

Научная статья
УДК 62-19
DOI: [10.34759/trd-2022-124-10](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-10)

РАСЧЁТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТЕНДОВЫХ СИСТЕМ

Валерий Иванович Санчугов¹, Павел Дмитриевич Рекадзе²✉

^{1,2}Самарский национальный исследовательский университет имени академика
С.П. Королёва, Самара, Россия

¹sanchugovv.i@yandex.ru

²rekadze1993@gmail.com✉

Аннотация. Статья посвящена проблеме развития метода вариации нагрузок В.П. Шорина для решения задачи определения собственных динамических характеристик гидронасоса как источника колебаний рабочей среды. Суть метода состоит в расчёте динамических характеристик насосов (рассматриваемых по моделям эквивалентных источников колебаний) при изменении стендовых систем за насосом, регистрации пульсаций давления (или расхода) и пересчёте в собственные характеристики насосов по моделям эквивалентных источников колебаний В.П. Шорина. В известных работах динамические модели стендовых систем, как правило, имеют идеализированный характер, либо не учитывают всех элементов стендовых систем, либо реализуют ограниченный набор стендовых систем (таких

как «акустически открытый конец», «акустически закрытый конец» и др.). Такой подход не позволяет достоверно определять собственные характеристики источника колебаний и ограничивает использование метода вариации нагрузок. Авторами при расчёте динамических характеристик стендовых систем, с одной стороны, предлагается использовать информацию о конструкции и геометрических размерах проточной части реальных гидравлических стендовых систем, а с другой стороны, даются рекомендации по формированию наиболее реализуемых конструкций стендовых систем. Кратко излагаются основные аспекты расчёта динамических характеристик стендовых систем, приводятся их гидродинамические схемы, описывающие влияние как полостей, дросселей и магистралей, так и соединительных штуцеров, переходников и внутренних каналов агрегатов. Целью работы являлось создание специальных стендовых систем с известными динамическими характеристиками для решения задачи определения собственных динамических характеристик гидронасоса. Разработанные модели стендовых систем с дросселем, полостью, «коротким» и протяжённым трубопроводом на выходе насоса при их использовании в методе вариации нагрузок позволят рассчитывать пульсационное состояние рабочей среды за гидронасосом как в гидросистемах станков, так и в топливных системах газотурбинного двигателя на ранних этапах конструирования.

Ключевые слова: насос, динамические характеристики, пульсации, импеданс, стендовая система

Финансирование: исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (грант № 0777-2020-0015)

Для цитирования: Санчугов В.И., Рекадзе П.Д. Расчёт гидродинамических характеристик стендовых систем // Труды МАИ. 2022. № 124. DOI: [10.34759/trd-2022-124-10](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-10)

CALCULATION OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS FOR BENCH SYSTEMS

Valeriy I. Sanchugov¹, Pavel D. Rekadze²✉

^{1,2}Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev, Samara, Russia

¹sanchugovv.i@yandex.ru

²rekadze1993@gmail.com✉

Abstract. The problem of article is the developing the V.P. Shorin's load variation method for solving the problem of determining the own dynamic characteristics of a hydraulic pump as a vibrations source of the working medium. The method consists in calculating the pumps dynamic characteristics (considered by models of equivalent oscillation sources) while changing the bench systems behind the pump, registering pressure pulsations and converting into the own pump characteristics by V.P. Shorin's models of equivalent oscillation sources. In known works, dynamic models of bench systems, as a

rule, are idealized, either do not take into account all the elements of bench systems, or implement a limited set of bench systems (such as "acoustically open end", "acoustically closed end", etc.). While calculating the dynamic characteristics of bench systems, we propose to use information about the design and geometric dimensions of the systems flow part. The article summarizes the main aspects of calculating the bench systems dynamic characteristics, their hydrodynamic schemes describing the influence of both cavities, throttles and main lines, and connecting fittings, adapters and the units' internal channels are presented. The work aims to create special bench systems with known dynamic characteristics in order to solve the problem of determining the own dynamic characteristics of a hydraulic pump. The developed models of bench systems with a throttle, a cavity, a "short" and an extended pipeline at the pump outlet, when used in the load variation method, will make it possible to calculate the pulsating state of the working medium behind the hydraulic pump both in the hydraulic systems of machine tools and in the fuel systems of a gas turbine engine at the early stages of design. The results of the work can be important for engineers and designers of hydraulic systems, because they contain specific formulas and recommendations on how to use them.

Keywords: pump, dynamic characteristics, pulsations, impedance, bench system

Funding: The research was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (Grant № 0777-2020-0015)

For citation: Sanchugov V.I., Rekadze P.D. Calculation of hydrodynamic characteristics for bench systems. *Trudy MAI*, 2022, no. 124. DOI: [10.34759/trd-2022-124-10](https://doi.org/10.34759/trd-2022-124-10)

Введение

В настоящее время к авиационным двигателям гражданской авиации предъявляются всё большие требования стандартов ИКАО по экологическим характеристикам. Также в краткосрочной и среднесрочной перспективах присутствует тенденция совершенствования двигателей в направлении повышения их экономичности [1,2]. При этом отказобезопасность бортовых систем является одним из основных требований, предъявляемых как к гражданским летательным аппаратам, так и к военным, особенно в условиях «мирного неба», когда несмотря на высокий уровень налёта необходимо обеспечить работоспособность всех систем техники до момента ее боевого применения [3]. Основное внимание учёных сейчас уделено исследованию зависимости устойчивости горения от процессов, происходящих непосредственно в камерах сгорания [4]. Однако, недостаточное внимание уделено граничным условиям в виде пульсаций топлива, поступающих в камеру сгорания. Величина пульсаций давления и расхода топлива зависит от динамических характеристик топливной системы с источником пульсаций в виде гидронасоса [5]. Таким образом, проблема расчёта и анализа пульсаций рабочей среды в топливной системе газотурбинного двигателя особенно на первых этапах разработки чрезвычайно актуальна.

Стоит отметить, что пульсации давления вызывают вибрацию агрегатов, приводящую к усталостному разрушению корпусов элементов, трубопроводов, выходу из строя элементов насосов и возникновению вибрационной кавитации [6,7,8]. Также следует отметить, что пульсации давления рабочего тела являются

главной причиной высокого уровня вибраций и, следовательно, снижения надежности насосных агрегатов не только топливной системы авиационного двигателя, но и системы подачи жидкостного ракетного двигателя [9].

Наиболее практичным подходом для анализа пульсационного состояния за насосом является комбинация известных методов, используемых при решении задач в теории волн [9]:

- метод гидродинамических аналогий [11,12,13],
- метод вариации нагрузок Шорина В.П. [5].

Динамические испытания источников колебаний по методу вариации нагрузок В.П. Шорина являются одним из самых практичных подходов в направлении расчёта собственных динамических характеристик насосов по следующим причинам:

- динамические характеристики источника колебаний характеризуются независимостью от стендовых систем, стабильностью;
- метод позволяет рассчитывать пульсации давления и расхода в стендовых гидросистемах за насосом, динамические характеристики которых изменяются в широком диапазоне импеданса.

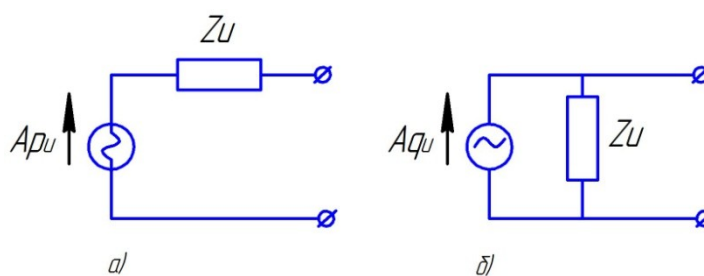
В известных работах динамические модели стендовых систем имеют идеализированный характер (чисто упругая, чисто активная нагрузка) [5], либо не учитывают всех элементов стендовых систем, формирующих динамическое течение жидкости [14,15], либо реализуют ограниченный набор стендовых систем («акустически открытый конец», «акустически закрытый конец» и др.) [16].

Анализ публикаций по теме формирования и расчёта стендовых систем

Основные работы по решению задач гидродинамики на базе гидродинамических аналогий связывают с трудами Thévenin L., Norton E.L., Ольсона Г., Гликмана Б.Ф., Бердникова В.В., Шорина В.П. [5,11,12,13,17,18]. Авторы используют теорию волн и импедансный метод для описания параметров течения жидкостей в стендовой системе. При этом учитываются конструктивные параметры элементов стендовых систем, плотность и вязкость рабочей жидкости, частоту и фазу колебаний, сжимаемость, упругость, инерционность и нестационарность активного сопротивления жидкости.

Для математического описания динамических характеристик насосов целесообразно использовать модели эквивалентных источников колебаний, впервые предложенные, L.Thévenin и E.Norton [17,18] и развитые В.П. Шориным [5].

При этом характеристики источников колебаний В.П. Шориным предложено определять по схеме эквивалентного источника колебаний (рисунок 1).



а) в виде эквивалентного источника колебаний давления,

б) в виде эквивалентного источника колебаний расхода

Рисунок 1 - Модели насосов в виде эквивалентных источников колебаний

(представлены в монографии В.П. Шорина [5])

Представленные на рисунке 1 модели показывают, что характеристики источников определяются производительностью идеальных источников и их внутренним импедансом.

Идеальный источник колебаний расхода жидкости – это источник с внутренним сопротивлением бесконечного значения, колебания расхода жидкости которого не зависят от динамических характеристик присоединенных систем.

В электрической сети таким источником приближенно является щелочной электрический аккумулятор.

Реальные источники колебаний имеют конечное внутреннее сопротивление и ограниченную мощность. Более точно их характеристики определяются схемами эквивалентных источников колебаний (рисунок 1). Величины пульсационной производительности, а также их внутренние сопротивления определяются на основе исследования конструкции, свойств рабочей жидкости, и присоединенной гидравлической системы. Экспериментальные исследования характеристик насосов могут проводиться с учетом следующего обстоятельства.

Для определения характеристик насосов необходимы измерения пульсирующего давления и расхода жидкости. При измерениях пульсирующего давления экспериментаторы не сталкиваются с особыми трудностями. А вот малогабаритные высокочастотные датчики расхода жидкости в производстве отсутствуют. Поэтому измерение расхода жидкости приходится выполнять косвенными методами по измерениям давления в системах с известным импедансом [5,14,15,16,19]. Для этого на выходе насоса необходимо размещать специальные

стендовые системы. При этом задачей выбора стендовой системы является обеспечение таких параметров системы, при которых реализуются наилучшие условия высокой точности измерений. Задачу выбора параметров присоединенной системы необходимо проводить при изменении импеданса в диапазоне от $-\infty$ до $+\infty$.

На рисунке 2 представлены:

а) схема идеального источника колебаний расхода жидкости с присоединенной гидравлической системой;

б) графики изменения амплитуды колебаний давления на выходе из насоса A_p с учетом активных потерь давления $ReZ_{cm.c}$ в стендовой системе;

в) графики аргумента сдвига фазы колебаний давления и расхода жидкости в системе.

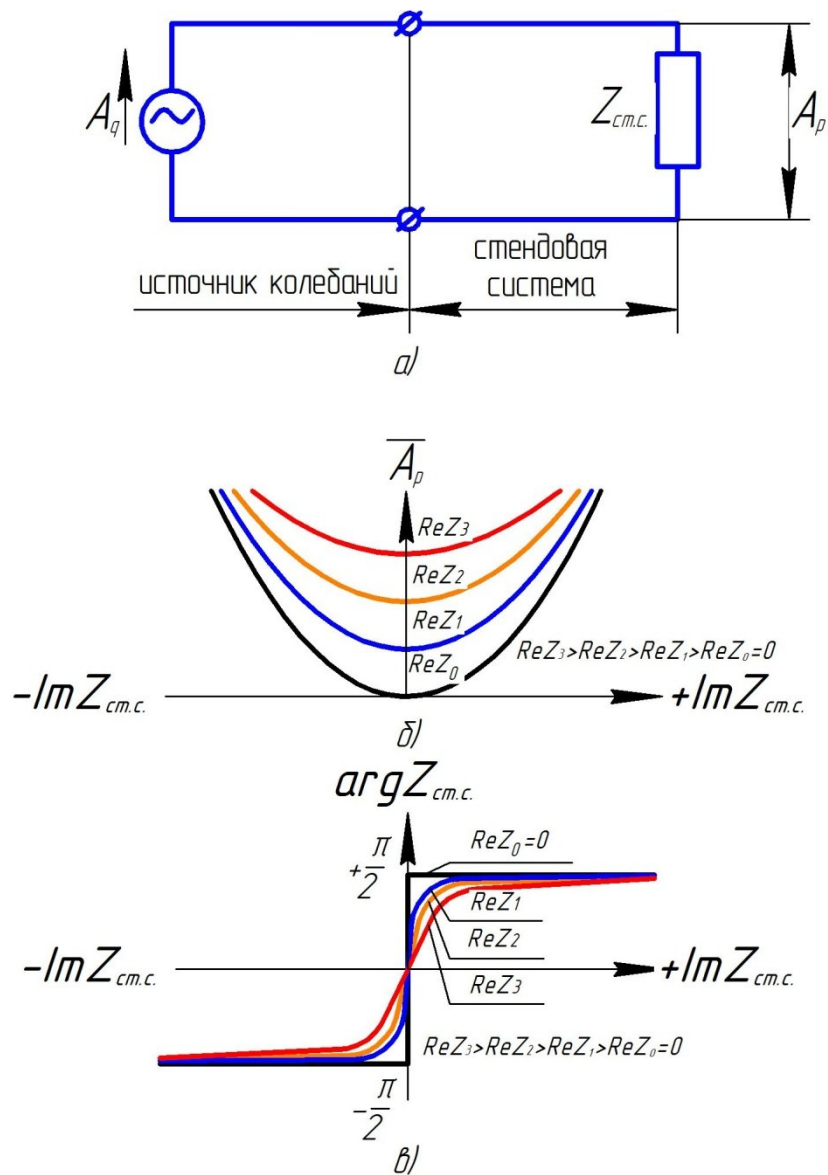


Рисунок 2 - Зависимость амплитуды и фазы возбуждаемых в гидравлической системе от характеристик присоединенной системы

Q_0 - средний расход,

A_q - амплитуда колебаний расхода источника,

$Z_{см.с.}$ - импеданс стендовой системы,

A_p - амплитуда колебания давления в стендовой системе,

ReZ_i - активное сопротивление стендовой системы.

Графические зависимости показывают, что амплитуды и фазы пульсирующего давления изменяются в широких пределах за счет изменения динамических свойств стендовой системы при постоянной амплитуде колебаний расхода источника.

Создание моделей, расчет динамических характеристик специальных систем на выходе жидкости из насоса

Рассмотрим базовые варианты стендовых систем на выходе жидкости при испытаниях насосов. В сосредоточенных параметрах стендовая система должна реализовывать:

- 1) активную расходозависимую нагрузку;
- 2) инерционную нагрузку;
- 3) упругую нагрузку.

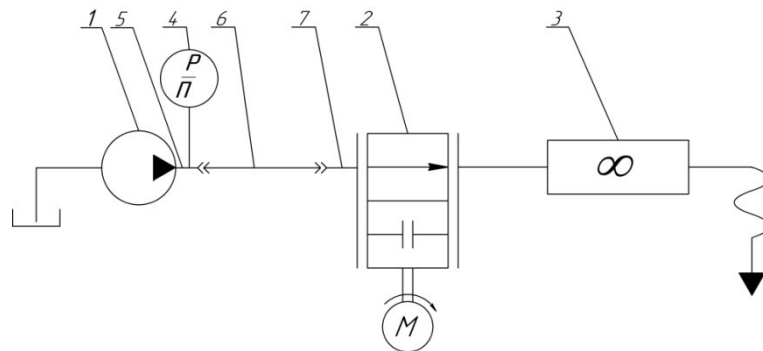
В распределённых параметрах стендовая система может быть выполнена в виде протяжённого цилиндрического трубопровода, реализующего активную частотнезависимую неотражающую нагрузку.

Реализация активной нагрузки

Для реализации активной стендовой нагрузки на выходе насоса следует разместить дроссель с активным сопротивлением, обеспечивающим заданный режим работы насоса по давлению и расходу жидкости. Дальнейшую стендовую систему при этом можно не учитывать, так как её свойства не могут повлиять на динамический процесс колебаний жидкости за насосом при значительном перепаде давления на дросселе. Кроме того, на практике далеко не всегда представляется возможность установить дроссель непосредственно за насосом и для этого

приходится использовать дополнительный соединительный трубопровод, инерционные свойства которого необходимо учитывать так же как и протяженность соединительных штуцеров и проходников в насосе, магистрали и дросселе.

Активная нагрузка реализуется дросселем на выходе жидкости из насоса и иллюстрируется схемой, представленной на рисунке 3.



1-насос; 2-нагрузочный дроссель; 3-датчик расхода; 4-датчик давления жидкости, 5,7-соединительные штуцеры, 6-магистраль

Рисунок 3 - Схема стендовой системы, реализующей активный нагрузочный импеданс на выходе жидкости из насоса

Соответствующая стендовой системе расчётная электродинамическая модель изображена на рисунке 4 и включает в себя насос как источник постоянного расхода жидкости Q_0 , источник пульсирующего потока жидкости с амплитудой A_q и с импедансом Z_u и присоединенной гидравлической системой. Стендовая система включает в себя:

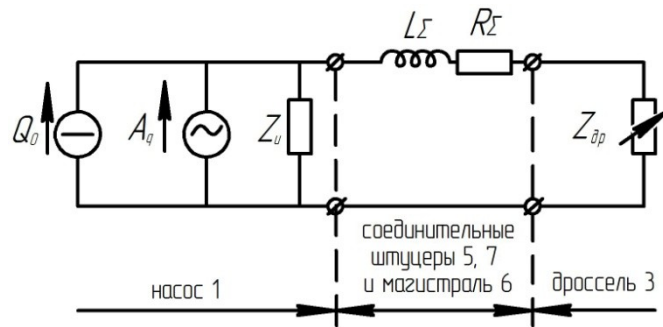


Рисунок 4 – Расчётная гидродинамическая модель стендовой системы, реализующая активную нагрузку

R_{Σ}, L_{Σ} - активное сопротивление и «инерционность» внутренних каналов агрегатов, соединительных штуцеров и соединительной магистрали,

$Z_{др}$ - импеданс дросселя.

Активное сопротивление $Z_{др}$, реализуемое дросселем (рисунок 8), рассчитывается по формуле [5,20]:

$$Z_{др} = \frac{\Delta P_0}{Q_0}, \quad (1)$$

где ΔP_0 – перепад давления на дросселе ($\Delta P_0 = P_2 - P_1$),

P_2 – среднее давление в магистрали перед дросселем,

P_1 – среднее давление в магистрали за дросселем,

Q_0 – среднее значение расхода в дросселе, м³/с.

Импеданс в виде активного сопротивления, реализуемого дросселем, при различной площади проходного сечения ($F_1 < F_2 < F_3$) представлен на рисунке 5.

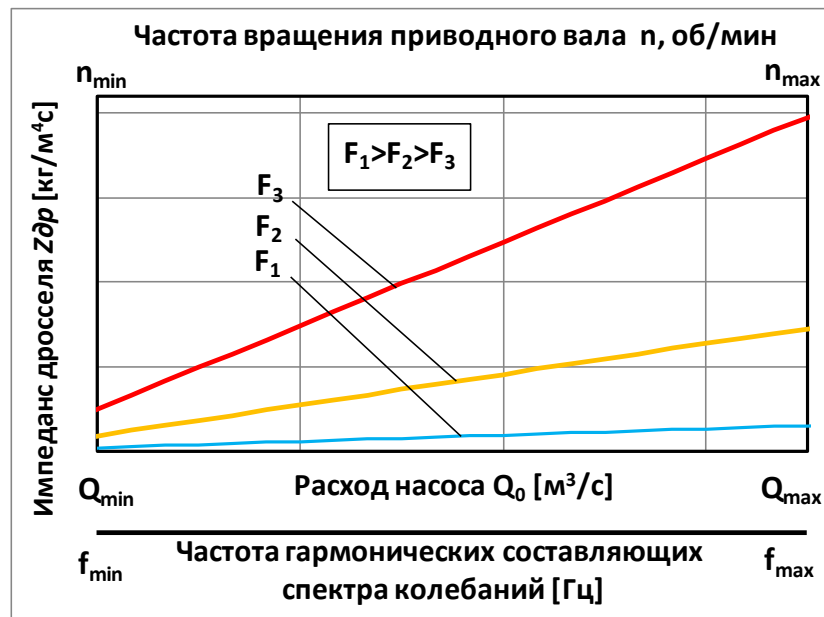


Рисунок 5 – Импеданс дросселя

Импеданс дросселя имеет линейную зависимость от среднего расхода в системе Q_0 .

Таким образом, уравнение импеданса дросселя в координатах «действительная часть импеданса-расход» выглядит следующим образом:

$$Z_{op} = \frac{Z_{op0}}{Q_0} Q_i = tg\alpha \cdot Q_i \quad (2)$$

где Z_{op0} – действительная часть импеданса при стационарном расходе Q_0 ,

α – угловой коэффициент наклона прямой изменения импеданса по расходу,

Q_i – текущее значение расхода жидкости.

Расчёты показали:

- зависимость импеданса дросселя от расхода жидкости описывается уравнением прямой;

- при уменьшении площади проходного сечения дросселя ($F_1 > F_2 > F_3$)

импеданс дросселя Z_{dp} увеличивается.

Учитывая соединительный трубопровод длиной l_{Σ} , включающий соединительную магистраль, штуцеры, внутренние каналы в насосе и дросселе, инерционные свойства которых необходимо принять во внимание, импеданс дросселя как активно-инерционной стендовой системы имеет вид:

$$Z_{cm.c.k}(Q_0, f) = Z_{dp}(Q_0) + ReZ_{mp}(Q_0) + jImZ_{mp}(f), \quad (3)$$

где $ReZ_{mp}(Q_0)$ – действительная часть импеданса трубопровода, включающего соединительную магистраль, штуцеры, внутренние каналы в насосе и дросселе,

$ImZ_{mp}(f)$ – инерционное сопротивление стендовой системы ($ImZ_{mp} = 2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{mp}}$),

f_k – частота k -й гармонической составляющей спектра колебаний за насосом,

l_{Σ} – длина трубопровода, включающая длину магистрали б, соединительных штуцеров 5 и 7 и внутренних каналов насоса и дросселя;

S_{mp} – площадь поперечного сечения трубопровода;

j – мнимая единица ($j = \sqrt{-1}$).

Импеданс стендовой системы с дросселем на выходе насоса имеет вид:

$$Z_{cm.c.k}(Q_0, f) = \sqrt{(Z_{dp}(Q_0) + ReZ_{mp}(Q_0))^2 + \left(2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{mp}}\right)^2} e^{j \arctg \frac{2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{mp}}}{Z_{dp}(Q_0) + ReZ_{mp}(Q_0)}} \quad (4)$$

Параметрический анализ импеданса стендовой системы $Z_{cm.c.}(f)$ при изменении импеданса дросселя ($Z_{dp1} < Z_{dp2} < Z_{dp3}$) для четырёх гармонических составляющих спектра колебаний, представлен на рисунке 6.

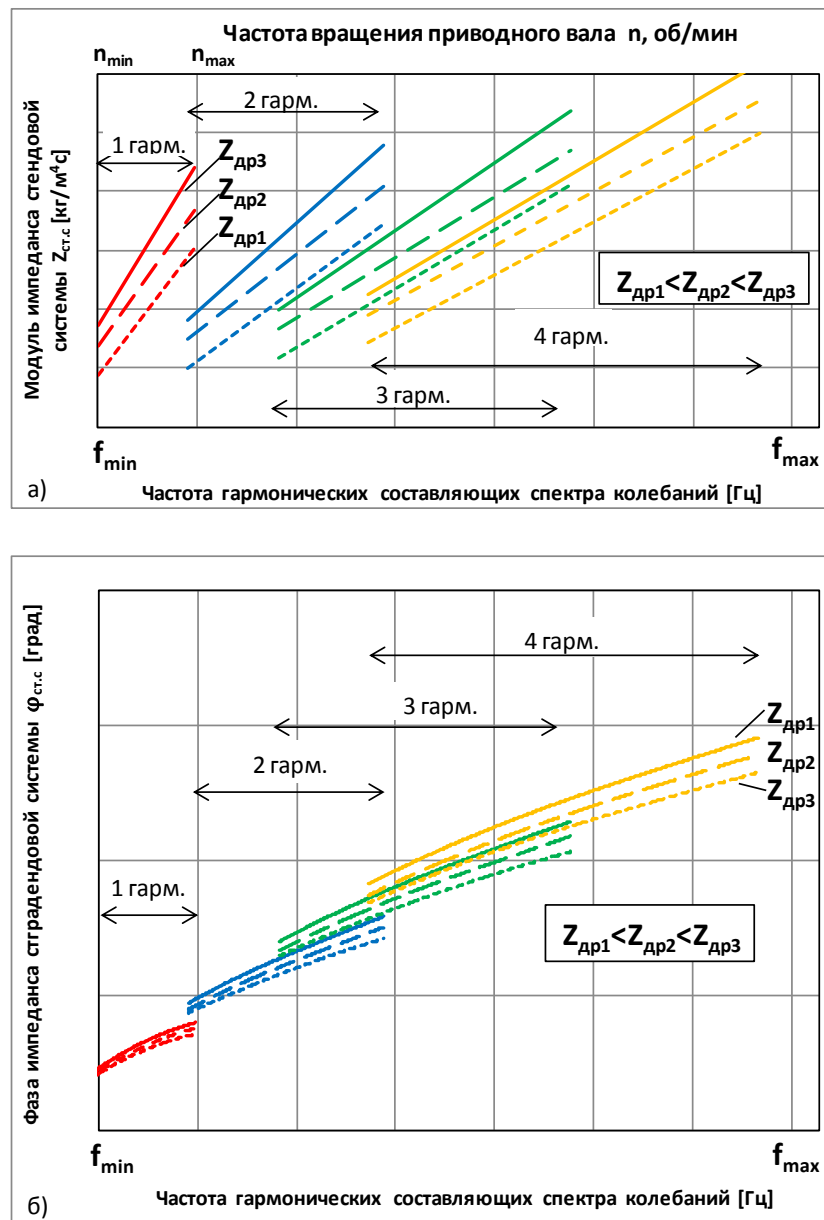


Рисунок 6 – Импеданс стеновой системы с дросселем на выходе насоса: а) модуль импеданса, б) фаза импеданса

Анализ результатов расчёта:

- модуль импеданса стеновой системы имеет линейный характер и зависит от импеданса дросселя $Z_{др}$ и инерционного сопротивления трубопровода $ImZ_{тр}$;
- фаза импеданса стеновой системы при увеличении импеданса дросселя (при $Z_{др1} < Z_{др2} < Z_{др3}$) уменьшается;

- в низкочастотной области импеданс стендовой системы преимущественно характеризуется импедансом дросселя Z_{dp} , в высокочастотной области импеданс стендовой системы преимущественно характеризуется импедансом соединительного трубопровода ImZ_{mp} .

Определение импеданса стендовой системы на заданной частоте вращения приводного вала насоса $n = const$ для k гармонических составляющих выполняется в виде:

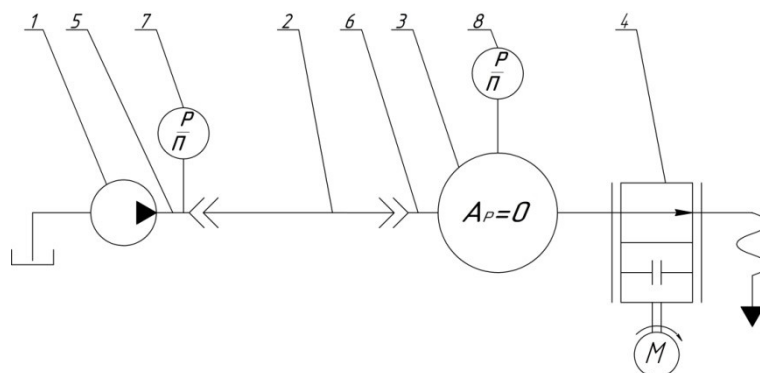
$$Z_{cm.c.} |_{n=const} = \sum_{m=1}^k |Z_{cm.c.k}| \sin(2\pi \frac{knz}{60} t + \varphi_k) = Z_{cm.c.1} \sin(2\pi \frac{1nz}{60} t + \varphi_1) + \dots + Z_{cm.c.2} \sin(2\pi \frac{2nz}{60} t + \varphi_2) + \dots + Z_{cm.c.k} \sin(2\pi \frac{knz}{60} t + \varphi_k), \quad (5)$$

где k - номер гармоники,

$Z_{cm.c.k}$ - импеданс стендовой системы

Реализация инерционной нагрузки

Для реализации инерционного импеданса в сосредоточенных параметрах на выходе насоса необходимо разместить отрезок прямого цилиндрического трубопровода длиной l_2 и диаметром D_{mp} , полость значительного объема V_n и нагрузочный дроссель с импедансом Z_{op} (рисунок 7).



1-испытываемый насос; 2-магистраль; 3-полость «бесконечного» объема; 4-нагрузочный дроссель; 5,6-соединительные штуцеры; 7,8-датчики давления на входе магистрали и в полости

Рисунок 7 – Принципиальная гидравлическая схема стендовой системы, реализующая инерционный нагрузочный импеданс на выходе жидкости из насоса

При этом трубопровод на выходе насоса совместно со штуцерами образуют элемент инерции. Ёмкость на выходе насоса реализует акустически открытый конец трубопровода, а дроссель обеспечивает статический режим работы насоса.

Расчётная модель такой системы может быть представлена в виде, показанном на рисунке 8. Поскольку полость «бесконечного» объема 3 характеризуется малым модулем импеданса, то в модели на рисунке 8 импеданс полости не обозначен.

Импеданс дросселя определяет величину статической составляющей давления за насосом.

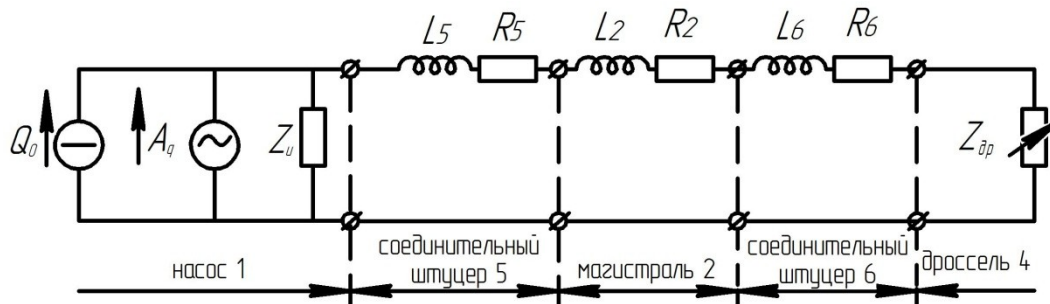


Рисунок 8 – Расчётная гидродинамическая модель стендовой системы, реализующей инерционную нагрузку

Q_0 - источник постоянного расхода;

A_q - амплитуда колебаний расхода источника колебаний;

Z_u - внутренний импеданс источника колебаний;

R_2, L_2 - активное сопротивление и «инерционность» соединительной магистрали;

R_5, L_5 - активное сопротивление и «инерционность» соединительных штуцеров и внутреннего канала насоса;

R_6, L_6 - активное сопротивление и «инерционность» соединительных штуцеров и внутреннего канала полости,

Z_{dp} - импеданс дросселя.

Особенности предложенной модели:

1. Все магистрали и штуцеры (2,5,6) должны рассматриваться как элементы, описываемые уравнениями в сосредоточенных параметрах при максимальных частотах спектра колебаний, реализуемых насосом 1.

2. Реализация «инерционного» импеданса на выходе насоса 1 предполагает акустически открытый выход из магистрали 2. Такой выход обеспечивается установкой в систему полости 3 значительного объёма, колебаниями давления в которой можно пренебречь ($A_p = 0$).

3. При выполнении расчётов общая длина трубопровода определится как $l_{\Sigma} = l_5 + l_2 + l_6$ с соответствующим увеличением гидравлического сопротивления

$$ReZ_{mp} = R = R_5 + R_2 + R_6 \text{ и инерционности } L = \frac{\rho}{S_{mp}}(l_5 + l_2 + l_6) = \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{mp}}.$$

Входной импеданс стендовой системы, реализующей инерционную нагрузку со стороны насоса определяется как:

$$Z_{cm.c.k}(Q_0, f_k) = ReZ_{mp}(Q_0) + jImZ_{mp}(f_k), \quad (6)$$

где ReZ_{mp} - действительная часть импеданса трубопровода, определяемая по известным формулам стационарной гидравлики [5,20],

$$ImZ_{mp} - \text{инерционное сопротивление стендовой системы } (ImZ_{mp} = 2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{mp}}),$$

l_{Σ} - длина трубопровода, включающая длину магистрали 2, соединительных штуцеров 5 и 6 и внутренних каналов насоса и полости,

$$S_{mp} - \text{площадь поперечного сечения трубопровода длиной } l_{\Sigma}.$$

Таким образом, с учётом соединительных штуцеров 5 и 6 на выходе насоса 1 расчётная электродинамическая модель стендовой системы, реализующей «инерционную» нагрузку примет вид как на рисунке 9.

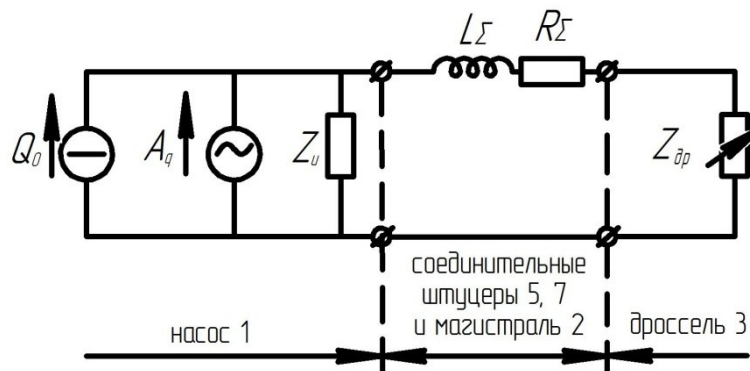


Рисунок 9 – Расчётная гидродинамическая модель стендовой системы, реализующей инерционную нагрузку

R_{Σ}, L_{Σ} - активное сопротивление и «инерционность» трубопровода.

Для расчёта по предложенной расчётной модели необходимо определить тип течения жидкости, используя критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{4Q_{max}}{\pi v D_{mp}}, \quad (7)$$

Действительная часть импеданса трубопровода рассчитывается как:

$$ReZ_{mp} = \frac{\Delta P_{mp}}{Q} = \frac{\Delta P_{лам} + \Delta P_{турб} + \Delta P_{м.с.}}{Q} = ReZ_{лам} + ReZ_{турб} + ReZ_{м.с.} \quad (8)$$

Импеданс соединительного трубопровода ImZ_{mp} рассмотрен в предыдущем разделе.

Импеданс (его модуль и фаза) стендовой системы с трубопроводом на выходе насоса имеет вид:

$$Z_{cm.c.k}(Q_0, f_k) = \sqrt{\left(ReZ_{лам}(Q_0) + ReZ_{мупб}(Q_0) + ReZ_{м.с.}(Q_0) \right)^2 + \left(2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{мп}} \right)^2} \quad (9)$$

$$e^{j \arctg \frac{2\pi f_k \frac{\rho l_{\Sigma}}{S_{мп}}}{ReZ_{лам}(Q_0) + ReZ_{мупб}(Q_0) + ReZ_{м.с.}(f_k)}}$$

Вид модуля импеданса стендовой системы $Z_{cm.c.}(Q_0, f_k)$, включающего внутренние каналы агрегатов, соединительные штуцера, переходники и соединительную магистраль, для четырёх гармонических составляющих спектра колебаний представлен на рисунке 10. Фаза импеданса ввиду превалирующей роли «инерционных» потерь стендовой системы имеет значение порядка $+\frac{\pi}{2}$ на всём диапазоне рассматриваемых частот ($f_{min} \dots f_{max}$) для k -й гармонической составляющей спектра колебаний.

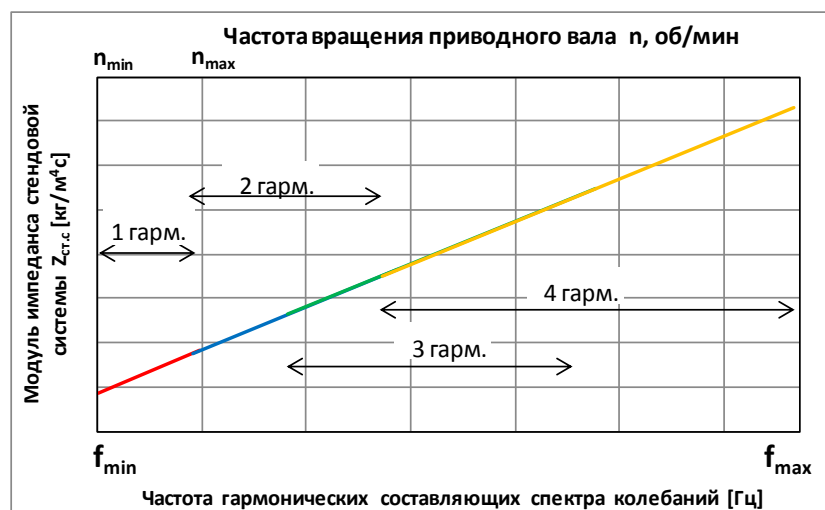


Рисунок 10 – Модуль импеданса стендовой инерционной системы с трубопроводом на выходе насоса

Анализ результатов расчёта: модуль импеданса стендовой системы имеет линейный характер и зависит в основном от «инерционного» импеданса трубопровода $ImZ_{мп}$ (т.е. реактивных потерь в трубопроводе).

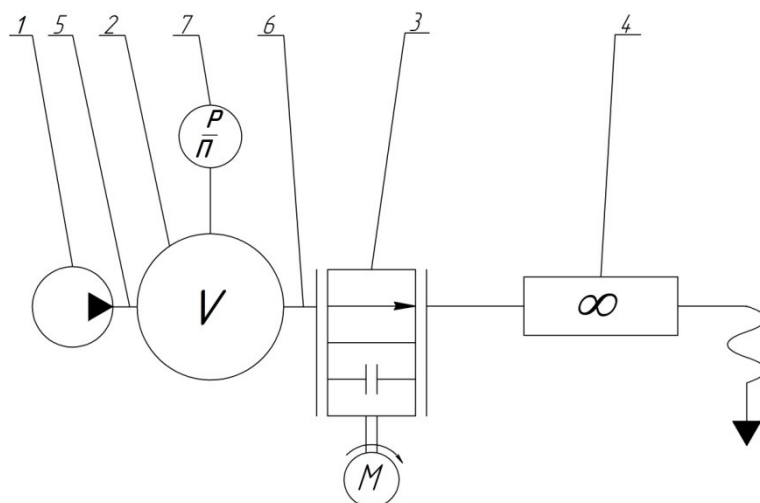
Расчеты, выполненные по представленным моделям, показали следующее: реализация инерционной нагрузки в виде отрезка цилиндрического трубопровода обеспечивает наиболее высокую добротность стендовой системы.

Ввиду широкого диапазона изменения частот, составляющих спектр колебаний за насосом, охватить весь диапазон колебаний одним отрезком трубопровода не представляется возможным из-за ограничений по сосредоточенности его параметров. Поэтому стендовая система должна быть выполнена в виде нескольких отрезков трубопроводов, каждый из которых может использоваться для соответствующего диапазона исследуемых частот.

Недостатком рассматриваемой модели стендовой системы является необходимость полости значительного объема, работающей при высоком давлении.

Реализация упругой нагрузки

Для реализации упругого импеданса нагрузки на выходе жидкости из насоса размещается полость объемом V_n , величина которой должна обеспечить достаточно высокую точность измерения пульсирующего давления жидкости. Кроме того, на выходе из насоса и на входе в полость необходимо разместить соединительные штуцеры, свойства которых при расчете необходимо учитывать. На выходе из полости как и в предыдущем случае необходимо разместить нагрузочный дроссель, обеспечивающий работу насоса на заданных режимах по давлению и расходу жидкости (рисунок 11).



1-насос; 2-полость объемом $V_{П}$; 3- нагрузочный дроссель; 4-датчик расхода;
5,6-соединительные штуцеры, 7-датчик давления

Рисунок 11 - Принципиальная гидравлическая схема стендовой системы, реализующая упругий нагрузочный импеданс на выходе жидкости из насоса

Расчётная модель такой системы может быть представлена в виде, показанном на рисунке 12.

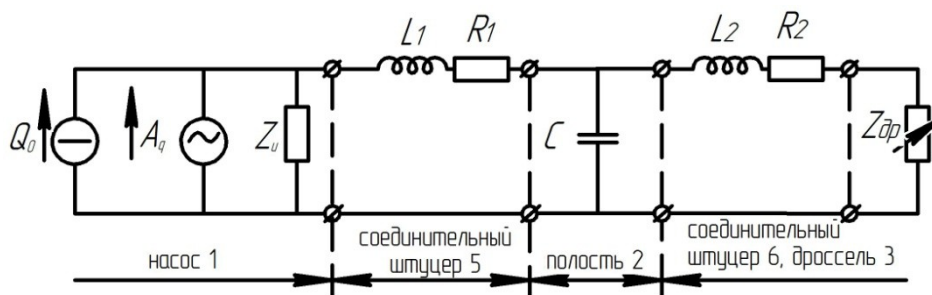


Рисунок 12 – Расчётная гидродинамическая модель стендовой системы, реализующей упругую нагрузку

Q_0 – средний расход;

A_q – амплитуда колебаний расхода источника колебаний;

Z_u – внутренний импеданс источника колебаний;

R_1, L_1 – активное сопротивление и «инерционность» соединительных штуцеров

и внутреннего канала в насосе и полости;

C – упругость полости;

R_2, L_2 – активное сопротивление и «инерционность» соединительных штуцеров

и внутреннего канала в полости и дросселе;

$Z_{др}$ – импеданс дросселя.

Поскольку колебания давления после полости малы, то модель стендовой системы примет следующий вид (рисунок 13).

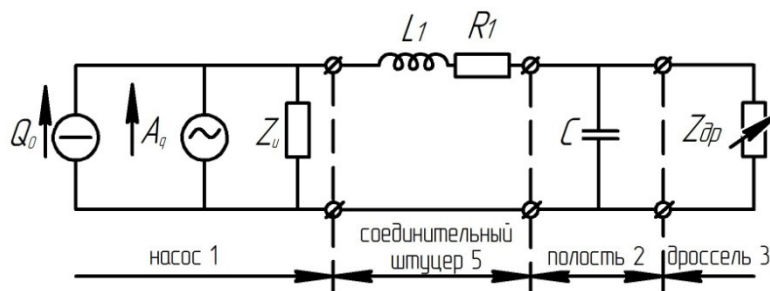


Рисунок 13 – Расчётная гидродинамическая модель стендовой системы, реализующей упругую нагрузку

Входной импеданс стендовой системы $Z_{ст.с.}$, включающий соединительные штуцеры за насосом и внутренние каналы насоса и полости, а также полость рассчитывался как для последовательно соединённых элементов активного сопротивления, инерционности и упругости по формуле:

$$Z_{ст.с.}(Q_0, f_k) = ReZ_{мп}(Q_0) + Z_{др}(Q_0) + j[Z_{мп}(f_k) - Z_C(f_k)], \quad (10)$$

где $ReZ_{мп}$ – активное сопротивление соединительных штуцеров и внутреннего канала в насосе и полости,

$Z_{др}$ – импеданс дросселя,

Z_{mp} – импеданс соединительных штуцеров и внутреннего канала в насосе и

полости ($Z_{mp}(f_k) = 2\pi f_k \frac{\rho l_5}{S_{mp}}$),

l_5 – длина соединительных штуцеров и внутреннего канала в насосе,

Z_c – импеданс полости ($Z_c(\omega) = \frac{\rho a^2}{2\pi f_k V_{np}}$),

ρ – плотность рабочей среды,

a – скорость звука,

V_{np} – приведенный объём полости.

Импеданс соединительного трубопровода ReZ_{mp} и дросселя Z_{dp}

рассчитывается по методикам, представленным выше.

Импеданс (его модуль и фаза) стендовой системы, включающей проточную полость и канал, соединяющий насос и полость рассчитывается как для последовательно соединённых элементов активного сопротивления, инерционности и упругости имеет вид:

$$Z_{cm.c.k}(Q_0, f_k) = \sqrt{\left(ReZ_{лам}(Q_0) + ReZ_{мупрб}(Q_0) + ReZ_{м.с.}(Q_0) + Z_{dp}(Q_0)\right)^2 + \left(\frac{(2\pi f_k)^2 L_1 C - 1}{2\pi f_k C}\right)^2} \quad (11)$$

$$e^{j \arctg \left[\frac{(2\pi f_k)^2 L_1 C - 1}{2\pi f_k C (ReZ_{лам} + ReZ_{мупрб}(f_k) + ReZ_{м.с.}(f_k) + Z_{dp}(Q_0))} \right]}$$

Параметрический анализ импеданса стендовой системы, включающей соединительные штуцеры и полость, для 1й гармонической составляющей спектра колебаний представлен на рисунке 14.

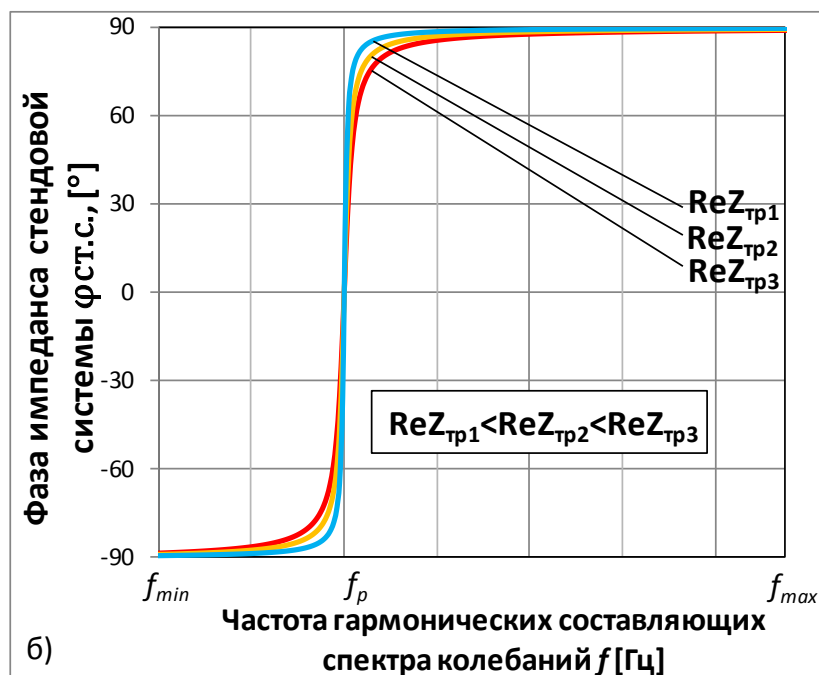
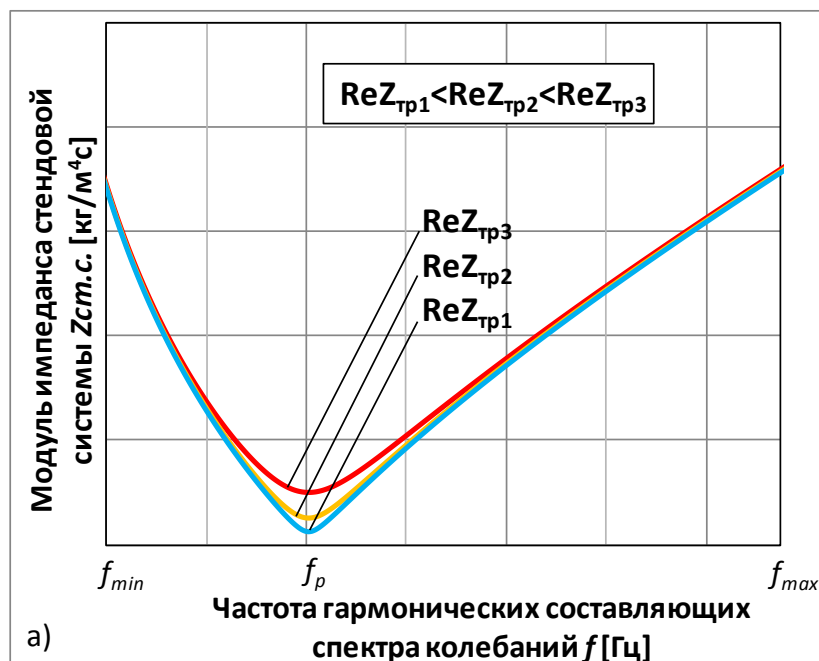


Рисунок 14 – Импеданс стеновой системы с полостью на выходе насоса: а) модуль импеданса, б) фаза импеданса

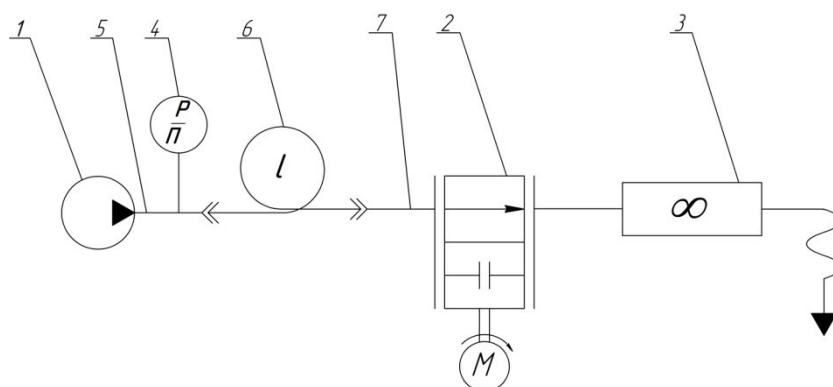
Анализ результатов расчёта:

- модуль импеданса стеновой системы имеет нелинейный характер и зависит от импеданса трубопровода $Z_{тр}$ и полости Z_c ;

- стендовой системе характерна резонансная частота f_p , до которой стендовая система характеризуется преимущественно «упругим» импедансом полости, а после частоты f_p - «инерционным» импедансом соединительного трубопровода. Вблизи этой частоты пульсации давления в стендовой системе достигают минимальных значений и определяются величиной активных потерь [21] в трубопроводе $ReZ_{mp}(f_p)$;
- измерения вблизи резонансной частоты нецелесообразны ввиду большой погрешности определения импеданса.

Реализация активной частотнонезависимой нагрузки

Наибольший интерес для решения поставленной задачи представляет размещение на выходе насоса активной нагрузки с постоянным импедансом, независимым ни от частоты f , ни от среднего давления жидкости P_0 . Таким импедансом обладает длинный трубопровод, колебания жидкости в котором затухают по его длине. Последовательно с длинным трубопроводом необходимо разместить нагрузочный дроссель, обеспечивающий работу насоса на заданных режимах по давлению и расходу жидкости (рисунок 15).



1-насос; 2-нагрузочный дроссель; 3-датчик расхода; 4-датчик давления, 5,7- соединительные магистрали и штуцеры, 6-«бесконечно» длинный трубопровод

Рисунок 15 - Принципиальная гидравлическая схема стендовой системы, реализующей неотражающую нагрузку на выходе жидкости из насоса

Определение длины реального трубопровода, входной импеданс которого с заданной точностью равен волновому сопротивлению, выполнено в работе [16].

Импеданс стендовой системы с «бесконечно» длинным трубопроводом на выходе насоса имеет вид:

$$Z_{cm.c.} = \frac{\rho a}{S_{mp}} \quad (12)$$

Таким образом, импеданс стендовой системы, реализованной в виде «бесконечно» длинного трубопровода постоянен и не зависит ни от частоты колебаний f , ни от среднего давления P_0 или расхода Q_0 в стендовой системе. Пульсации давления и расхода синфазны, т.к. $\varphi_{cm.c.} = 0$.

Заключение

Предложены модели и гидродинамические схемы расчёта динамических характеристик (импеданса) стендовых систем в сосредоточенных (с дросселем, полостью) и распределённых параметрах (с протяжённым трубопроводом), даны рекомендации по их использованию. Полученные модели позволяют существенно совершенствовать метод вариации нагрузок В.П. Шорина для анализа пульсационного состояния гидросистем авиационного и промышленного назначения на начальных этапах разработки, результаты использования предложенных гидродинамических моделей стендовых систем будут рассмотрены в последующих работах авторов.

Список источников

1. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. – Пермь: Авиадвигатель, 2006. – 1204 с.
2. Арутюнов А.Г., Дыдышко Д.В., Ендогур А.И., Кузнецов К.В., Толмачев В.И. Перспективы развития транспортных самолетов // Труды МАИ. 2016. № 90. [URL:http://trudymai.ru/published.php?ID=74704](http://trudymai.ru/published.php?ID=74704)
3. Долгушев В.Г., Ионов В.А., Кун Н.В., Матвеев А.М. Тенденции развития современных авиационных бортовых гидросистем // Труды МАИ. 2017. № 95. [URL:http://trudymai.ru/published.php?ID=84461](http://trudymai.ru/published.php?ID=84461)
4. Нугуманов А.Д., Сипатов А.М., Назукин В.А. Использование мирового опыта регулирования газотурбинных двигателей (ГТД) с малоэмиссионной камерой сгорания (МЭКС) по режимам мощности и в климатическом диапазоне при создании МЭКС для ГТД разработки АО «ОДК-Авиадвигатель» // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2017. № 50. С. 139 – 147. DOI: [10.15593/2224-9982/2017.50.13](https://doi.org/10.15593/2224-9982/2017.50.13)
5. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
6. Макарьянц Г.М. Разработка методов и средств снижения динамических нагрузок в пневматических и гидромеханических системах: Дисс. ... докт. техн. наук. – Самара, 2014. – 225 с.

7. Прокофьев А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости: Дисс. ... докт.техн. наук. – Самара, 2008. – 342 с.
8. Бобарика И.О., Демидов А.И. Совершенствование всасывающих линий гидросистем с учетом кавитации // Труды МАИ. 2016. № 85.
[URL:http://trudymai.ru/published.php?ID=65646](http://trudymai.ru/published.php?ID=65646)
9. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. Теоретическая физика. - М.: Наука, 1986. Т.VI. - 736 с.
10. Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя // Труды МАИ. 2015. № 83. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=62080>
11. Ольсон Г. Динамические аналогии. – М.: ИЛ, 1947. – 224 с.
12. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. – М.: Наука, 1986. – 368 с.
13. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. – М.: Машиностроение, 1977. – 192 с.
14. Ferrari A., Pizzo P. Optimization of an Algorithm for the Measurement of Unsteady Flow-Rates in High-Pressure Pipelines and Application of a Newly Designed Flowmeter to Volumetric Pump Analysis // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, vol. 138 (3), pp. 031604. DOI:[10.1115/1.4031541](https://doi.org/10.1115/1.4031541)
15. Ferrari A., Salvo E. Determination of the transfer function between the injected flow-rate and high-pressure time histories for improved control of common rail diesel

engines // International Journal of Engine Research, 2016, vol. 18 (3), pp. 212–225.

DOI:[10.1177/1468087416647238](https://doi.org/10.1177/1468087416647238)

16. Санчугов В.И. Технологические основы динамических испытаний и отработки гидросистем и агрегатов. - Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. - 96 с.

17. Thévenin L. Sur un nouveaux théorème d'électricité dynamique, Comp. Rendus hebdomadaires des Séances de l'Académie des Sci., 1883, vol. 97, pp. 159–161.

18. Johnson D.H. Origins of the equivalent circuit concept: the current-source equivalent // Proceedings of the IEEE, 2003, vol. 91(5), pp. 817–821.

DOI:[10.1109/jproc.2003.811795](https://doi.org/10.1109/jproc.2003.811795)

19. Старобинский Р.Н. Об одном методе определения переменной составляющей массового расхода жидкости в трубопроводе. В кн. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КуАИ, 1969. вып. 36. С. 252-255.

20. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. – 463 с.

21. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

References

1. Inozemtsev A.A., Sandratskii V.L. *Gazoturbinnye dvigateli* (Gas turbine engines), Perm', Aviadvigatel', 2006, 1204.

2. Arutyunov A.G., Dydysheko D.V., Endogur A.I., Kuznetsov K.V., Tolmachev V.I. *Trudy MAI*, 2016, no. 90. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=74704>
3. Dolgushev V.G., Ionov V.A., Kun N.V., Matveenکو A.M. *Trudy MAI*, 2017, no. 95. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=84461>
4. Nugumanov A.D., Sipatov A.M., Nazukin V.A. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, 2017, no. 50, pp. 139 – 147. DOI: [10.15593/2224-9982/2017.50.13](https://doi.org/10.15593/2224-9982/2017.50.13)
5. Shorin V.P. *Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh* (Pulsations elimination in aircraft pipelines), Moscow, Mashinostroenie, 1980, 156 p.
6. Makar'yants G.M. *Razrabotka metodov i sredstv snizheniya dinamicheskikh nagruzok v pnevmaticheskikh i gidromekhanicheskikh sistemakh* (Development of methods and means of reducing dynamic loads in pneumatic and hydromechanical systems), Doctor's thesis, Samara, 2014, 225.
7. Prokofev A.B. *Razrabotka metoda kompleksnogo analiza dinamiki i prochnosti truboprovodnykh sistem s gasitelyami kolebaniy rabochei zhidkosti* (Developing a technique for complex analysis of dynamics and strength of pipeline systems with dampeners of the working fluid pulsations), Doctor's thesis, Samara, 2008, 342 p.
8. Bobarika I.O., Demidov A.I. *Trudy MAI*, 2016, no. 85. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=65646>
9. Landau L.D., Lifshits E.M. *Gidrodinamika. Teoreticheskaya fizika* (Hydrodynamics. Theoretical Physics), Moscow, Nauka, 1986, T.VI, 736 p.

10. Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. *Trudy MAI*, 2015, no. 83. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=62080>
11. Ol'son G. *Dinamicheskie analogii* (Dynamic analogies), Moscow, IL, 1947, 224 p.
12. Glikman B.F. *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih system* (Mathematical models of pneumohydraulic systems), Moscow, Nauka, 1986, 368 p.
13. Berdnikov V.V. *Prikladnaya teoriya gidravlicheskih tsepei* (Applied theory of hydraulic circuits), Moscow, Mashinostroenie, 1977, 192 p.
14. Ferrari A., Pizzo P. Optimization of an Algorithm for the Measurement of Unsteady Flow-Rates in High-Pressure Pipelines and Application of a Newly Designed Flowmeter to Volumetric Pump Analysis, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, vol. 138 (3), pp. 031604. DOI:[10.1115/1.4031541](https://doi.org/10.1115/1.4031541)
15. Ferrari A., Salvo E. Determination of the transfer function between the injected flow-rate and high-pressure time histories for improved control of common rail diesel engines, *International Journal of Engine Research*, 2016, vol. 18 (3), pp. 212–225. DOI:[10.1177/1468087416647238](https://doi.org/10.1177/1468087416647238)
16. Sanchugov V.I. *Tekhnologicheskie osnovy dinamicheskikh ispytaniy i otrabotki gidrosistem i agregatov* (Technological bases of dynamic testing and testing of hydraulic systems and units), Samara, Samarskii nauchnyi tsentr RAN, 2003, 96 p.
17. Thévenin L. *Sur un nouveaux théorème d'électricité dynamique*, *Comp. Rendus hebdomadaires des Séances de l'Académie des Sci.*, 1883, vol. 97, pp. 159–161.
18. Johnson D.H. Origins of the equivalent circuit concept: the current-source equivalent, *Proceedings of the IEEE*, 2003, vol. 91(5), pp. 817–821. DOI:[10.1109/jproc.2003.811795](https://doi.org/10.1109/jproc.2003.811795)

19. Starobinskii R.N. *Ob odnom metode opredeleniya peremennoi sostavlyayushchei massovogo raskhoda zhidkosti v truboprovode. V kn. Vibratsionnaya prochnost' i nadezhnost' dvigatelei i sistem letatel'nykh apparatov* (Method for determining the variable component of the mass flow rate of liquid in the pipeline). Kuibyshev, KuAI, 1969, no. 36, pp. 252-255.
20. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* (Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems), Moscow, Mashinostroenie, 1987, 463 p.
21. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* (Handbook of hydraulic resistances), Moscow, Mashinostroenie, 1992, 672 p.

Статья поступила в редакцию 25.04.2022

Статья после доработки 27.04.2022

Одобрена после рецензирования 16.05.2022

Принята к публикации 21.06.2022

The article was submitted on 25.04.2022; approved after reviewing on 16.05.2022; accepted for publication on 21.06.2022