

О.М. Жаркевич<sup>1\*</sup>, Т.Ю. Никонова<sup>1</sup>, Л. Гиерц<sup>2</sup>, А.С. Берг<sup>1</sup>, А.А. Берг<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Карагандинский технический университет имени  
Абылкаса Сагинова, Караганда, Казахстан

<sup>2</sup>Познанский технологический университет, Познань, Польша  
E-mail: \*zharkevich82@mail.ru

## Анализ конструктивных и технологических особенностей шестеренчатых насосов

**Аннотация.** В статье приведены основные конструктивные и технологические особенности шестеренчатых насосов, описание контактов зубчатых колес при их взаимодействии и точности изготовления. Увеличение контактов в межзубном пространстве уменьшает пульсацию на 75%, уровень шума на 5 децибел. Применение косозубых передач повышает эффективность работы шестеренчатых насосов и уменьшает пульсацию. Шестеренчатый насос с внешним зацеплением и осевой компенсацией с высокой точностью исполнения и высококачественными материалами устойчив к усталостным нагрузкам. Шестеренчатые насосы с внутренним зацеплением имеют компактный корпус и создают меньше шума. На практике чаще всего используются шестеренчатые насосы с внешним зацеплением из-за их простой конструкции и низкой цены. Корпус шестеренчатого насоса подвержен износу из-за высокого давления. При работе насоса возникают неравномерные напряжения, что приводит к усталостным нагрузкам на вал в одном направлении. Дополнительная пульсация влечет за собой колебания конструкции. Собственные вибрации шестеренчатого насоса способствуют его выходу из строя, особенно если скорость вращения составляет 100 000 циклов. При работе шестеренчатого насоса возникает шум, который можно гасить шумоглушителями или демпферами, что увеличивает цену насоса. Межзубные промежутки шестеренчатого насоса при резких скачках давления подвержены кавитации, из-за которой повышается износ. Для устранения износа, пульсации, вибрации, шума предлагается новая конструкция шестеренчатого насоса с использованием различных типов масел и методики коррекции формы зубьев.

**Ключевые слова:** шестеренчатый насос, зазор, пульсация, износ, кавитация.

DOI: [doi.org/10.32523/2616-7263-2023-143-2-204-214](https://doi.org/10.32523/2616-7263-2023-143-2-204-214)

### 1. Введение

Насос – это устройство, которое позволяет передавать механическую энергию жидкости и проявляется в увеличении энергии давления. Насосы имеют широкое применение в науке и технике, включая общественное водоснабжение, ирригацию, нефтяной сектор вверх/вниз по течению, автомобили, транспортное оборудование и дозировку химикатов. Шестеренчатый насос является основным выбором разработчиков топливных систем из-за длительного срока службы, низких затрат на техническое обслуживание и высокой производительности.

Обычные центробежные насосы должны быть заполнены в первую очередь в условиях эксплуатации, за исключением случаев, когда всасывание имеет положительный напор. На практике возникают ситуации, когда всасывание насоса имеет отрицательный напор.

Шестеренчатый насос является самовсасывающим и не ограничивается типом высоты всасывания. Шестеренчатые насосы характеризуются фиксированным объемом подачи на единицу оборота насоса.

Вследствие стремления постоянно повышать производительность, эффективность, минимизировать размеры, уменьшать собственную вибрацию, пульсацию, неблагоприятные нагрузки, кавитацию и износ компонентов шестеренчатого насоса требования к материалам, технологиям, посадкам и допускам на размеры постоянно растут. Это приводит к постоянному совершенствованию методов изготовления как самих насосов, так и материалов, используемых для их изготовления, а наиболее важными показателями являются минимально возможная частота отказов, широкий диапазон применимости в данной отрасли, устойчивость к изменяющимся условиям, минимально возможное шумообразование и пульсация.

Целью статьи является проведение анализа конструктивных и технологических особенностей шестеренчатых насосов для последующей разработки прототипа конструкции шестеренчатого насоса, обеспечивающего максимальную производительность и ресурс деталей, из которых состоит насос.

## 2. Методы

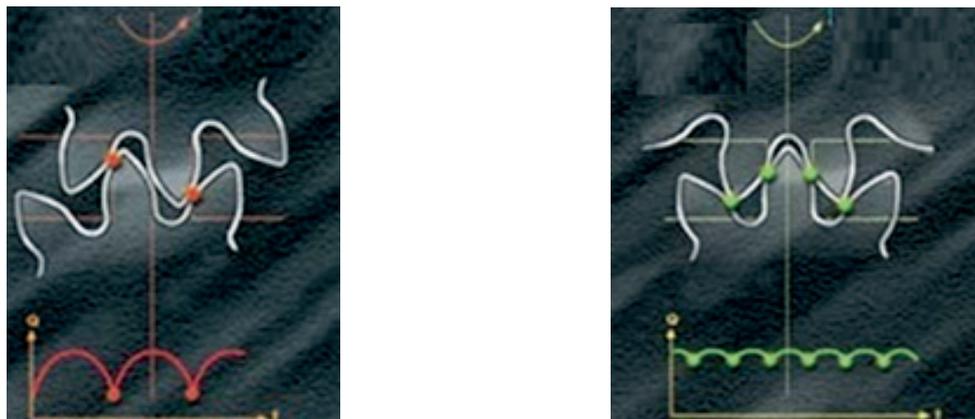
Для анализа конструктивных и технологических особенностей применялись критерии точности изготовления шестеренчатых насосов.

Для установления сходства в межзубных промежутках шестеренчатых насосов использовались теории подобия и размерности.

Объединение характеристик шестеренчатых насосов (зазоры, пульсации, шум, износ) осуществлялось посредством синтеза.

## 3. Результаты и обсуждение

Предпринимаемые в настоящее время методы улучшения существующего уровня техники включают изменение конструкции зубчатых колес за счет лучшей подгонки и увеличения точек контакта между зубьями. Это связано с повышением точности их выполнения, что приводит к экспоненциальным затратам. Более дешевым решением является разработка таких колес, в которых улучшено прилегание пар зубов, входящих в контрфорсы, т.е. уменьшено межзубное расстояние. Эта цель достигается за счет увеличения радиальных сил, действующих на валы шестерен. Расстояние между колесами не фиксировано, что позволяет использовать этот метод. Существенным недостатком такого подхода является увеличение односторонних пульсирующих усталостных нагрузок, известных как наиболее неблагоприятные с точки зрения конструкции машины. Это также приводит к увеличению трибологического износа, что сокращает срок службы изделия и, следовательно, приводит к увеличению затрат в долгосрочной перспективе. Идея, лежащая в основе этой концепции, иллюстрируется рисунком 1.

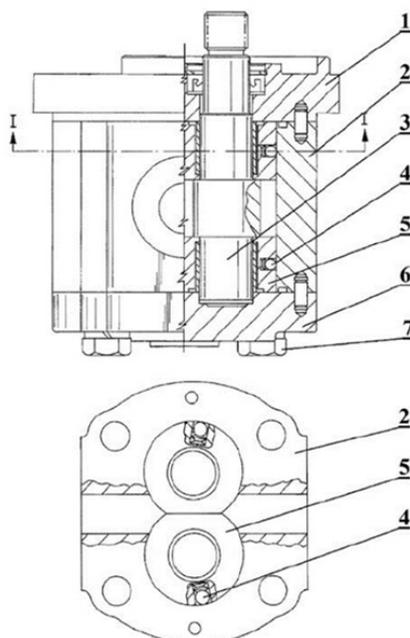


а) зазоры и пульсации в стандартном насосе      б) зазоры и пульсации в насосе с меньшим зазором (большее согласование шестерен)

**Рисунок 1.** Контакты в шестернях в различных конструкциях шестеренчатых насосов

Дальнейшие научные исследования доказывают, что улучшение межзубного пространства снижает пульсацию на 75%, что также приводит к значительному снижению уровня шума на 5 децибел [1, 2, 3]. Дополнительное использование косозубых колес дополнительно снижает пульсацию и повышает эффективность работы.

Создаваемый шум гидравлического оборудования играет также важную роль при использовании его на производствах, поскольку оно является предметом труда человека, что приводит к еще большим ограничениям по шуму и вибрациям, продиктованным как свободным рынком, так и национальными и европейскими нормами. В качестве примера шестеренчатого насоса, удовлетворяющего таким нормам, можно отнести насос с нулевым боковым люфтом по патенту Casapp № US5624251.



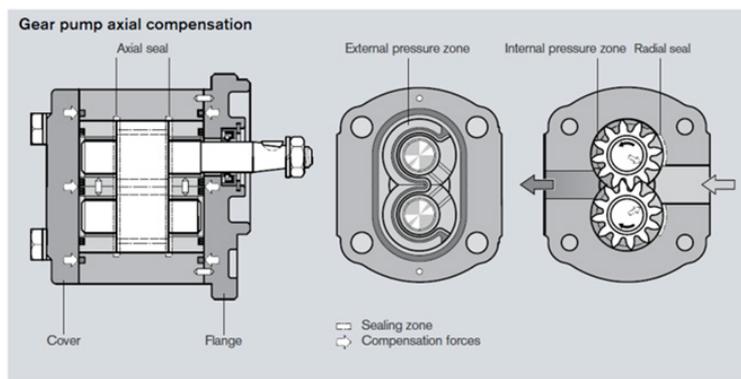
1 - дисковый; 2 - корпус; 3 - шестерня активная; 4 - элементная компенсация механических радиальных зазоров; 5 - корпус подшипника скольжения; 6 - покрытие; 7 – болт

**Рисунок 2.** Шестеренчатый насос с нулевым боковым люфтом по патенту Casapp № US5624251 от 1997 г.

Механические решения, разработанные за 200 лет промышленной практики, позволили создать решения с двумя типами взаимосвязей между зубчатыми колесами [4].

Шестеренчатые насосы с внешним и внутренним зацеплением имеют разные характеристики и параметры, что создает для них разные рыночные ниши. В основном они используются в составе подъемников, систем управления подвеской транспортных средств, а также для общего транспорта масла и там, где требуется точное дозирование. Хотя принцип работы в настоящее время остается неизменным, можно заметить различные улучшения, повторяющиеся в различных предложениях, направленные на некоторое улучшение работы [4].

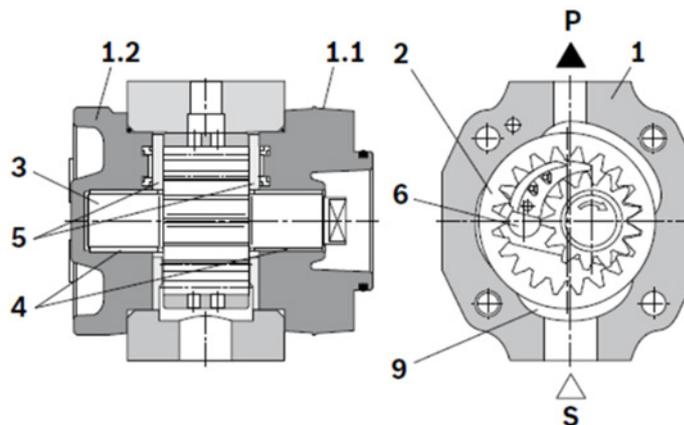
Решение, предложенное компанией BOSCH, является лидером на рынке шестеренчатых насосов по качеству исполнения и уровню шума [5, 6] (рисунок 3).



**Рисунок 3.** Шестеренчатый насос с внешним зацеплением и осевой компенсацией компании Bosh

Это связано с гораздо более высоким технологическим режимом, точностью исполнения и применением высококачественных материалов с малой истираемостью и устойчивостью к усталостным нагрузкам. Однако большим недостатком данного вида гидравлического оборудования служит более высокая рыночная стоимость.

Помимо шестеренных насосов с внешним зацеплением, существуют также насосы с внутренним зацеплением, так называемые героторные насосы [4] (рисунок 4).



1-корпус, 1.1- корпус подшипника, 1.2 - корпус, 2 - колесо с кольцом, 3 - вал, 4 - подшипник скольжения, 5 - осевой диск, 6 - штифт

**Рисунок 4.** Шестеренный насос BOSCH с внутренним зацеплением

Внутренние шестеренчатые насосы значительно дороже, но создают меньше шума и имеют компактный корпус [7].

В настоящее время в промышленности чаще всего используются насосы с внешним зацеплением, что обусловлено их простой конструкцией и низкой ценой.

Шестеренчатые насосы представляют собой проверенную конструкцию с рядом неоспоримых преимуществ, определяющих их полезность в промышленности. Тем не менее, они не лишены многих недостатков. Есть ряд конструктивных и эксплуатационных проблем, с которыми приходится сталкиваться в современной технике при применении шестеренчатых насосов.

Представленные случаи относятся к отказам насосов, неблагоприятным явлениям, представляющим их непосредственные причины отказа.

Одним из ключевых явлений отказов шестеренчатых насосов является усталостный износ зубчатых колес [3, 8, 9, 10] (рисунок 5).



Рисунок 5. Износ шестерни насоса

В литературе [11] известны случаи, что производительность насоса была повышена за счет увеличения мощности, лучшего выбора геометрии кривизны зубьев. Однако было доказано, что в таких случаях происходит увеличение давления, расхода жидкости и скорости вращения валов, что ускоряет такие явления износа, как точечная коррозия. В дальнейшем это явление приведет к снижению производительности, а затем к отказу насоса.

В случае шестеренных насосов корпус насоса также подвержен износу [12]. Это связано с высоким давлением, и в ряде случаев перекачиванием проникающих жидкостей, т.е. ньютоновских жидкостей. Характер этих явлений лавинный, что создает дополнительную угрозу другим компонентам, а в крайних случаях и угрозу здоровью и жизни людей, находящихся в непосредственной близости от гидрооборудования. Это означает, что ключевым моментом является проектирование конструкций насосов таким образом, чтобы избежать концентрации давления на шестернях без значительного увеличения их размеров.

Последние научные исследования с использованием метода конечных элементов показывают, какие напряжения возникают при работе шестеренчатого насоса [12]. Авторами публикации показано, что распределение давления в шестеренчатом насосе не равномерно, и тем самым валы насоса испытывают усталостную нагрузку только в одном направлении (рисунок 6). Дополнительная пульсация приводит к дальнейшим колебаниям конструкции, в том числе и вала, что только аккумулирует неблагоприятные явления.

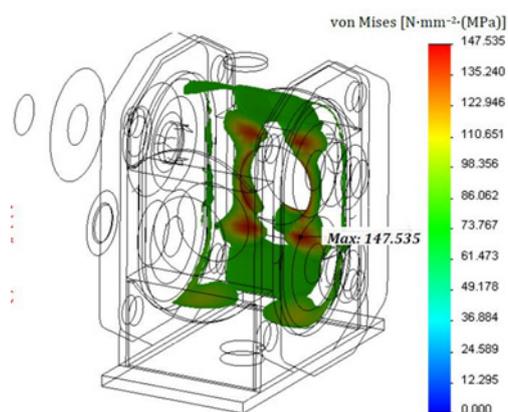


Рисунок 6. Напряжения в корпусе насоса

Установлено, что еще одним аспектом проблемных характеристик в работе насосов являются возникающие пульсации [1, 13]. Как уже было сказано, эти конструкции отличаются малой пульсацией, но тем не менее, все еще предпринимаются усилия, чтобы свести к минимуму это явление. Единственным известным на сегодняшний день методом является также вышеупомянутая коррекция межзубного промежутка.

Необходимо выделить также неблагоприятные вибрационные явления, возникающие при практическом применении гидрооборудования [2, 14]. Следствием собственных вибраций шестеренчатого насоса являются также вибрации самих гидравлических линий, которые, подвергаясь их особому воздействию, подвержены ускоренному выходу из строя, увеличивая эксплуатационные расходы. Особенно остро эта проблема стоит в случае с насосами, где скорость вращения относительно высока (сотни тысяч циклов). В этом случае необходимо в конструкции насосов использовать комплектующие большего размера с низким коэффициентом полезного действия. Это требует от разработчиков насосов дополнительных капиталовложений, что приводит к дальнейшему росту их рыночных цен и влияет на более медленное развитие других отраслей, т. е. тех, в которых используются шестеренные насосы.

Шум – явление, широко признанное вредным производственным фактором. На проблему шума в виде инфразвука обратили внимание относительно недавно. Только стандарты PN-ISO 7196:2002 и PN-ISO 9612:2004 установили допустимые значения инфразвукового шума в 2002 году министром труда и социальной политики на основании предварительных исследований [15]. Данные стандарты определяют максимальный уровень шума, которому может подвергаться оператор работающих машин. Предложенные на сегодняшний день шумоглушители в виде механических вибростабилизаторов создают дополнительный вес, что является их недостатком. Конструкции известных сегодня шестеренчатых насосов позволяют снизить вибрации, но не во всех диапазонах его работы [3, 16, 17]. Кроме того, использование демпферов удорожает конечный продукт.

Кавитация – явление, сопровождающее конструкцию и эксплуатацию насосов с момента их появления в промышленности. Это явление менее выражено в шестеренчатых насосах [3, 18, 19, 20]. Однако в насосе есть такие конструктивные места, где возникают резкие скачки давления, следовательно, они являются непосредственной причиной повышенного износа этого насоса. Этим местом в основном являются межзубные промежутки.

Описанные выше проблемы трибологического износа, неравномерности импульсных нагрузок, пульсации и кавитации сопровождают все конструкции известных на рынке шестеренчатых насосов. Они ограничены точностью изготовления. Несмотря на это, на рынке наблюдается недостаток новых, инновационных конструктивных и технологических решений шестеренчатых насосов, усовершенствованных с экономической точки зрения.

Шестеренчатый насос имеет множество преимуществ, однако недостатки в большей степени препятствуют их использованию. Также смена перекачиваемой среды оказывает влияние на ухудшение ее характеристик, что подтверждается многочисленными научными исследованиями. Неподходящее масло, попадание воды, изменение плотности пищевой жидкости – все это влияет на ускоренный износ.

Конструкции шестеренчатых насосов имеют много преимуществ. Благодаря точным технологиям изготовления возможна высокая унификация производства комплектующих деталей, что является очень хорошей базой для внедрения передовых инноваций. Для шестеренчатых насосов характерно малое количество подвижных (трещащих) частей по сравнению с другими конструкциями, наименьшая пульсация и шумность. Их легко обслуживать, они могут двигаться в обоих направлениях с возможностью точной перекачки вязких жидкостей.

Таким образом, создание концепции инновационного шестеренчатого насоса для гидравлических систем управления производственными машинами с использованием различных типов масел, а также компактного конструктивного решения для гашения механических колебаний, снижения силовых нагрузок и уровня шума является актуальной задачей для различных областей промышленности. Решением выше указанных проблем может явиться создание прототипа шестеренчатого насоса, в основе которого лежит концепция И. Кеплера. Критериями для проектирования усовершенствованной конструкции будут являться объем между зубьями, тангенциальные нагрузки, проскальзывания и контактные поверхности зубьев. Также будут использоваться методики коррекции формы зубьев, которые направлены на дополнительное увеличение объема между зубьями, что приводит к повышению эффективности насоса.

#### **4. Выводы**

Анализ существующих поршневых насосов выявил ряд недостатков, таких, как: высокий уровень шума, пульсации, высокие силовые нагрузки, износ деталей насоса.

На основе анализа установлено, что необходима разработка шестеренчатого насоса с универсальной конструкцией для обеспечения эффективной защиты всех деталей гидросистемы от износа как от самого масла, так и от переменных нагрузок. Это уменьшит частоту ремонта и замены комплектующих.

Новая конструкция шестеренчатого насоса позволит заменить существующие поршневые насосы, используемые в силовой гидравлике. Еще одна перспектива - значительное снижение износа шестерен и других компонентов, что уменьшит эксплуатационные расходы и нагрузку на окружающую среду.

Разработка новой конструкции шестеренчатого насоса позволит уменьшить пульсации, кавитации, повысить давления в насосе и уменьшить утечки с течением времени. Данные показатели будут позитивно влиять на увеличение КПД насоса и срока службы.

#### **Подтверждения**

Данное исследование финансируется Комитетом науки Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан (Грант молодых ученых ИРН № AP19579208 «Создание универсального прототипа шестеренчатого насоса для гидравлических систем способного к перекачке вязких жидкостей различной природы»).

## Список литературы

1. Svishchev A.V., Aistov I.P. The Theoretical and Experimental Studies Comparison of the Pressure Pulsation in the Discharge Chamber of the Gear Pump //Procedia Engineering. - 2015. - Volume 113. - P. 186–191 <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.07.316>
2. Zuti Z., Shuping C., Huawei W, Xiaohui L., Jia D., Yuquana Z.. The approach on reducing the pressure pulsation and vibration of seawater piston pump through integrating a group of accumulators //Ocean Engineering. – 2019. - Volume 173. – P. 319–330 <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.12.078>
3. Battarra M., Mucchi E. Incipient cavitation detection in external gear pumps by means of vibro-acoustic measurements //Measurement, - 2018. - Volume 129. – P. 123–130 <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.013>
4. Rituraj R., Vacca A. Investigation of flow through curved constrictions for leakage flow modelling in hydraulic gear pumps //Mechanical Systems and Signal Processing. - 2021. - Volume 153. – P. 45–53 <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107503>
5. <https://hydroserwis.net.pl/produkt/pompa-zebata-pgh4-30-032rr11vu2-r901147112/>- (дата обращения: 10.11.2022)
6. <https://www.boschrexroth.com/en/pl/> (дата обращения: 11.11.2022)
7. <https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:mUL4WiRr-2IJ:https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-573b78d4-607d-47fa-9c3e-7fe61d809cfb/c/Towarnicki.pdf&cd=11&hl=pl&ct=clnk&gl=pl> (дата обращения: 11.11.2022)
8. Krishnasamy K., Subbulekshmi D., Deera T., Gnanasekaran B.M., Maridurati T., Sriram M., Kumar, S.S., Markos, M. Fatigue Failure Analysis of a Gear in Automobile Engine Coolant Pump //Advances in Materials Science and Engineering. – 2022. - 3982415. – P. 1–8 <https://doi.org/10.1155/2022/3982415>
9. Xiaofeng Q., Jie L., Xingguo Z., Li F., Ruiqiang P. Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump //Engineering Failure Analysis. – 2020. – 118. – P. 104886. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104886>
10. Zhao X., Vacca A.. Analysis of continuous-contact helical gear pumps through numerical modeling and experimental validation //Mechanical Systems and Signal Processing. – 2018. - Volume 109. – P. 352–378 <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.02.043>
11. Kim B., Siddique M.H., Samad, A., Hu G., Lee D.E. Optimization of Centrifugal Pump Impeller for Pumping Viscous Fluids Using Direct Design Optimization Technique //Machines. – 2022. - 10, 774. – P. 1–24 <https://doi.org/10.3390/machines10090774>
12. Bienczak A., Marcinkiewicz J., Szcepianiak J. FEM Strength Research of the Gear Wheel Pump Construction Designed for Transport of the Non - Newtonian Fluid. Food processing Engineering. - 2012. 4(4). - P.13-17 <https://docplayer.pl/794363-Badania-wytrzymalosciowe-mes-konstrukcji-pompy-zebatej-do-transportu-cieczy-nienuetonowskich.html>
13. Sanchugov V., Rekadze P. New Method to Determine the Dynamic Fluid Flow Rate at the Gear Pump Outlet //Energies. – 2022. – 15. – P. 3451. <https://doi.org/10.3390/en15093451>
14. Noah D. Manring, Suresh B. Kasaragadda. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump. //Dynamic Systems, measurement and control. - 2003. - 125(3). – P. 396–404 <https://doi.org/10.1115/1.1592193>
15. Liu D., Ba Y., Ren T. Flow fluctuation abatement of high-order elliptical gear pump by external noncircular gear drive //Mechanism and Machine Theory. – 2019. - Volume 134. – P. 338–348 <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.011>
16. Dhote N., Khond M, Sankpal R.. Wear material determination and parameters optimization of an external gear pump by Taguchi technique // Materials Today: Proceedings. – 2022. - Volume 63. - Part 3. – P. 35–42 <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.08.374>
17. Woo S., Vacca A. An Investigation of the Vibration Modes of an External Gear Pump through Experiments and Numerical Modeling //Energies. – 2022. – 15. 796. – P. 1 – 22 <https://doi.org/10.3390/en15030796>
18. Zhao X., Vacca A. Multi-domain simulation and dynamic analysis of the 3D loading and micromotion of continuous-contact helical gear pumps //Mechanical Systems and Signal Processing/ - 2022. - Volume 163. – P. 1–33 <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108116>

19. Borghi M., Paltrinieri F., Milani M., Zardin B. The influence of cavitation and aeration on gear pumps and motors meshing volumes pressures. New York: American Society of Mechanical Engineers (ASME): , 2006. - P. 47– 56
20. Lin J.N., Tseng Y.T., Chang Y. Z., Chou Y.A., Tsai G.L., Lan T.S. Cavitation of Flow Field in Gear Pump //Sensors and Materials. – 2022. - 34(6). - P. 2293–2309 [https://sensors.myu-group.co.jp/sm\\_pdf/SM2973.pdf](https://sensors.myu-group.co.jp/sm_pdf/SM2973.pdf)

**О.М. Жаркевич<sup>1</sup>, Т.Ю. Никонова<sup>1</sup>, Л. Гиерц<sup>2</sup>, А.С. Берг<sup>1</sup>, А.А. Берг<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Әбілқас Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті, Қарағанды, Қазақстан

<sup>2</sup>Познань технологиялық университеті, Познань, Польша

### **Тістегершікті сорғылардың конструктивті және технологиялық ерекшеліктерін талдау**

**Андатпа:** Мақалада тістегершікті сорғылардың негізгі конструктивті және технологиялық ерекшеліктері келтірілген беріліс контактілерінің сипаттамасы олардың өзара әрекеттесуінде және өндіріс дәлдігінде. Тісаралық кеңістіктегі байланыстардың артуы пульсацияны 75% - ға, шу деңгейін 5 децибелге төмендетеді. Қисықтісті берілістерді қолдану тістегершікті сорғыларының тиімділігін арттырады және пульсацияны азайтады. Сыртқы ілінісуі бар және осьтік компенсациясы бар тістегершікті сорғысы жоғары дәлдікпен және жоғары сапалы материалдармен шаршау жүктемелеріне төзімді. Ішкі ілінісуі бар тістегершікті сорғылары ықшам корпусқа ие және аз шу шығарады. Іс жүзінде көбінесе сыртқы ілінісуі бар тістегершікті сорғылары конструкциясының қарапайымдылығы мен төмен бағасына байланысты қолданылады. Тістегершікті сорғының корпусы жоғары қысымға байланысты тозуға бейім. Сорғы жұмыс істеп тұрған кезде біркелкі емес кернеулер пайда болады, бұл білікке бір бағытта шаршау жүктемесіне әкеледі. Қосымша пульсация құрылымның тербелісіне әкеледі. Тістегершікті сорғысының өзіндік тербелісі оның істен шығуына ықпал етеді, әсіресе айналу жылдамдығы 100000 цикл болса. Тістегершікті сорғы жұмыс істегенде шу пайда болады, оны дыбыс өшіргіштермен немесе демпферлермен сөндіруге болады, бұл сорғының бағасын арттырады. Тістегершікті сорғының тістер аралықтары қысымның күрт жоғарылауы кезінде кавитацияға ұшырайды, бұл тозуды арттырады. Тозуды, пульсацияны, дірілді, шуды жою үшін майлардың әртүрлі түрлерін және тіс пішінін түзету әдістерін қолдана отырып, тістегершікті сорғының жаңа конструкциясы ұсынылады.

**Түйін сөздер:** тістегершікті сорғысы, саңылау, пульсация, тозу, кавитация.

**O. Zharkevich<sup>1</sup>, T. Nikonova<sup>1</sup>, L. Gierz<sup>2</sup>, A.S. Berg<sup>1</sup>, A.A. Berg<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>*Abylqas Saginov Karaganda Technical University, Karaganda, Kazakhstan*

<sup>2</sup>*Poznań University of Technology, Poznań, Poland*

### **Analysis of design and technological features of gear pumps**

**Abstract:** The article presents the main design and technological features of gear pumps with a description of the contacts of the gear wheels during their interaction and manufacturing accuracy. The increase in contacts in the interdental space reduces the pulsation by 75%, the noise level by 5 decibels. The use of helical gears increases the efficiency of gear pumps and reduces pulsation. External gear pump with axial compensation with high precision and high quality materials resistant to fatigue. Internal gear pumps have a compact body and are less noisy. In practice, external gear pumps are most commonly used due to their simple design and low cost. The gear pump housing is subject to wear due to high pressure. During operation of the pump, uneven stresses occur, which leads to fatigue loads on the shaft in one direction. Additional pulsation entails oscillations of the structure. The gear pump's own vibrations contribute to its failure, especially if the rotation speed is 100,000 cycles. During the operation of a gear pump, noise occurs that can be dampened with

silencers or dampers, which increases the price of the pump. The interdental spaces of a gear pump are prone to cavitation during sudden pressure surges, which increases wear. To eliminate wear, pulsation, vibration, noise, a new design of the gear pump is proposed using various types of oils and methods for correcting the shape of the teeth.

**Keywords:** gear pump, clearance, pulsation, wear, cavitation

## References

1. Svishchev A.V., Aistov I.P. The Theoretical and Experimental Studies Comparison of the Pressure Pulsation in the Discharge Chamber of the Gear Pump //Procedia Engineering. - 2015. - Volume 113. - P. 186–191 <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.07.316>
2. Zuti Z., Shuping C., Huawei W, Xiaohui L., Jia D., Yuquana Z.. The approach on reducing the pressure pulsation and vibration of seawater piston pump through integrating a group of accumulators //Ocean Engineering. – 2019. - Volume 173. – P. 319–330 <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.12.078>
3. Battarra M., Mucchi E. Incipient cavitation detection in external gear pumps by means of vibro-acoustic measurements //Measurement, - 2018. - Volume 129. – P. 123–130 <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.013>
4. Rituraj R., Vacca A. Investigation of flow through curved constrictions for leakage flow modelling in hydraulic gear pumps //Mechanical Systems and Signal Processing. - 2021. - Volume 153. – P. 45–53 <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2020.107503>
5. <https://hydroserwis.net.pl/produkt/pompa-zebata-pgh4-30-032rr11vu2-r901147112/> (accessed: 10.11.2022)
6. <https://www.boschrexroth.com/en/pl/> (accessed: 11.11.2022)
7. <https://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:mUL4WiRr-2IJ:https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-573b78d4-607d-47fa-9c3e-7fe61d809cfb/c/Towarnicki.pdf&cd=11&hl=pl&ct=clnk&gl=pl> (accessed: 11.11.2022)
8. Krishnasamy K., Subbulekshmi D., Deepa T., Gnanasekaran B.M., Maridurati T., Sriram M., Kumar, S.S., Markos, M. Fatigue Failure Analysis of a Gear in Automobile Engine Coolant Pump //Advances in Materials Science and Engineering. – 2022. – 3982415. – P. 1–8 <https://doi.org/10.1155/2022/3982415>
9. Xiaofeng Q., Jie L., Xingguo Z., Li F., Ruiqiang P. Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump //Engineering Failure Analysis. – 2020. – 118. – P. 104886. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104886>
10. Zhao X., Vacca A.. Analysis of continuous-contact helical gear pumps through numerical modeling and experimental validation //Mechanical Systems and Signal Processing. – 2018. - Volume 109. – P. 352–378 <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.02.043>
11. Kim B., Siddique M.H., Samad, A., Hu G., Lee D.E. Optimization of Centrifugal Pump Impeller for Pumping Viscous Fluids Using Direct Design Optimization Technique //Machines. – 2022. – 10, 774. – P. 1–24 <https://doi.org/10.3390/machines10090774>
12. Bienczak A., Marcinkiewicz J., Szcapaniak J. FEM Strength Research of the Gear Wheel Pump Construction Designed for Transport of the Non - Newtonian Fluid. Food processing Engineering. - 2012. 4(4). - P.13-17 <https://docplayer.pl/794363-Badania-wytrzymalosciowe-mes-konstrukcji-pompy-zebatej-do-transportu-cieczy-nienewtonowskich.html>
13. Sanchugov V., Rekadze P. New Method to Determine the Dynamic Fluid Flow Rate at the Gear Pump Outlet //Energies. – 2022. – 15. – P. 3451. <https://doi.org/10.3390/en15093451>
14. Noah D. Manring, Suresh B. Kasaragadda. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump. //Dynamic Systems, measurement and control. - 2003. - 125(3). – P. 396–404 <https://doi.org/10.1115/1.1592193>
15. Liu D., Ba Y., Ren T. Flow fluctuation abatement of high-order elliptical gear pump by external noncircular gear drive //Mechanism and Machine Theory. – 2019. - Volume 134. – P. 338–348 <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.011>
16. Dhote N., Khond M, Sankpal R.. Wear material determination and parameters optimization of an external gear pump by Taguchi technique // Materials Today: Proceedings. – 2022. - Volume 63. - Part 3. – P. 35 – 42 <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.08.374>

17. Woo S., Vacca A. An Investigation of the Vibration Modes of an External Gear Pump through Experiments and Numerical Modeling //Energies. – 2022. – 15. 796. – P. 1–22 <https://doi.org/10.3390/en15030796>
18. Zhao X., Vacca A. Multi-domain simulation and dynamic analysis of the 3D loading and micromotion of continuous-contact helical gear pumps //Mechanical Systems and Signal Processing/ – 2022. – Volume 163. – P.1–33 <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108116>
19. Borghi M., Paltrinieri F., Milani M., Zardin B. The influence of cavitation and aeration on gear pumps and motors meshing volumes pressures. New York: American Society of Mechanical Engineers (ASME): , 2006. – P. 47–56
20. Lin J.N., Tseng Y.T., Chang Y. Z., Chou Y.A., Tsai G.L., Lan T.S. Cavitation of Flow Field in Gear Pump //Sensors and Materials. – 2022. - 34(6). - P. 2293–2309 [https://sensors.myu-group.co.jp/sm\\_pdf/SM2973.pdf](https://sensors.myu-group.co.jp/sm_pdf/SM2973.pdf)

### Сведения об авторах:

**О.М. Жаркевич** – к.т.н., профессор, Карагандинский технический университет им. А. Сагинова, пр. Н. Назарбаева, 56, Караганда, Казахстан.

**Т.Ю. Никонова** – к.т.н., и.о. доцента, Карагандинский технический университет им. А. Сагинова, пр. Н. Назарбаева, 56, Караганда, Казахстан.

**Л. Гуерц** – PhD, ассоциированный профессор, Познанский технологический университет, ул. Пиотрово, 3, Познань, Польша.

**А.С. Берг** – ассистент, Карагандинский технический университет им. А. Сагинова, пр. Н. Назарбаева, 56, Караганда, Казахстан.

**А.А. Берг** – инженер, Карагандинский технический университет им. А. Сагинова, пр. Н. Назарбаева, 56, Караганда, Казахстан.

**О.М. Жаркевич** – т.ғ.к., профессор, Ә. Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті, Н. Назарбаев даңғ., 56, Қарағанды, Қазақстан.

**Т.Ю. Никонова** – т.ғ.к., доценті м.а., Ә. Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті, Н. Назарбаев даңғылы, 56, Қарағанды, Қазақстан.

**Л. Гуерц** – PhD, қауымдастырылған профессор, Пиотрово көш., 3, Познань, Польша.

**А.С. Берг** – ассистент, Ә. Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті, Н. Назарбаев даңғылы, 56, Қарағанды, Қазақстан.

**А.А. Берг** – инженер, Ә. Сағынов атындағы Қарағанды техникалық университеті, Н. Назарбаев даңғылы, 56, Қарағанды, Қазақстан.

**О. Zharkevich** – Candidate of Technical Sciences, Professor, Abylkas Saginov Karaganda Technical University, 56 N. Nazarbayev ave., Karaganda, Kazakhstan.

**T. Nikonova** – PhD, Acting Associate Professor, Abylkas Saginov Karaganda Technical University, 56 N. Nazarbayev ave., Karaganda, Kazakhstan.

**L. Gierz** – PhD, Associate Professor, Poznań University of Technology, 3 Piotrowo str., Poznań, Poland.

**A.S. Berg** – assistant, Abylkas Saginov Karaganda Technical University, 56 N. Nazarbayev ave., Karaganda, Kazakhstan.

**A.A. Berg** – engineer, Abylkas Saginov Karaganda Technical University, 56 N. Nazarbayev ave., Karaganda, Kazakhstan.