

СХЕМНО-КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СОЗДАНИЮ АППАРАТУРЫ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

© 2016

- Э. Г. Берестовицкий** доктор технических наук, главный акустик, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, berest40@mail.ru
- Ю. А. Гладилин** кандидат технических наук, начальник лаборатории, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, gladil_01@mail.ru
- Н. В. Пялов** кандидат технических наук, начальник отдела, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, afx7cu@mail.ru
- М. В. Соловьев** инженер-конструктор, АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург, lightwarriors@mail.ru
- М. А. Ермилов** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва, emasamara@gmail.com

Основная цель исследования – создание малошумной аппаратуры систем управления расходом питательной воды. Методика проведения испытаний основывается на принципах акустики, гидромеханики и теории управления. В статье представлены основные схемы регулирования расхода питательной воды. Показано, что схема с использованием расходомера является наиболее перспективной в отношении виброшумовых характеристик. Представлен модульный принцип построения систем управления расходом питательной воды. Впервые сформулированы конструктивные особенности применения многоступенчатых поворотных рабочих органов в аппаратуре, удовлетворяющей требованиям по гидродинамическому шуму при малых расходах без применения диссипативных элементов типа глушителей. Проведено энергетическое сравнение различных схем управления. Показано, что дальнейшее совершенствование рабочих органов в части виброшумовых характеристик возможно с применением принципа последовательно-параллельного способа регулирования расхода питательной воды. Результаты помогут улучшить массогабаритные характеристики систем и повысить их энергоэффективность, обеспечить малошумность, снизить затраты на изготовление. Модульность аппаратуры обеспечивает высокий уровень унификации и взаимозаменяемости.

Виброшумовые характеристики; гидродинамический шум; вибрации; арматура; питательная вода; регуляторы; рабочие органы; дроссели; парогенератор; малошумность.

Цитирование: Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Пялов Н.В., Соловьев М.В., Ермилов М.А. Схемно-конструктивные решения по созданию аппаратуры систем управления расходом питательной воды // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. Т. 15, № 4. С. 184-194. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-184-194

Введение

В настоящее время регулирующие органы (РО) системы регулирования подачи питательной воды (ПВ) в парогенератор удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям по виброшумовым характеристикам (ВШХ). Однако в системах нового поколения требования по ВШХ значительно повышены.

В АО «Концерн «НПО «Аврора» совместно с Самарским государственным аэрокосмическим университетом (сейчас Самарский национальный исследовательский университет) для решения этой задачи был проведён ряд исследований по разработке проточных частей подобных РО. Полученные в результате этих работ проточные части позволяют обеспечить выполнение современных требований практически без запаса ВШХ и требуют применения в системе глушителей диссипативного типа. Применение глушителей существенно увеличивает массогабаритные характеристики системы и её

стоимость. Цель данной работы – обеспечить имеющиеся требования и заложить основы для достижения перспективных требований по ВШХ и гидродинамическому шуму (ГДШ).

Снижение шума трубопроводной арматуры

Повышение скорости и давления жидкостей в гидравлических системах приводит к значительному росту уровней шума и звуковой вибрации трубопроводной арматуры. Шум оказывает вредное влияние на обслуживающий персонал, а повышенная вибрация приводит к механическим повреждениям отдельных узлов гидравлических систем.

Основными источниками шума и вибрации трубопроводной арматуры являются кавитационные явления и турбулентные пульсации скоростей и давлений, сопровождающие процесс дросселирования энергии потока жидкости. Энергия колебательного процесса резко возрастает при появлении опасных резонансных колебаний отдельных деталей и узлов арматуры, если их собственная частота колебаний близка к частоте колебаний возбуждающих усилий.

Борьба с шумом и звуковой вибрацией трубопроводной арматуры ведётся по трём основным направлениям:

- снижение кавитационных шумов;
- снижение шумов, обусловленных турбулентностью потока;
- устранение возможных резонансных колебаний деталей и узлов арматуры.

Повышение давления на выходе позволяет увеличить безкавитационные скорости движения жидкости в запорной арматуре до нескольких десятков метров в секунду.

Источником особенно высоких уровней шума и звуковой вибрации является дроссельно-регулирующая арматура. Поэтому проблема борьбы с шумом дроссельно-регулирующей арматуры имеет первостепенное значение. Для эффективного снижения уровней вибрации этой арматуры необходимо добиваться безкавитационного дросселирования энергии потока жидкости [1].

Дальнейшее снижение уровней шума и вибрации может быть достигнуто уменьшением местных скоростей, создающих интенсивную турбулизацию потока в дроссельном сечении канала. В настоящее время известны два пути борьбы с шумом и вибрацией трубопроводной арматуры: снижение шума в источнике его возникновения и применение косвенных способов.

Снижение шума в источнике его возникновения реализуется за счёт многоступенчатого дросселирования энергии потока. Многоступенчатое дросселирование позволяет обеспечить снижение шума и вибрации при любых параметрах движения среды. Эффективность снижения уровней вибрации малошумного дроссельного клапана с многоступенчатой проточной частью в широком диапазоне частот достигает от 20 до 30 дБ. При малошумном дросселировании больших расходов жидкости основной поток разделяют на параллельные потоки и осуществляют дросселирование энергии двумя и более наборами последовательно соединённых ступеней сопротивлений.

Системы управления пароэнергетическими установками (СУ ПЭУ) в части управления подачей ПВ в парогенератор должны отвечать современным требованиям по ГДШ и ВШХ.

Наиболее распространена следующая схема управления потоком среды: исполнительное устройство расположено последовательно с объектом управления и пропускает через себя всё количество среды, поступающее к объекту (рис. 1, а).

Однако этот наиболее простой и удобный в эксплуатации способ управления потоком имеет ряд недостатков и ограничений:

1. Довольно трудно обеспечить малые приращения по расходу, что создаёт серьёзные трудности для управления процессами, обладающими большой чувстви-

ностью по каналу регулирования, а также процессами, работающими в небольшом диапазоне изменения расхода.

2. Способ вообще неприменим, если источник напора обеспечивает постоянный расход среды (например, поршневой насос), поскольку в этом случае закрытие регулирующего органа вызовет повышение давления источника напора.

3. Способ не является лучшим с точки зрения потерь энергии, так как для нормального функционирования исполнительного устройства необходимо, чтобы на регулирующем органе рассеивалась значительная часть общего напора.

Поэтому рассмотрим другие схемы управления расходом среды. На рис. 1, б; 1, в показаны схемы управления с разделением потока.

На рис. 1, б часть потока среды, поступающей к объекту регулирования, проходит через регулирующий орган, а остальная часть проходит через постоянное сопротивление (вентиль или дроссельная шайба), установленное параллельно с регулирующим органом. Расчёт размера такого регулирующего органа производится следующим образом. Сначала определяют суммарное значение $K_{V_{max}}$ для регулирующего органа и постоянного гидравлического сопротивления, а затем $K_{V_{max}}$ распределяется между ними, исходя из диапазона изменения расхода среды.

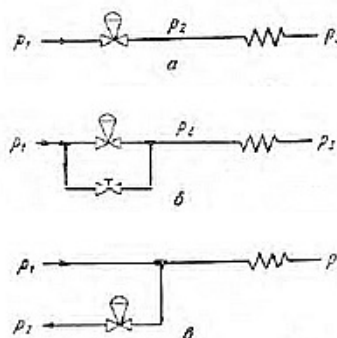


Рис. 1. Способы управления потоком среды:
а – последовательное на полном потоке;
б – последовательное с разделением потока;
в – параллельное

Выразим текущее значение суммарной пропускной способности $K_V(S)$:

$$K_V(S) = A(S)K_{V_y} + K'_V, \quad (1)$$

где K'_V – пропускная способность постоянного гидравлического сопротивления; $A(S)$ – пропускная характеристика.

Выразим теперь максимальное значение $K_V(S)$ из (1):

$$K_V(S) = A(S)K_{V_y} + K'_V.$$

Выразим коэффициент A' , определяющий форму пропускной характеристики для комплекта гидравлических сопротивлений – переменного (регулирующий орган) и постоянного

$$A'(S) = \frac{A(S)K_{V_y} + K'_V}{K_{V_y} + K'_V}. \quad (2)$$

Преобразуем (2), разделив числитель и знаменатель на K_{V_y} , и обозначим $\frac{K'_V}{K_{V_y}}$ через r :

$$A'(S) = \frac{A(S) + r}{1 + r}. \quad (3)$$

По (3) можно, зная значения r , построить график расходной характеристики для любой пропускной характеристики $A(S)$. Пропускная характеристика регулирующего органа – линейная.

При варианте регулирования последовательно с разделением потока данный способ управления расходом среды позволяет получить при 100%-ном перемещении затвора любой диапазон изменения расхода и таким образом повысить точность отработки командного сигнала.

При управлении расходом среды в тех случаях, когда источник напора обеспечивает постоянный расход, следует применять параллельное регулирование (рис. 1, в). При этом регулирующий орган устанавливается параллельно с объектом и поток среды от источника напора распределяется между ними.

Схемы регулирования расхода ПВ

Реализуем представленные схемы регулирования расхода питательной воды (РПВ), используя известную формулу гидромеханики [2] для определения массового расхода G , т/ч:

$$G = k_1 \mu S \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода; S – площадь проходного сечения, м²; Δp – перепад на РО, кгс; ρ – плотность среды, кг/м³; k_1 – коэффициент перевода единиц измерения.

Первая схема показана на рис. 2. Посредством ДК поддерживается постоянный Δp на ПК, и регулирование расхода по заданному (обычно линейному закону) осуществляется за счёт изменения проходного сечения (S) в ПК. Данная схема производит регулирование расхода косвенным образом и с точностью не более $\pm 2\%$ номинального массового расхода. Измеритель перепада на ПК является гидравлическим устройством и ДК имеет гидравлический привод. Выпускаемые в настоящее время промышленностью датчики перепада с электрическим выходом менее надёжны.

Вторая схема использует выпускаемые промышленностью расходомеры для прямого регулирования расхода (рис. 3).

Привод ПК может быть либо электрогидравлическим, либо электромеханическим.

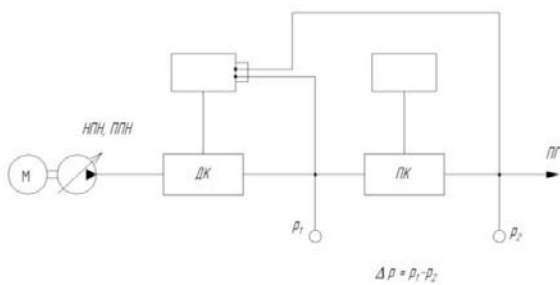


Рис. 2. Схема регулирования РПВ:
ДК – дроссельный клапан;
ПК – питательный клапан

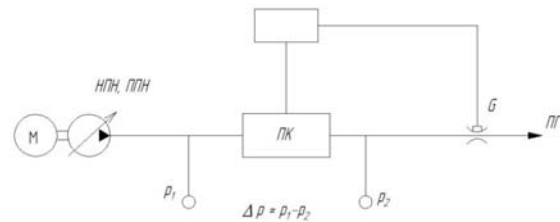


Рис. 3. Схема с расходомером:
ПК – питательный клапан;
G – расходомер

Основные принципы построения системы управления РПВ

Рассмотрим основные принципы построения систем управления (СУ), отвечающих современным и перспективным требованиям по ВШХ и ГДШ.

Разработка РО для подобных систем является сложной задачей. Теоретические методы расчёта носят общий характер и требуют экспериментальной проверки.

Принципиально задача очень проста. Клапан является гасителем энергии потока жидкости заданной мощности, и это гашение надо осуществить малозумно.

Из существующих способов решения данной задачи отметим два основных:

1. Гашение энергии за счёт вязкости жидкости (трение о неподвижные стенки или потери в пограничном слое).

2. Гашение энергии за счёт интенсивной турбулизации потока на выходе из дроссельного сечения (потери на удар).

Первый метод из-за малой вязкости воды требует очень больших размеров проточной части и неприемлем по возможностям СУ.

При втором методе, который широко используется, для решения задачи применяются конструкции проточных частей, позволяющие при заданной площади дроссельного сечения получать максимальную поверхность свободной затопленной струи (так называемую поверхность разрыва) за дроссельным сечением. Кроме того, эффективно разбиение общего потока на ряд параллельных при одном и то же перепаде или разбиение срабатывания заданного перепада в ряде последовательных дроссельных устройств, или совместное применение обоих способов.

Срабатываемая мощность потока N (кВт) определяется следующим образом:

$$N = kG\Delta p,$$

где G – массовый расход, т/ч; Δp – перепад, кгс; k – коэффициент перевода единиц измерения.

При параллельном дросселировании потока мощность будет вычисляться в виде

$$N_{II} = \Delta p (G_1 + G_2 + \dots + G_n),$$

где $G = G_1 + G_2 + \dots + G_n$.

При последовательном дросселировании потока мощность определяется выражением

$$N_I = G (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n).$$

При параллельно-последовательном дросселировании потока мощность равна

$$N_{I-II} = G_1 (\Delta p_{11} + \Delta p_{12} + \dots + \Delta p_{1n}) + \dots + G_n (\Delta p_{n1} + \Delta p_{n2} + \dots + \Delta p_{nm}).$$

Очевидно, что при одинаковых заданных параметрах на входе и выходе системными и конструктивными мерами необходимо обеспечить выполнение равенства

$$N = N_{II} = N_I = N_{I-II}.$$

Однако известно, что виброакустическая мощность в виде вибраций, передаваемых на фундамент, гидродинамического шума и воздушного шума пропорциональна мощности срабатываемого потока и может быть выражена через условные коэффициенты $\eta, \eta_I, \eta_{II}, \eta_{I-II}$ соответственно:

$$\begin{aligned} N_{ВШХ} &= \eta N, \\ N_{ВШХ}^I &= \eta_I N_{II}, \\ N_{ВШХ}^{II} &= \eta_{II} N_{II}, \\ N_{ВШХ}^{I-II} &= \eta_{I-II} N_{I-II}. \end{aligned}$$

Установлено

$$\begin{aligned} N_{ВШХ}^{II} &< N_{ВШХ}, \\ N_{ВШХ}^I &< N_{ВШХ}, \\ N_{ВШХ}^{I-II} &< N_{ВШХ}, N_{ВШХ}^{II}, N_{ВШХ}^{I-II}. \end{aligned}$$

что объясняется тем, что рассеиваемая виброакустическая мощность пропорциональна квадрату расхода.

Снижение шума, основанное на разбиении дросселируемого потока, достигается за счёт того, что мощность, излучаемая в результате пульсаций расхода, пропорциональна амплитуде пульсаций, которая, в свою очередь, пропорциональна расходу: $G \sim W$ (где W – проходное сечение) [1].

Акустическая мощность N , излучаемая РО, пропорциональна квадрату расхода: $N \sim W^2$.

Если РО имеет n проходных каналов с суммарным сечением W , то излучаемая каждым каналом мощность равна:

$$N_n = \left(\frac{W}{n} \right)^2,$$

а суммарная мощность, излучаемая всеми каналами, равна:

$$N = nN_n = \frac{1}{n} W^2.$$

Таким образом, наличие n проходных каналов с одним и тем же проходным сечением W вместо одного уменьшает излучаемую РО акустическую энергию в n раз.

Дальнейшее совершенствование РО на соответствие требованиям по ВШХ возможно при разработке систем с последовательно-параллельным способом регулирования расхода ПВ.

В составе современных корабельных ядерных пароэнергетических установок (ЯПЭУ) в основном используются реакторы водо-водяного типа. Наличие последних обуславливает ряд специфических требований к СУ ПЭУ, в том числе к их РО. Это объясняется тем, что в пароэнергетических установках расход ПВ обеспечивает поддержание требуемого температурного режима теплоносителя первого контура ПЭУ на различных режимах работы. Следовательно регулирование расхода питательной воды в ПЭУ является одной из основных задач СУ ПЭУ.

В корабельных ЯПЭУ используются пусковые и питательные насосы с нерегулируемым или регулируемым в ограниченных пределах напором.

По этой причине на пусковых режимах и малых уровнях мощности ЯПЭУ на РО гидравлических устройств должны срабатываться значительные перепады давлений (в зависимости от выбранной схемы на дроссельных клапанах, на питательных или на байпасных клапанах).

При таких значениях перепадов давлений актуальной является задача гарантированного исключения кавитационного и эрозионного разрушения элементов проточной части указанных РО корабельных СУ ПЭУ с обеспечением на ряде режимов требуемых значений ВШХ.

Из изложенного следует, что при создании СУ ПЭУ одним из важных вопросов является разработка проточной части РО – исполнительных органов систем дозирования подачи питательной воды второго контура в парогенераторы.

К характеристикам РО и к оборудованию корабельных установок предъявляется ряд специфических требований [3]:

а) широкой диапазон изменения пропускной способности K_V в зависимости от нагрузки (в том числе на пусковых режимах) и необходимость обеспечения равнопроцентной (или близкой к ней) зависимости K_V от хода рабочего органа. Отмеченное требование реализации равнопроцентной пропускной характеристики РО обусловлено влиянием её (как элемента СУ ПЭУ) на динамику контура регулирования, исполнительным устройством которого он является;

б) полное исключение возможных кавитационных режимов и эрозионного износа материала проточной части (при выборе структуры РО это соображение может быть решающим);

в) жёсткие ограничения по допустимым уровням ВШХ;

г) надёжность конструкции и минимизация перестановочных усилий на затворах РО;

д) значительные величины условных проходов и связанные с этим достаточно малые значения отношений площадей проходных сечений к площадям на входе или выходе РО;

е) ограничения по массогабаритным параметрам.

До появления требований по ВШХ широко распространёнными конструкциями РО были плунжерные клапаны поступательного перемещения с гидравлическими следящими приводами.

Однако для выполнения требований необходимо предельно уменьшить масштаб затопленной струи на выходе из дроссельного сечения, что приводит к необходимости увеличивать диаметры плунжеров. Применение таких конструкций для перспективных требований по ВШХ не даёт положительного результата.

Во многих публикациях рекомендуется применение проточных частей, где в качестве дроссельных элементов используются множество мелких отверстий или щелей, перекрываемых плунжером.

Испытания показали, что проблем с характеристиками ВШХ нет, так как клапаны соответствуют перспективным требованиям. Однако для выполнения требований ГДШ пришлось применять дополнительные устройства (сепараторы, глушители и т.д.).

Поэтому предлагается перейти на многоступенчатое дросселирование потока с сохранением дросселирования через множество мелких отверстий.

Гидравлический прибор модульного типа

Требование модульности означает, что прибор должен разрабатываться и производиться в виде отдельных узлов (модулей), собираемых потребителем по специальным требованиям. Это позволяет не только расширить функциональные возможности прибора, но и снизить номенклатуру выпускаемых модулей при одновременном увеличении их серийности.

В результате конструкторской и системной проработки была получена следующая конструкция (рис. 4, 5).

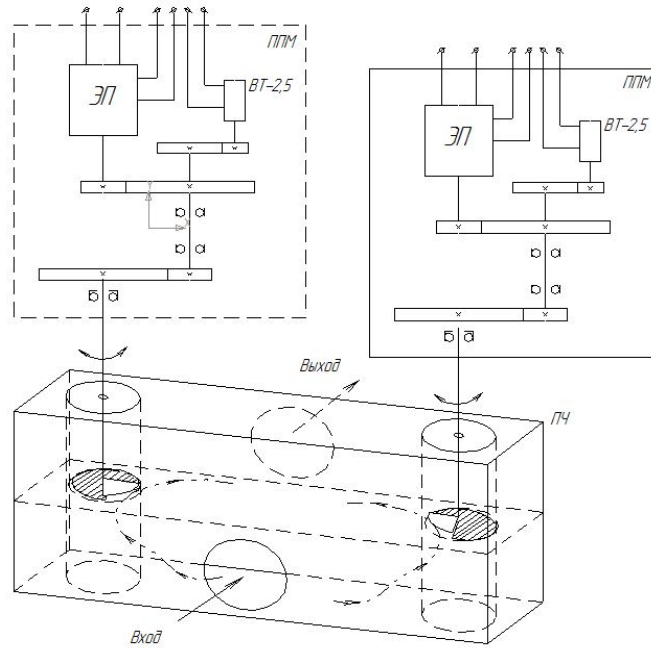


Рис. 4. Принципиальная схема прибора

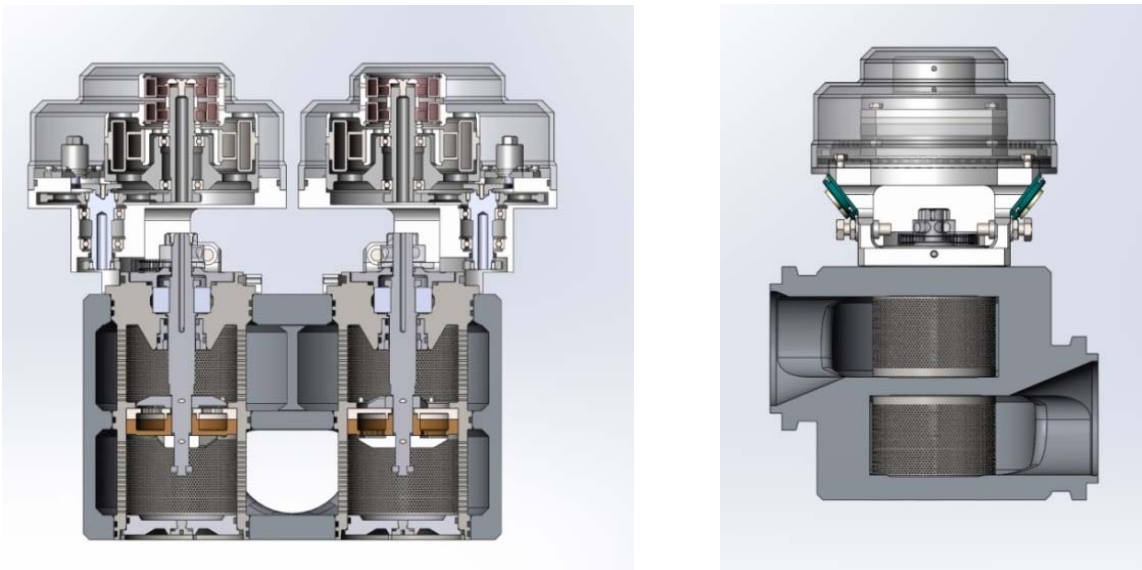


Рис. 5. Разработанная модульная конструкция прибора

Согласно всем изложенным принципам проектирования малозумных РО был спроектирован поворотный дисковый клапан. РО выполнен в виде картриджа, для которого предусмотрена замена в проточной части.

Модульный подход к построению систем

На рис. 6-9 представлены возможные схемно-конструктивные решения, которые с большой вероятностью позволят решить задачу по соответствию перспективным требованиям по ГДШ.

На рис. 6 показана схема регулирования ПВ, в которой регулирование осуществляется электроприводом согласно сигналу, поступающему от расходомера (Р). Сама по себе схема не обеспечивает соответствия современным и перспективным требованиям, но повышает точность регулирования и является более простой и надёжной.

Для того, чтобы обеспечить гарантированный запас по ГДШ, была разработана конструкция прибора с принципом дросселирования, обеспечивающим снижение воздушных и гидродинамических шумов.

Схема на рис. 7 совмещает преимущества описанных выше схем, включает в себя прибор модульной конструкции, в котором идёт параллельная работа регуляторов, и расходомер, который даёт сигнал для регулирования.

Если количество модулей не ограничено, то такая схема поможет снизить ГДШ в n раз.

Разработанные приборы могут набираться в типовые системы с резервированием (рис. 8). Отличие этой схемы от предыдущих заключается в том, что ПК и ДК могут быть выполнены в одном корпусе за счёт модульности конструкции. Это снижает массу системы, что, в свою очередь, влияет на снижение уровня вибраций.

Схема на рис. 8 сможет обеспечивать перспективные требования по ВШХ и ГДШ за счёт реализованного принципа дросселирования и может быть усилена глушителями.

На рис. 9 изображена схема регулирования давления рабочей воды автоматики. Прибор регулирования давления рабочей воды (РДРВ) составлен из тех же модулей, что и приборы ПК, ДК.

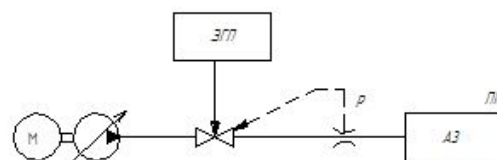


Рис. 6. Схема регулирования от расходомера, один модуль:

ЭГП – электрогидравлический прибор;
Р – расходомер; ПГ – парогенератор

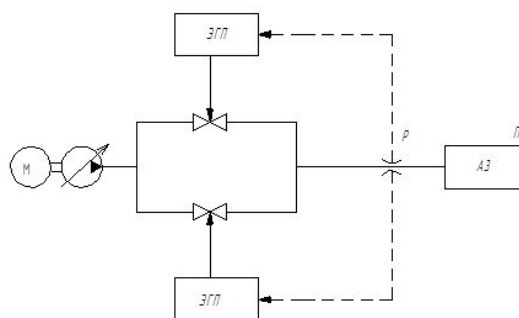


Рис. 7. Схема регулирования от расходомера, два модуля:

ЭГП – электрогидравлический прибор;
Р – расходомер; ПГ – парогенератор

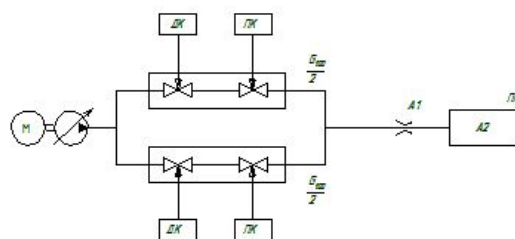


Рис. 8. Схема регулирования от расходомера, резервирование:

ДК – дроссельный клапан;
ПК – питательный клапан; ПГ – парогенератор

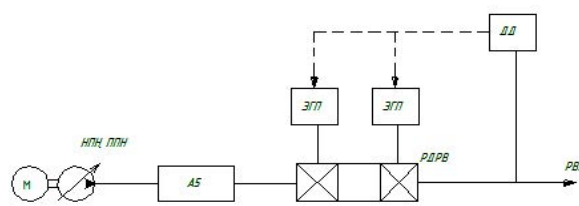


Рис. 9. Схема регулирования РДРВ от датчика давления:

ЭГП – электрогидравлический прибор;
РДРВ – прибор регулирования давления рабочей воды; ДД – датчик давления

Заключение

Предложенная модульная конструкция гидравлического прибора позволяет улучшить свойства по ВШХ и ГДШ за счёт набора систем из модулей с последовательно-параллельным принципом дросселирования потока. РО выполнен по принципу тор-

цевого золотника. Регулирование многоступенчатое. Исполнительный механизм – электродвигатель на основе поворотного электромагнита серии ДБМ с редуктором. Дросселирование осуществляется на угле поворота 90°. Управление осуществляется с обратной связью от расходомера.

Библиографический список

1. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергия, 1974. 264 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В., Кирилловский Ю.Л. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для втузов. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
3. Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Голованов В.И., Сарафанов И.А. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами. СПб.: Астерион, 2009. 315 с.

CURCUIT-DESIGN SOLUTIONS FOR PRODUCING DEVICES OF FEED WATER FLOW RATE CONTROL SYSTEMS

© 2016

- E. G. Berestovitsky** Doctor of Science (Engineering), Chief Acoustician, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, berest40@mail.ru
- Yu. A. Gladilin** Candidate of Science (Engineering), Head of laboratory, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, gladil_01@mail.ru
- N. V. Pyalov** Candidate of Science (Engineering), Head of department, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, afx7cu@mail.ru
- M. V. Solovyev** design engineer, «Concern «Aurora» Scientific and Production Association», Saint-Petersburg, Russian Federation, lightwarriorms@mail.ru
- M. A. Ermilov** postgraduate student, Department of Power Plant Automatic Systems, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, emasamara@gmail.com

Creation of a low-noise water flow control systems apparatus is the main objective of the research. The technique of carrying out the tests is based on the principles of acoustics, flow mechanics and the control theory. The main schemes of regulating the water flow rate are presented in the paper. It is shown that the scheme with the use of a flowmeter is the most promising in terms of improvement of vibronoise characteristics. A modular principle of constructing feed water rate control systems is presented. The design features of application of multistage rotary units of the apparatus meeting the hydrodynamic noise requirements for low rates without application of dissipative elements (e.g. mufflers) are formulated for the first time. Energy comparison of various control system schemes is carried out. It is shown that further improvement of operating devices in terms of vibronoise characteristics is possible with the use of the principle of serial-parallel water flow regulation. The results help to improve the mass-dimensional characteristics of systems and to increase their energy efficiency, to provide a low level of noise and to reduce the cost of production. The modularity of the apparatus ensures a high level of standardization and interchangeability.

Vibration; valves; hydrodynamic noise; feed water regulators; throttle; steam generator; low-noise equipment.

Citation: Berestovitsky E.G., Gladilin Yu.A., Pyalov N.V., Solovyev M.V., Ermilov M.A. Circuit-design solutions for producing devices of feed water flow rate control systems. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2016. V. 15, no. 4. P. 184-194. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-4-184-194

References

1. Blagov E.E., Ivnitky B.Y. *Drosselno-reguliruyushaya armatura TES i AES* [Control throttle valves of thermal and nuclear power plants]. Moscow: Energiya Publ., 1974. 264 p.
2. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baybakov O.V., Kirillovskiy Yu.L. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uch. dlya vtuzov* [Hydraulics, hydraulic units and hydraulic power drives: Textbook for technical colleges]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 423 p.
3. Berestovitskiy E.G., Gladilin Yu.A., Golovanov V.I., Sarafanov I.A. *Snizhenie vibratsii i shuma gidravlicheskih priborov sistem upravleniya tekhnicheskimi sredstvami* [Reducing vibration and noise of control systems hydraulic devices]. Saint-Petersburg: Asterion Publ., 2009. 315 p.