

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ШУМУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ МАШИН

Одним з основних факторів підвищення продуктивності в сучасному промисловому виробництві є сумісність системи людина-машина. Важливою умовою при цьому є збереження максимальної уваги оператора й можливості виконання основних робочих функцій.

Протягом робочого дня увага оператора знижується у зв'язку з зростанням загального стомлення, що у свою чергу обумовлено рядом фізіологічних особливостей організму людини, у тому числі слухом, тому що вухо людини, крім своєї основної функції прийому й аналізу зовнішнього акустичного поля, відповідає й за рівновагу тіла людини.

Людина, що піддається впливу інтенсивного шуму, витрачає в середньому на 10 - 20 % більше фізичних і нервово-психічних зусиль, для збереження продуктивності праці, досягнутої нею при рівні шуму нижче 70 дБ.

Віб्राції також мають негативну дію на людину, викликаючи вібраційну хворобу, що приводить до повної неідеальності працюючої людини.

Підвищення технічного рівня сучасних гідроприводів тісно пов'язаний з застосуванням більш високого тиску робочої рідини та подачі насосів. Підвищення енергоємності гідроприводу викликає зростання загального рівня його шуму й вібрацій [1].

Слід зазначити, що параметри гідроприводу технологічного устаткування як компонента загального віброакустичного фону не знайшли належного висвітлення в технічній літературі.

Тому, вивчення вібрацій і шуму гідроприводу технологічного устаткування, зокрема шестеренного насоса, розробка методів і засобів їх зниження є досить актуальною проблемою для сучасного машинобудування.

Експлуатація гідроприводу супроводжується коливальними процесами. Так, наприклад, від різкого відкриття й закриття порожнин керуючих елементів виникає гідроудар при контакті з навколишнім середовищем робочої рідини через нерозчинене повітря, має місце кавітація й дизель-ефект, а також інтенсивне піноутворення. При цьому виникають області локальних стисків і розріджень різної частоти й амплітуди, які випромінюються в навколишнє середовище у вигляді шуму й вібрації [2, 3]. Перелічені вище явища виникають у робочій рідині або ж передаються їй від інших джерел.

Отже, по мірі насичення технологічного устаткування гідроприводами, усе більше очевидною стає тенденція зростання ролі акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах та їх вплив на екологічну безпеку.

Для оцінки акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах наведемо їх класифікацію. Це дозволить намітити шляхи експериментальних і теоретичних досліджень для усунення негативних наслідків.

Шум у гідроприводі можна розділити на гідродинамічний і механічний. До *гідродинамічних* шумів відносяться:

- шуми, що відбуваються через періодичний випуск рідини в бак, або об'ємні шуми (тверді границі в гідросистемах приводять до утворення по поверхні трубопроводу монопольних і дипольних джерел шуму),
- шуми, що виникають через утворення вихорів біля твердих границь потоку, а також шуми зриву вихорів, зокрема біля границь трубопроводу й різних опорів;
- шуми відривних течій, що виникають при відриванні течії і при утворенні замкнутих або розімкнутих вихрових зон; пульсації границь зон приводять до появи пульсації тиску й генерації широкосмугового шуму (шуми в дроселях, клапанах, колінах, трійниках, при зміні перетину);
- шуми від неоднорідності потоку або шуми взаємодії, що виникають при обтіканні зубів шестерень насоса неоднорідним потоком, що утворюється через перешкоди в потоці (шуми, викликані пульсаціями на нерухомих перешкодах, розташованих поблизу обертаючих частин насоса);
- шуми турбулентного характеру (псевдозвук), що виникають при віддаленні від твердих границь при перемішуванні потоків, що рухаються з різними швидкостями;
- шуми від автоколивань пружних конструкцій у середовищі, що рухається (коливання у водорозбірних кранах і запірній арматурі при поганій конструкції пристрою);
- шуми, внаслідок нестійкої течії (поверхня розділу між рухомих і нерухомих середовищем поблизу резонатора, тонкий струмінь, що набігає на клин);
- кавітаційні шуми, обумовлені зхлопуванням кавітаційних каверн у місцевих опорах або перепадах перетинів трубопроводу й у насосах.

До *механічних* шумів відносяться:

- корпусний шум;
- шуми від зубчастих передач [4];
- шуми підшипникових вузлів [5];
- шуми від перемикачів соленоїдів керування гідросистеми.

Вібраційні явища у гідроприводі виникають головним чином через незрівноваженість обертових мас системи «привід насоса - насос», які визначаються [6]:

- статичною незрівноваженістю (вісь обертання ротора і його головна центральна вісь інерції паралельні);

- моментною незрівноваженістю (вісь ротора і його головна центральна вісь інерції перетинаються в центрі мас ротора);

- динамічною незрівноваженістю ротора (складається зі статичної й моментної незрівноваженості).

Зупинимось більш докладно на видах шуму й вібраціях, які мають місце в гідравлічній системі технологічного устаткування.

Рівень і спектр шуму в гідросистемі значною мірою визначаються роботою дросельних і розподільних пристроїв і запобіжних клапанів.

Шум у дроселі викликається в основному завихреннями рідини й кавітаційними явищами при виході рідини із дросельних каналів. Шум виникає при цьому в результаті місцевих високочастотних пульсацій тиску (гідравлічних мікроударів), викликаних безперервним утворенням і руйнуванням пухирців пари й повітря (газу). Внаслідок високої повторюваності цих навігаційних гідроударів шум цього походження відбувається на частотах вищих складових (до 20000 Гц).

Значне місце в спектрі шуму гідросистем займає шум запобіжних і редуційних клапанів. Шум клапанів обумовлений в основному вібрацією пружини й коливаннями затвора клапана, а також гідродинамічним коливальним процесом.

Коливання тиску, що розвиваються при цьому, у клапані поширюються через рідину по гідравлічних магістралях, викликаючи вібрації трубопроводів і інших конструктивних елементів гідросистеми, супроводжувані звуковими коливаннями.

За деяких умов роботи гідросистеми джерелами шуму можуть служити також хвильові процеси в нагнітальних трубопроводах, обумовлені пульсацією потоку пружної рідини на виході насоса й наявністю в них місцевих опорів.

Імовірність виникнення такого процесу особливо реальна в тому випадку, якщо на початковій ділянці нагнітального трубопроводу, які розміщені від насоса на відстані, рівній або кратній деякій резонансній довжині Лабо ємності (фільтри, гідроаккумулятори та ін.), що можуть сприяти створенню хвильового процесу. Цей процес обумовлений накладанням прямих хвиль пульсуючого тиску, що рухаються від насоса на хвилі, відбивані цими елементами.

Слід відзначити шуми, викликані кавітацією, які по даним ряду дослідників відрізняються тією особливістю, що максимальний рівень звукової потужності шумів лежить в ультразвуковій області спектра, а отже, має місце тільки в однорідному по густині середовищі.

Механічний шум є найбільш характерним для гідросистем з шестеренними насосами. В таких системах він є домінуючим й пояснюється наступним [1, 4]. Зубчасті зачеплення являють собою систему з розподіленими параметрами, з великим числом власних частот коливань.

Джерелами механічної вібрації й шуму є також підшипники кочення. Сили, що викликають вібрацію підшипників кочення, обумовлені допусковими відхиленнями елементів підшипника й монтажних розмірів. Спектр звукових частот підшипників займає широку смугу.

Аналіз досліджень проведених Т.М. Баштою [7] вказує на те, що основним джерелом шуму в гідравлічних приводах є насос. Причинами шуму в насосі можуть бути будь-які коливальні процеси, обумовлені взаємним впливом складних та різних за своїм походженням факторів та елементів.

Частотний спектр шуму, що породжується насосом, складається з негармонійних складових, викликаних коливаннями тиску рідини (гідродинамічний шум) й механічних коливань (вібрацій) деталей насоса (механічний шум).

Гідродинамічний шум у шестеренних насосах може бути наслідком пульсацій подачі робочої рідини та створюваних при цьому коливань.

Коливання тиску, які викликаються пульсацією потоку рідини, обумовлені законом переміщення робочих органів насоса, а також особливостями робочого процесу. Пульсації потоку в результаті гідравлічного опору вихідної магістралі й сил інерції її пружної рідини супроводжуються коливаннями тиску, що викликають вібрації (коливання) вузлів самого насоса й елементів гідросистеми, які, у свою чергу, супроводжуються звуковими коливаннями. Частотна складова цих коливань, кратна числу робочих органів насоса (зубів) і числу його обертів, є основною в спектрі шуму насоса. На цю частоту накладаються високочастотні гармоніки, а також частоти, що породжуються коливальним процесом у гідросистемі, частоти, обумовлені іншими факторами (кавітацією рідини в насосі, коливаннями підшипників та ін.). У результаті розвивається складний коливальний процес і відповідно - складний звуковий спектр із широким діапазоном частотних складових, які у 15-20 разів перевищують періодичність роботи робочих органів насоса.

У роботах багатьох авторів [8, 9] показано, що насосні агрегати не тільки генерують у гідравлічних системах інтенсивні пульсації тиску робочого середовища, але також є причиною виникнення підвищених вібрацій і шуму. Причому в ряді досліджень показано, що збільшення амплітуд коливань тиску робочої рідини приводить до збільшення віброакустичної активності насоса.

Мають також місце специфічні для конкретного типу насосів джерела шуму. Зокрема корпуси шестеренних насосів, які служать елементом об'ємного механізму. Коливання тиску в насосах викликають вібрації корпусів, що можуть служити додатковим фактором, що підвищує шум.

Значний вплив на рівень коливань, що генеруються шестеренним насосом, мають особливості технології виготовлення шестерень. Похибки виготовлення зубів приводять до того, що в полюсі зачеплення на лінії контакту шестерень утворюється клинова щілина, що спричиняє імпульсні втрати рідини з порожнини нагнітання в порожнину усмоктування. На практиці такі втрати зводяться до мінімуму шляхом вибору оптимального значення ширини шестерні й збільшення точності виготовлення профілю зубів. Проте, їх

неможливо усунути зовсім, і тому, поряд з імпульсними втратами через розвантажувальні канавки, вони впливають на рівень пульсацій шестеренного насоса.

Великий вплив на вібрацію насоса й приєднаних до нього елементів системи має явище компресії робочої рідини у відсіченій порожнині. Крім того, воно викликає кавітаційну ерозію зубів і ударне навантаження на підшипники.

У шестеренних насосах більш складно, ніж у насосах інших типів, регламентувати закон зміни тиску у відсіченій порожнині, внаслідок чого перепади тиску – компресія робочої рідини може досягати високих значень.

Із цієї причини шестеренні насоси звичайно відрізняються більш високим шумом. Практика показує, що шум серійних прямозубих шестеренних насосів потужністю до 10 кВт перебуває при тиску 10,0 МПа і частоті обертання 500 хв^{-1} у межах 80...90 дБ. Зі збільшенням тиску й числа обертів він підвищується, досягаючи значень 110 дБ і вище.

Істотний вплив на рівень механічного шуму та вібрацій має сам механізм зачеплення. Значне місце в спектрі шуму насосів займають складові, обумовлені коливаннями (вібрацією) навантажених деталей (приводних валиків, підшипників, важелів та ін.).

У шестеренних насосах шум значною мірою обумовлений зіткненням зубів, що перебувають у зачепленні, і вібрацією самих зубів [10]. Зі збільшенням нормального люфту в зачепленні рівень шуму підвищується. Різке підвищення рівня шуму спостерігається при роботі шестеренного насоса в режимі рідинного голодування при усмоктуванні, характерному різкими коливаннями тиску на виході, супроводжуваними інтенсивними зіткненнями зубів, що перебувають у зачепленні й вібрацією інших деталей. Зіткнення зубів дає складову спектра шуму із частотою, кратною добутку числа обертів насоса на число зубів, вібрація ж зубів дає високочастотну складову, що є частотою їхніх власних коливань [10].

На теперішній час існує багато технічних рішень, що дозволяють знизити амплітуду пульсацій тиску нагнітання й шум насоса. Незважаючи на велике різноманіття, всі вони спрямовані на усунення або, принаймні, локалізацію впливу декількох негативних факторів. Дослідження ефективності застосування цих рішень є перспективним напрямком підвищення екологічної безпеки гідроприводів.

Висновки.

1. Основним джерелом шуму у гідроприводі є шестеренний насос. Шум в шестеренному насосі є наслідком гідродинамічних процесів та механічної дії. Частотний спектр гідродинамічного шуму в шестеренних насосах обумовлюється коливаннями (пульсацією) потоку робочої рідини, явищем «запирання» робочої рідини. Механічний шум обумовлюється точністю виготовлення деталей зубчатого зачеплення та корпусу НШ і ударами, що є наслідком похибки зачеплення, деформації зачеплення під навантаженням, співвідношенням власної частоти коливань шестерні та частоти зачеплення зубів, контактуванням зубів шестерень та корпусу насоса через притискання шестерень в напрямку від зони нагнітання до зони всмоктування.

2. Тривалий вплив виробничого шуму викликає негативну реакцію організму людини, відповідно до ГОСТ для операторів автомобілів, тракторів та іншої сільськогосподарської та дорожньо-будівної техніки еквівалентний рівень звукового шуму встановлюється 70...80 дБ.

3. Для зниження рівня шуму шестеренних насосів доцільно виконати оцінку ефективності існуючих технічних рішень, а також проводити розробку нових методів зниження шуму.

Список використаних джерел

1. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков/ Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
2. Азуманов Э.И. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. М.: Энергия, 1978 - 302 с.
3. Бирюков СВ. Акустические волны в неоднородных средах М.: Наука, 1989- 150 с.
4. Берестнев О.В. Зубчатые колёса пониженной виброактивности Минск: Наука и техника, 1978. 120 с.
5. Шевченко О.И., Герасимова Н.Н. Причины возникновения шума и вибрации шарикоподшипников / Обзор. - М.: ВНИИП, 1968, - 89 с.
6. Скрицкий В. Я., Рокшевский В. А. Эксплуатация промышленных гидроприводов. - М.: Машиностроение, 1984 - 176 с.
7. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: [учебник для вузов]/Башта Т.М. – М.:Машиностроение, 1974.– 606 с. – с. 10 – 12.
8. Исследование явления запирания жидкости в шестеренном насосе/ТНП УССР. - № Б-2172, 1987. - 18с.
9. Загузов И.С. О снижении уровней пульсаций, вибраций и шума в гидравлических и топливных системах //Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов. - Самара, 1994.-С. 69-74.
10. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.