

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 62-82; 004.94

doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-39-50

УЛУЧШЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ

Андрей Викторович Пузанов^{1✉}, Сергей Александрович Курдубанов²

^{1,2} ВНИИ «Сигнал», Ковров, Россия

¹ puzanov@vniisignal.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4903-0158>

² kurdubanov@vniisignal.ru

Аннотация

Цель исследования заключается в повышении эксплуатационных характеристик гидроприводов. Задача, решению которой посвящена статья: на основе анализа основных разновидностей генераторов и диссипаторов акустических колебаний в гидросистемах провести моделирование рабочих процессов и минимизировать колебательные составляющие гидравлических и механических компонентов привода.

Методы исследования: анализ комплексных мультидисциплинарных моделей рабочих процессов гидромашин. Модели макроуровня обеспечивают решение задач на уровне системы. Модели микроуровня обеспечивают анализ рабочих процессов гидроприводов с учетом влияния внутренних и внешних факторов воздействия, взаимодействия узлов и деталей, изменения конструкторских и технологических параметров.

Новизна работы заключается в обосновании влияния эксплуатационных факторов, конструк-

тивных и технологических параметров на колебательные процессы, формирующие акустические характеристики гидропривода.

Результаты исследования представлены на примере снижения колебательных процессов аксиально-плунжерной гидромашин. Колебания рабочего давления отражает индикаторная диаграмма. Амплитуда колебаний зависит от мертвого объема поршневой камеры, а также из-за ее недозаполнения работе в условиях низких температур. Также на основе результатов моделирования для снижения колебательных процессов были локализованы зоны диссипации энергии рабочей жидкости. Выводы: полученные результаты моделирования различных мер по снижению колебательных процессов позволят локализовать и снизить негативные факторы генерации шума.

Ключевые слова: гидропривод, акустические параметры гидросистем, моделирование, колебания.

Ссылка для цитирования:

Пузанов А.В. Улучшение акустических параметров гидроприводов / А.В. Пузанов, С.А. Курдубанов // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 05. – С. 39-50. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-39-50.

Original article

Open Access Article

IMPROVEMENT OF ACOUSTIC PARAMETERS OF HYDRAULIC DRIVES

Andrey Viktorovich Puzanov^{1✉}, Sergey Aleksandrovich Kurdubanov²

^{1,2} All-Russian Research Institute "Signal", Kovrov, Russia

¹ puzanov@vniisignal.ru, <https://orcid.org/0000-0003-4903-0158>

² kurdubanov@vniisignal.ru

Abstract

The study objective is to improve the operational characteristics of hydraulic drives. The task to which the paper is devoted is to simulate operating processes and minimize the vibrations of the drive hydraulic and mechanical components based on the analysis of the main types of generators and dissipators of acoustic vibrations in hydraulic systems.

Research methods: analysis of complex multi-disciplinary models of hydraulic machine operating processes. Macro-models provide solutions to problems at the system level. Micro-models provide an analysis of the operating processes of hydraulic drives, taking into account the influence of internal and external factors of impact operating, the interaction of com-

ponents and parts, changes in structural and technological parameters.

The novelty of the work is in the substantiation of the influence of operational factors, structural and technological parameters on the vibration processes that form the acoustic characteristics of the hydraulic drive.

The results of the study are presented on the example of reducing the vibration processes of an axial plunger hydraulic machine. Fluctuations in the operating pressure are given in the indicator diagram. The

vibration amplitude depends on the dead volume of the piston chamber, as well as due to its under-filling operation at low temperatures. Also, based on the simulation results, zones of energy dissipation of the working fluid are localized to reduce vibration processes. Conclusions: the obtained results of modeling various measures to reduce the vibration processes will allow to localize and reduce the negative factors of noise generation.

Keywords: hydraulic drive, acoustic parameters of hydraulic systems, modeling, vibrations.

Reference for citing:

Puzanov AV, Kurdubanov SA. Improvement of acoustic parameters of hydraulic drives. Transport Engineering. 2023; 5: 39-50. doi: 10.30987/2782-5957-2023-5-39-50.

Введение

Гидрофикация движения и обеспечения работы основного и вспомогательного оборудования является де-факто стандартом приводов в мобильной технике. Переход от ДВС к электродвигателю в качестве источника механической энергии в современных гибридных системах определил актуальность снижения акустического шума в гидроприводах. Принцип функционирования гидромашин объемного типа (посредством поршневого вытеснения) сопряжен с разнородными колебательными процессами (включая спектр акустического шума). Частота и амплитуда этих вибраций зависит от многих факторов и в основном определяется качеством конструктивного исполнения, изготовления и сборки компонентов гидропривода. Силовой гидропривод отличается чрезвычайно высокими значениями абсолютных силовых и скоростных характеристик, тем самым является источником высокого уровня акустического шума. Максимальные характе-

ристики удельной мощности достигаются в аксиально-плунжерных гидромашинах (АПГМ). Уровень шума в гидромашине этого конструктивного исполнения для мощности порядка 15-20 кВт, при давлении рабочей жидкости 20 МПа и при скорости вращения приводного вала от 2000 до 2500 об/мин соответствует 80-90 дБ [1]. Согласно действующим нормативам [2] значение эквивалентного уровня звука в местах с присутствием человека не должно превышать 80 дБА. При максимальном (пиковом) уровне звука не выше 137 дБС.

Физика возникновения шума определяется генерацией колебаний в упругой среде. По типу источника различают механический (корпусный), гидравлический или акустический шумы. В гидроприводах шум генерируется различными источниками, передается разнообразными путями и в итоге излучается и поглощается различными поверхностями (рис. 1) [3].

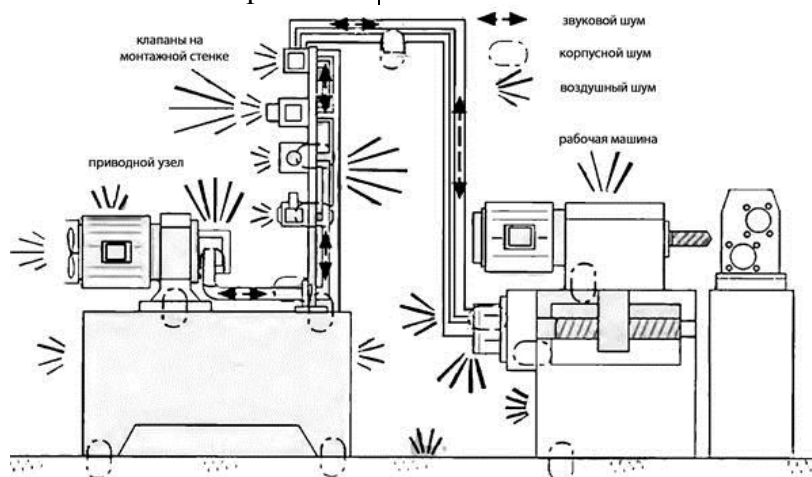


Рис. 1. Акустические источники в гидроприводе и системах управления
Fig. 1. Acoustic sources in hydraulic drive and control systems

Теоретически гидравлические машины и аппараты работают беззвучно, поскольку в них либо отсутствуют подвижные компоненты, либо металлический контакт исключен жидкостной пленкой. В реальных условиях эксплуатации переходные режимы работы (включая запуск и остановку), несовершенство геометрии подвижных узлов и дефекты материалов и свойств рабочей жидкости являются причинами вибраций, одним из проявлений

которых является акустический шум. Таким образом, наличие шума при работе гидропривода означает нарушение оптимальных режимов работы. По изменению (нарастанию) шума можно судить о деградации эксплуатационных характеристик отдельного компонента или гидропривода в целом. Что, прежде всего, выражается в прогрессировании усталостного износа и, как следствие, падении объемного КПД и ресурса.

Методология шумообразования в гидроприводах

Акустические колебания по физической их генерации в гидроприводах классифицируют на гидродинамические и механические. Гидродинамические колебания генерируются текучей средой (FBNS), механические – твердотельными элементами конструкций (SBNS)) [4–7].

Основные гидродинамические колебания возникают [8]:

- в вихревых потоках по границам твердых тел;
- в вихревых зонах (замкнутых или разомкнутых) при срывах потока рабочей жидкости, включая кавитационные явления;
- в режиме автоколебаний как следствие собственных колебаний упругих механических элементов гидропривода в жидкой среде.

По сведениям [1] – акустический шум серийных насосов шестеренного типа мощностью до 10 кВт находится в преде-

лах 80–90 дБ, при рабочем давлении 10 МПа и скорости вращения приводного вала 1 500 об/мин. С увеличением указанных параметров фиксируется повышение уровня шума до 110 дБ и выше.

Основной вклад в спектр акустических колебаний гидромашин вносят вибрации нагруженных деталей (с учетом наличия конструктивных, технологических зазоров, а также их эволюция как следствие износа): модуль ходовой части (блок цилиндров с плунжерами), вал, узел регулирования, подшипники. Эти вибрации, как правило, являются первопричиной пульсации расхода и давления на выходе насоса. Следующими по мере вклада в генерацию акустических колебаний являются распределительные, предохранительные и дроссельные устройства гидропривода. Источником этих колебаний является изменение локальной скорости потока (рис. 2).

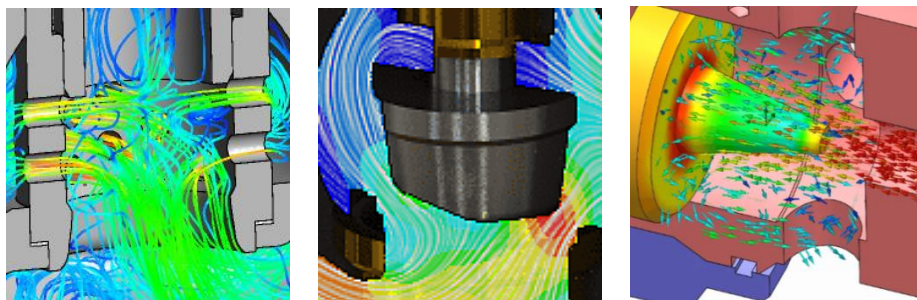


Рис. 2. Основные места генерации колебаний, формирующих шум
Fig. 2. Base points for generation of oscillations that generate noise

Гидродинамические колебания, формирующие акустический шум, являются следствием нестационарных процессов в текущих средах при взаимодействии с

упругими элементами механической подсистемы.

Гидродинамические колебания в зависимости от природы образования аку-

стического спектра подразделяются на несколько подвидов.

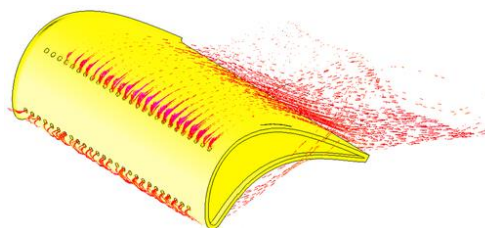
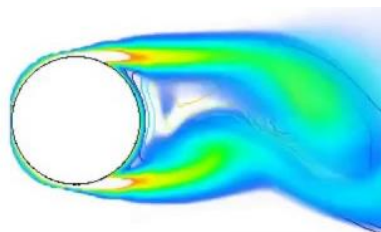


Рис. 3. Зоны возникновения кавитации
Fig. 3. Cavitation occurrence zones

Интенсивность акустических колебаний вихревого шума зависит от скорости течения рабочей жидкости, от формы, размеров (масштаба) и шероховатости обтекаемого твердого тела. Частота колебаний совпадает с частотой образования и срыва вихрей с поверхностей обтекаемого тела и имеет сплошной спектр в широкой области акустических частот.

Колебания, вызванные вихревым шумом во внутренних полостях гидропривода, передаются посредством рабочей жидкости на стенки омываемых механизмов, которые в свою очередь передают вибрации другим сопряженным компонентам. Достигнув внешних поверхностей, эти колебания генерируют акустический шум. При совпадении частот образования и срыва вихрей с частотами собственных колебаний механических элементов возникают и развиваются резонансные явления.

Ротационный шум генерируется циклическим повторением (как правило, вращением) воздействий элементов рабочего органа (ротора) на жидкость. Чередующиеся области уплотнения и разрежения потока рабочими элементами ротора (лопастями, лопатками, лепестками) формируют колебательный процесс, пропорциональный скорости вращения ротора и количеству лопастей.

Шум неоднородности потока можно рассматривать как частный случай ротационного. Различие заключается в степени неоднородности потока рабочего тела, поэтому силовой базис генерации вибраций носит дипольный характер. При этом возникают дополнительные силы реакции,

Вихревой шум образуется в результате образования и срыва вихрей потока в пограничном слое у твердых тел (рис. 3).

связанные с разницей локальных скоростей потока по плоскости колеса.

Шум отрывных течений генерируется пульсацией вихрей на границах обтекаемых конструктивных элементов. Вихри могут быть образованы как обтеканием твердых тел, так и движением твердых тел внутри потока.

Шум потока возникает при перемещении отдельных струй потока с различными скоростями. Этот тип вибраций имеет квадрупольный характер. Акустическая мощность потока зависит от режима течения (дозвукового, сверхзвукового или гиперзвукового). Определяющей характеристикой режима течения является число Маха – аэродинамический параметр подобия.

Шум автоколебаний упругих элементов конструкций – это компонент вибраций механической системы в гидравлических системах: вибрации стенок, автоколебания запорной арматуры, в том числе при увеличении зазоров в подвижных соединениях или деформациях уплотняющих прокладок.

Кавитационный шум возникает при снижении давления ниже определенного предела (давления насыщенных паров). При этом возникают полости (каверны), заполненные парами рабочей жидкости и растворенными в ней газами. Образование и схлопывание этих каверн генерирует акустический импульс. Именно этот шум, а также вибрации конструкции в процессе работы, являются фактом появления кавитации в гидросистеме [1].

Частота акустического воздействия определяет высоту звука. Человек посредством органов слуха способен воспринимать нагрузки в диапазоне 16...20 000 Гц. Громкость шума определяется звуковым давлением. Обычная громкость разговора соответствует акустическому давлению, примерно равному 1 мкатм. Допустимые границы диапазона определяются чувствительностью человеческого уха: при частоте 1 кГц предел слышимости составляет от $2 \cdot 10^{-10}$ атм до $200 \cdot 10^{-6}$ атм. Максимальное значение определяет болевой порог – $300 \cdot 10^6$ атм.

Развитие гидроприводов проходит в направлениях форсирования их по сило-

вым и скоростным параметрам. Силовое форсирование реализуется за счет повышения уровня рабочего давления, скоростное – за счет повышения скоростей течения рабочей жидкости. Силовое взаимодействие элементов гидропривода обычно приводит к контактным взаимодействиям и генерации акустических колебаний механической подсистемой (SBNS). При этом повышается громкость шума. Скоростное форсирование приводит к превалированию гидродинамического шума. При этом повышается частота шума. График зависимости начала и развития гидродинамического шума от скорости течения рабочей жидкости приведен на рис. 4.

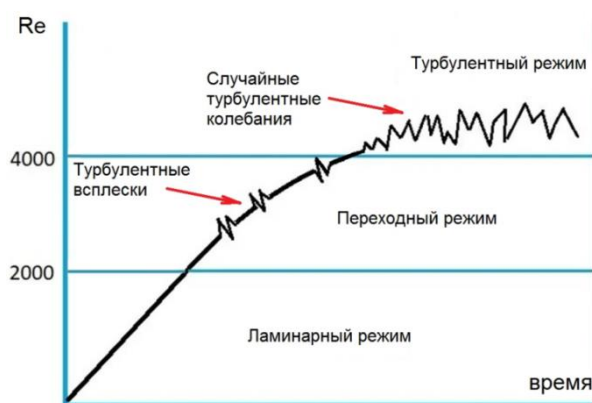


Рис. 4. Эволюция колебательных процессов в потоке РЖ в зависимости от Re – числа Рейнольдса
 Fig. 4. Evolution of oscillatory processes in the flow of working fluid depending on Re - Reynolds number

В данном контексте речь идет не о средней скорости потока жидкости, а о максимальной (локальной) ее составляющей. Как правило, это острые кромки распределителей и элементы с резким изменением сечения.

Многими исследователями [1, 3-6] отмечен основной вклад в акустический шум гидроприводов гидромашинами, как элементами преобразования механической и гидравлической энергий. Механическая часть генерирует базовую частотную составляющую колебаний (в том числе акустических). Эта частота кратна количеству поршней (или плунжеров) гидромашин и числу оборотов приводного вала. На базис этой частоты накладываются высокочастотные гармоники гидродинамических

колебательных процессов гидросистемы, а также подшипниковых узлов (рис. 6).

Пульсации скоростей потока и давления в рабочих камерах насоса передаются посредством жидкости по каналам гидропривода, возбуждая в них колебательные процессы механических элементов системы (клапанов, трубопроводов и пр.). В это же время вибрации механических элементов провоцируют зарождение и развитие колебательных процессов в рабочей жидкости. В результате формируется нестационарный многофакторный колебательный процесс, и как следствие – широкий диапазон акустического спектра.

Стоит отметить демпфирующие свойства как самой рабочей жидкости, так и массивных корпусных элементов механической подсистемы гидропривода. Пе-

редача и распространение корпусного шума происходит посредством механической связи между моторно-насосной группой и гидробаком. Другим вариантом передачи

корпусного шума является непосредственная связь гидромашины с гидроаппаратурой через трубопроводы.

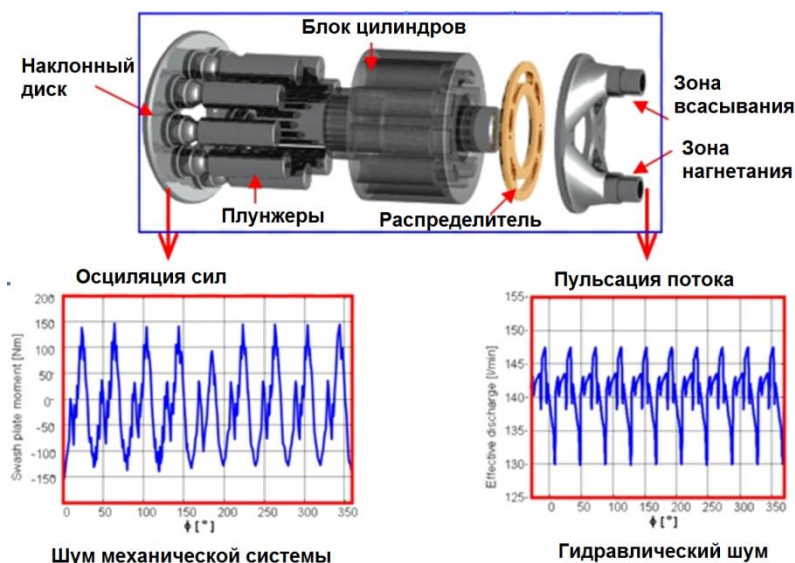


Рис. 5. Конструкция гидромашины, формирующая связь механической и гидравлической природы шума

Fig. 5. The design of the hydraulic machine, which forms a connection between the mechanical and hydraulic nature of noise

Методы и средства снижения шумовых характеристик в гидроприводах

Снижение шумовых характеристик рекомендуется [3] реализовывать, применяя комплексные мероприятия, начиная с анализа «схемы шумовых потоков». Выделяют следующие отправные точки в этом направлении:

- снижение сил возбуждения колебаний (уменьшение амплитуды, увеличение длительности действия сил, превалирование малошумных режимов работы);
- применение демпфирующих и изолирующих элементов (дополнительных масс, покрытий, материалов);
- ограничение распространения (исключение жестких передач колебаний);
- ослабление звукоизлучения (уменьшение площадей звукоизлучающих поверхностей, формирование звукогасящих, звукозамыкающих форм этих поверхностей);
- ограничение внешнего распространения колебаний (заключение в звукоизолирующий корпус, применение звукоглушителей).

Методы снижения акустических колебаний подразделяются на пассивные и активные. *Активные методы* подразумевают использование гасителей различного типа. Они изолируют и отражают (переотражают – для самокомпенсации) акустические колебания или демпфируют и рассеивают энергетическую основу колебаний.

Демпфирование (вибраций, колебаний вообще и акустических в частности) основано на свойствах определенных материалов или специальных устройств рассеивать энергию. Исходя из условий работы, в элементах гидроприводов применяются демпфирующие материалы с наибольшей прочностью: металлогезины, пластмассы, сплавы марганца и меди, никелево-титановые сплавы и др. Наибольшими параметрами прочности обладают сплавы из марганца (70%) и меди (30%). Таким образом, этот материал является наилучшим вариантом вибронгруженных деталей агрегатов. Как следует из работы [1], корпус насоса, выполненный из этого материала позволил снизить уровень аку-

стического шума на 15 дБ по сравнению с аналогичной конструкцией из чугуна.

К устройствам или конструктивным элементам со звукопоглощающими свойствами, применяемым в гидроприводах, относятся перфорированные трубы и каналы с перегородками. Рассеивание энергии колебаний в них происходит посредством отражения или многократного переотражения волн. При этом часть энергии продольных волн преобразуется в энергию быстро затухающих поперечных волн. При детальной проработке процессов волнообразования конструктивными средствами

Результаты исследования мест возникновения и средств улучшения акустических параметров элементов гидроприводов

Повышение мощности гидроприводов, как правило, реализуется посредством форсирования их по потенциальным и/или кинематическим параметрам. Уровень максимального давления в современных гидросистемах достигает 100 МПа. Пределы кинематического форсирования ограничиваются скоростями приводного двигателя и максимально допустимыми относительными скоростями трибопар. Увеличение уровня рабочего давления приводит к ухудшению работы трибопар. Увеличивается число и сила механических контактов сопряженных узлов и деталей. Это амплитудное слагаемое уровня акустического давления. Кроме этого, увеличивается скорость течения в зазорах гидромашин и управляющей и регулирующей (распределительной) аппаратуры. Это приводит к спектральному сдвигу акустической характеристики.

Пульсация рабочей жидкости в гидросистемах обусловлена реакциями на внешние нестационарные нагрузки, а также особенностями функционирования элементов генерации и трансформации гидравлической энергии. В меньшей степени пульсация и гидроудары связаны с нештатной работой гидравлического оборудования, в том числе при изменении зазоров сопряженных деталей в результате износа [10, 11]. Эти пульсации (гидроудары) анализируют в процессе диагностики неисправностей, и они не являются предметом исследований в данной работе.

возможно обеспечение наложение и самогашение колебаний. Теми же элементами возможно релокализация стоячих волн вне зон, вызывающих резонансные явления.

Пассивные методы основаны на конструктивных средствах исключения или минимизации причин, возбуждающих колебательные процессы. К ним относятся исключение резонансных частот из диапазона штатной работы гидропривода и его элементов, конструктивная компоновка механической системы, исключая инициацию или возбудимость колебаний с гидравлической системой [9].

Модельные исследования сопряженных микроуровневых моделей гидромеханики и прочности аксиально-поршневой гидромашин [12, 13] как базового элемента гидропривода, формирующего основной вклад в его шумовую характеристику, позволили сделать ряд заключений [10-11]:

- основной объем утечек происходит через канал в плунжере: резкие переходы сечений формируют перепады давлений и скоростей, генерирующих акустический шум;

- увеличение количества утечек и перетечек, повышение отжимающих усилий снижает вероятность контакта сопряженных элементов гидропривода на переходных и форсированных режимах до 80% и уменьшает долю акустического шума, генерируемой механической системой;

- сглаживание индикаторной диаграммы снижает пульсацию давления и как следствие гидродинамической составляющей акустических колебаний, а также динамику сил воздействия на механическую систему.

В качестве активных методов снижения шумовых характеристик, возникающих из-за пульсаций давления в цилиндрах, применяется снижение скорости его изменения. Поскольку форсирование по давлению предполагает большой его перепад в соседних камерах, то соединение этих объемов сопровождается «прострелом» скоростного напора. Для минимизации

ции этого эффекта используют либо средства гашения скорости в области соединения камер с разным давлением, либо преднапряжение (предварительное сжатие) жидкости в полости с низким давлением перед ее соединением с полостью высокого давления. В частности, перемычки полостей высокого и низкого давлений в распределителе насоса проектируют со смещением на угол опережения α в проти-

воположном направлении относительно вращения приводного вала, а также выполняют дросселирующие элементы (пазы, отверстия, каналы), позволяющие плавно изменять площади соединения полостей всасывания и нагнетания [1].

На рис. 6 представлена индикаторная диаграмма – график, отражающий колебательный процесс в полости нагнетания гидромашины.

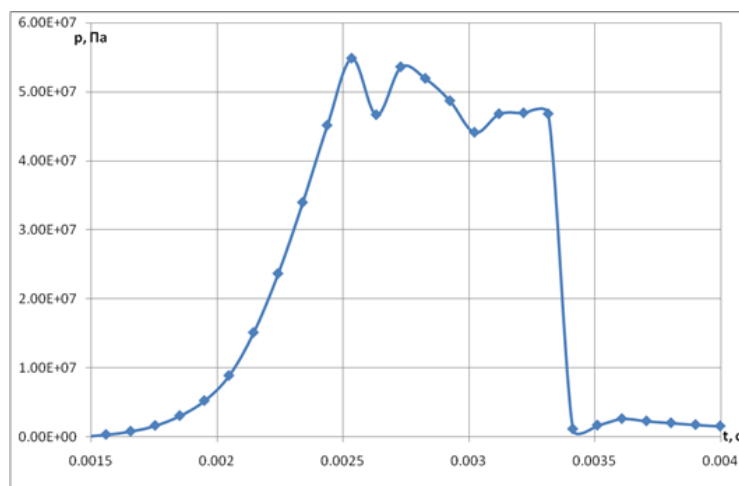


Рис. 6. Характеристика колебательного процесса в напорной полости гидромашины
 Fig. 6. Characteristics of the oscillatory process in the pressure zone of the hydraulic machine

На этом рисунке стартовый диапазон (0,0015 с...0,0025 с) – результат работ по минимизации пульсации давлений. Для сравнения следующий диапазон (0,0025...0,003 с) оставлен в изначальном варианте.

Подобные конструктивные доработки оптимальны в узком диапазоне эксплуатационных параметров. Поэтому для адаптации работы гидромашины к условиям эксплуатации применяют системы автоматического (или полуавтоматического) регулирования положения распределительного диска по сигналам скачков давления в напорной полости.

К причинам появления механических ударов и пульсации давления и, следовательно, генерация акустических колебаний следует отнести режим работы гидромашины в режиме жидкостного «голодания». Этот эффект возникает, когда рабочие камеры от полости всасывания к полости нагнетания перемещаются недозаполненные рабочей жидкостью. Это увеличивает

дисбаланс сил воздействия на механическую систему, а также повышает пульсацию потока. К случаям жидкостного «голодания» так же относится режим запуска гидропривода на морозе (рис. 7).

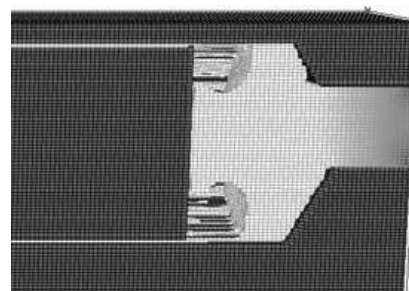


Рис. 7. Фактор увеличения амплитуды колебаний в поршневой камере – разрыв сплошности потока при низкой температуре
 Fig. 7. The factor of increasing the amplitude of vibrations in the piston chamber is the rupture of the flow continuity at low temperature

При форсировании гидромашин по скорости подобный эффект будет прогрессировать.

Форсирование гидропривода по параметрам давления определяет наибольший его перепад между зонами нагнетания и всасывания в гидромашинах. Даже при обеспечении полного заполнения их рабочих камер, с учетом сжимаемости рабочей жидкости будет наблюдаться обратный поток жидкости из зоны нагнетания в зону

всасывания при переходе рабочей камерой кинематической нейтрали с соответствующими забросами давления. Величина этого заброса определяется величиной перепада давлений, модулем объемной упругости рабочей жидкости и объемом рабочей камеры цилиндра (рис. 8).

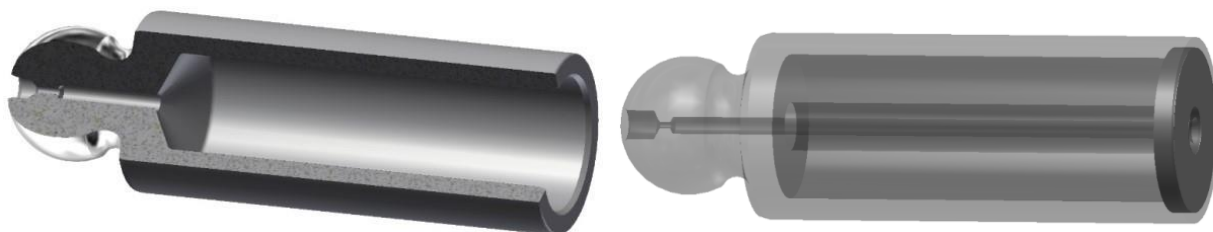


Рис. 8. Конструктивный метод снижения пульсации давления в поршневой камере
 Fig. 8. Design method for reducing pressure pulsation in the piston chamber

Таким образом, минимизацию величины заброса давления как амплитудную составляющую акустических колебаний, реализуют посредством конструктивного уменьшения «мертвого» объема рабочей камеры гидромашин (рис. 8), локального дросселирования обратного потока, а так-

же снижая упругие свойства рабочей жидкости – дегазацией.

Моделирование режимов течения рабочей жидкости в зазорах и каналах элементов гидроприводов, в частности, гидромашин (рис. 9) позволили локализовать зоны диссипации энергии (зоны генерации гидравлических колебаний).

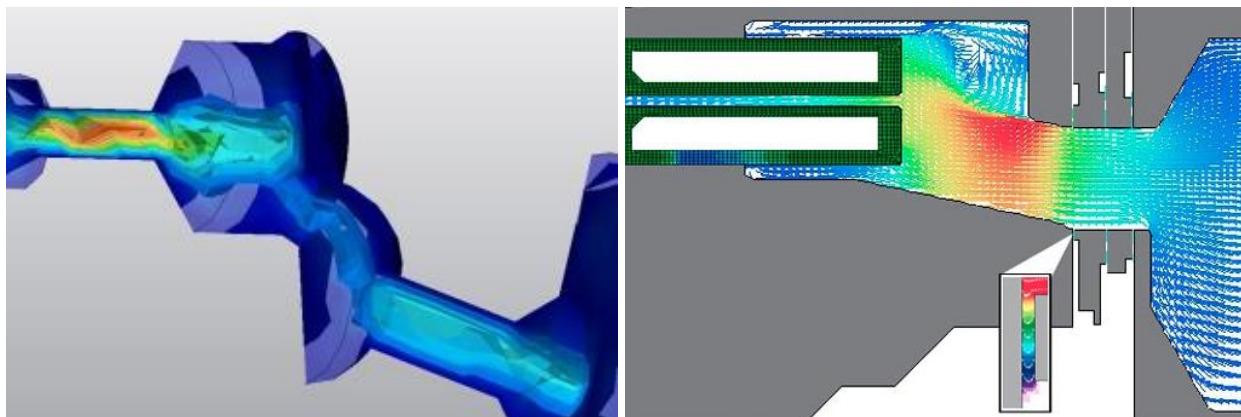


Рис. 9. Зоны диссипации энергии – места резких перепадов скорости потока
 Fig. 9. Energy dissipation zones - places of sharp changes in flow rate

Конструкторско-технологические методы минимизации этих явлений (исключение острых кромок, плавные переходы и повороты потока) позволяет на 5 – 10% снизить не только мощность акустических колебаний, но и снизить пульсации потока во всей гидросистеме.

На рис. 10 показаны первые моды колебаний двух вариантов конструктивного исполнения аксиально-плунжерных гидромашин, полученные в результате их анализа на собственные (резонансные) частоты.

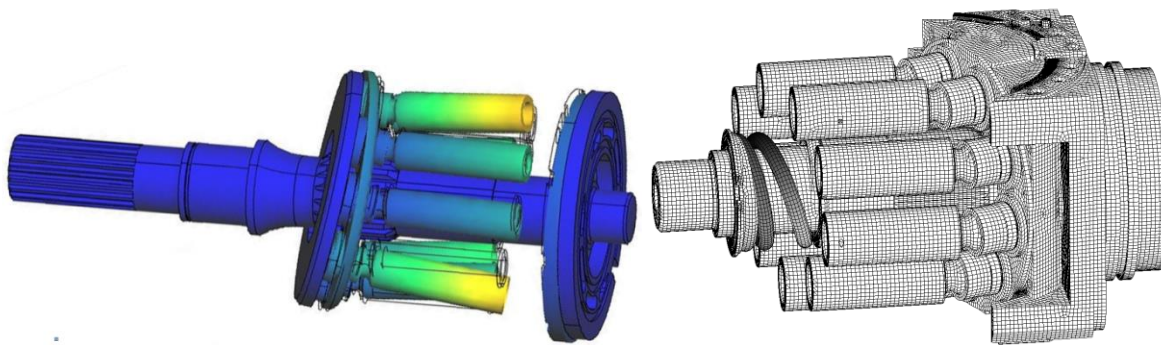


Рис. 10. Собственные (резонансные) колебания механической системы гидромашины
Fig. 10. Natural (resonant) oscillations of hydraulic machine mechanical system

Резонансные колебания характеризуются в основном значением их частоты, в меньшей степени исследователей и разработчиков интересуют точные значения амплитуда колебаний (на рисунках отображено цветом или насыщенностью).

Снижение колебательных процессов механической системы также реализуется посредством конструктивных доработок, при этом собственные критические частоты выводятся за пределы рабочих режимов работы оборудования (даже на форсированных режимах). К мероприятиям по снижению акустических колебаний, гене-

рируемых механической системой, относятся также и контактные взаимодействия. Реализация мероприятий по сглаживанию пульсации давления, отмеченных на индикаторной диаграмме (рис. 6), в том числе способствует минимизации вероятности механических контактов при пиковых воздействиях. Несмотря на критичную зависимость свойств гидравлической жидкости от температуры, экспериментально доказано, что общий уровень шума мало меняется при изменении температуры масла в диапазоне рабочих значений при эксплуатации (от 20 до 50 °С) [14].

Обсуждение/Заключение

Со сменой парадигмы создания перспективных образцов мобильной техники на электрической тяге все более остро встает вопрос снижения акустических параметров основного и вспомогательного оборудования. Поскольку для мобильной техники в этом качестве, как правило, применяется гидропривод, актуальной задачей является снижение шумовых показателей его компонентов и узлов.

В работе представлен анализ причин и мест возникновения, распространения и диссипации акустических колебаний в

гидроприводах. Приведены методы их снижения. Представлены результаты компьютерного моделирования, позволяющие локализовать места возникновения колебательных процессов различной физической природы. Обобщение полученных результатов позволяет получить зависимость частоты и амплитуды вибрации от конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров гидравлических компонентов привода, провести оптимизационные процедуры по их минимизации.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов -4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. – М: «Издательский дом Альянс», 2010. 423 с.
2. СанПиН 1.2.3685-21 "Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и

(или) безвредности для человека факторов среды обитания". Утверждены постановлением Главного государственного санитарного врача Российской Федерации № 2от 28 января 2021 года.

3. Маннесманн Рексрот. Проектирование и сооружение гидроустановок: Учебный курс гидравлики. В 3 т. Т.3. Лор на Майне: 1988. 380 с.

4. Чиликин А. А., Трушин Н. Н. Сравнительный анализ современных методов диагностики состояния гидравлических систем. *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2014. № 3. С. 117-127.
5. Крук А.Р., Егоров А.Л., Костырченко В.А., Мадьяров Т.М. Обзор методов контроля состояния элементов гидропривода *Фундаментальные исследования*. 2016. № 2-2. С. 267-270.
6. Kim T, Ivantysynova M Active vibration/noise control of axial piston machine using swash plate control. *Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control*. 2017. pp. 1–8.
7. Kiselev M., Pronyakin V., Tulekbaeva A. Technical diagnostics functioning machines and mechanisms. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. vol.312, 2018. P.012012. DOI 10.1088/1757-899X/312/1/012012.
8. Чмил В. П. Гидропневмопривод: монография. Санкт Петербург : СПбГАСУ. 2010. 176 с. ISBN 978-5-9227-0215-7.
9. Пузанов А.В., Даршт Я.А. Моделирование рабочих процессов гидромашин силовых приводов беспилотной техники. *Математическое моделирование : Тезисы II Международной конференции*. Москва: Издательство "Перо". 2021. С. 112-114. ISBN: 978-5-00204-594-5.

REFERENCES

1. Bashta TM, Rudnev SS, Nekrasov BB. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: textbook for engineering universities. 4th ed. Moscow: Publishing house Alliance; 2010.
2. SanPiN 1.2.3685-21 Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans. 2021 Jan 28.
3. Mannesmann Rexroth. Design and construction of hydraulic installations: training course on hydraulics. Lohr am Main; 1988.
4. Chilikin AA, Trushin NN. Comparative analysis of modern methods for diagnostics of hydraulic systems. *Izvestiya Tula State University. Technical Sciences*. 2014;3:117-127.
5. Kruk AR, Egorov AL, Kostyrchenko VA, Madyarov TM. Review of methods for monitoring the state of hydraulic drive elements. *Fundamental Research*. 2016;2(2):267-270.
6. Kim T, Ivantysynova M Active vibration/noise control of axial piston machine using swash plate control. *Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control*.; 2017.
7. Kiselev M, Pronyakin V, Tulekbaeva A. Technical diagnostics functioning machines and mechanisms. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018;312:012012. DOI 10.1088/1757-899X/312/1/012012 .
8. Chmil VP. *Gidropneumoprivod: monograph*. Saint Petersburg: SPbGASU; 2010.

10. Пузанов А.В. Расчет взаимодействия рабочей жидкости с деформированными стенками пар трения ходовых частей объемных гидромашин. *Справочник. Инженерный журнал с приложением*. 2016. № 6(231). С. 21-25. DOI: 10.14489/hb.2016.06.pp.021-025.
11. Пузанов А.В. Гидромеханический анализ ходовой части аксиально-поршневой гидромашин. *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2016. № 4(52). С. 161-169. DOI 10.12737/23208.
12. Пузанов А.В., Сукоркина О.О., Ершов Е.А. Моделирование работоспособности насосного оборудования в арктических условиях эксплуатации *Автоматизация. Современные технологии*. 2020. Т. 74. № 3. С. 108-111. DOI 10.36652/0869-4931-2020-74-3-108-111.
13. Пузанов А.В. Анализ вибрации аксиально-плунжерных гидромашин. *Вооружение. Технология. Безопасность. Управление : Материалы VIII Всероссийской научно-технической конференции*. Ковров: ФГОБУ ВО «Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева». 2018. С. 319-326. ISBN 978-5-86151-632-7
14. Богданович Л.Б. Объемные гидроприводы: Вопросы проектирования. Киев : Техніка, 1971. 171 с.

9. Puzanov AV, Darst YaA. Modeling of operating processes of hydraulic power drives of unmanned vehicles. *Mathematical modeling: Abstracts of the II International Conference*; 2021. Moscow: Publishing house Pero; 2021.
10. Puzanov AV. Calculation of interacting the working fluid with the deformed walls of the chassis friction pairs of volumetric hydraulic machines. *Spravochnik. Engineering Journal with an Appendix*. 2016;6(231):21-25. DOI: 10.14489/hb.2016.06.pp.021-025.
11. Puzanov AV. Hydromechanical analysis of the undercarriage of an axial piston hydraulic machine. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2016;4(52):161-169. DOI 10.12737/23208.
12. Puzanov AV, Sukorkina OO, Ershov EA. Modeling of pumping equipment operability in Arctic operating conditions. *Avtomatizatsiya. Sovremennye Tekhnologii*. 2020;74(3):108-111. DOI 10.36652/0869-4931-2020-74-3-108-111.
13. Puzanov AV. Vibration analysis of axial plunger hydraulic machines. *Proceedings of the VIII All-Russian Scientific and Technical Conference, 2018: Armament. Technology. Safety. Management*. Krovov: Kovrov State Technological Academy named after V.A. Degtyarev; 2018.
14. Bogdanovich LB. *Volumetric hydraulic drives: design issues*. Kiev: Technika; 1971.

Информация об авторах:

Пузанов Андрей Викторович – канд. техн. наук, доцент, тел. (49232) 90431, ведущий научный сотрудник, международные идентификационные номера автора: Scopus-Author ID 57062617600,

Research- ID-Web of Science AAW-1893-2020, Author-ID-РИНЦ 744687.

Курдубанов Сергей Александрович – главный конструктор – заместитель генерального директора по научной работе, тел. (49232) 90477.

Puzanov Andrey Viktorovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Leading Researcher; phone: (49232) 90431; Scopus-Author ID 57062617600, Research- ID-Web of Science AAW-1893-2020, Author-ID-RSCI 744687.

Kurdubanov Sergey Aleksandrovich – Design Manager, Deputy General Director for Science; phone: (49232) 90477.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 13.02.2023; одобрена после рецензирования 16.03.2023; принята к публикации 27.04.2023. Рецензент – Вайнер Л.Г., доктор технических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 13.02.2023; approved after review on 16.03.2023; accepted for publication on 27.04.2023. The reviewer is Vayner L.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Acting Head of the Department of Internal Combustion Engines at Pacific National University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.