

УДК 621.664

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук,
М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, доц., канд.техн. наук,
К.Ю. Кулешкова, инж.**

Кировоградский национальный технический университет

Перспективы повышения технического уровня шестеренных насосов

В работе рассмотрены пути усовершенствования конструкций шестеренных насосов современных гидроприводов. В качестве основных направлений повышения технического уровня насосов предложено следующие: повышение давления рабочей жидкости, развиваемого насосом, удельного рабочего объема, коэффициента подачи, разгрузка подшипников, снижение пульсации, снижение шума.

шестеренный насос, гидропривод, гидромашина

В современных машинах объемный гидропривод находит все большее применение, вытесняя механические, гидродинамические, а в некоторых приводах и электромеханические приводы [1-4].

Совершенствование конструкций гидромашин и повышение их технических характеристик является основой этой тенденции. Современные гидромашинны отличаются большой мощностью, высоким КПД и надежностью при небольших габаритах.

При создании гидросистем современного уровня, рассчитанных на высокое давление, предпочтение отдают поршневым насосам. Однако поршневым гидромашинам присущ ряд существенных недостатков, что заставляет искать альтернативные объемные гидромашинны, работающие на иных принципах.

К таким объемным гидромашиннам относятся шестеренные насосы (НШ). Благодаря простоте конструкции, надежности и неприхотливости в эксплуатации этот тип насосов получил широкое распространение. В ряде отраслей машиностроения шестеренные насосы являются доминирующими. Так, например, в навесных системах отечественных тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения тягового класса от 6 до 150 кН применяются только насосы шестеренного типа.

Украина является основным производителем НШ среди стран СНГ. Ведущим украинским предприятием, производящим НШ является ПАТ «Гидросила». Объем НШ, производимых на Кировоградском ПАТ «Гидросила» составляет более 15...18% от мирового производства. Дальнейшее повышение технического уровня НШ позволит им занять более обширную нишу в гидросистемах техники.

Тенденции развития гидропривода. Одним из наиболее важных направлений развития гидромашин является повышение давления рабочей жидкости. Так, в настоящее время в зависимости от конструкции достигнуты следующие предельные значения давления рабочей жидкости [5]:

- в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах - до 48 МПа;
- в пластинчатых насосах - до 21 МПа;
- в героторных гидромоторах - до 30 МПа;
- в шестеренных насосах и гидромоторах -до 32 МПа;
- в радиально-поршневых гидромоторах -до 45 МПа;
- в радиально-поршневых насосах-до 70 МПа.

Исследования показали, что стоимость изготовления гидроагрегатов одинаковой мощности, с возрастанием давления снижается, но только до давления 30...40 МПа [5]. Переход на более высокие давления в гидроагрегатах позволяет уменьшить их массу и габариты, а также снизить влияние газовой составляющей рабочей жидкости. Т.М. Башта в работе [6] отмечает, что повышение давления в гидросистеме самолета с 21,0 МПа до 28,0 МПа позволяет снизить массу элементов гидросистемы на 12...16%.

Перспективным направлением в развитии гидросистем является применение в гидроприводах регулируемых насосов и гидромоторов.

Широкое распространение регулируемых насосов и гидромоторов вызвано стремлением разработчиков к повышению КПД гидросистем и гидроприводов, обеспечению энергосбережения в производственном процессе, реализацией возможностей электрогидроавтоматики для "безлюдной" технологии или дистанционного управления.

Стремление к снижению габаритов и металлоемкости гидросистем и гидроприводов при одновременном росте их удельной мощности также является стратегическим направлением в развитии гидросистем и гидроприводов.

Из вышеизложенного следует, что основными перспективами дальнейшего развития гидросистем и гидроприводов является повышение рабочего давления, степени управления элементами, увеличение удельной мощности.

Сравнительный анализ технического уровня НШ по отношению к другим типам объемных насосов

Шестеренные насосы в сравнении с другими типами насосов отличаются простотой в изготовлении, низкой себестоимостью, простотой эксплуатации, нечувствительностью к загрязнению рабочей жидкостью, наличием только вращательного движения всего двух движущихся деталей [7].

Шлицевое разделение камер высокого и низкого давления, в отличие от клапанного, используемого в других типах насосов, обеспечивает НШ более высокую надежность. Данное преимущество дает возможность работать НШ в условиях высоких температур и запыленности в шахтах, карьерах, в сельскохозяйственном производстве, на дорожных и строительных машинах [8].

Физические принципы, заложенные в основу работы НШ, определяют большие потенциальные возможности и пути дальнейшего совершенствования конструкции насосов в направлении повышения его технического уровня.

С целью оценки технического уровня существующих типов насосов проведем сравнение по следующим характеристикам.

1. Давление, создаваемое насосом.
2. Геометрическая (теоретическая) подача насоса, которая определяется рабочим объемом насоса и максимальной частотой вращения привода;
3. КПД, который определяется коэффициентом подачи, гидравлическим и механическим КПД;
4. Надежность насоса, в частности его долговечность, определяемая безотказностью и техническим ресурсом насоса.
5. Соотношение цена/качество изготовления насоса.
6. Стоимость эксплуатации НШ, которая определяется стоимостью преобразования единицы механической энергии в гидравлическую, что, в свою очередь, определяется общим КПД насоса; конструкционной возможностью регулирования насоса, что по существу определяет КПД гидросистемы в целом; стоимостью затрат на поддержание насоса в исправном состоянии, которая определяется надежностью насоса; стоимостью используемой рабочей жидкостью и затратами на ее охлаждение, очистку и замену вследствие ее старения; стоимостью

утилизации рабочей жидкостью и насоса в конце его жизненного цикла.

7. Универсальность насоса, что дает возможность его использования во всех областях техники, в частности в неблагоприятных условиях работы.

8. Возможность регулирования и реверсирования подачи, что дает возможность обеспечить рекуперацию энергии.

Поршневые насосы в настоящее время занимают ведущее положение среди объемных насосов [5]. Но, несмотря на преобладающее положение, поршневым насосам присущи ряд недостатков [9, 10], которые сдерживают их распространение и определяют необходимость использования других типов гидромашин.

В табл. 1 представлены результаты сравнительного анализа объемных насосов по основным техническим характеристикам. Более подробно указанный анализ в виде соответствующих графических зависимостей представлен в [11] и монографии [12]. Поскольку каждый конкретный параметр зависит как от типа насоса, так и от его рабочего объема, оценить степень совершенства в абсолютных значениях соответствующего параметра не предоставляется возможным. Поэтому такая оценка произведена в баллах, при максимальной оценке в 5 баллов.

Таблица 1 - Результаты анализа технического уровня насосов объемного типа по основным параметрам

Технический параметр	Тип объемного насоса по принципу действия			
	поршневой	шестеренный	пластинчатый	винтовой
Давление, МПа	5,0	4,0	2,5	2,0
Максимально допустимая угловая скорость привода насоса, в зависимости от рабочего объема, с ⁻¹	3	4,5	3,5	5,0
Коэффициент подачи, в зависимости от давления, %	5,0	4,8	2,8	2,0
Коэффициент подачи, в зависимости от частоты вращения, %	5,0	4,7	2,5	2,0
Общий КПД насоса в зависимости от давления, %	5,0	4,8	2,0	1,5
Всасывающая способность, Па	4,0	4,0	3,0	2,5
Удельная мощность кВт/кг	3,0	5,0	2,5	1,0
Шум, генерируемый насосом	2,0	3,0	4,0	5,0
Себестоимость производства	4	5	3	2,5
Сумма баллов:	36	39,8	25,8	23,5
Средний балл:	4,0	4,42	2,87	2,61

Из табл. 1 видим, что поршневые насосы по основным техническим параметрам таким, как давление, коэффициент подачи, общий КПД в занимают ведущие позиции. Однако суммарные баллы, набранные поршневыми насосами и НШ, а также средний балл сравнимы между собой. Это говорит о том, что НШ по своему техническому уровню не только достигают уровня поршневых насосов, но и превосходят их.

Перспективы дальнейшего повышения технического уровня шестеренного насоса типа НШ

Как показывают результаты исследований [13], повысить давление, развиваемое НШ, можно путем уменьшения зазоров в сопряжениях деталей. Однако это сопряжено с необходимостью повышения точности изготовления, что требует приобретения более

точного и дорогостоящего оборудования.

Одним из вариантов решения задачи является селективная подборка деталей насоса при его сборке, эффект применения которой соответствует повышению точности изготовления деталей на один класс. Однако такой метод приемлем для единичного и мелкосерийного производства и связан с серьезными организационными преобразованиями производства.

Вторым вариантом являются конструктивные решения, направленные на повышение гидросопротивления в каждом сопряжении или устранением зазоров в этих сопряжениях, например, переходом на одну цельную деталь. Так, например замена втулок на «восьмерки», позволяет устранить зазор в стыках втулок. Также, в качестве примера конструктивного решения проблемы сборки насоса, является отказ от втулок вообще и переход на формирование подшипников в корпусе и крышке НШ. По этой схеме ОАО «Гидросила» выпускает насосы типа НШ-М и «Master». Этот пример иллюстрирует устранения нежелательных зазоров в принципе.

В последних наших разработках предлагается конструкция НШ, в которой устраняется торцовое сопряжение ведомой шестерни, а, как известно доля утечек на торцовые зазоры НШ составляет 70...80% от общего объема утечек.

Все еще актуальным остается повышение удельного рабочего объема, который позволяет увеличить основные удельные показатели НШ, в частности, удельную мощность, приходящуюся на единицу массы и объема НШ. Пути решения данной задачи описаны в [14 - 18]. В данных работах приведены результаты исследований по увеличению коэффициента использования объема венцов шестерен.

Коэффициент использования объема венцов шестерен серийных НШ не превышает $K_{V_0} = 0,30$. В предлагаемых конструкциях насосов, с учетом определенных ограничений, накладываемых предприятием изготовителем $K_{V_0} = 0,3323$ [14 -18]. Оптимальный коэффициент использования объема венцов шестерен без учета ограничений предприятия-производителя достигает $K_{V_0} = 0,417$, а в некоторых случаях и выше. В перспективе стоит задача разработки насоса с $K_{V_0} = 1,0$, формальное решение которой может быть достигнуто в случае, когда тело зуба превратиться в пластину. В настоящее время задача решена на теоретическом уровне. Продолжаются поисковые исследования, позволяющие реализовать данную идею в конструкции НШ.

Следующим путем развития конструкции НШ является разработка способов гидравлической разгрузки подшипников насоса.

Силовое давления рабочей жидкости на венцы шестерен, усилие от которых воспринимается цапфами и подшипниками качающего узла, во многом определяет совершенство конструкции, технический уровень НШ.

Одной из наиболее распространенных способов снижения силового воздействия на подшипники НШ является применение схемы, при которой гидравлическая разгрузка подшипников производится путем увеличения зоны высокого давления. Дальнейшее увеличение зоны высокого давления даст возможность сократить длину подшипников, а значит и всего НШ в целом. Но для увеличения зоны высокого давления требуется использовать шестерни с увеличенным числом зубьев, что снижает коэффициент использования венцов шестерни НШ. Отсюда следует, что существует оптимальное число зубьев шестерен, которое обеспечивает минимальные размеры подшипников.

Другими словами возможно найти такие оптимальные параметры зубчатого зацепления, при которых габаритные размеры качающего узла, а значит и всего НШ, будут минимальны для заданных условий проектирования.

Важнейшими исследованиями, направленными на совершенствование технического уровня НШ является повышение коэффициента подачи. Для достижения этой цели были разработаны новые физико-математическая и математическая модели внутренних утечек в НШ. До настоящего времени не существовало методики расчета внутренних утечек расчета жидкости в НШ, которые до сих пор определяются экспериментально [19]. На данный момент проведены исследования, результаты которых изложены в публикациях [20-23]. Данные, полученные в процессе исследований могут и должны быть использованы в процессе расчета объема внутренних утечек через зазоры в сопряжениях НШ, а также при разработке мероприятий, направленных на повышение давления, развиваемого НШ.

В последнее время ведутся работы направленные на снижение пульсации мгновенной подачи рабочей жидкости в НШ. Получены теоретические результаты, которые устраняют неточности физико-математических и математических моделей существующих теорий. Разработанные в ходе теоретических исследований новые физико-математические и математические модели дают все основания полагать, что геометрическая пульсация мгновенной подачи и давления в процессе работы НШ практически отсутствует. Эти выводы в полной мере были подтверждены и дополнены теоретико-экспериментальными исследованиями.

Остаточные явления пульсации мгновенной подачи и давления не носят системного характера и могут быть устранены. Предполагается дальнейшие исследования направить на разработку теоретических основ устранения пульсации подачи и давления. Решение этой проблемы позволит значительно улучшить функциональные возможности НШ.

Одним из недостаточно исследованных направлений в теории шестеренного насоса является процесс всасывания. Это объясняется тем, что современные НШ отличаются высокими общим и объемным КПД. Частота вращения не превосходит 60 c^{-1} и не сказывается на качестве заполнения рабочих камер НШ. С увеличением частоты вращения привода возможно повысить все удельные показатели НШ пропорционально росту частоты вращения. Следовательно, при разработке перспективных конструкций НШ необходимо учитывать возможность увеличение частоты вращения и уделять внимание исследованию процесса всасывания рабочей жидкости.

Не до конца исследована проблема повышения объемной подачи НШ. Все еще остается нераскрытым механизм процесса компрессии и декомпрессии рабочей жидкости в объемной подаче. В монографии автора [12] затронута серьезная проблема потери потенциальной энергии рабочей жидкости под давлением в объемной подаче, которая переносится в камеру всасывания. Решение этой проблемы позволит повысить общий КПД НШ.

Важным вопросом остается проблема регулирования подачи НШ. На данный момент имеется опыт успешной разработки НШ с регулируемой подачей [24-27]. Считаю необходимыми дальнейшие разработки этого перспективного направления. При успешном решении ряда задач, основной из которых на сегодня является повышение коэффициента регулирования, возможно получить НШ с регулируемой подачей, который по своей стоимости будет, как минимум, на порядок меньше чем существующие конструкции регулируемых объемных насосов - пластинчатых и аксиально-поршневых.

Важнейшим направлением исследований является изучение динамических характеристик не только НШ, но и других типов регулируемых насосов объемного типа. Отсутствие исследований подобного рода объясняется тем, что они лежат на стыке наук – гидромашин и гидроприводы и автоматическое регулирование

производственных процессов. Помимо этого, сравнительно низкие скорости и ручное управление не предъявляли до настоящего времени к системам управления высоких требований по точности. На данный момент резкое возрастание скоростей производственных процессов предъявляют повышенные требования к точности и скорости регулирования, что, в свою очередь, вызывает необходимость разработки новых методик расчета и проектирования гидроприводов и гидроавтоматики. Выполнение таких расчетов требует тщательного изучения динамических характеристик элементов гидропривода.

Повышение нагрузок и скоростей в современных образцах техники сопровождается увеличением уровня их шума. Шестеренные насосы не являются исключением в этом плане. Меры борьбы с шумом в шестеренных насосах, встречающиеся в литературных источниках, носят, как правило, рекомендательный характер, а действительно эффективных способов снижения шума на данный момент не разработано. Следовательно, задачу улучшения шумовых характеристик также следует считать актуальной.

Также следует отметить, что недостаточно изучена энергетическая сторона рабочего процесса НШ, в частности процессы, связанные с потерей энергии на нагрев рабочей жидкости, а также факторы влияющие на механический КПД.

Выводы. При проектировании гидроприводов техники в качестве гидромашин целесообразно применение шестеренных насосов, которые владеют рядом важных преимуществ в сравнении с другими типами насосов. Принципы, по которым работают шестеренные насосы, определяют большие потенциальные возможности и пути дальнейшего совершенствования их конструкций в направлении повышения технического уровня. Основными направлениями усовершенствования НШ являются: повышение давления рабочей жидкости, развиваемого насосом, удельного рабочего объема, коэффициента подачи, разгрузка подшипников, снижение пульсации, снижение шума.

Список литературы

1. Васильченко В.А. Регулируемые гидропередачи строительных и дорожных машин за рубежом / Васильченко В.А., Додин Л. Г. // Обзор. - М.: ЦНИИТЭИ-строймаш, 1975. - 50 с.
2. Васильченко В.А. Основные направления развития аксиально-поршневых насосов и гидромоторов для мобильных машин / Васильченко В.А., Додин Л.Г., Син М.А. //Строительные и дорожные машины. - 1983. - № 10. - С. 16-18.
3. Kroll Hr. Product section axial piston units // BRM Int. sales conf, June 2002. - Bosch Rexroth Groupe, JSCO2002. - 2002. - 17 s. //http://www.boschrexroth.com. - 2003.
4. Mayr A. Hydrostatische Tahrntriebe // O+P "Olhydraulik und Pneumatik". - 1985. - Vol. 29, № 7. - S. 516 - 525.
5. Аврунин Г. А. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач / Аврунин Г. А., Кабаненко И. В., Хавиль В. В. // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4 (30) – С. 3-6.
6. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / Башта Т.М. – [3-е изд. перераб. и доп.] – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
7. Барышев В.И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации: дис. на соиск. ученой степени доктора. техн. наук: / Барышев Валерий Иванович. – Челябинск, Государственный ордена Трудового Красного Знамени НИИ тракторный институт (НАТИ) (Челябинский филиал), 1989. – 461 с.
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / [Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А.]; под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 399 с.
9. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / [Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др.]; под ред. д.т.н., проф. Прокофьева В.Н. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
10. Николенко И.В. Тенденции развития и технический уровень аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом / Николенко И.В. //Промислова гідравліка і пневматика. – 2004.

- № 1 (3), – С. 49-54.
11. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса: диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук: / Козерод Юрий Валерьевич. – М.: Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977 – 150 с.
 12. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет.- Монография – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
 13. Кулешков Ю.В.Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе [Кулешков Ю.В., Кулешкова К.Ю., Руденко Т.В., М.В. Красота] / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - 2012 – Вип. № 42 . С. 103-111.
 14. Черновол М.І. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. / Черновол М.І., Кулешков Ю.В. // Вісник аграрної науки, травень 2011.– № 5. – С. 42 – 45.
 15. Черновол М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки / Черновол М.І., Кулешков Ю.В // Вісник аграрної науки, серпень 2008. – № 8. – С. 52 - 54.
 16. Кулешков Ю.В.Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград, КНТУ, 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
 17. Кулешков Ю.В. Повышение удельной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А. // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin, 2009. – S.193 – 206.
 18. Кулешков Ю.В. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осін Р.А. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Випуск 23. – Кіровоград: 2010.– С. 278 – 390.
 19. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
 20. Кулешков Ю.В. Підвищення гідравлічного опору в радіальних спряженнях насосів типу НШ. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць КДТУ Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Випуск 8. – Кіровоград: КДТУ. - 2001.- С.3 – 7.
 21. Кулешков Ю.В. Втрати робочої рідини через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О. // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 8 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Том 2.– Харків: 2001.– С. 87 – 90.
 22. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 17. – Кіровоград: 2006.– С. 205– 208.
 23. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 20.– Кіровоград, 2008.– С. 284-292.
 24. Кулешков Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Бевз О.В. // Промислова гідравліка і пневматика, № 3 (13). 2006, с.- 98-102.
 25. Кулешков Ю.В., Математична модель об'єму робочої камери шестеренного насоса з регульованою подачею / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету “Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація сільськогосподарських машин. - Вип. 16. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – С. 198 – 206.
 26. Кулешков Ю.В.. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой

- подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Промислова гідравліка і пневматика № 2 (8) 2005 р. С.114 - 119.
27. Кулешков Ю.В. Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, Випуск № 35, Кіровоград: КДТУ 2005.- С. 127 – 135.

Ю. Кулешков, Т. Руденко, М. Красота, В. Русских К. Кулешкова
Перспективи підвищення технічного рівня шестеренних насосів

В роботі розглянуті шляхи удосконалення конструкцій шестеренних насосів сучасних гідроприводів. Основними напрямками підвищення технічного рівня насосів визначено наступні: підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом, коефіцієнту подачі, розвантаження підшипників, зниження пульсації та шуму.

Y.Kuleshkov, T. Rudenko, M. Krasota, V. Russkih, K.Kuleshkova
Prospects of increase of technical level of cog-wheel pumps

The ways of improvement of constructions of cog-wheel pumps of modern gidroprivodov are in-process considered. As basic directions of increase of technical level of pumps the followings are offered: increase of pressure of working liquid, developed a pump, specific swept volume, coefficient of serve, unloading of bearings, decline of pulsation, decline of noise.

Получено 10.10.12

УДК 62-755: 62-752

Г.Б.Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, І.І.Філімоніхіна, канд. фіз.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет

До визначення умов зрівноваження швидкообертових роторів сільськогосподарських машин пасивними автобалансирами

Обґрунтований енергетичний метод визначення умов настання автобалансування при зрівноваженні роторів на осесиметричних опорах пасивними автобалансирами, заснований на використанні функції Гамільтона. Метод застосований до найбільш актуальної для сільськогосподарських машин моделі ротора, що здійснює просторовий рух і динамічно зрівноважується двома автобалансирами.

ротор, пасивний автобаланси́р, автобалансування, сільськогосподарська машина

В сільському господарстві і в переробній промисловості широко використовуються машини з швидкообертливими роторами, що здійснюють щодо машини просторовий рух [1,2]. Прикладами таких роторів є крильчатки осьових і відцентрових вентиляторів, барабани дробарок, молотарок чи екстракторів, центрифуг, сепараторів відцентрових машин у переробній і харчовій промисловості тощо.

Для зрівноважування на ходу таких роторів застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові [3-6]. В них коригувальні вантажі (КВ) при певних умовах з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються разом з ним як одне ціле навколо подовжньої