, образуя полость нагнетания и полость всасывания. В зависимости от направления вращения ротора ГН, каждая группа может быть как полостью нагнетания, так и всасывания.

Работа гидропередачи осуществляется по следующей схеме. Поток мощности от двигателя посредством приводной муфты вращает ротор ГН (рис. 1). За счет эксцентricности (несоосности) контура ГН и беговой дорожки обоймы при вращении ротора ГН шаровые поршни совершают возвратно-поступательное движение относительно цилиндра (рис. 3). Рабочая жидкость, в качестве которой используется трансмиссионное масло, подается в рабочие каналы полости всасывания БЦР.

Введем полярную систему координат (рис. 3), имеющую свое начало в точке пересечения с осью приводного вала, в которой положительным направлением будет вращение по часовой стрелке и ось ρ будет направлена вертикально вверх. Шаровой поршень, двига-

ясь из положения 90° , будет совершать вращательно-поступательное движение в цилиндре по направлению от центра вращения, затягивая жидкость в цилиндр ГН из полости всасывания БЦР. Достигнув положения 270° , поршень начинает двигаться в цилиндре к центру вращения, вытесняя при этом жидкость из цилиндра в полость нагнетания (на рис. 3, 4 серым цветом показано положение жидкости с рабочим давлением, а ω – направление вращения ротора ГН/ГМ).

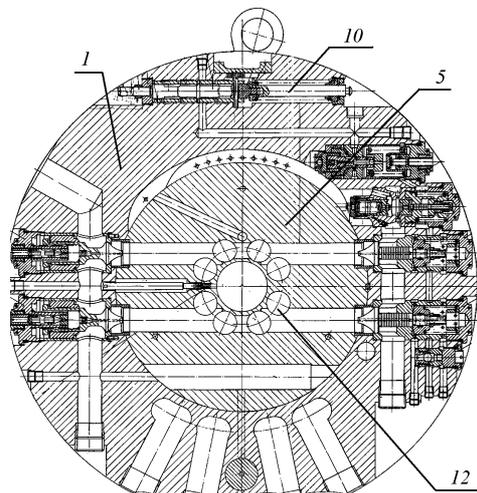


Рис. 2 – Гидропередача ГОП-900, поперечное сечение, блок цапфенных распределителей в сборе с корпусом (см. спецификацию рис. 1)

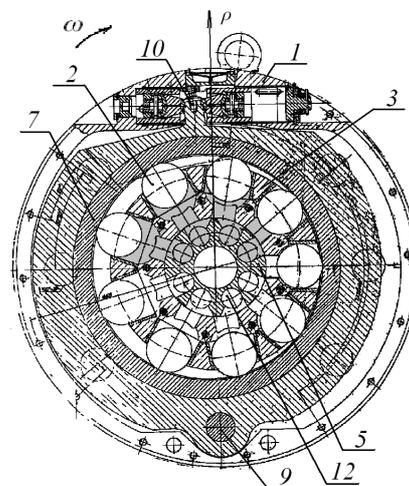


Рис. 3 – Гидропередача ГОП-900, поперечное сечение, вид со стороны гидронасоса (см. спецификацию рис. 1)

Принцип работы гидромотора является зеркальным отображением работы гидронасоса. Снова введем полярную систему координат с осью ρ , но положительным направлением угловой координаты будет против часовой стрелки (рис. 4). Шаровой поршень, двигаясь из положения 270° , под действием жидкости, поступающей из полости нагнетания, будет стремиться совершать качение по эксцентricной поверхности статорного кольца гидромотора 8, при этом воздействуя на стенки цилиндра, и заставляя ротор вращаться против часовой стрелки.

Регулирование гидропередачи производится измене-

нием эксцентricности обоймы гидронасоса 7, при этом возможно обеспечивать его полную реверсивность (в этом случае полости всасывания и нагнетания меняются ролями). В отличие от гидронасоса, гидромотор настроен на постоянную (максимальную) производительность и является нерегулируемой гидромашинной.

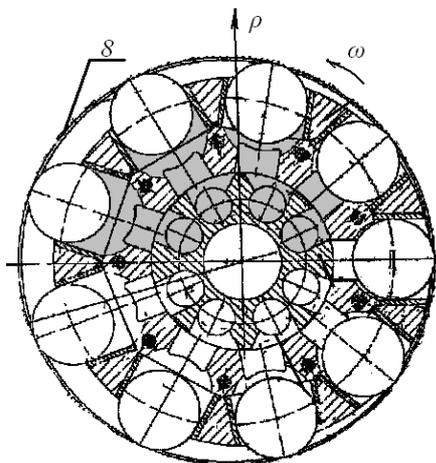


Рис. 4 – Гидропередача ГОП-900, поперечное сечение, вид со стороны гидромотора (см. спецификацию рис. 1).

Как было показано в [31–35], распределение зазоров между цапфой и ротором гидропередачи имеет большое влияние на эффективную работу гидропередачи, в том числе и на потери рабочей жидкости в этом месте. Очевидно, что жесткость системы цапфа-ротор влияет на характер распределения зазоров.

Постановка задачи исследования жесткости блока цапфенных распределителей возникла из практики. Так, в процессе изготовления гидропередачи ГОП-900 БЦР устанавливается с большим натягом в корпус гидропередачи для обеспечения жесткого соединения и герметичности рабочих каналов. При этом сам корпус нагревается, а БЦР охлаждается и запрессовывается в него. Сопрягаемые детали имеют разность диаметров порядка 200 мкм, и при достижении сборки температурного равновесия в ней возникают монтажные деформации, вызывающие повышенное трение покоя в месте сопряжения, за счет которого эти детали удерживаются.

Натяг приводит к появлению деформации деталей по всему объему, в том числе это вызывает изменение геометрии дорожек качения роликов и гидрораспределительных поверхностей цапф. Технология сборки гидропередачи предусматривает посадку роторов ГН/ГМ на цапфы с точным соблюдением зазора по роликам величиной 0...1 мкм, при этом механическая обработка цапф после запрессовки уже невозможна. Все это свидетельствует о том, что оценка жесткости БЦР и исследование характера изменения геометрии цапф является *актуальной задачей*, результаты решения которой позволяют усовершенствовать конструкцию гидропередачи.

Конструкция БЦР (рис. 5) содержит 3 цилиндрических участка: 2 цапфы (поз. 1), на поверхностях которых посредством роликовых подшипников

размещены блоки цилиндров гидронасоса и гидромотора, и центральный цилиндрический диск (поз. 2), который своей наружной поверхностью запрессовывается в корпус (поз. 3).

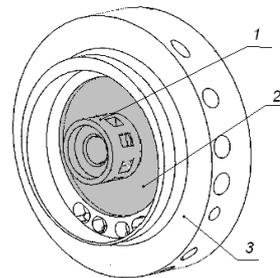


Рис. 5 – Блок цапфенных распределителей с корпусом в сборе

Фактически, большая часть элементов ГОП изготовлена из различных высококачественных сортов стали, имеющих улучшенные механические характеристики, пределы прочности и текучести, и некоторые из них приведены в табл. 1. В силу того, что значения их модуля упругости являются величинами одного порядка, в расчетах используются обобщенные характеристики материала: модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; плотность $\rho = 7800$ кг/м³.

Таблица 1 – Материалы составных элементов ГОП-900

Элемент	Материал (сталь)	E , ГПа	Предел текучести σ_T , МПа	ν
БЦР	20Х2Н4А	$2,03 \times 10^2$	1080	0,3
роторы ГМ/ГН	18Х2Н4МА	2×10^2	835	0,3
ролики	ШХ15СГ	$2,11 \times 10^2$	370...410	0,3
шаровые поршни	ШХ15	$2,11 \times 10^2$	370...410	0,3

Для исследования жесткости БЦР используется метод конечных элементов, реализованный в специализированном программном комплексе. В ходе выполнения оценки жесткости были разработаны две конечно-элементные модели (КЭМ): 2-мерная осесимметричная и 3-мерная.

Осесимметричная двумерная модель предназначена, прежде всего, для отладки процедуры расчета контактного взаимодействия БЦР и корпуса, а также для предварительной оценки порядка значений перемещений. Данная модель не учитывает наличие каналов и внутренних полостей в деталях.

Модель представляет собой половину продольного сечения БЦР с корпусом (рис. 6) и включает в себя: половину продольного сечения БЦР (поз. 1); половину продольного сечения корпуса (поз. 2); контактную пару (поз. 3). Для плоской осесимметричной модели конечно-элементная сетка была сформирована с помощью плоских 4-узловых твердотельных элементов (PLANE42), для которых включена опция осесимметричной задачи. Контактная пара сформирована с помощью контактных элементов (TARGE169) и (CONTA172), лежащих на границах поверхностей корпуса и БЦР. Выбран тип контак-

та line-to-line, при этом обе контактные поверхности являются деформируемыми (flexible-to-flexible analysis). Нагружение осуществлялось путем приложения только кинематических граничных условий. Посадка с натягом моделировалась за счет разности диаметров соответствующих контактных поверхностей. Условия закрепления не позволяли перемещаться БЦР как твердому телу в осевом и радиальном направлениях [36].

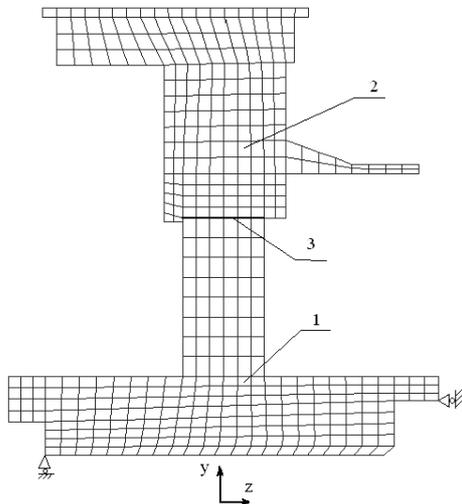


Рис. 6 – Осесимметричная модель БЦР и корпуса

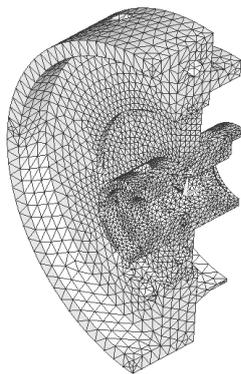


Рис. 7 – Объемная КЭ-модель БЦР и корпуса (1/2 часть), базовая сетка

Трехмерные модели корпуса и БЦР отражают характерные особенности реальной геометрии корпуса и блока цапфенных распределителей (рис. 7), а именно – наличие и расположение многочисленных рабочих, питающих и технологических каналов, которые существенно снижают жесткость всей конструкции. В силу того, что БЦР имеет циклическую симметрию в 90° , а корпус – в 180° , это позволило рассматривать 1/2 часть исходной объемной модели.

Были построены 4 конечно-элементные модели: 2 модели на основе элементов первого порядка (твердотельных SOLID45 в форме 4-узлового тетраэдра) с сетками разной насыщенности – базовой и густой; 1 модель на основе элементов второго порядка (10-узловой SOLID92 в форме тетраэдра с промежуточными узлами на ребрах) с базовой сеткой; 1 смешанная модель, в которой БЦР был разбит на элементы второго порядка SOLID92 с базовой сеткой, а корпус – на элементы пер-

вого порядка SOLID45 также с базовой сеткой. Средний размер элементов (длина ребра) при этом составлял: для базовой сетки: БЦР – 10 мм, корпус – 20 мм.; для густой сетки: БЦР – 5 мм, корпус – 10 мм.

Для моделирования контактного взаимодействия во всех 4 моделях использовались контактные элементы TARGE170 и CONTA174, тип контакта surface-to-surface, с обеими деформируемыми контактными поверхностями (flexible-to-flexible analysis). Особенностью контактных пар является их симметричность, т.е. соответствующие поверхности корпуса и БЦР служили контактными и объектными поверхностями. Натяг реализован присваиванием соответствующей вещественной постоянной CNOF значения разности радиуса контактирующих поверхностей, составляющий 0,1 мм. Модель фиксировалась в осевом и окружном направлениях, а в радиальном направлении перемещения позволялись [36] (рис. 8). Объемные модели выполнены при помощи призматических элементов SOLID45 (в форме тетраэдра).

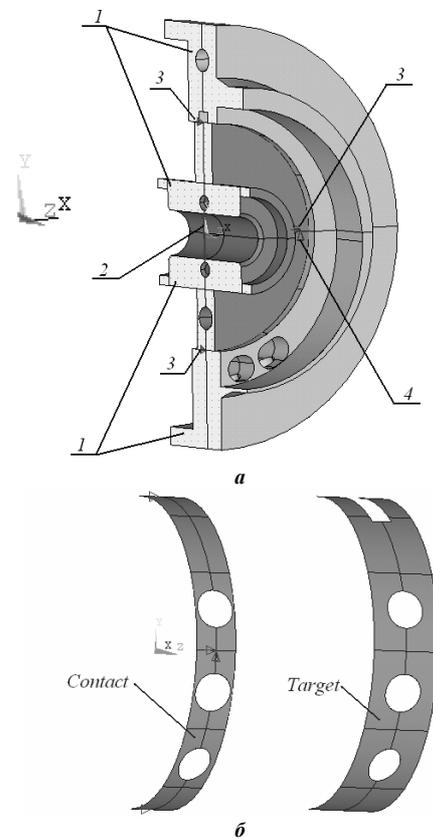


Рис. 8 – Схема приложения закрепления (а) и контактирующих поверхностей (б)

В качестве результатов расчета сохранялись изменения значений диаметра цапф в зависимости от осевой координаты.

На осесимметричных моделях обрабатывались условия закрепления и методика расчета контактного взаимодействия корпуса и БЦР. При этом модель оказалась более жесткой, чем реальный образец – так, усадка диаметра составила по расчету 12 мкм, а согласно измерениям – 26 мкм (в точке измерения, находящейся на расстоянии 0,07 м от края цапфы). Зато на объемных моделях с базовой и густой сетками усадка составила 32 и 29 мкм соот-

ответственно. Результаты наглядно проиллюстрированы на рис. 9 и сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Деформация поверхности цапфы

Модель	2D осесимметричная	3D базовая сетка	3D густая сетка	Замер
		38 831 элемент 30 924 степ. своб.	197 834 элемента 130908 степ. своб.	
Усадка диаметра цапфы, мкм	12	32	29	26

Усадка диаметра

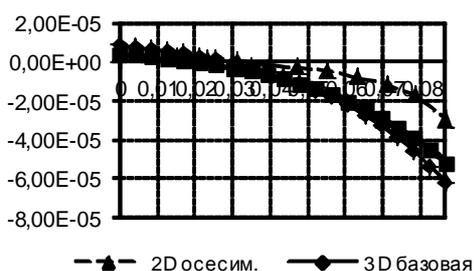


Рис. 9 – График деформации (усадки диаметра) шейки цапфы БЦР

Кроме того, расчет на всех трех моделях выявил не известный ранее эффект увеличения диаметра периферийной части цапфы (порядка 3 мкм). Однако это явление не было установлено измерительным путем. По-видимому, это объясняется тем, что увеличение диаметра сопоставимо с чувствительностью измерительного оборудования.

Экспериментальное исследование жесткости БЦР. Краткое описание принципов работы и возможностей координатно-измерительных систем "Оптон" приведено далее. В основу построения многокоординатных измерительных систем заложен следующий принцип – непосредственная задача измерения может быть разрешена путем создания трехмерной системы, где различно расположенные шуповые шарики в координатной системе действуют как общая безразмерная нулевая точка, которая ощупывает каждую измеряемую поверхность контролируемого образца. Из ее положения по отношению к эталонной системе координат становятся известными и пространственные координаты точки поверхности. Тогда из многих определенных таким образом точек на поверхности путем математических расчетов могут быть вычислены геометрические размеры элементов, которые представляют поверхность. Например, диаметр отверстия и координаты его центра в базовой системе. Это предполагает, однако, выравнивание оси отверстия по отношению к оси координат. Если же по точкам отверстия рассчитывать цилиндр, то также можно получить диаметр, а из положения оси цилиндра – наклон координатной системы детали по отношению к координатной системе машины. Если определить еще одну ось координатной системы детали и ее начало, то математически все опреде-

ленные на детали в координатной системе машины точки поверхности могут быть отнесены к системе координат детали.

Направляющие измерительной машины образуют декартову базовую систему координат, на которой подвижно расположена трехмерная шуповая головка (представлена на рис. 10). Пути перемещения измеряются цифровыми измерительными системами высокой разрешающей способности и точности. На трехмерной шуповой головке определяется пространственная нулевая точка. Это может быть, например, центральная точка шупового шарика.



Рис. 10 – Внешний вид шуповой головки

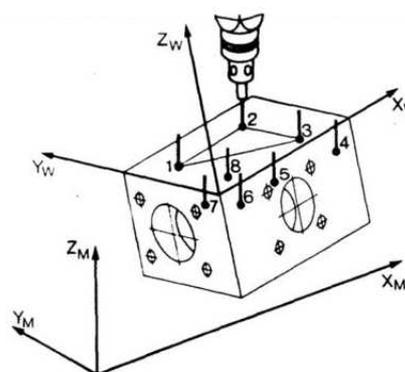


Рис. 11 – Координатные оси установки "Оптон"

На рис. 11 оси координатной системы машины обозначены X_M , Y_M , и Z_M . Координатная система детали имеет координатные оси X_W , Y_W и Z_W . Как правило, она из-за произвольного расположения измеряемой детали на столе машины находится в косом и сдвинутом положении по отношению к координатной системе машины. Ее точное положение определяется путем ощупывания точек поверхности. На приведенном примере тремя направлениями измеряется нормаль плоскости и тем самым направление оси Z_W , двумя точками – направление оси X_W , и тремя другими точками устанавливается начало координатной системы детали. Тогда измеряемая деталь выровнена аналитическим путем. Все последующие точки измерения теперь могут относиться к известной координатной системе детали.

С помощью контактных шупов, расположенных в соответствующих направлениях, можно измерить каждую точку контролируемой детали. Шуповые органы так располагаются в корпусе, чтобы для защиты от повреждений они могли отклоняться при соприкосновении с деталью и в то же время их положение было точно воспроизводимым.

Измеряющая шуповая головка сама представляет собой маленькую трех-координатную измерительную машину (рис. 12). Она состоит из трех размещенных друг над другом пружинных параллелограммов (поз. 1) с диа-

пазоном перемещений ± 3 мм по трем осям X, Y и Z. Для измерения положения на каждой оси находится индуктивная линейная измерительная система (поз. 2). Направляющие отдельных осей могут зажиматься в любых комбинациях. Этот зажим производится при помощи механического прецизионного фиксатора (поз. 3) с точностью воспроизведения менее 0,1 мкм в нулевой точке индуктивной измерительной системы. Для создания измерительного усилия на каждое посадочное отверстие контактных щупов действует система подвижных катушек силового генератора (поз. 4) через промежуточные элементы, не имеющие момента. Автоматически действующее устройство уравнивания веса (поз. 6) компенсирует вес всех контактных щупов, закрепленных в посадочных отверстиях (поз. 5). Общий вес всех щупов может достигать 600 грамм.

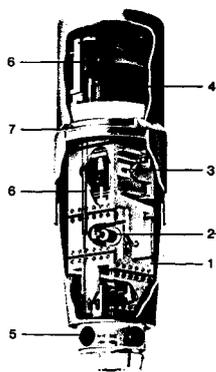


Рис. 12 – Устройство измерительной головки

Измеряющая трехмерная головка закреплена в пиноли при помощи сменного штыкового патрона (поз. 6). Функционально щуповая головка и управление машины образуют единое целое. Электронное регулирование положения, которое автоматически включается при соприкосновении с деталью, передвигает суппорт машины по оси ощупывания до тех пор, пока индуктивная измерительная система в щуповой головке не будет находиться в своей нулевой точке. Лишь после того, как это состояние будет достигнуто, координаты машины в статическом режиме измерений передаются в вычислительное устройство. По двум другим осям направляющие щуповой головки при соприкосновении с деталью зажимаются точно в нулевой точке индуктивной измерительной системы.

Для решения специальных измерительных задач необходимо самоцентрирование щуповых шариков, например, в витках резьбы, зазорах между зубьями или отверстиях. В таких случаях разжимаются 2 или все 3 оси. Измеряющая щуповая головка позволяет перемещение в состоянии ощупывания перпендикулярно к направлению ощупывания. Машина в данном случае следует за деталью подобно копировальной системе управления, т.к. контуры позиционного регулирования постоянно стремятся сместить измерительные системы щуповой головки в их нулевые точки. Это свойство отлично используется для непрерывного сканирования поверхностей с непрерывным приемом данных. Для получения результата измерения одновременно считываются и суммируются измерительные системы маши-

ны и измерительные системы щуповой головки по каждой оси. Аналоговые сигналы щуповой головки преобразуются в цифровые устройством сканирования.

Во время движения измерительной головки вычислительное устройство принимает до 30 измеряемых величин в секунду и вычерчивает действительный контур или отклонение между заданным и действительным контуром. Такой метод сканирования применяется для измерения профилей листовых деталей и шестерен, контроль допусков на отклонение формы и расположения, а также все случаи, где требуется много измерительных точек для оценки геометрии.

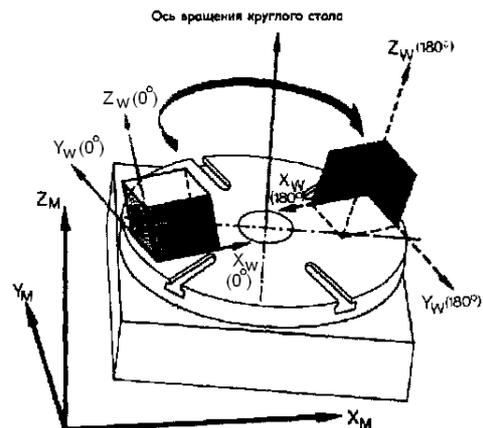


Рис. 13 – Схема применения круглого стола

Во многих случаях программирование и измерение вращательно-симметричных деталей, как например, шестерен (рис. 13), упрощается и ускоряется путем применения круглого стола. Изделия не требуют центрирования по оси круглого стола – систему координат изделия определяют при положении круглого стола на 0° и 180° . Осью симметрии обеих найденных осей Z является ось круглого стола. После этой операции калибровки система управления поворачивает найденную систему координат вместе с круглым столом. Этот метод экономит время и вспомогательные средства для центрирования деталей.

Для изучения деформаций поверхности цапф после установки БЦР в корпус гидропередачи измерениям подвергались 2 блока цапфенных распределителей, предназначенных, соответственно, для изделий №2 и №3 ГОП-900. Перед установкой блоков в корпуса гидропередачи диаметр цапф обоих блоков был замерен силами службы ОТК для проверки соответствия этих деталей конструкторской документации. После установки блока в корпус диаметр цапф был измерен на координатно-измерительной системе "Оптон", как это показано на рис. 14.

Диаметр цапф измерялся в их корневой и периферийной частях. После проведения измерений и обработки результатов были получены данные об изменении диаметра цапф БЦР, которые приведены в табл. 3.

По результатам замеров можно сделать следующие выводы:

1. Изначально поверхность цапфы имеет одинаковый диаметр на всем своем протяжении.
2. После установки БЦР в корпус поверхность цап-

фы деформируется, при этом происходит уменьшение диаметра цапфы в корневой части

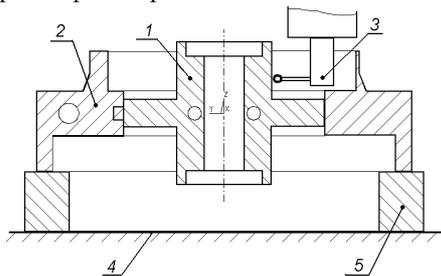


Рис. 14 – Схема измерения:

1 – блок цапфенных распределителей; 2 – корпус гидropередачи; 3 – измерительная головка системы "Оптон"; 4 – измерительный стол системы "Оптон"; 5 – проставка

Таблица 3 – Диаметр цапфы, мм

Расположение контрольного сечения		Перед установкой	После установки	Изменение	
ГОП №2	ГН	корн.	140,005	139,984	0,021
		периф.	140,005	140,006	-0,001
	ГМ	корн.	140,005	139,982	0,023
		периф.	140,005	140,005	0
ГОП №3	ГН	корн.	140,005	139,987	0,018
		периф.	140,005	140,006	-0,001
	ГМ	корн.	140,000	139,979	0,021
		периф.	140,000	140,001	-0,001

Численное моделирование подшипникового соединения. Рассмотрим численное исследование совместного деформирования блока цапфенных распределителей и ротора гидронасоса / гидромотора, соединенных посредством роликового подшипника качения. Как правило, подшипники являются стандартизованными деталями, а их теория и методы расчетов хорошо развиты и изучены [37]. Однако в данном случае это подвижное соединение имеет конструктивные особенности, ограничивающие применимость известных расчетных формул – отсутствие внешней и внутренней обоймы подшипника как таковых. Рассмотрим расчетную схему задачи (рис. 15).

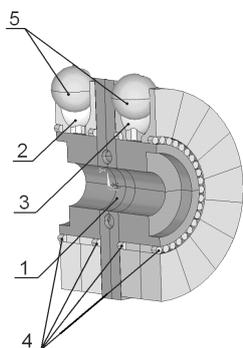


Рис. 15 – Расчетная схема (1/2 часть, осевое сечение):

1 – блок цапфенных распределителей; 2 – ротор гидронасоса; 3 – ротор гидромотора; 4 – опорные ролики; 5 – шариковые поршни.

В гидropередаче ГОП-900 подвижные части – роторы гидронасоса (поз. 2) и гидромотора (поз. 3) через опорные ролики (поз. 4) опираются о неподвижную

часть – цапфы БЦР (поз. 1).

Для исследования работы ГОП используется квазистатический подход, согласно которому при помощи МКЭ исследуется напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей ГОП под действием статической нагрузки, соответствующей мгновенному значению динамической нагрузки в некоторые моменты времени. Однако постановка и решение "в лоб" задачи о совместном деформировании ротора и БЦР даже на очень мощных компьютерах затруднительна. Для этого требуется одновременное решение контактной задачи теории упругости для каждого из 160 опорных роликов, входящих в гидropередачу, что вызывает значительные трудности для сходимости вычислительной процедуры. Поэтому *очень актуальным* является разработка специальной методики, которая позволила бы преодолеть указанные проблемы.

Рассмотрим накопленный опыт по расчету подшипников. В литературе [38] описаны приближенные аналитические зависимости для оценки радиальной жесткости подшипника качения в целом:

$$J = \frac{F_r}{\delta_r} \quad (1)$$

Здесь J – радиальная жесткость подшипника в узле, F_r – радиальная нагрузка на опору; δ_r – радиальная податливость подшипника под нагрузкой. При этом

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' \quad (2)$$

где δ_r' – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, а δ_r'' – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса.

Для радиального однорядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами в качестве тела качения и при отсутствии натяга/зазора, соотношение (2) примет следующий вид:

$$\delta_r = 2,6 \left(\frac{F_r}{z} \right)^{0,9} \frac{1}{l^{0,8}} + \frac{4F_r}{\pi d B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) \quad (3)$$

Здесь z – количество роликов, l – длина ролика, а d, D, B – внутренний, наружный диаметры и ширина подшипника соответственно.

Также в [38] приведены зависимости для определения контактной деформации (в миллиметрах) ролика и колец подшипника, т.е. сближения соприкасающихся тел под действием нормальной нагрузки

$$\delta = 3 \cdot 10^4 \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}} \quad (4)$$

где Q – сжимающая сила, действующая на контактирующие поверхности.

Как видно, приведенные аналитические выражения не дают возможности определить характер распределения радиальной податливости по каждому ролику, входящему в подвижное соединение БЦР и ротора. Формула (3) позволяет определить жесткость подшипниковой опоры в целом с учетом вклада деформации всех тел ка-

чения, входящих в него, но вместе с тем она не учитывает влияние диаметра тела качения на величину радиальной податливости, что ограничивает ее применимость для нестандартных соединений. А формула (4) учитывает деформацию контактирующих тел только в месте контакта, без учета деформации самого ролика от действия сжимающей силы Q .

Чтобы избежать необходимости решения по МКЭ совокупности контактных задач для каждого опорного ролика, представляется возможным заменить их действие специальными конечными элементами, работающими на сжатие и имеющими характеристику жесткости, идентичную такой же характеристике ролика. При этом идею предлагаемой методики можно представить в виде следующего алгоритма:

1. Моделирование тела качения заданной геометрии и размеров, задание контакта, где тело качения является деформируемым, а сжимающие поверхности – жесткими.

2. Проведение серии расчетов НДС тела качения в необходимом диапазоне значений сжимающей нагрузки, и получение его упругой характеристики.

3. Объявление специального конечного элемента, имеющего полученную нелинейную упругую характеристику.

4. Замена тел качения в исходной КЭМ конструкции на специальные упругие конечные элементы.

Для исследования характеристики жесткости опорного ролика используются 2-мерные конечно-элементные модели с сетками разбиения различной плотности (рис. 16). В обоих моделях ролик сжимается между 2 жесткими поверхностями, имеющими такую же кривизну, как и соответствующие поверхности в реальной конструкции. Диаметр ролика – 10 мм, толщина ролика – 10 мм.

Сетка №1 (базовая) содержит 188 элементов со средним размером 0,5 мм; сетка №2 (густая) содержит 760 элементов со средним размером 0,24 мм.

К модели прикладывались кинематические граничные условия по ведущим узлам (master-node) контактных поверхностей. Нижняя поверхность была закреплена, верхней – задавалось перемещение v в направлении сжатия ролика в диапазоне от 10^{-6} м до $6 \cdot 10^{-4}$ м. В качестве результата сохранялись значения силы реакции в ведущем узле верхней поверхности.

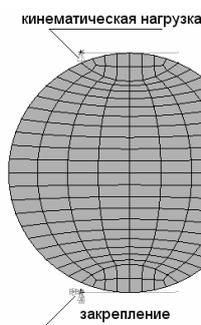


Рис. 16 – Модель для исследования характеристики жесткости ролика

Для решения контактной задачи использовался алгоритм расширенного метода Лагранжа (Augmented

Lagrange method), со стандартной моделью контакта и нулевым начальным зазором между контактирующими поверхностями.

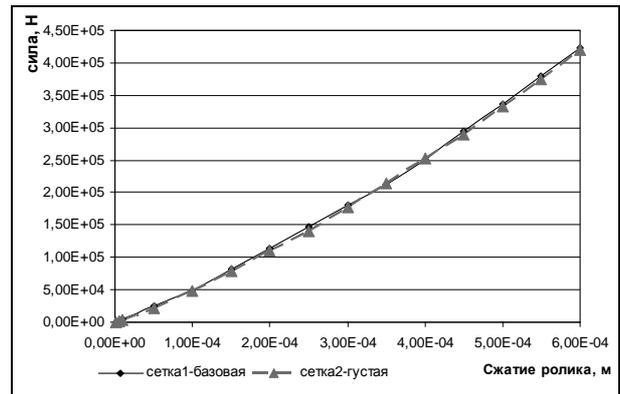


Рис. 17 – Упругая характеристика ролика

По результатам расчетов на разных сетках построены упругие характеристики ролика, представляющие собой зависимость силы сопротивления от величины сжатия ролика, которые приведены на рис. 17. Усредненная разница результатов расчетов, полученная на 2 сетках элементов разной величины, составила 2,04 % при кинематической нагрузке, начиная со значения нагрузки 10^{-4} м.

Полученная упругая характеристика ролика используется для описания специального конечного элемента, имеющего нелинейные упругие свойства. Так, в специализированном программном комплексе – это элемент COMBIN39, для которого упругая характеристика задается через его реальные константы.

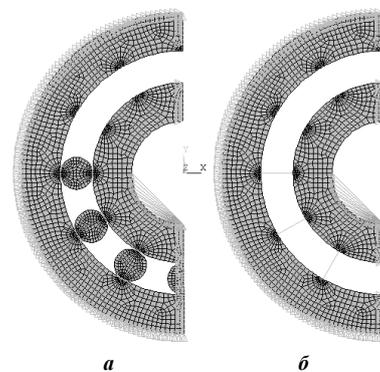


Рис. 18 – Тестовая модель для оценки радиальной жесткости подшипника:
а – решается контактная задача;
б – ролики заменены упругими элементами

Проверка такого подхода осуществлена при помощи тестовой задачи, в которой исследовалась радиальная жесткость роликового подшипника в целом (рис. 18). Задача решалась в плоской постановке, кроме того, используя свойства симметрии, рассматривалась $1/2$ часть конструкции. Внешнее кольцо подшипника закреплено, часть узлов, принадлежащих внутренней поверхности внутреннего кольца подшипника, сопряжены по вертикальным перемещениям, и к ведущему узлу прикладывается радиальное усилие в вертикальном направлении. Действие отброшенной части моделируется приложением симметричных

граничных условий по линии сечения колец подшипника и тела качения. Кроме того, радиальная нагрузка составляет половину от своего номинального значения, а также упругий элемент, соответствующий нижнему ролику, имеет в 2 раза менее жесткую упругую характеристику. Поскольку из литературы [37, 38] известно, что при радиальном нагружении подшипников часть тел качения не несет нагрузку, ролики, соответствующие верхней части подшипника отсутствуют в расчетных моделях.

Сравнение результатов расчета тестовой модели показывает близость результатов для варианта с решением контактной задачи для тел качения, и для варианта с упругими элементами (рис. 19). На этом же рисунке приведены результаты расчета радиальной жесткости подшипника по формуле (3), которые показывают существенное расхождение с результатами расчета по МКЭ.

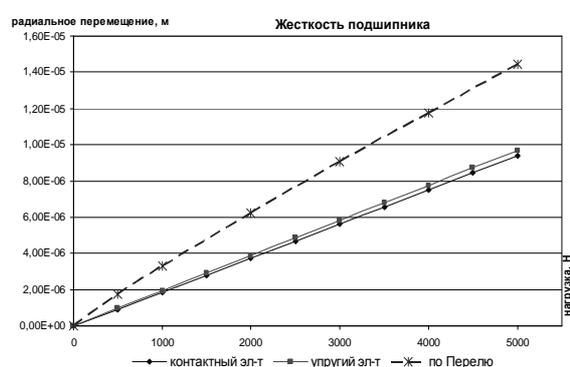


Рис. 19 – Сравнительные графики радиальной жесткости подшипника в целом

Таким образом, полученные результаты расчетов свидетельствуют о следующем.

1. Использование известных формул расчета жесткости подшипников для исследования совместного деформирования деталей, соединенных посредством тел качения, не всегда приводит к корректным результатам.

2. Разработанная методика позволяет с высокой степенью точности оценивать совместное деформирование деталей, соединенных посредством тел качения, одновременно не требуя больших затрат вычислительных ресурсов.

Для дальнейшего использования берутся пары значений кинематической нагрузки v и силы реакции R_y , соответствующие густой сетке. Кроме того принимается, что при нулевом значении кинематической нагрузки жесткость также равна 0. Пары значений v и R_y характеризуют нелинейную жесткость специального конечного элемента COMBIN39 программного комплекса ANSYS.

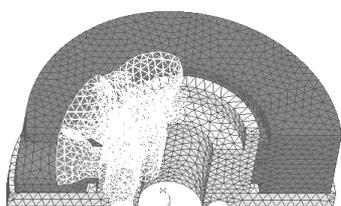


Рис. 20 – Конечно-элементная модель в сборе

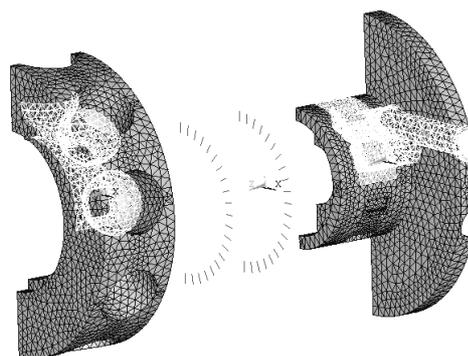


Рис. 21 – Составные части конечно-элементной модели – 1/2 часть ротора, часть упругих элементов, эквивалентных опорным роликам, 1/4 часть БЦР

Конечно-элементная модель, описывающая совместное деформирование БЦР и ротора, представлена на рис. 20, 21. Она представляет собой 1/4 часть реальной конструкции. Поскольку конструкция гидронасоса и гидромотора является идентичной, в рассмотрение принимается половина БЦР вместе с ротором. Еще половина может быть отброшена в силу геометрической и силовой симметрии. БЦР по своему поперечному сечению жестко закрепляется. По поверхностям осевого сечения ротора и БЦР прикладываются симметричные граничные условия. БЦР и ротор соединены между собой упругими элементами, эквивалентными опорным роликам. Нагрузка представляет собой давление, приложенное к таким частям, соответствующим зоне нагнетания: рабочим каналам БЦР; части поверхности цапфы; цилиндрам ротора; части поверхности ротора.

Результатом выполнения статического анализа в программном комплексе ANSYS является распределение узловых перемещений конечных элементов, по которым можно вычисляются напряжения и деформации, а также можно вычислять характеристики прогиба цапфы, которые влияют на зазор между цапфой и ротором.

Выводы. По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. В данном подразделе описан расчет деформаций прецизионных поверхностей цапф БЦР, получаемых в результате его запрессовки в корпус гидropередачи. Для разработки методики расчета создается математическая модель на основе метода конечных элементов, для определения деформаций цапф используется программный комплекс конечно-элементного анализа ANSYS.

2. Разработана методика расчета деформаций поверхностей цапф блока цапфенных распределителей в результате его запрессовки в корпус гидropередачи типа ГОП-900.

3. Установлена закономерность деформаций поверхностей цапф БЦР, проявляющаяся в усадке диаметра корневой части цапф. Результаты расчетов достаточно близко корреспондируются с результатами натурных измерений корпусных деталей гидropередач ГОП-900.

4. С учетом полученных результатов, дальнейшие исследования взаимодействия БЦР с корпусом должны вестись по двум направлениям: уточнение конечно-элементной модели как блока, так и корпуса; разработка

численных алгоритмов решения контактной задачи методом конечных элементов с учетом шероховатости контактирующих поверхностей.

5. Близость результатов численного и экспериментального исследования жесткости БЦР позволяет признать адекватность разработанной математической модели реальной конструкции. Это дает возможность использовать разработанную численную модель для дальнейших исследований.

На основе анализа конструкции ГОП-900 разрабатываются расчетные модели ее элементов [35].

Список литературы

1. Современные танки / Под редакцией Сафонова Б.С. и Мураховского В.И. М.: Арсенал-Пресс, 1995. 320 с.
2. Теория и конструкция танка / Под ред. П.П. Исакова. М., Машиностроение, 1982.
3. Гошков В.І. Необхідний та достатній рівень автоматизації керування рухом ВГМ. *Механіка та машинобудування*, 1997. № 1. С. 51–57.
4. Гошков В.І. Особливе керування ступінчастими трансмісіями. *Механіка та машинобудування*, 1997. №1. С. 58–66.
5. О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин [и др.] *Объемные гидромеханические передачи: Расчет и конструирование; Под общ. ред. Е.С. Кисточкина*. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1987. 256 с.
6. Петров В.Г. *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин*. М.: Машиностроение, 1988. 248 с.
7. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. [и др.] *Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин*. Харьков.: ХГАДТУ, 2000. 660 с.
8. Антонов А.С., Запругаев М.М. *Гидрообъемные передачи транспортных и тяговых машин*. Л.: Машиностроение, 1968. 212с.
9. *Колесные и гусеничные машины высокой проходимости / Под общ. ред. Е.Е. Александрова*. т. 3, кн. 2. Харьков: ХГПУ, 1997. 185 с.
10. *Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ. Научно-технический отчет по этапу №1 договора №7/99 от 01.10.1999 г.* Харьков: НПО "Политехник", 2000. 242 с.
11. Бусак Ю.М., Веретенников А.И., Завадский А.М. [и др.] Перспективы развития трансмиссий военных бронированных машин. *Механіка та машинобудування*, 2004. №1. С. 102-105
12. *HMPT-1250. Compact transmission for AFAS/FARV. Transmission Programs Defense Systems Martin Marietta*. 1993
13. Башта Т.М. [и др.] *Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы*. М.: Машиностроение, 1970. 504 с.
14. Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.А. *Объемные гидравлические приводы*. М.: Машиностроение, 1969. 628 с.
15. *Основы теории и конструирования объемных гидropеречд* / Под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Высшая школа, 1968. 400 с.
16. Пономаренко Ю.Ф. *Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин*. М.: Недра, 1972. 375с.
17. Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. М.: Наука, 1987. 840 с.
18. Ловцов Ю.И., Данилин А.Ф. Расчет объемных потерь в распределителе поршневой гидравлической машин. *Вестник машиностроения*, 1968. №12. С. 29–31.
19. Энгель В.Ю. *Роторно-гидравлические машины объемного гидропривода. Проблемы. Расчет. Экология*. УГТУ-УПИ, 1994. 157 с.
20. Аврамов В.П., Самородов В.Б., Кузьминский В.А. К расчету усилий, действующих в гидростатически разгруженном поршне радиально-поршневого гидронасоса. *Проблемы машиностроения*. К., 1981, вып.11. С.51–55.
21. Елифанов В.В., Самородов В.Б. Аналитический подход исследования силовой картины на башмаке аксиально-поршневого регулируемого гидронасоса. *Деп. НИИМАШ*. Харьков, 1980. пер. №3780 реферат ВУ ВИНТИ №6, С. 66.
22. Городецкий К.И., Михайлин А.А. КПД объемных гидropеречд. *Тракторы и сельхозмашины*, 1979. №9. С.9–14.
23. Александров Е.Е., Самородов В.Б. Механические потери мощности в объемной гидромашине радиально-поршневого типа. *Теория механизмов машин*. Харьков: Вища школа, 1984, вып.84. С.102–106.
24. Аврамов В.П., Самородов В.Б. *Гидрообъемные передачи в гидрообъемных трансмиссиях транспортных машин*. – Харьков: ХПИ, 1986. 76 с.
25. Ловцов Ю.И. К расчету гидравлических потерь в радиально-поршневом гидромоторе многократного действия. *Известия вузов. Машиностроение*, 1967. №5. С. 39–42.
26. Поллошков Л.Г. Методы расчета энергетических характеристик насосов объемного типа. *Вестник машиностроения*, 1979, № 9. С.3–6.
27. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. [и др.] *Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин*. Харьков.: ХГАДТУ, 2000. 660 с.
28. Пасынков Р.М., Кондрахин Г.А., Елизаров С.П. Расчет напряженно-деформированного состояния корпуса аксиально-поршневого гидромотора. *Вестник машиностроения*, 1992. №5. С.6–7.
29. Ткачук А.В. К вопросу о влиянии количества нагруженных цилиндров на напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса ГОП: расчет и эксперимент. *Механіка та машинобудування*, 2004. №2. С.77–84.
30. Ткачук А.В., Васильев А.Ю., Мартыненко А.В., Веретельник Ю.В. Влияние конструктивных факторов на напряженно-деформированное состояние корпусов гидрообъемных передач. *Механіка та машинобудування*, 2004. №1. С.78–84.
31. Деркач О.І., Кошман В.О., Корецький М.О. [та ін.] *Гідрооб'ємна трансмісія транспортного засобу*. Патент на корисну модель №50611 від 10.06.2010.
32. Бібік Д.В., Папая Б.П. Методика моделювання спеціального деформування деталей роликів опор ГОП об'єктів бронетанкової техніки. *Збірник наукових праць ЦНДІ ОБТ ЗСУ*, 2011. №19(44). С.70–76.
33. Биби́к Д.В., Деркач О.И., Федоров В.А., Яловол И.В. Методика моделирования совместного деформирования деталей, соединенных посредством тел качения. *Вестник НТУ "ХПИ"*, 2010, вып.39. С. 11–16.
34. Биби́к Д.В. Уточненная математическая модель потерь в радиальной гидрообъемной передаче с шпиковыми поршнями. *Інтегровані технології та енергозбереження*, 2012. № 4.
35. Ткачук Н. Н., Мартыненко А. В., Скрипченко Н. Б. [и др.] Напряженно-деформированное состояние контактирующих элементов гидropеречд. *Вісник НТУ "ХПИ"*. Харків: НТУ "ХПИ", 2018. № 7 (1283). С. 47–75.
36. Самородов В.Б., Рогов А.В. Результаты параметрического синтеза гидрообъемно-механической трансмиссии гусеничной машины. *Механіка та машинобудування*, 2001. № 1, 2. С.151–159.
37. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. М.: Машиностроение, 1975. 574 с.
38. Гидропривод. Основы и компоненты. Издание 2 (на русском языке). Бош Рексрот АГ, 2003. 323 с.

References (transliterated)

1. *Sovremennye tanki* / Pod redakciej Safonova B.S. i Murahovskogo V.I. M.: Arsenal-Press, 1995. 320 p.
2. *Teorija i konstrukcija tanka* / Pod red. P.P. Isakova. M., Mashinostroenie, 1982.
3. Hoshkov V.I. Neobkhdnyy ta dostatniy piven' avtomatyzatsiyi keruvannya rukhom VHM. *Mexanika ta mashynobuduvannya*, 1997, no. 1, pp. 51–57.
4. Hoshkov V.I. Osoblyve keruvannya stupinchatymy transmisiyamy. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*, 1997, no. 1, pp. 58–66.
5. Babaev O.M., L.N. Ignatov, E.S. Kistochkin [i dr.] *Obemnye gidromekhanicheskie peredachi: Raschet i konstruirovaniye; Pod obshh. red. E.S. Kistochkina*. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. 256 p.
6. Petrov V.G. *Gidroobjomnye transmissii samohodnyh mashin*. M.: Mashinostroenie, 1988. 248 p.
7. Aleksandrov E.E., Lebedev A.T., Samorodov V.B. [i dr.] *Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin*. Khar'kov: HGADTU, 2000. 660 p.
8. Antonov A.S., Zapregaev M.M. *Gidroobemnye peredachi transportnyh i tjagovyh mashin*. L.: Mashinostroenie, 1968. 212 p.
9. *Kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoy prohodimosti / Pod obshh. red. E.E. Aleksandrova*. t. 3, kn. 2. Khar'kov: HGPU, 1997. 185 p.
10. *Teoreticheskoe obosnovanie i vybor konstruktivnyh parametrov radial'no-porshnevyyh gidromashin, rabotajushhih v sostave GOMT gusenichnyh mashin i razrabotka sistemy avtomaticheskogo upravlenija dvizheniem gusenichnyh mashin s GOMT*. Nauchno-tehnicheskij otechet po jetapu №1

- dogovora №7/99 ot 01.10.1999 g. Har'kov: NPO "Politehnik", 2000. 242 s.
11. Busjak Ju.M., Veretennikov A.I., Zavadskij A.M. [i dr.] Perspektivy razvitiya transmissij voennyh bronirovannyh mashin. *Mehanika ta mashinobuduvannja*, 2004, no. 1, pp. 102-105
 12. HMPT-1250. *Compact transmission for AFAS/FARV. Transmission Programs Defense Systems Martin Marietta*. 1993
 13. Bashta T.M. [i dr.] *Gidravlika, gidravlicheskie mashiny i gidravlicheskie privody*. M.: Mashinostroenie, 1970. 504 p.
 14. Bashta T.M., Zajchenko I.Z., Ermakov V.A. *Obemnyje gidravlicheskie privody*. M.: Mashinostroenie, 1969. 628 p.
 15. *Osnovy teorii i konstruirovaniya obemnyh gidroperedach* /Pod red.V.N. Prokof'eva. M.: Vysshaja shkola, 1968. 400 s.
 16. Ponomarenko Ju.F. *Vysokomomentnye radial'no-porshnevye gidromotory gornyh mashin*. M.: Nedra, 1972. 375 p.
 17. Lojczanskij L.G. *Mehanika zhidkosti i gaza*. M.: Nauka, 1987. 840 p.
 18. Lovcov Ju.I., Danilin A.F. Raschet obemnyh poter' v raspredelitele porshnevoj gidravlicheskoj mashin. *Vestnik mashinostroenija*, 1968, no. 12, pp. 29-31.
 19. Jengel' V.Ju. *Rotomno-gidravlicheskie mashiny obemnogo gidroprivoda. Problemy. Raschet. Jekologija*. UGTU-UPI, 1994. 157 p.
 20. Avramov V.P., Samorodov V.B., Kuz'minskij V.A. K raschetu usilij, dejstvujushih v gidrostaticheski razgruzhennom porshne radial'no-porshnevoj gidronasosa. *Problemy mashinostroenija*. K., 1981, vol. 11, pp.51-55.
 21. Epifanov V.V., Samorodov V.B. *Analiticheskij podhod issledovanija silovoj kartiny na bashmake aksial'no-porshnevoj reguliruemogo gidronasosa*. Dep. NIIMASH. Khar'kov, 1980. per. №3780 referat VU VINITI №6, p. 66.
 22. Gorodeckij K.I., Mihajlin A.A. KPD obemnyh gidroperedach. *Traktory i sel'hoz mashiny*, 1979, no. 9, pp. 9-14.
 23. Aleksandrov E.E., Samorodov V.B. *Mechanicheskie poteri moshhnosti v obemnoj gidromashine radial'no-porshnevoj tipa. Teorija mehanizmov mashin*. Khar'kov: Vishha shkola, 1984, vol. 84, pp.102-106.
 24. Avramov V.P., Samorodov V.B. *Gidroobemnye peredachi v gidroobemnyh transmissijah transportnyh mashin*. Khar'kov: KhPI, 1986. 76 p.
 25. Lovcov Ju.I. K raschetu gidravlicheskih poter' v radial'no-porshnevom gidromotore mnogokratnogo dejstvija. *Izvestija vuzov. Mashinostroenie*, 1967, no. 5, pp. 39-42.
 26. Poljushkov L.G. Metody rascheta jenergeticheskikh karakteristik nasosov obemnogo tipa. *Vestnik mashinostroenija*, 1979, no. 9, pp. 3-6.
 27. Aleksandrov E.E., Lebedev A.T., Samorodov V.B. [i dr.] *Dinamika transportno-tjagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin*. Khar'kov.: HGADTU, 2000. 660 p.
 28. Pasyнков R.M., Kondrahin G.A., Elizarov S.P. Raschet naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija korpusa aksial'no-porshnevoj gidromotora. *Vestnik mashinostroenija*, 1992, no. 5, pp. 6-7.
 29. Tkachuk A.V. K voprosu o vlijanii kolichestva nagruzhenykh cilindrov na naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie korpusa gidronasosa GOP: raschet i jeksperiment. *Mehanika ta mashinobuduvannja*, 2004, no. 2, pp.77-84.
 30. Tkachuk A.V., Vasil'ev A.Ju., Martynenko A.V., Veretel'nik Ju.V. Vlijanie konstruktivnyh faktorov na naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie korpusov gidroobemnyh peredach. *Mehanika ta mashinobuduvannja*, 2004, no. 1, pp.78-84.
 31. Derkach O.I., Koshman V.O., Korets'kyj M.O. [ta in.] *Hidroob'yemna transmissiya transportnogo zasobu*. Patent na korysnu model' 50611 vid 10.06.2010.
 32. Bibik D.V. Papyan B.P. Metodyka modelyuvannya spetsial'noho deformuvannya detaley rolykovykh opor HOP ob'yektiv bronetankovoyi tekhniki. *Zbirnyk naukovykh prats' TsNDI OVT ZSU*, 2011, no. 19(44), pp.70-76.
 33. Bibik D.V., Derkach O.I., Fedorov V.A., Jalovol I.V. Metodika modelirovanija sovmestnogo deformirovanija detalej, soedinennyh posredstvom tel kachenija. *Vestnik NTU "KhPI"*, 2010, vol. 39, pp. 11-16.
 34. Bibik D.V. Utochnennaja matematicheskaja model' poter' v radial'noj gidroobemnoj peredache s shapikovymi porshnjami. *Integrovani tehnologii ta energoberezhennja*, 2012, no. 4.
 35. Martynenko A.V., Tkachuk N.N., Skripchenko N.B. [i dr.] Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie kontaktirujushih jelementov gidroperedach. *Visnik NTU "KhPI"*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018, no. 7(1283), pp. 47-75.
 36. Samorodov V.B., Rogov A.V. Rezul'taty parametricheskogo sinteza gidroobemno-mechanicheskoj transmissii gusenichnoj mashiny. *Mexanika ta mashinobuduvannja*, 2001, no. 1, 2, pp.151-159.
 37. Bejzel'man R.D. *Podshipniki kachenija: Spravochnik*. 6-e izd. / R.D. Bejzel'man, B.V. Cypkin, L.Ja. Perel'. M.: Mashinostroenie, 1975. 574 p.
 38. *Gidroprivod. Osnovy i komponenty*. Izdanie 2 (na russkom jazyke). Bosh Reksrot AG, 2003. 323 p.

Поступила (received) 23.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>. тел.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Бібік Дмитро Вікторович (Бибик Дмитрий Викторович, Bibik Dmytro) – начальник відділу Державного концерну "Укроборонпром", м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3896-699X>. e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.