

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, krasotamv@ukr.net

Экспериментальные исследования спектров шума шестеренного насоса с косозубым зацеплением

В статье приведены результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального шестеренного насоса с косозубым зацеплением. Исследованы уровни звука, спектры шума экспериментального насоса с косозубым зацеплением, а также серийного насоса аналогичного типоразмера при разных режимах их работы. Выполнен сравнительный анализ шумовых характеристик насосов при разных нагрузках с целью оценки эффективности использования косозубых зацеплений в шестеренных насосах с точки зрения снижения шума.
зубчатое зацепление, шестеренный насос, шум

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження спектрів шуму шестеренного насосу з косозубим зацепленням

В статті наведені результати випробовувань шумових характеристик експериментального шестеренного насоса з косозубим зацепленням. Досліджено рівні звуку, спектри шуму експериментального шестеренного з косозубим зацепленням, а також серийного насоса аналогічного типорозміру при різних режимах їх роботи. Виконано порівняльний аналіз шумових характеристик насосів при різних навантаженнях з метою оцінки ефективності використання косозубих зацеплень в шестеренних насосах з точки зору зниження шуму.
зубчасте зацеплення, шестеренний насос, шум

Актуальность. Широкое применение шестеренных насосов (НШ) в гидравлических системах машин объясняется простотой и компактностью их конструкции, надежностью, малой трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания, а также, в отличие от других типов объемных насосов, возможностью непосредственного их соединения с приводными механизмами. Однако, наряду с достоинствами, НШ обладают рядом существенных недостатков, одним из которых является высокий уровень шума, обуславливающий повышенную утомляемость оператора промышленного оборудования или транспортной системы, в которой используется насос.

Высокая виброакустическая нагруженность элементов НШ также является одной из основных причин снижения ресурса насосного агрегата. А потому, данная работа, посвященная экспериментальному исследованию шума в НШ и разработке мероприятий по его снижению, несомненно является актуальной.

Постановка проблемы. Шум в НШ является следствием гидродинамических процессов и механического взаимодействия его деталей насоса [1-5].

Шум в НШ шум в значительной мере обусловлен соударением зубьев шестерен, находящихся в зацеплении, и вибрацией самих зубьев. С увеличением нормального люфта в зацеплении уровень шума повышается. Частотная составляющая этих

колебаний, кратная числу рабочих органов НШ и числу его оборотов, является основной в спектре НШ. На эту частоту накладываются высокочастотные гармоники, а также частоты, вызываемые колебательным процессом в гидросистеме, и частоты, обусловленные прочими факторами (кавитацией рабочей жидкости колебаниями подшипников и пр.). В результате развивается сложный колебательный процесс и, соответственно, сложный звуковой спектр с широким диапазоном звуковых составляющих, многие из которых в несколько (15...20) раз превышают периодичность работы рабочих органов НШ.

Механический шум связан не только с точностью изготовления деталей зубчатого зацепления и корпуса НШ, но и с динамическими процессами, происходящими в процессе работы НШ. К этим процессам следует отнести деформации зацепления под нагрузкой, соотношением собственной частоты колебаний шестерни и частоты зацепления зубьев, контактированием зубьев шестерен и корпуса НШ, вследствие прижатия шестерен в направлении от зоны нагнетания к зоне всасывания.

Колебания давления рабочей жидкости в НШ, в основном, вызываются пульсацией потока жидкости, обусловленной законом перемещения рабочих органов (вытеснителей) насоса, а также особенностями рабочего процесса. Пульсации потока в результате гидравлического сопротивления выходной магистрали и сил инерции заполняющей ее упругой жидкости сопровождаются колебаниями давления, вызывающими вибрации (колебания) узлов самого насоса и элементов гидросистемы, которые, в свою очередь, сопровождаются звуковыми колебаниями.

Частотный спектр гидродинамического шума в НШ обуславливается колебаниями (пульсацией) потока рабочей жидкости и явлением «запирания» рабочей жидкости в отсеченной полости НШ.

Методами снижения механического шума являются повышение точности изготовления зубьев шестерен, введение дополнительных финишных операций, изменение формы зуба, профильная модификация зуба шестерни, замена прямозубого зацепления на косозубое, изменение характера нагрузки элементов зубчатого зацепления, замена материала одной из шестерен.

Для снижения пульсаций давления и подачи рабочей жидкости принимают меры по устранению запирания рабочей жидкости в отсеченной полости путем отвода избыточного давления в камеру нагнетания, замена прямозубого зацепления на косозубое, подбор рациональных параметров зубчатого зацепления (число зубьев, коэффициент перекрытия и т.п.) [1-5].

В настоящее время разработаны различные ППП и методики расчета зубчатого зацепления, которые позволяют автоматизировать моделирование косозубых и прямозубых цилиндрических зубчатых передач для автомобилей, наземных транспортных средств, а также общего машиностроения с целью оптимизации тех или иных характеристик. Эти методики дают возможность прогнозировать динамические характеристики системы зубчатых передач и нагрузки на ее компоненты, также проектировать зубчатые зацепления с заданными характеристиками.

Нами была разработана программа [7-9] ориентированная на оптимизацию параметров зубчатого зацепления по наперед заданному критерию оптимальности: удельному объему рабочей камеры НШ, удельной мощности, давлению и т. д.

С использованием упомянутого программного обеспечения было спроектирован ряд зубчатых зацеплений со сниженными шумовыми характеристиками. При проектировании усилия были направлены на снижение взаимодействия зубьев шестерен в момент начала зацепления и в момент выхода зубьев шестерен из зацепления.

Одним из полученных решений были рекомендации использования косозубого зубчатого зацепления для снижения шума в НШ.

Для подтверждения теоретических расчетов в данной работе были проведены исследования шумовых характеристик экспериментального насоса с косозубым зацеплением при различных режимах его работы.

Определение цели и задач исследований. Целью исследований является экспериментальные исследования уровня звука по линиям спектра экспериментального НШ с косозубым зацеплением и его сравнение с уровнем звука серийного насоса.

Методика исследований. Базируясь на теоретических и поисковых экспериментальных исследованиях, была разработана конструкция НШ с косозубым зацеплением с улучшенными функциональными и шумовыми характеристиками.

Для проведения сравнительного анализа использовали серийный насос, близкий по параметрам к экспериментальному по объему рабочей камеры и давлению. Для сравнения функциональных характеристик насоса с косозубым зацеплением в качестве базового насоса использовали НШ – 20М. Выбор этого насоса обоснован минимальными конструктивными отличиями от экспериментального.

В процессе экспериментальных исследований проверяли работоспособность экспериментального насоса путем определения его основных технических характеристик, а также исследовали влияния предложенных конструктивных изменений на шумовые характеристики экспериментального насоса.

В соответствии с разработанной программой экспериментальных исследований были определены акустические характеристики экспериментальных и серийного насосов и произведено их сравнение с характеристиками серийного насоса.

В частности, экспериментальные исследования акустических характеристик насосов включали следующие этапы:

а) определение уровня звука, излучаемого насосом в присутствии помех (шум привода стенда), на разных нагрузочных и скоростных режимах;

б) определение уровней звукового давления и звуковой мощности в октавных полосах частот, излучаемых экспериментальными насосами в присутствии помех (шум привода стенда) на разных нагрузочных и скоростных режимах;

в) определение уровня звука стенда, как характеристики помех на разных скоростных режимах;

г) определение уровней звукового давления и звуковой мощности стенда в октавных полосах частот на разных скоростных режимах;

д) определение уровней звука насосов и сравнение их с допустимыми значениями;

е) определение уровней звуковой мощности, излучаемой насосами по октавным полосам частот;

ж) анализ спектров полученных сигналов с целью оценки эффективности разных конструктивных решений по снижению шума.

Из приведенных этапов п. в и г являются промежуточными и необходимы для вычисления уровней звука насоса и уровней звуковой мощности насоса в октавных полосах.

Испытания проводились по стандартной методике в соответствии с ГОСТ 12.1.026-80.

Экспериментальные исследования проводились техническим методом [11] на испытательном участке после рабочего дня без дополнительной звукоизоляции объекта при постоянной температуре воздуха в слышимом диапазоне. Измерение частот проводилось в интервале от 63 Гц до 8 кГц.

При испытании изделий применяли стенд НШ ККД - 6 (DS 1036-4/N),

обеспечивающий привод НШ, его нагружение и определение основных технических характеристик НШ.

Измерительная часть стенда содержит шумомер ВШВ-003М2 1 класса точности по ГОСТ 17187-81 для точных лабораторных и натуральных экспериментов, предназначенный для измерения уровня шума по частотным характеристикам АВС (СТ СЭВ 1351 - 78), с пределом измерений 25-140 дБА

Полученные характеристики сравнивались с аналогичными характеристиками серийного насоса, а также с требованиями ГСТУ 3-25-180-97.

Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов. Насос является основным возбудителем шума в гидравлических системах [1-6].

Частотный спектр возбуждаемого шума состоит из негармонических составляющих, вызванных колебаниями жидкости и механическими колебаниями (вибрациями) деталей насоса.

Анализ литературных источников, а также результаты собственных теоретических исследований показал, что одним из перспективных направлений снижения уровня шума в НШ является использование косозубого зацепления.

Результаты расчета косозубого зубчатого зацепления представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Основные геометрические параметры косозубого зубчатого зацепления и серийного НШ

Наименования технического параметра	Геометрические параметры	
	Серийного НШ-20М «Master»	Экспериментальный насос с косозубым зацеплением
1. Модуль зубчатого зацепления, m , мм	4	4
2. Количество зубьев шестерен, z	11	11
3. Боковой зазор - Δs , мм	0	0
4 Угол наклона зубьев по делительной окружности, β , град	0	19
5. Межцентровое расстояние a_w , мм	45	45
6. Диаметр делительной окружности, d , мм	44	46,53
7. Диаметр основной окружности, d_b , мм	41,35	43,43
9. Коэффициент высоты головки зуба, h_a	1,15	1,162
10. Диаметр вершин шестерен, d_a , мм	54,12	54,1
11. Угол вершины эвольвенты - α_a , град	40,18	36,61
12. Диаметр впадин, d_f , мм	33,88	33,9
13. Толщина зуба у вершины шестерни, s_{na} , мм	1,27	2,27
14. Коэффициент перекрытия зубчатого зацепления ε_α	1,45	1,651
15. Шаг зацепления	11,81	11,81
18. Длина общей нормали	18,70	17,98
19. Ширина шестерни, b , мм	20	20
20. Рабочий объем насоса, V_0 , см ³	29,436	24,03
21. Длина большей оси НШ G , мм	99,12	99,12

Схема зубчатого зацепления экспериментального насоса представлена на рис. 1.

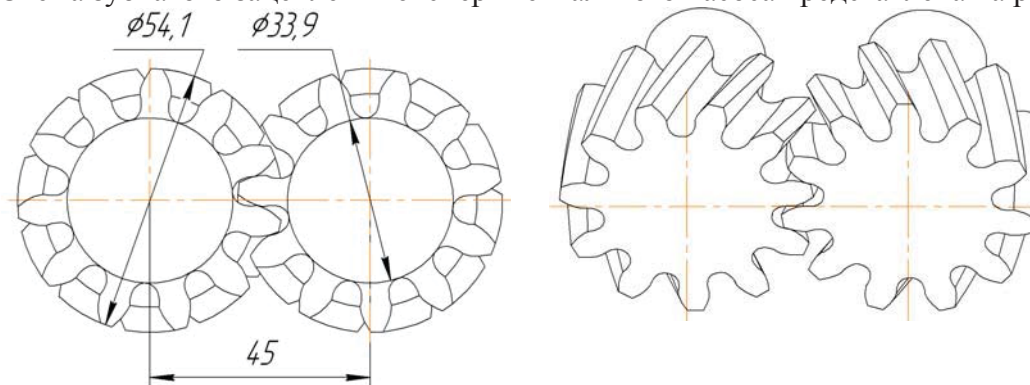


Рисунок 1 – Схема косоугольного зубчатого зацепления и торцевого сечения экспериментального насоса

Следует отметить, что проектирование экспериментального насоса с косоугольным зацеплением выполнялось с учетом минимальных изменений в конструкции в сравнении с серийным.

Исследование зависимости уровня звука от давления рабочей жидкости. Результаты экспериментальных исследований уровней звука насоса с косоугольным зацеплением в зависимости от давления на разных скоростных режимах представлены на рис. 2, серийного насоса на рис. 3.

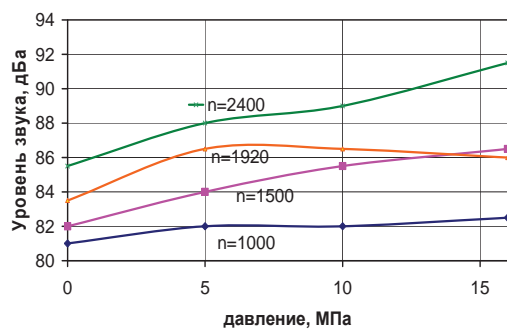


Рисунок 2 – Зависимость уровня звука экспериментального насоса от давления при разных оборотах

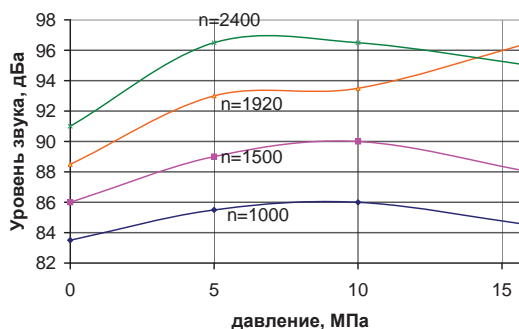


Рисунок 3 – Зависимость уровня звука серийного насоса от давления рабочей жидкости на разных скоростных режимах

Исследования уровня звука насоса с косоугольным зацеплением показывают, что с увеличением давления рабочей жидкости шумность насоса плавно возрастает на величину от 1,5 до 6 дБ в зависимости от скоростного режима. Наибольший прирост уровня звука происходит на частоте вращения 2400 об/мин (рис. 2).

Исследования уровня звука серийного насоса НШ в зависимости от давления рабочей жидкости показывают, что на скоростных режимах 1000, 1500 и 2400 об/мин уровень звука возрастает до достижения давления 10,0 МПа (рис. 3), далее происходит его плавное снижение. Только на частоте вращения 1920 об/мин наблюдается дальнейшее повышение уровня звука при увеличении давления до 16,0 МПа.

Исследование зависимости уровня звука от частоты вращения. При возрастании частоты вращения уровень звука насоса с косоугольным зацеплением возрастает от 4,5 дБ до 9 дБ в зависимости от давления. Наибольшие перепады уровня звука характерны для давления $P=16$ МПа (рис. 4).

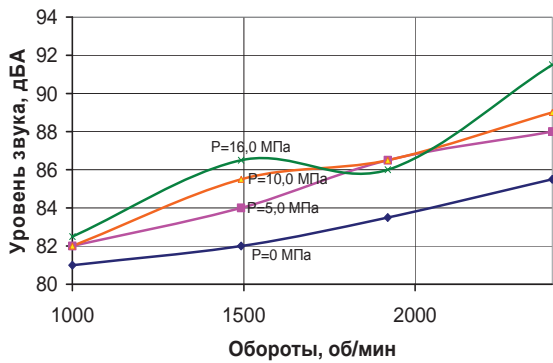


Рисунок 4 – Зависимость уровня звука насоса от частоты вращения НШ при разном давлении

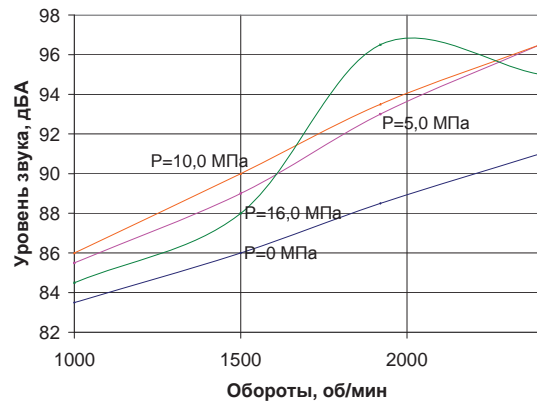


Рисунок 5 – Зависимость уровня звука серийного насоса от частоты вращения НШ при разном давлении

Результаты экспериментальных данных исследования уровня звука серийного насоса в зависимости от частоты его вращения представлены на рис. 5.

Анализ графиков представленных на рис. 4 и рис. 5 показал, что при давлениях 0, 5,0 и 10,0 МПа зависимость уровня звука от частоты вращения практически линейная, с увеличением частоты вращения от 1000 до 2400 об/мин уровень звука увеличивается на 7-11 дБА.

Спектральный анализ шума насоса. Анализ спектров шума насоса с косозубым зацеплением показывает наличие пиковых значений в области низких частот 250...300 Гц при частоте вращения $n=1000$ об/мин (рис. 6).

Зубцовые частоты для скоростных режимов насоса с косозубым зацеплением с числом зубьев шестерни $z=11$ составит соответственно при $n=1000$ об/мин $f_{зубц} = 183$ Гц, при $n=1500$ об/мин $f_{зубц} = 275$ Гц, при $n=1920$ об/мин $f_{зубц} = 352$ Гц.

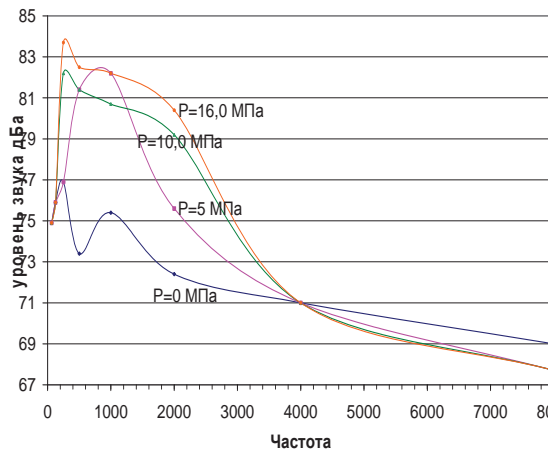


Рисунок 6 - Спектры шума насоса с косозубым зацеплением для разных давлений при частоте вращения $n=1000$ об/мин.

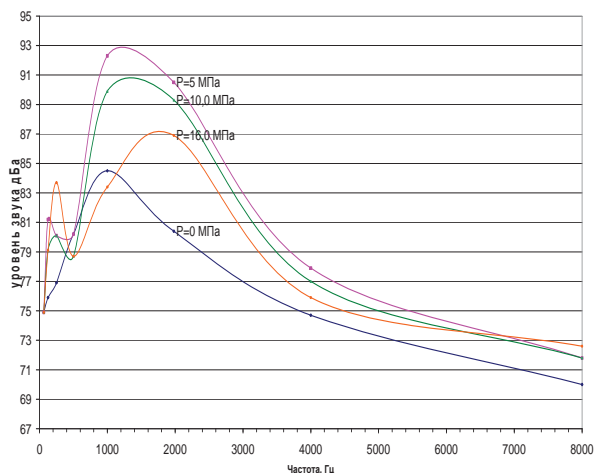


Рисунок 7 - Спектры шума серийного насоса для разных давлений при частоте вращения $n=1000$ об/мин.

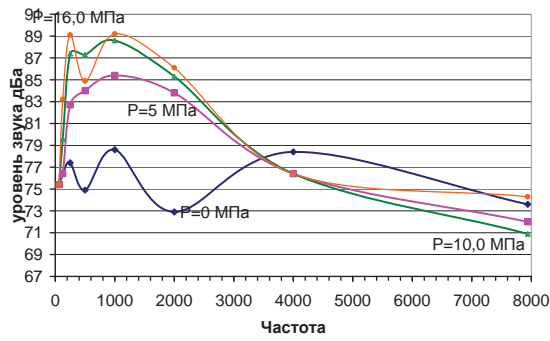


Рисунок 8 – Спектры шума насоса с косозубым зацеплением для разных давлений при частоте вращения $n=1500$ об/мин.

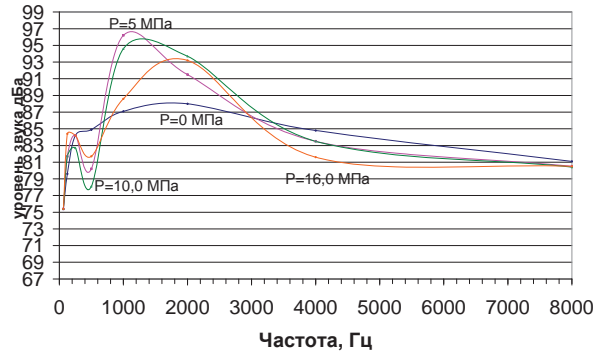


Рисунок 9 – Спектры шума серийного насоса для разных давлений при частоте вращения $n=1500$ об/мин.

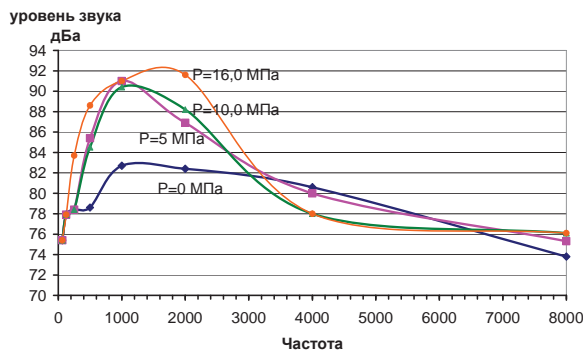


Рисунок 10 – Спектры шума насоса с косозубым зацеплением для разных давлений при частоте вращения $n=1920$ об/мин.

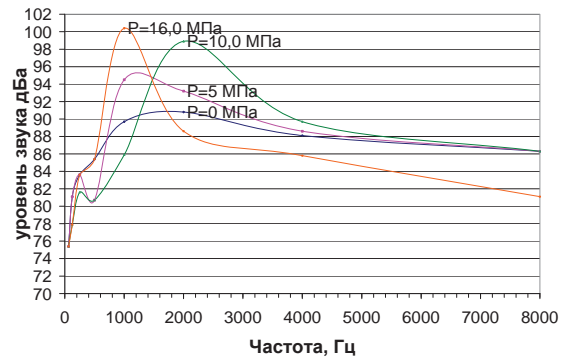


Рисунок 11 – Спектры шума серийного насоса для разных давлений при частоте вращения $n=1920$ об/мин.

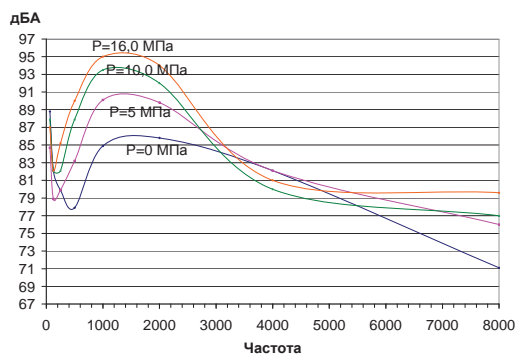


Рисунок 12 – Спектры шума насоса с косозубым зацеплением для разных давлений при частоте вращения $n=2400$ об/мин.

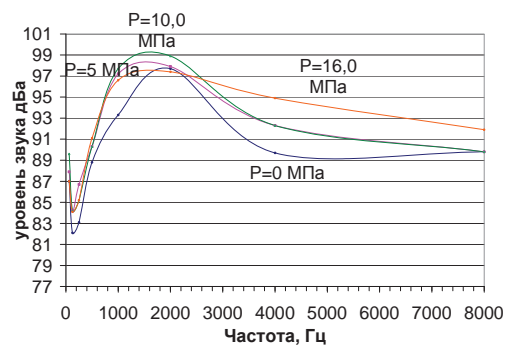


Рисунок 13 – Спектры шума серийного насоса для разных давлений при частоте вращения $n=2400$ об/мин.

Таким образом, максимальные значения уровня звука при частоте вращения $n=1000$ об/мин близки к зубцовой частоте, т.е можно предположить, что основным источником шума на данном скоростном режиме является зубчатое зацепление.

Однако, по мере увеличения частоты вращения (рис. 8, 10, 12) наблюдается

смещение пиковых значений в область 1200-1300 Гц, что указывает на наличие других источников шума, кроме зубчатого зацепления.

Спектры шума серийного насоса при разных давлениях и частотах вращения представлены на рис. 7, 9, 11, 13.

Анализируя спектры шума, полученные при частоте вращения $n=1000$ об/мин (рис. 7) можно заметить наличие двух пиков – на частотах 200-300 Гц и на частотах 1000...1100 Гц. Такой вид спектра шума характерен для всех давлений, на которых производились измерения.

Зубцовые частоты при числе зубьев $z=12$ для данного насоса имеют следующие значения при $n=1000$ об/мин $f_{зубц}=200$ Гц, при $n=1500$ об/мин $f_{зубц}=300$ Гц, при $n=1920$ об/мин $f_{зубц}=384$ Гц; при $n=2400$ об/мин $f_{зубц}=480$ Гц.

Первые пики совпадают или близки к зубцовым частотам, поэтому их появление характеризуется контактом эвольвент зубьев насоса. Вторые пики – большие по значению являются результатом излучения шума от другого источника (на данный момент происхождение не исследовано). Аналогичная картина наблюдается и на частотах вращения 1500, 1920 об/мин (рис. 9 и рис. 11), разница лишь в некотором смещении пиков в сторону больших частот. При частоте $n=2400$ об/мин (рис. 13) пики уровней звука сливаются в один.

Сравнение шумовых характеристик насосов при разной нагрузке. Результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального насоса в зависимости от давления и его сравнительный анализ с данными серийного насоса представлены на рис. 14. Сравнения проводим на номинальных частотах вращения насоса.

Судя по графикам (рис. 14), при любом давлении рабочей жидкости уровень звука экспериментального насоса ниже, чем серийного.

При максимальном давлении рабочей жидкости (16,0 МПа) разница в уровне шума составляет порядка 3,5...4 дБ.

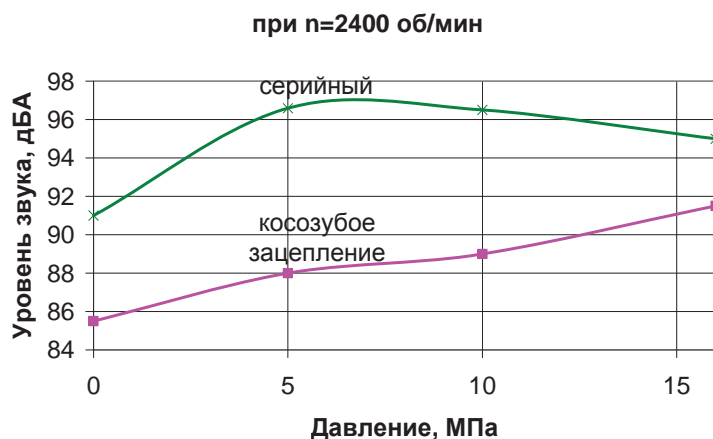


Рисунок 14 – Зависимость уровня звука от давления рабочей жидкости (при $n=2400$ об/мин)

Выводы.

1. Исследования уровня звука насоса с косозубым зацеплением показывают, что с увеличением давления уровень звука насоса плавно возрастает на величину от 1,5 до 6 дБ в зависимости от скоростного режима. Наибольший прирост уровня звука происходит на частоте вращения $n=2400$ об/мин. При возрастании частоты вращения уровень звука насоса с косозубым зацеплением возрастает от 4,5 дБ до 9 дБ в зависимости от давления.

Наибольшие значения уровня звука насоса с косозубым зацеплением (91,5 дБА) наблюдаются при давлении 16,0 МПа и частоте вращения $n=2400$ об/мин.

Анализ спектров шума насоса с косозубым зацеплением показывает наличие пиковых значений в области низких частот 250...300 Гц при частоте вращения $n=1000$ об/мин и плавное смещение пиковых значений в область частот 1200...1300 Гц.

2. Исследования уровней звука серийного насоса НШ-20М показывают, что максимальные значения уровня звука 96,5 дБА характерны для частоты вращения 2400 об/мин и давлений 5,0 и 10,0 МПа. При достижении давления 16,0 МПа наблюдается некоторое снижение уровня звука на большинстве скоростных режимов. Графики зависимости уровня звука серийного насоса от частоты вращения показывают практически прямолинейную зависимость шума от частоты вращения на большинстве нагрузочных режимах. Спектральный анализ шума серийного насоса, полученный при частоте вращения $n=1000$ об/мин показал наличие двух пиков – на частотах 200-300 Гц и на частотах 1000...1100 Гц. При частоте 2400 об/мин пики уровней звука сливаются в один. Такой вид спектра шума характерен для всех давлений, на которых производились измерения.

3. Сравнительный анализ экспериментального и серийного насосов позволяет утверждать, что уровень шума экспериментального насоса ниже на всех режимах в сравнении с серийным.

4. При испытаниях было отмечено, что уровень шума стенда, который является помехой, и при выполнении вычислений учитывался согласно рекомендаций ГОСТ 12.1.026-80, является достаточно высоким и на некоторых режимах по своему значению приближается к уровню испытуемого на стенде насоса. Согласно указанного ГОСТ если разница уровня помех и стенда не отличается больше 3 дБА, установить истинное значение уровня звука насоса невозможно.

5. Исследования спектров позволяет предположить, что в насосах с различным зацеплением имеют место другие источники шума кроме зубчатого зацепления, которые являются достаточно значимыми и вносят значительный вклад в общий уровень звука, излучаемого насосом. Выявление и исследование дополнительных источников шума в насосе может быть следующим этапом в исследованиях по снижению шума.

Список литературы

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков/ Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
5. Рыбкин Е.А. Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов/ Рыбкин Е.А., Усов А.А. – ЭНИМС, 1956. –178 с.
6. Борьба с шумом на производстве: Справочник под. ред Е.Я. Юдина М.: Машиностроение 1985. - 400 с.
7. 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.
8. 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.

9. Кулешков Ю.В. Исследование закономерностей изменения геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса./ Кулешков Ю.В., М.И. Черновол, Т.В. Руденко, М.В. Красота С.О. Магопечь, К.Ю. Кулешкова. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.– Кіровоград: КНТУ. – 2014. – вип. 44. – С. 31-41.
10. Скворчевский Е.А. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учётом обеспечения минимального уровня шума / Е.А. Скворчевский, Ю.И. Пеккер. – М.: Мосстанкин, 1979. – 120 с.
11. ГОСТ 12.1.026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. Технический метод.

Yuriy Kuleshkov, Tymofiy Rudenko, Mykhailo Krasota, Oleksander Matvienko, Ruslan Osin
Kirovohrad National Technical University

Experimental Research of the Noise Spectrums of a Gear Pump with Helical Toothing

The objective of the work is the experimental testing of the noise level by the lines of spectrum of the experimental gear pump with helical toothing and the comparison with the noise level of a serial pump.

The article presents the results of tests of noise characteristics of the experimental gear pump with helical toothing. The levels of noise, noise spectrums of the experimental gear pump with helical toothing and a serial pump of the analogical size with straight toothing were investigated using different operating modes. The comparative analysis of noise characteristics of the pumps under different load was carried out in order to estimate the efficiency of using helical toothing in gear pumps from the point of view of noise reduction.

Experiments of the noise level of a gear pump with helical toothing showed that with the increase of pressure of hydraulic fluid the level of noise slowly increases from 1,5 to 6 dB depending on speed mode. The highest noise level of a pump with helical toothing (91,5 dB дБА) is noticed under the pressure of 16,0 МПа and rotation frequency $n=2400$ revolutions per minute.

The comparative analysis of the experimental pump and a serial pump enables to state that the noise level of the experimental pump is lower in all operating modes compared to the serial pump.

During tests it was marked that the noise level of the stand which is a barrier is quite high and under some operating modes it is close to the noise level of the experimental pump on the stand.

toothing, gear pump, noise

Одержано 08.04.15

УДК 621.891.539.375.6

Mykhailo Chernovol, Prof., DSc., Igor Shepelenko, PhD, Budar Mohamed R.F., post-graduate

Kirovohrad National Technical University, ivsepelenko@mail.ru

Selection of a processing medium for the finishing antifriction nonabrasive treatment

The article includes the systematized information on processing mediums used for FANT. The role of processing medium components for producing antifriction coatings with the complex of tribotechnical properties has been shown. On the basis of well-known compositions, conditions for coating formation as well as the functional and technological requirements for FANT processing mediums, the procedure has been proposed for developing and choosing the composition of processing medium for laying the coatings by applying FANT method.

finishing antifriction nonabrasive treatment, processing medium, composition, coating

© Mykhailo Chernovol, Igor Shepelenko, Budar Mohamed R.F., 2015