

УДК 621.225.2

doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-74-82

Исследование влияния гидролинии нагнетания на амплитуду пульсаций давления в аксиально-поршневом насосе

А.В. Перфильев

ПАО «АК «Рубин»

A Study of the Effect of the Discharge Line on the Amplitude of Pressure Pulsations in Axial-Piston Pumps

A.V. Perfiliev

PAO AK Rubin

Рассмотрена проблема пульсаций давления в аксиально-поршневом насосе. Обзор информационных источников показал, что существующие теоретические модели не учитывают влияние на уровень пульсаций давления таких внешних факторов, как работа регулятора насоса и характеристики его гидролинии нагнетания и всасывания. Разработана математическая модель, учитывающая влияние нестационарных процессов в гидролинии нагнетания на уровень пульсаций давления. Экспериментальные исследования работы насоса с присоединенной гидролинией нагнетания, имевшей различные характеристики, выявили наличие нестационарных процессов и подтвердили влияние характеристик гидролинии нагнетания на уровень пульсаций давления. Установлено, что амплитуда пульсаций давления, вызванных нестационарными процессами, может в несколько раз превосходить амплитуду пульсаций давления, обусловленных неравномерностью подачи. Результаты расчетных и экспериментальных исследований показали близкое совпадение уровней амплитуд и частот колебаний давления подачи насоса. Предложенная математическая модель может быть использована при разработке аксиально-поршневых насосов, использующих аналогичную систему фазораспределения.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, пульсации давления, нестационарные процессы, параметры гидролинии нагнетания

The problem of pressure pulsations in axial piston pumps is considered in this article. The review of literature shows that existing theoretical models do not take into account such external factors as the operation of the pump control valve and the discharge line characteristics on the level of pressure pulsations. A mathematical model of pressure pulsations in an axial-piston pump is developed that takes into account the influence of non-stationary processes in the discharge line on the magnitude of pressure pulsations. Experimental studies of the operation of the pump with a discharge line having different characteristics have shown the presence of non-stationary processes and confirmed the influence of the discharge line characteristics on the level of pressure pulsations. It is established that the pressure pulsations caused by the non-stationary processes can be several times higher than the amplitude of pressure pulsations due to the unevenness of the flow. The results of calculations and experimental studies have shown a close relationship of the levels of amplitudes and frequencies of pressure pulsations of the pump flow. The developed mathematical model can be applied when designing other axial piston pumps using the presented phase distribution system.

Keywords: axial piston pump, pressure pulsations, non-stationary processes, discharge line parameters

Требования к гидравлическим приводам самолетов нового поколения становятся все более жесткими, вследствие чего их показатели интенсифицируются. Системы управления такими самолетами, использующими аксиально-поршневые насосы (АПН), включают в себя длинные и короткие жесткие гидролинии. Вследствие применения в новых самолетах компактных рулевых машин ужесточились требования к динамическим характеристикам, в частности к амплитудам и частотам пульсаций давления (ПД) в трубопроводах.

Пульсации давления в АПН обусловлены следующими факторами:

- неравномерностью подачи рабочей жидкости (РЖ);
- сжимаемостью РЖ. При переходе окна блока цилиндров из области всасывания на переемычку образуется замкнутый объем с пониженным давлением. При последующей коммутации с гидролинией высокого давления в начальный момент времени возникает обратное течение РЖ с последующим гидроударом;
- волновыми процессами в гидролиниях нагнетания АПН, вызванными движением РЖ вследствие ее инерционных свойств. Также колебания РЖ отражаются от запорно-регулирующей аппаратуры, соединений, изгибов труб и прочих локальных неоднородностей. При совпадении частот ПД, обусловленных неравномерностью подачи и волновыми процессами в трубопроводе, амплитуда ПД может многократно возрасти.

ПД вызывают высокочастотные ударные волны и высокоскоростные перетечки РЖ с последующей эрозией на межконтактных переемычках [1]. Они могут привести к усталостному разрушению трубопроводов (особенно гидролиний высокого давления) и нежелательной вибрации устройств управления.

Существуют различные конструктивные решения, позволяющие уменьшить амплитуду ПД. В авиации традиционно применяют емкости, компенсирующие сжимаемость РЖ при проходе блока цилиндров через переемычки распределителя [2].

Исследования ПД АПН ведутся уже достаточно давно. Впервые методика расчета конструкции распределителя описана в научном труде [3]. Предложенные в ней идеи получили развитие в виде многопоршневой модели ПД за счет сложения подачи каждого поршня [4].

Также были учтены утечки в элементах АПН и изучено их влияние на давление и подачу [5, 6].

В статье [7] для оценки ПД применена вычислительная гидродинамика. В работе [8] учтено влияние демпфирующей полости на ПД АПН. В публикации [9] исследована зависимость ПД от рабочего объема и частоты вращения вала АПН. В статье [10] разработана и экспериментально подтверждена модель для регулируемого АПН. В работе [11] предложена компьютерная модель АПН, учитывающая неравномерность потока РЖ, обусловленную кинематикой механизма гидромашины. Методика математического моделирования ПД нагнетания АПН с гасителем пульсаций и без него представлена в работе [12].

В научных публикациях частично рассмотрены факторы, влияющие на ПД. Следует отметить, что в приведенных работах не учтено влияние волновых процессов в трубопроводах, а также работы регулятора АПН на амплитуду и частоту ПД. Исследование АПН, как правило, происходило изолировано от гидросистемы, с которой он работает.

Методические подходы моделирования волновых процессов в трубопроводе, позволяющие включить в состав гидросистемы АПН, описаны в статье [13]. Здесь установлена связь волновых процессов, определяемых с учетом параметров граничных условий на входе в гидролинию, с изменением нагрузки на выходе из нее.

Обзор научных трудов по математическому моделированию ПД показал, что не изучено взаимовлияние гидросистемы и АПН на амплитуду ПД.

Цель работы — изучение взаимовлияния фазораспределения АПН и трубопровода на амплитуду ПД в гидролинии нагнетания насоса.

В настоящее время пакеты программ позволяют смоделировать процесс работы АПН более тщательно и при значительном переборе параметров. Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие задачи:

- разработка математической модели ПД в гидролинии нагнетания для большинства авиационных АПН;
- создание методики экспериментальных исследований влияния характеристик трубопроводов на амплитуду ПД в гидролинии нагнетания АПН;
- проведение эксперимента для оценки результатов моделирования;

• сравнение результатов расчета и эксперимента и оценка адекватности математической модели.

Математическое описание фазораспределения и связанной с ним неравномерности подачи и давления АПН. Математическая модель разработана для АПН с гасителем пульсаций. Схема распределителя с дополнительной емкостью показана на рис. 1. Здесь введены следующие обозначения: Д — демпфирующая емкость; Т — емкость, эквивалентная объему трубопровода; f_k — площадь соединительного канала; $Q_{д.п}$ — расход РЖ, перетекающей из емкости Д в поршневую полость; p_d и V_d — давление в емкости Д и ее объем; $Q_{н.д}$ — расход РЖ, перетекающей из гидролинии нагнетания в емкость Д; $f_{др}$ — площадь отверстия между гидролинией нагнетания и емкостью Д; Q_p — расход РЖ, проходящей через распределитель; p_n — давление нагнетания; V_T — объем емкости Т; f_n — площадь дросселя нагрузки.

Система дифференциальных уравнений для АПН с гасителем пульсаций имеет вид [12]

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_{ци i}}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_{ци i}(t)} F_{п} \omega R_{ци} \left[\operatorname{tg} \gamma \sin \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) + \right. \\ &+ \operatorname{tg} \beta_d \cos \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) \left. \right] + \\ &+ \frac{E_{ж}}{V_{ци i}(t)} \mu f_{ki}(t) \sqrt{\frac{2(|p_d - p_{ци i}|)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_d - p_{ци i}) - \\ &- \frac{E_{ж}}{V_{ци i}(t)} \mu f_{ци i}(t) \sqrt{\frac{2(|p_{ци i} - p_n|)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{ци i} - p_n); \\ \frac{dp_d}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_d} \mu f_{др} \sqrt{\frac{2(|p_n - p_d|)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_d) - \\ &- \frac{E_{ж}}{V_d} \mu \sum_{i=1}^9 f_{ki}(t) \sqrt{\frac{2(|p_d - p_{ци i}|)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_d - p_{ци i}); \\ \frac{dp_n}{dt} &= \frac{E_{ж}}{V_T} \sum_{i=1}^9 F_{п} \omega R_{ци} \left[\operatorname{tg} \gamma \sin \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) + \right. \\ &+ \operatorname{tg} \beta_d \cos \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) \left. \right] - \\ &- \frac{E_{ж}}{V_T} \mu f_n \sqrt{\frac{2(|p_n - p_c|)}{\rho}} \operatorname{sign}(p_n - p_c), \end{aligned} \right.$$

где $p_{ци i}$ — давление в поршневой полости i -го поршня; ($i = 1 \dots 9$ — номер поршня); t — время;

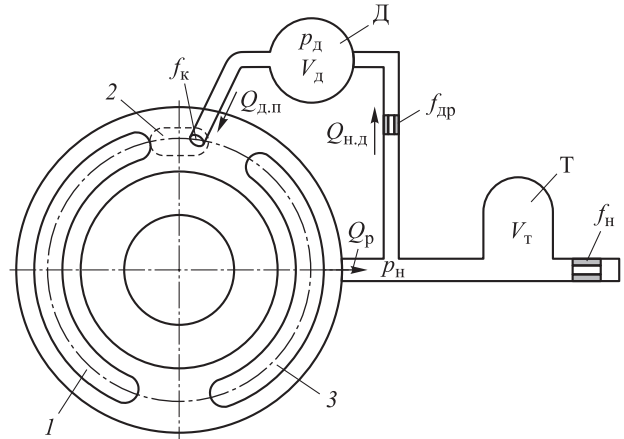


Рис. 1. Схема распределителя с дополнительной емкостью:

- 1 — окно всасывания; 2 — окно в блоке цилиндров;
3 — окно нагнетания

$E_{ж}$ — модуль объемной упругости РЖ; $V_{ци i}$ — объем рабочей камеры i -го поршня; $F_{п}$ — площадь поршня; ω — частота вращения вала насоса; $R_{ци}$ — радиус расположения осей поршней в блоке цилиндров; γ — угол наклона опорной шайбы; β_d — дополнительный угол наклона опорной шайбы, обеспечивающий нулевую подачу; μ — коэффициент расхода; $f_{ki}(t)$ — площадь канала, подводящего РЖ из демпфирующей емкости в поршневую полость i -го поршня; ρ — плотность РЖ; $f_{ци i}(t)$ — площадь раскрытия каналов блока цилиндров и распределителя; p_c — давление в гидролинии слива.

Объем рабочей камеры i -го поршня определяется выражением

$$V_{ци i}(t) = V_0 + F_{п} R_{ци} \left[\operatorname{tg} \gamma \cos \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) - \operatorname{tg} \beta_d \sin \left(\omega t - \frac{2\pi i}{9} \right) \right],$$

где V_0 — объем поршневой полости при нулевой подаче.

Модуль объемной упругости РЖ $E_{ж}$ зависит от давления в гидросистеме p , температуры РЖ $T_{ж}$, процентного содержания воздуха в РЖ $\alpha_{возд}$ и других параметров. Для определения модуля объемной упругости РЖ АМГ-10 получена эмпирическая зависимость [14]

$$E_{ж} = \frac{10^5 \frac{\alpha_{возд} \cdot 10^{-2}}{(p \cdot 10^{-5})^{0,72}} + 1}{\frac{\alpha_{возд}}{1,4} \frac{1}{(p \cdot 10^{-5})^{1,72}} + \frac{1}{11p \cdot 10^{-5} - 82T_{ж} + 18420}}$$

Математическое описание ПД в трубопроводе. В реальных гидросистемах волновые процессы, возникающие в трубопроводах, обусловлены инерционными свойствами РЖ. При автоматическом управлении машинами или аппаратами от характера протекающих в них нестационарных гидродинамических процессов могут зависеть устойчивость (например, следящих гидравлических приводов) и качество управления [13].

При совпадении частот ПД, вызванных неравномерностью подачи и волновыми процессами в трубопроводе, возникает резонанс, и амплитуда ПД многократно возрастает. Длительная работа АПН на таких режимах приводит к выходу из строя гидросистемы и усталостному разрушению гидролиний. Поэтому предупреждение таких случаев на стадии моделирования гидросистемы является актуальной задачей.

Базовые уравнения математической модели длинной гидролинии с распределенными параметрами (рис. 2) имеют вид

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{2\tau_n}{r_0} = -\frac{\partial p}{\partial x}; \\ E_{тр} \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial t}. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь v — средняя по сечению скорость РЖ; τ_n — нестационарное касательное напряжение на стенке трубы; r_0 — внутренний радиус трубы; p — давление; $E_{тр}$ — приведенный модуль упругости РЖ,

$$E_{тр} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{2r_0 E_{ж}}{\delta E_{ст}}},$$

где δ — толщина стенки трубы; $E_{ст}$ — жесткость трубы.

Уравнения системы (1) получены в результате преобразований уравнения Навье — Стокса, записанного в цилиндрических координатах, и уравнения неразрывности с учетом упругости стенок трубы.

После преобразований по Лапласу системы уравнений (1), подстановки начальных и гра-

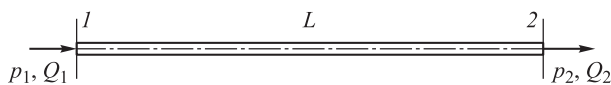


Рис. 2. Схема длинной гидролинии с распределенными параметрами: 1 — начало трубы; 2 — конец трубы



Рис. 3. Схема гидролинии в виде четырехполюсника

ничных условий и последующих математических преобразований (подробно описанных в работе [13]) давления и расходы в начале и конце трубы будут связаны матричным уравнением

$$\begin{bmatrix} p_2(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} = \mathbf{G}_л(s) \times \begin{bmatrix} p_1(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где p_2 и p_1 — давление в конце и начале трубы; s — оператор Лапласа; Q_1 и Q_2 — расход в начале и конце трубы; $\mathbf{G}_л(s)$ — передаточная матрица гидролинии [13].

Анализируя матричное уравнение (2), можно представить длинную гидролинию в виде четырехполюсника (рис. 3).

Вывод элементов матрицы для ламинарного течения ньютоновской жидкости в гидролинии приведен в работе [13].

После получения всех элементов матрицы $\mathbf{G}_л(s)$ матричное уравнение (2) примет вид

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k+1} \frac{2\lambda_{ck}}{D_n \alpha^2}}{s^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ck}^2}{\alpha^2}} & -\sum_{k=1}^{\infty} \frac{\frac{2Z_0}{D_n} \left(\bar{s} + 8 \frac{\beta}{\alpha} \right)}{s^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ck}^2}{\alpha^2}} \\ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\frac{2}{Z_0 D_n \alpha^2} \bar{s}}{s^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ck}^2}{\alpha^2}} & \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k+1} \frac{2\lambda_{ck}}{D_n \alpha^2}}{s^2 + 8 \frac{\beta}{\alpha} \bar{s} + \frac{\lambda_{ck}^2}{\alpha^2}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_2 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

где k — показатели корня, $k = 1, 2, \dots$; $\lambda_{ck} = \pi(k-0,5)/D_n$; D_n — коэффициент, объединяющий константы, $D_n = \nu L / (r_0^2 c)$ (ν — кинематическая вязкость; L — длина гидролинии нагнетания; $c = \sqrt{E_{тр} / \rho}$ — скорость распространения звука в среде); α — коэффициент коррекции собственной частоты колебаний; \bar{s} — нормализованная переменная, $\bar{s} = sr_0^2 / \nu$; β — коэффициент корреляции демпфирования колебаний; Z_0 — волновое сопротивление трубы, $Z_0 = cr/A$ (A — площадь поперечного сечения трубы).

После всех преобразований [13] матричное уравнение (2) для турбулентного течения ньютоновской жидкости в гидрوليнии примет вид

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k+1} 2\lambda_{ck}}{\bar{s}^2 + \frac{1}{2}\bar{s} + \lambda_{ck}^2} & -\sum_{k=1}^{\infty} \frac{2Z_0 \left(\bar{s} + \frac{1}{4}\right)}{D_n} \\ \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{Z_0 D_n \bar{s}} & \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{i+1} 2\lambda_{ck}}{\bar{s}^2 + \frac{1}{2}\bar{s} + \lambda_{ck}^2} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} p_1 \\ Q_2 \end{bmatrix}.$$

Для моделирования использован программный пакет MATLAB Simulink.

Результаты математического моделирования.

В гидросистеме с распределенными параметрами смоделированы ПД, возникающие в трубопроводе. На рис. 4 приведен пример влияния трубопровода на амплитуду ПД. При частоте вращения вала насоса $n = 3800 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4, а)

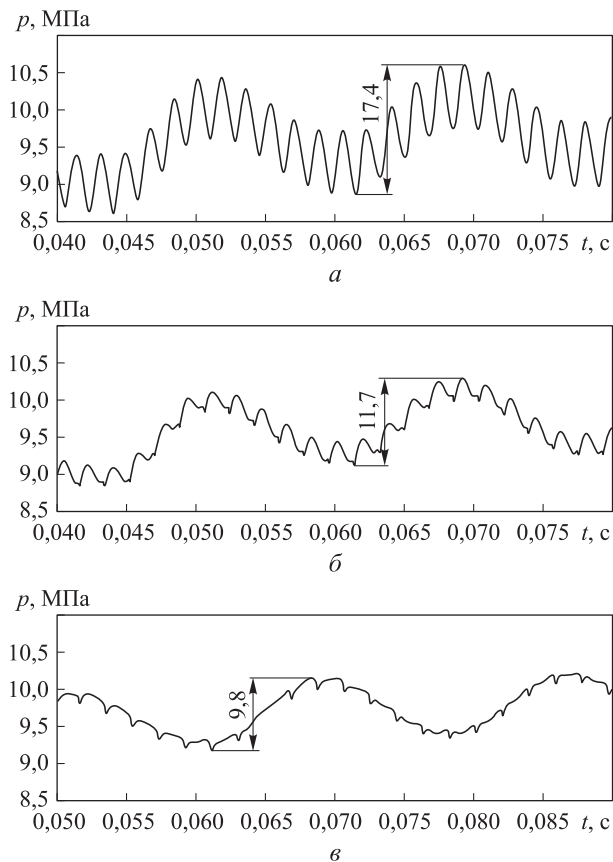


Рис. 4. Влияние трубопровода на ПД: а — резонанс; б — нормальное состояние; в — диссонанс

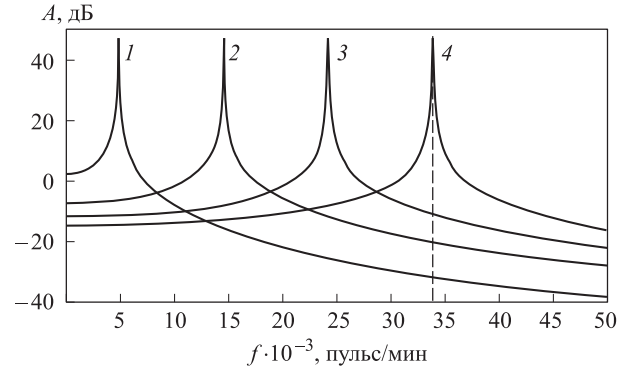


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики первой (1), второй (2), третьей (3) и четвертой (4) гармоник передаточной функции: А — амплитуда; f — частота

наблюдается резонанс, при $n = 3700 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4, б) этого явления нет, а при $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4, в) волновые процессы в трубопроводе входят в диссонанс с ПД, вызванными неравномерностью подачи АПН, и амплитуда ПД значительно уменьшается.

На рис. 5 приведены амплитудно-частотные характеристики первых четырех гармоник передаточной функции из уравнения (3)

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^4 \frac{(-1)^{k+1} 2\lambda_{ck}}{D_n \alpha^2} = \\ & = \frac{2,781 \cdot 10^6}{8,463\bar{s}^2 + 23,27\bar{s} + 2,184 \cdot 10^6} + \\ & + \frac{-8,343 \cdot 10^6}{8,463\bar{s}^2 + 23,27\bar{s} + 1,966 \cdot 10^7} + \\ & + \frac{1,391 \cdot 10^7}{8,463\bar{s}^2 + 23,27\bar{s} + 5,461 \cdot 10^7} + \\ & + \frac{-1,947 \cdot 10^7}{8,463\bar{s}^2 + 23,27\bar{s} + 1,07 \cdot 10^8}. \end{aligned}$$

Из рис. 5 видно, что явление резонанса, наблюдаемое на рис. 4, а, соответствует частоте ПД $n_n = zn = 9 \cdot 3800 = 34\,200 \text{ пульс/мин}$ (z — число поршней в насосе) и возникает при ее совпадении с четвертой гармоникой.

Экспериментальные исследования. Для определения влияния напорного трубопровода на ПД проведены экспериментальные исследования. В качестве объекта исследования выбран плунжерный насос НП-160Д производства ПАО «АК «Рубин».

Для испытаний насоса создан экспериментальный стенд, объединивший в себе две гидравлические схемы, различающиеся длиной гидролинии нагнетания $a-b$ (рис. 6). Основными параметрами гидролинии нагнетания являлись длина L и внутренний диаметр d . В схеме № 1 — $L = 300$ м, $d = 12$ мм, в схеме № 2 — $L = 3,75$ м, $d = 16$ мм.

В схеме № 1 длина гидролинии $a-b$ такова, что период ПД, обусловленных неравномерностью подачи АПН, намного больше периода ПД, отраженных от конца трубы волн. Труба выполнена одним диаметром без резких изгибов, чтобы не создавать локальные неоднородности. Таким образом, схема № 1 является аналогом гидросистемы с сосредоточенными параметрами.

Длина гидролинии $a-b$ в схеме № 2 такова, что период ПД, обусловленных неравномерностью АПН, сопоставим с периодом ПД, отраженных от конца трубы волн. Поэтому волновые процессы влияют на ПД.

Принцип работы гидросистемы следующий. С помощью дросселя ДР2 (см. рис. 6) в баках Б1 и Б2 создается давление наддува 0,5...0,7 МПа. Поступающий воздух очищается с помощью воздушного фильтра Ф1. Давление наддува сбрасывается с помощью дросселя ДР1. Во избежание превышения критического давления в

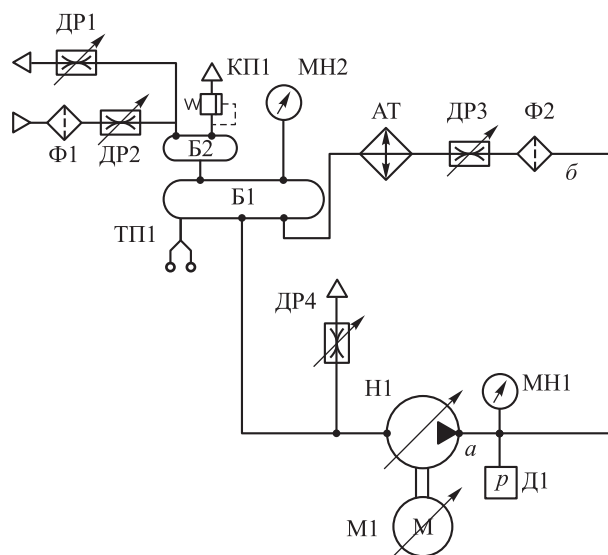


Рис. 6. Гидравлическая схема экспериментального стенда:

ДР1–ДР4 — дроссели; Ф1, Ф2 — фильтры;
 МН1, МН2 — манометры; Д1 — датчик давления;
 Н1 — плунжерный насос НП-160Д; М1 — регулируемый электродвигатель; Б1 — бак; Б2 — компенсационный бак;
 КП1 — предохранительный клапан;
 АТ — теплообменный аппарат; ТП1 — термопара

баке Б1 установлен предохранительный клапан КП1. Для измерения температуры в баке Б1 использована термопара ТП1. Гидросистема оснащена теплообменным аппаратом АТ, поддерживающим температуру РЖ постоянной, и фильтром Ф2, обеспечивающим чистоту РЖ. Дроссель ДР4 предназначен для стравливания воздуха из гидросистемы перед началом работы, а компенсационный бак Б2 — для исключения вспенивания РЖ в баке Б1.

Эксперимент проводили следующим образом. Стенд смонтировали по схеме № 1. С помощью электродвигателя М1 частоту вращения вала насоса Н1 изменяли в диапазоне 500...4000 мин⁻¹ с шагом 100 мин⁻¹. В каждой полученной точке благодаря дросселю ДР3 создавалось давление в гидролинии нагнетания, равное 10 МПа. Сигнал с датчика давления Д1 поступал на компьютер, где строился график давления, затем аналитически вычислялась амплитуда ПД Δp . По полученным значениям строился график зависимости амплитуды ПД Δp от частоты вращения вала насоса n . Затем стенд монтировали по схеме № 2 и проводили аналогичные действия.

Результаты экспериментальных исследований. Результаты эксперимента приведены на рис. 7. В очень длинной схеме № 1 волновые процессы никак не влияют на амплитуду ПД (которая зависит только от неравномерности подачи), и, как следствие, она линейно возрастает с увеличением частоты вращения вала насоса. В схеме № 2 волновые процессы оказывают значительное влияние на ПД. В зависимости от частоты вращения вала насоса ПД, обусловленные неравномерностью подачи, входят то в резонанс, то в диссонанс с отраженными волнами.

В момент резонанса амплитуда ПД в схеме № 2 значительно больше, чем в схеме № 1. При проектировании гидросистем для АПН следует учитывать эту особенность, выбирая параметры гидролиний так, чтобы рабочая частота вращения насоса находилась как можно дальше от резонансных частот. Это указывает на необходимость минимизации ПД в гидролинии нагнетания путем оптимизации фазораспределения, особенно для авиационных АПН, работающих на разных частотах вращения.

Трубопровод оказывает значительное влияние на ПД. Амплитуда ПД, вызванных волновыми процессами, может в несколько раз пре-

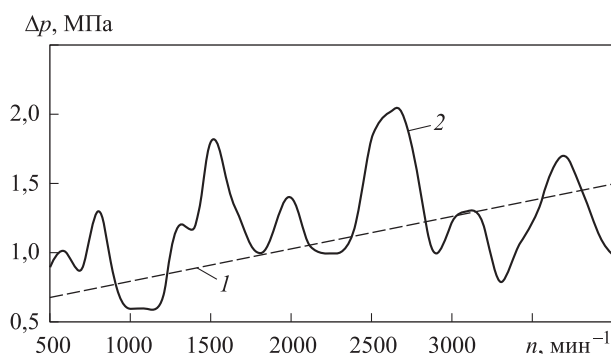


Рис. 7. Зависимость амплитуды ПД Δp от частоты вращения вала насоса n для схемы № 1 (1) и № 2 (2)

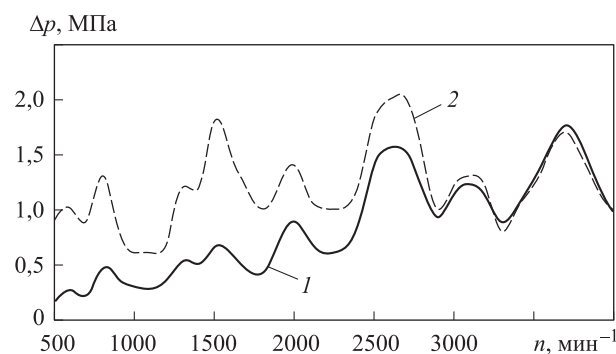


Рис. 8. Зависимости амплитуды ПД Δp от частоты вращения вала насоса n , полученные путем математического моделирования (1) и эксперимента (2)

восходить таковую для ПД, обусловленных неравномерностью подачи. Поэтому при разработке гидросистемы следует учитывать влияние трубопровода на ПД.

Сравнение результатов математического моделирования и экспериментального исследования. Как видно из рис. 8, результаты математического моделирования (кривая 1) хорошо совпадают с данными эксперимента (кривая 2) в области рабочих частот вращения вала насоса ($n = 2000 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$). С уменьшением этого параметра расхождение результатов увеличивается. Предположительно это связано с тем, что в математической модели не учтено сопротивление трубопровода, оказывающее значительное влияние на ПД при низкой частоте вращения вала АПН.

Хорошая сходимость результатов расчета и эксперимента в области рабочих частот вращения насоса свидетельствует о возможности использования предложенной математической

модели для оптимизации АПН. При этом следует учитывать влияние растворенного воздуха на свойства РЖ.

Выводы

1. Установлено, что трубопровод оказывает значительное влияние на ПД. Амплитуда ПД, вызванных волновыми процессами, может в несколько раз превосходить таковую для ПД, обусловленных кинематикой АПН. Вследствие этого при проектировании системы управления необходимо учитывать влияние трубопровода на ПД.

2. Результаты математического моделирования и эксперимента показали хорошую сходимость.

3. Предложенная математическая модель может быть использована для моделирования ПД и дальнейшей оптимизации фазораспределения АПН.

Литература

- [1] Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. *Гидравлический привод*. Москва, Машиностроение, 1968. 419 с.
- [2] Макушин С.А., Алексеев А.К. *Аксиально-поршневой насос*. Патент № 1127363 РФ, бюл. № 21, 1999.
- [3] Zaichenko I.Z., Boltyanskii A.D. Reducing noise levels of axial piston pumps. *Russ Engine Journal*, 1969, vol. 4, no. 49, pp. 21–23.
- [4] Harrison K., Edge K. Reduction of axial piston pump pressure ripple. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2000, vol. 214, no. 1, pp. 53–64.
- [5] Haynes J.M. *Axial Piston Pump Leakage Modeling and Measurement*. PhD Thesis from Cardiff University, UK, 2008.
- [6] Bergada J., Kumar S., Davies D.L., Watton J.A. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied Mathematical Modelling*, 2012, vol. 36, no. 4, pp. 1731–1751, doi: 10.1016/j.apm.2011.09.016

- [7] Ma J., Xu B., Zang B., Yang H. Flow ripple of axial piston pump with computational fluid dynamic simulation using compressible hydraulic oil. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, vol. 23, no. 1, pp. 45–52, doi: 10.3901/CJME.2010.01.045
- [8] Guan C., Jiao Z., He S. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2014, vol. 27, no. 1, pp. 169–181, doi: 10.1016/j.cja.2013.07.044
- [9] Huang J., Yan Z., Quan L., Lan Y., Gao Y. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part 1: Journal of Systems and Control Engineering*, 2015, vol. 229, no. 1, pp. 599–613, doi: 10.1177/0959651815578967
- [10] Gao Y., Cheng J., Huang J., Quan L. Simulation Analysis and Experiment of Variable-Displacement Asymmetric Axial Piston Pump. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2017, vol. 7, no. 328, pp. 1–16, doi: 10.3390/app7040328
- [11] Филатов Д.М., Кузнецов В.Е., Минав Т.А., Ян Ч., Якупов О.Э. Компьютерное моделирование аксиально-поршневого насоса. *Известия СПбГЭТУ ЛЭТИ*, 2011, № 3, с. 45–51.
- [12] Перфильев А.В. Моделирование высокочастотных пульсаций давления в аксиально-плунжерном насосе с гасителем пульсаций. *Инженерный вестник*, 2017, № 01, с. 14–23. URL: <http://engsi.ru/doc/854991.html> (дата обращения 15 июня 2018).
- [13] Труханов К.А., Попов Д.Н., Адельшин Д.Р. Способ идентификации нагрузки на конце длинной гидрролинии насосной установки. *Справочник. Инженерный журнал с приложением*, 2016, № 9(234), с. 38–48, doi: 10.14489/hb.2016.09.pp.038-048
- [14] Алексеенков А.С. Улучшение динамических свойств и исследование рабочих процессов авиационного рулевого гидропривода с комбинированным регулированием скорости при увеличении внешней нагрузки. Москва, МАИ, 2014. 150 с.

References

- [1] Gavrilenko V.A., Minin V.A., Rozhdestvenskiy S.N. *Gidravlicheskiy privod* [Hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1968. 419 p.
- [2] Makushin S.A., Alekseyev A.K. *Aksial'no-porshnevoy nasos* [Axial piston pump]. Patent RF no. 1127363, 1999.
- [3] Zaichenko I.Z., Boltyanskii A.D. Reducing noise levels of axial piston pumps. *Russ Engine Journal*, 1969, vol. 4, no. 49, pp. 21–23.
- [4] Harrison K., Edge K. Reduction of axial piston pump pressure ripple. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part 1: Journal of Systems and Control Engineering*, 2000, vol. 214, no. 1, pp. 53–64.
- [5] Haynes J.M. *Axial Piston Pump Leakage Modeling and Measurement*. PhD Thesis from Cardiff University, UK, 2008.
- [6] Bergada J., Kumar S., Davies D.L., Watton J.A. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied Mathematical Modelling*, 2012, vol. 36, no. 4, pp. 1731–1751, doi: 10.1016/j.apm.2011.09.016
- [7] Ma J., Xu B., Zang B., Yang H. Flow ripple of axial piston pump with computational fluid dynamic simulation using compressible hydraulic oil. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, vol. 23, no. 1, pp. 45–52, doi: 10.3901/CJME.2010.01.045
- [8] Guan C., Jiao Z., He S. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in the valve plate. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2014, vol. 27, no. 1, pp. 169–181, doi: 10.1016/j.cja.2013.07.044
- [9] Huang J., Yan Z., Quan L., Lan Y., Gao Y. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part 1: Journal of Systems and Control Engineering*, 2015, vol. 229, no. 1, pp. 599–613, doi: 10.1177/0959651815578967
- [10] Gao Y., Cheng J., Huang J., Quan L. Simulation Analysis and Experiment of Variable-Displacement Asymmetric Axial Piston Pump. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2017, vol. 7, no. 328, pp. 1–16, doi: 10.3390/app7040328

- [11] Filatov D.M., Kuznetsov V.E., Minav T.A., Yan Ch., Yakupov O.E. Computer modeling and simulation of axial-piston pump. *Proceedings of Saint Petersburg Electrotechnical University*, 2011, no. 3, pp. 45–51 (in Russ.).
- [12] Perfil'ev A.V. Simulation of high-frequency pressure pulsations in an axial-plunger pump with a pulsation damper. *Inzhenernyy vestnik*, 2017, no. 01, pp. 14–23. Available at: <http://engsi.ru/doc/854991.html> (accessed 15 June 2018).
- [13] Trukhanov K.A., Popov D.N., Adel'shin D.R. A method of identifying the load on the end of a long hydraulic line of pumping unit. *Handbook. An Engineering journal with appendix*, 2016, no. 9(234), pp. 38–48 (in Russ.), doi: 10.14489/hb.2016.09.pp.038-048
- [14] Alekseyenkov A.S. *Uluchsheniye dinamicheskikh svoystv i issledovaniye rabochikh protsessov aviatsionnogo rulevogo gidroprivoda s kombinirovannym regulirovaniyem skorosti pri uvelichenii vneshney nagruzki* [Improvement of dynamic properties and study of working processes of aircraft steering hydraulic drive with combined speed control with increasing external load]. Moscow, MAI publ., 2014. 150 p.

Статья поступила в редакцию 01.10.2018

Информация об авторе

ПЕРФИЛЬЕВ Алексей Владимирович — аспирант кафедры «Гидравлика, гидромашины, гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана; инженер-конструктор 3-й категории конструкторского бюро гидравлических насосов. ПАО «АК «Рубин» (143912, Московская область, Балашиха, Российская Федерация, Западная промзона, шоссе Энтузиастов, д. 5, e-mail: perfiliev93@yandex.ru).

Information about the author

PERFILIEV Alexey Vladimirovich — Postgraduate, Department of Hydraulics, Hydraulic Machines, Hydraulic and Pneumatic Control Systems. Bauman Moscow State Technical University; Design Engineer of 3rd Category, Design Bureau of Hydraulic Pumps. PAO AK Rubin (143912, Moscow region, Balashikha, Russia Federation, Western Industrial Zone, Shosse Entuziastov, Bldg. 5, e-mail: perfiliev93@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Перфильев А.В. Исследование влияния гидролинии нагнетания на амплитуду пульсаций давления в аксиально-поршневом насосе. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 12, с. 74–82, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-74-82

Please cite this article in English as:

Perfiliev A.V. A Study of the Effect of the Discharge Line on the Amplitude of Pressure Pulsations in Axial-Piston Pumps. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 12, pp. 74–82, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-74-82