

УДК 533.951+622

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДНОЙ СИСТЕМЫ С УЧЁТОМ КОМПЛЕКСНОЙ ВЗАИМОСВЯЗИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ С ПРОЧНОСТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

© 2013 Т. Б. Миронова, А. Б. Прокофьев, Л. В. Родионов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье представлена методика проектирования трубопроводной системы с учётом комплексной взаимосвязи статических и динамических процессов с прочностными характеристиками. Группой трубопроводов, на которые ориентирована методика, являются авиационные трубопроводы, трубопроводы энергетических установок и мобильного транспорта, технологические трубопроводы промышленных производств.

Трубопровод, статические характеристики, пульсации рабочей жидкости, прочность, динамические процессы, колебания.

Как правило, трубопроводные системы представляют собой геометрически сложные, разветвлённые цепи. Исследование и анализ их динамических характеристик представляет сложную научно-техническую задачу. Традиционно такой анализ разделялся на две составляющие: исследование динамических характеристик отдельно гидравлической подсистемы и отдельно механической подсистемы. Недостаточно изучено взаимодействие акустических процессов в рабочей среде и вибрации механической подсистемы трубопроводной цепи. А именно воздействие пульсации жидкости во многих случаях оказывает решающее влияние на снижение надёжности трубопроводов.

Известен ряд методик проектирования трубопроводных систем различного назначения исходя из требований обеспечения их прочности [1, 2]. Однако ни одна из этих методик не учитывает в полной мере всего комплекса воздействий (как внешних, так и внутренних), оказывающих влияние на прочность трубопроводных систем. Кроме того, вопросам определения переменных напряжений от воздействия виброакустических нагрузок при расчёте прочности трубопроводных систем уделено недостаточно внимания. В то же время их неучёт при расчётах тру-

бопроводов во многих случаях приводит к потере работоспособности системы.

Таким образом, актуальной задачей является разработка методики проектирования трубопроводных систем с учётом комплексной взаимосвязи статических и динамических процессов с прочностными характеристиками.

Схема, иллюстрирующая разработанную методику, представлена на рис.1.

Алгоритм методики состоит из шести основных блоков:

- исходные данные на проектирование;
- компоновка трубопроводной системы;
- расчёт на статическую прочность;
- поверочный расчёт на малоцикловую прочность от температурных воздействий;
- поверочный расчёт на циклическую прочность от воздействия виброакустических нагрузок;
- мероприятия по снижению виброакустической нагруженности трубопроводной системы.

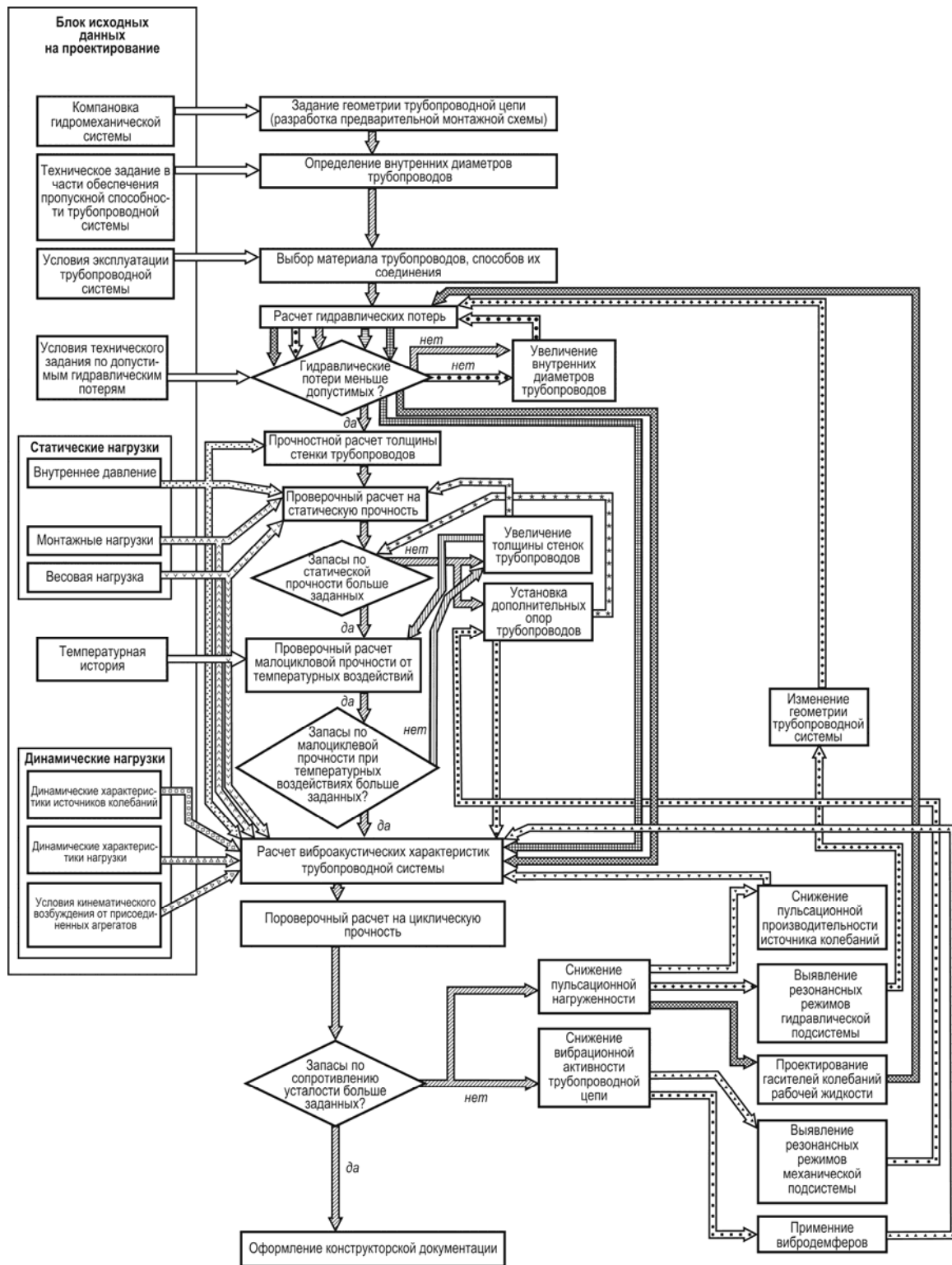


Рис.1. Алгоритм проектирования трубопроводной системы, учитывающий комплексную взаимосвязь статических, динамических и прочностных характеристик

Блок исходных данных включает в себя:

- варианты компоновки гидромеханической системы на объекте;
- условия технического задания в части обеспечения пропускной способности трубопроводной системы;
- условия эксплуатации трубопроводной системы;
- условия технического задания по допустимым гидравлическим потерям в трубопроводной системе;
- статические нагрузки;
- динамические нагрузки;
- температурную историю.

При выборе вариантов компоновки гидромеханической системы возможны два подхода. В первом случае проектирование трубопроводов начинается после того, как закончено проектирование всех узлов и агрегатов разрабатываемого технического объекта. Преимущество такого подхода состоит в том, что к началу работ имеется вся необходимая информация о других узлах и агрегатах, необходимая для формирования требований к трубопроводам и для их конструктивного оформления. Недостатком первого варианта является ограничение возможностей конструктора трубопроводной системы по выбору наиболее рациональных конфигураций трубопроводов, мест их соединения, мест размещения опор.

Во втором случае проектные работы по трубопроводам ведутся одновременно с проектированием других узлов и агрегатов, что позволяет устранить недостатки первого варианта схемы проектирования.

Одним из этапов компоновки гидромеханической системы является разработка предварительной монтажной схемы. Разработка предварительной монтажной схемы начинается с определения мест расположения агрегатов, удобных с точки зрения подходов при эксплуатации и возможностей монтажа агрегата. Работа над предварительной монтажной схемой должна закончиться выбором оптимального варианта группировки и размещения агрегатов и прокладки линий трубопрово-

дов. При этом должно быть составлено техническое задание на проектирование трубопроводов, которое является документом, суммирующим все основные требования к ним.

Условия технического задания в части обеспечения пропускной способности трубопроводной системы задают максимальные расходы рабочей жидкости, возникающие при возможной одновременной работе потребителей.

Условия эксплуатации трубопроводной системы определяются рабочим диапазоном температур, свойствами рабочей жидкости (агрессивность, проникаемость, ядовитость, пожаро- и взрывобезопасность, склонность к облитерации, температура кипения, температура замерзания), влагосодержанием и агрессивностью окружающей среды, допустимостью коррозии.

Важным требованием к трубопроводным системам является также ограничение уровня гидравлических потерь.

Основными статическими нагрузками, воздействующими на трубопроводные системы являются: внутреннее давление рабочей жидкости, монтажные напряжения и собственный вес трубопроводов и рабочей жидкости. При воздействии внутреннего давления в трубопроводе возникают радиальные, окружные и осевые нормальные напряжения. Напряжения от действия внутреннего давления в криволинейном трубопроводе существенно выше, чем в прямолинейном, и в значительной мере определяются радиусом кривизны и овальностью поперечного сечения.

При несовпадении контактирующих поверхностей трубопровода и подсоединительной арматуры на агрегате в процессе затяжки соединения возникают усилия, которые являются источниками изгибающих и скручивающих моментов, дополнительно нагружающих трубопровод. К такому же результату приводят радиальные и торцевые биения различных элементов соединений, а также перекосы и смещения трубопровода относительно промежуточ-

ных опор. Другая группа причин возникновения монтажных напряжений состоит в том, что при затяжке гаек возникают скручивающие моменты от сил трения по торцам ниппеля накидной гайки, которые воспринимаются трубопроводом. Нагрузки от веса трубопровода и протекающей в нем рабочей жидкости становятся существенными в случаях больших пролётов между опорами и больших диаметров трубопроводов.

Основной расчётной нагрузкой при проверочном расчёте на малоцикловую прочность является температурное воздействие, вызываемое колебаниями температуры. На основе вероятностной оценки условий эксплуатации в течение года задаётся температурная история, составленная из полных циклов с различными размахами температуры.

Блок компоновки трубопроводной системы начинается с задания геометрии трубопроводной цепи, т. е. разработки предварительной монтажной схемы. При её формировании из условия обеспечения заданной пропускной способности системы определяются внутренние диаметры трубопроводов. При их расчёте необходимо стремиться к тому, чтобы максимальная скорость рабочей жидкости в напорных трубопроводах $v_{\text{нап}}$ находилась в пределах – 5...10 м/с, а в трубопроводах низких давлений ($p \leq 1,6 \text{ МПа}$) $v_{\text{низ}} = 1...3 \text{ м/с}$ [3]. Такое различие допустимых значений скорости объясняется тем, что при движении жидкости с большей скоростью по трубопроводу низкого давления потеря давления на скоростной напор Δp , пропорциональная квадрату скорости жидкости, может оказаться соизмеримой с номинальным значением давления p . Таким образом, внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$ трубопровода определяется соотношением:

$$d_{\text{вн}} \geq 2 \sqrt{\frac{Q}{\rho v_{\text{max}}}}, \quad (1)$$

где Q – заданный объёмный расход рабочей жидкости; v_{max} – максимальная допустимая скорость жидкости в трубопроводе.

Следующим этапом работы алгоритма является выбор материала трубопроводов и способов их соединения. При конструировании трубопроводных систем нужно стремиться к сокращению числа разъёмных соединений. К настоящему времени известно огромное число различных конструкций соединений трубопроводов, арматуры самых разнообразных форм (угольников, тройников, проходников и др.). Соединение, оптимальное по конструкции, должно быть герметичным как в стационарном, так и в нестационарном тепловом режиме, обеспечивать низкий уровень статических (монтажных) нагрузок, обладать высоким пределом выносливости и быть работоспособным в как можно большем интервале температур, при высокой технологичности иметь малые габариты и массу.

Следующим этапом работы алгоритма является расчёт гидравлических потерь в трубопроводной системе. В ряде случаев, когда при проектировании трубопроводной системы в явном виде не задаются величины допустимых гидравлических потерь, он не проводится. Это оправдано при учёте и удовлетворении представленных выше рекомендаций по максимальной скорости рабочей жидкости. Однако для полноты анализа подобный расчёт проводить целесообразно. Его результаты дают оценку потерь мощности потока рабочей жидкости в трубопроводной системе.

Гидравлические потери зависят от формы, размеров и шероховатости трубопровода, от режима и скорости течения и вязкости жидкости. Гидравлические потери приблизительно пропорциональны квадрату скорости:

$$\Delta p = \text{Wr} \frac{v_{\text{cp}}^2}{2}, \quad (2)$$

где V – коэффициент сопротивления, r – плотность рабочей жидкости, v_{cp} – средняя скорость потока рабочей жидкости.

В случае, если рассчитанные гидравлические потери в трубопроводной системе меньше допустимых по условиям технического задания на проектирование, то переходим к прочностным расчётам толщины стенки трубопроводов. В противном случае необходимо увеличить внутренние диаметры трубопроводов и повторить заново расчёт гидравлических потерь.

Расчёт толщины стенки трубопроводов является одним из основных этапов блока расчёта на статическую прочность. Исходными данными для такого расчёта служат:

- внутреннее давление в трубопроводе p ;
- внутренний диаметр трубопровода $d_{вн}$;
- допустимое напряжение $[s]$, определяемое материалом трубопровода.

На следующем этапе работы алгоритма определяются запасы по статической прочности:

$$n = \frac{[s]}{s}. \quad (3)$$

Кроме того, если трубопроводы имеют достаточно большие диаметры и значительные расстояния между опорами, определяется допустимое расстояние между опорами (называемое пролётом) и сравнивается с фактическими значениями из предварительной монтажной схемы. При этом различают средние и крайние пролёты. Допустимая величина крайнего пролёта составляет 80% среднего. Если запасы по статической прочности не соответствуют заданным значениям (меньше их), то производится увеличение толщины стенки трубопровода с последующим проверочным расчётом на статическую прочность. Если длина пролётов между опорами трубопровода на предварительной монтажной схеме больше допустимой

величины среднего пролёта, то производится установка дополнительных опор.

После того, как запасы по статической прочности будут приведены в соответствие с заданными величинами, осуществляется переход к блоку поверочного расчёта на малоцикловую прочность от температурных воздействий (рис.1). На основании температурной истории рассчитывается количество циклов нагружений за весь срок службы трубопроводной системы. Далее определяется размах напряжений для цикла с наибольшим изменением температуры.

При удовлетворении условий по запасам малоцикловой прочности следующим блоком алгоритма является блок поверочного расчёта на циклическую прочность от воздействия виброакустических нагрузок. Основной этап этого блока связан с расчётом виброакустических характеристик трубопроводной системы.

Выходными данными этапа расчета виброакустических характеристик трубопроводной системы является распределение во времени и в пространстве (по длине нейтральной линии трубопровода) следующих динамических и прочностных характеристик:

- колебаний давления и скорости рабочей среды;
- вибропараметров (вибросмещения, виброскорости и виброускорения);
- компонентов объёмного напряжённого состояния трубопровода;
- эквивалентных напряжений.

Определение запасов по сопротивлению усталости ведётся на основе анализа постоянных напряжений, полученных в результате расчёта на статическую прочность, и эквивалентных переменных напряжений из расчёта виброакустических характеристик трубопроводной системы. Для определения запасов по сопротивлению усталости используется диаграмма предельных амплитуд [4]. Если данные запасы получаются больше заданных, то работа алгоритма завершается оформлением конструкторской документации на трубопроводную систему, отве-

чающую заданным показателям прочности.

Если же в результате анализа получается, что запасы по сопротивлению усталости ниже заданных, то выполнение алгоритма продолжается в блоке мероприятий по снижению виброакустической нагруженности трубопроводной системы.

При этом в первую очередь необходимо определить, что же является основной причиной снижения прочности трубопроводной системы:

- повышенный уровень пульсаций рабочей среды [5];

- неудачная компоновка трубопроводной системы, при которой совпали вынужденные и собственные частоты колебаний;

- высокий уровень кинематического нагружения со стороны присоединённых агрегатов и систем.

Если в результате анализа будет выявлено, что одной из основных причин снижения прочности является повышенный уровень пульсаций рабочей среды, то комплекс мероприятий по снижению виброакустической нагруженности следует начинать с уменьшения амплитуд колебаний давления [6].

В первую очередь при снижении пульсационной нагруженности трубопроводной системы следует обратить внимание на возможность уменьшения пульсационной производительности источника колебаний (в большинстве практических случаев таким источником является насосный агрегат). Этот метод позволяет существенно снизить пульсационную нагруженность в случае, когда возможно вмешаться в организацию рабочего процесса источника, изменить его конструкцию или полностью заменить агрегат, генерирующий динамические нагрузки, на более малозумный. Однако это в большинстве случаев нежелательно или недопустимо, так как связано со значительной перекомпоновкой гидромеханической системы, большими материальными и временными затратами.

Причиной повышенного уровня пульсаций давления могут являться резонансные колебания рабочей среды в гидромагистралах. Эта проблема решается путём изменения геометрии трубопроводной системы – изменением длин и диаметров участков трубопроводов. Такой подход наиболее часто используется в гидромеханических системах, работающих подавляющее время на одном и там же стационарном режиме. В случае же, когда режимы работы гидромеханической системы часто изменяются, такой метод эффективен лишь для исключения резонансов на определённых режимах. Поэтому в рассматриваемых системах такой подход применяется достаточно редко. Если всё же в качестве метода борьбы с повышенными уровнями колебаний рабочей среды применяется метод частотной отстройки от резонансов, то после изменения конфигурации трубопроводной системы работа алгоритма возвращается к этапу расчёта гидравлических потерь.

Эффективным методом повышения прочностных характеристик и снижения виброакустической нагруженности трубопроводных систем в случаях существенных уровней пульсаций рабочей среды является применение гасителей колебаний давления [7, 8, 9]. Отличающиеся в большинстве своём конструктивной простотой, гасители практически не усложняют компоновки системы, обеспечивая значительное снижение как амплитуд колебаний давления рабочей среды, так и вибрации механической подсистемы. Проектирование гасителя колебаний давления всегда связано с решением оптимизационных задач, в которых оптимизируемыми параметрами являются схема гасителя, его конструктивное исполнение и конструктивные параметры, габаритно-массовые характеристики, гидравлические потери, место установки в системе.

Если в техническом задании на проектирование не оговорён уровень допустимых гидравлических потерь, то после выбора схемы, расчёта конструктивных параметров и эффективности гасителя ра-

бота алгоритма возвращается к этапу расчёта гидравлических потерь трубопроводной системы, но теперь с уже входящим в её состав гасителем колебаний. Однако более распространённым является случай, когда в техническом задании уже учтены требования по гидравлическим потерям, исходя их допустимых гидравлических потерь в трубопроводной системе в целом. В этом случае при проектировании гасителя колебаний решается задача оптимизации – обеспечение максимально возможной эффективности при заданном уровне гидравлических потерь.

Если ограничения по гидравлическим потерям отражены в требованиях технического задания, то после расчёта и проектирования гасителя колебаний работа алгоритма возвращается не к этапу расчёта гидравлических потерь, а к этапу расчёта виброакустических характеристик трубопроводной системы, что существенно снижает трудоёмкость выполнения алгоритма.

В случае, когда анализ повышенной виброакустической нагруженности проектируемой трубопроводной системы показывает, что основной её причиной является совпадение частот возмущающих сил с собственными частотами механической подсистемы, т. е. резонансы механической подсистемы, то необходимым мероприятием является отстройка от резонансов, что может быть реализовано путём установки дополнительных опор. После этого работа алгоритма возвращается к этапу расчёта виброакустических характеристик.

В случаях, когда основной причиной повышенных виброакустических нагрузок на элементы трубопроводной системы является кинематическое возбуждение со стороны присоединённых агрегатов и систем или когда возможности по снижению пульсационной нагруженности гидросистемы исчерпаны, целесообразно применение вибродемпферов. Если основным источником виброакустической нагруженности является кинематическое возбуждение через опоры трубопроводов, то

широко применяются методы виброизоляции. После разработки комплекса мероприятий по применению вибродемпферов и виброизоляторов работа алгоритма продолжается этапом повторного расчёта виброакустических характеристик трубопроводной системы.

В статье содержание блоков алгоритма методики представлено описательно. Конечные соотношения, необходимые при проведении расчётов, приведены в [1, 2, 4, 6, 8, 9, 10].

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы.

Библиографический список

1. Пособие по расчету на прочность стальных трубопроводов на Ру до 10 МПа [Текст] / Б.В. Поповский [и др.] – М.: ВНИИмонтажспецстрой, 1989. – 17 с.
2. РД-10-400-01. Нормы расчета на прочность трубопроводов тепловых сетей [Текст] / ГП «Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России» (НТЦ «Промышленная безопасность»), 2001. – 70 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
4. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов [Текст] / В.И. Феодосьев. – М.: Изд-во МГТУ, 2000. – 592 с.
5. Шахматов, Е.В. Возбуждение пульсаций давления в рабочей жидкости при вибрации трубопровода [Текст] / Е.В. Шахматов, А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова // Вестник СГАУ. – 2006. – № 2 (10), Ч.2. – С.161-165.
6. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст]: монография / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леньшин, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.В. Шестаков, В.П. Шорин. – Самара: СГАУ, 1998. – 270 с.
7. Прокофьев, А.Б. Методики конечно-элементного моделирования виброаку-

стических характеристик трубопроводов с пульсирующим потоком жидкости [Текст] / А.Б. Прокофьев, Т.Б. Миронова, В.П. Шорин // Вестник СГАУ. – 2012. – №1(32). – С.135-142.

8. Миронова, Т.Б. Моделирование характеристик гасителей колебаний давления рабочей жидкости [Текст] / Т.Б. Миронова, Е.В. Шахматов // Вестник Днепропетровского Университету – 2007. – С. 91-100.

9. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. – Самара: СГАУ, 2005. – 314 с.

10. Прокофьев, А.Б. Разработка метода комплексного анализа динамики и прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости [Текст]: дис. ... докт. техн. наук / Прокофьев Андрей Брониславович. – Самара, 2008. – 191 с.

METHOD OF PIPELINE SYSTEM DESIGNING TAKING INTO ACCOUNT COMPLEX INTERACTION OF STATIC AND DYNAMIC PROCESSES WITH STRENGTH CHARACTERISTICS

© 2013 Т. В. Mironova, А. В. Prokofiev, L. V. Rodionov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

A method of pipeline system designing is presented in the paper. It takes into account the complex interaction of static and dynamic processes with strength characteristics. The method is designed for aircraft pipelines, as well as for those of power plants and mobile transport and industrial process pipelines.

Pipeline, static characteristics, hydraulic fuel pulsations, strength, dynamic processes, oscillations, method.

Информация об авторах

Миронова Татьяна Борисовна, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mirtb@rambler.ru. Область научных интересов: динамика трубопроводных систем, виброакустическое взаимодействие в элементах машин, активные методы подавления шума и вибрации элементов машин.

Прокофьев Андрей Брониславович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [iam@ssau.ru](mailto:i.am@ssau.ru). Область научных интересов: динамика трубопроводных систем, виброакустика, расчёт и проектирование корректирующих устройств для гидромеханических систем.

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: leonid@rodionoff.net. Область научных интересов: гидравлика, акустика, объёмные гидромашин.

Mironova Tatiana Borisovna, candidate of technical science, associate professor of the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: mirtb@rambler.ru. Area of research: dynamics of pipe systems, vibroacoustic interaction of machine elements, active noise control.

Prokofiev Andrei Bronislavovich, doctor of technical science, professor of the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: iam@ssau.ru. Area of research: dynamics of pipe systems, vibroacoustics, design of fluid pressure pulsation damper.

Rodionov Leonid Valeryevich, candidate of technical science, associate professor of the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: Leonid@rodionoff.net. Area of research: hydraulics, acoustics, positive-displacement hydraulic machines.