

УДК 62-335

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КЛАПАНА-ЗАХЛОПКИ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ЕГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ЗАКРЫТИИ

¹Чубаров Ф.Л., ¹Акименко Д.А., ²Сизов А.Н., ³Никитин А.В.

¹ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет), Калужский филиал, Калуга, e-mail: mail@bmstu-kaluga.ru;

²ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга, e-mail: axelxd@yandex.ru;

³ГАПОУ Калужской области «Калужский технический колледж», Калуга, e-mail: kkitiu@rambler.ru

Построена математическая модель быстрозапорного клапана-захлопки для теплофикационного отбора паровой турбины, работающего в режиме форсированного закрытия. Клапан-захлопка поворотного типа является обратным паровым клапаном, снабжённым гидравлическим демпфером и приводом, в рабочем состоянии разгруженным. Показана конструкция, основные детали и принцип действия захлопки Ду400. При срабатывании она выполняет защитную для турбины функцию, предотвращает обратный поток пара из отборов в турбину при срабатывании её аварийной защиты. Модель необходима для выработки рекомендаций по проектированию и настройке гидравлического демпфера в составе захлопки, исходя из условия максимально быстрой и при этом безударной посадки его на седло, во избежание его преждевременного разрушения. Настройка скорости закрытия возможна благодаря тому, что в конструкции привода и демпфера имеются средства для настройки. Разработана математическая модель клапана-захлопки с демпфером, выполнено моделирование его работы при разных начальных перепадах давления пара. Параметры модели определены как по реальным конструкциям, так и по результатам параметрической идентификации её натуральных испытаний. Также при создании модели принят ряд допущений. Проведено сравнение результатов моделирования по углу открытия клапана-захлопки с результатами, полученными экспериментально на стенде, определён оптимальный коэффициент вязкого трения. Намечен дальнейший путь исследования.

Ключевые слова: обратный клапан, клапан-захлопка, паровой отбор, математическая модель, гидравлический демпфер, скорость закрытия, безударная посадка, динамическое исследование, нагрузка, критерий совпадения, ограничения, параметрическая идентификация

FLAP VALVE MODEL DEVELOPMENT FOR DAMPING OPTIMIZATION AT CLOSING

¹Chubarov F.L., ¹Akimenko D.A., ²Sizov A.N., ³Nikitin A.V.

¹Federal State Budgetary Institution of Higher Education Kaluga branch Moscow State Technical University named after Bauman (National Research University), Kaluga, e-mail: mail@bmstu-kaluga.ru;

²OJSC «Kaluga turbine plant», Kaluga, e-mail: axelxd@yandex.ru;

³Public Autonomous Vocational Educational Institution Kaluga region Kaluga Technical College, Kaluga, e-mail: kkitiu@rambler.ru

A mathematical model of a quick-closing flap valve was built and researched for the heat-extraction selection of a steam turbine operating in the forced-shutdown mode. The rotary-type flap valve is a steam check valve equipped with a hydraulic damper and actuator that is unloaded in working condition. The design, main details and operating principle of the Ду400 slam is shown. When triggered, it performs a protective function for the turbine, prevents the reverse flow of steam from the selections into the turbine when its emergency protection is triggered. The model is applied to get some recommendations for the design and adjustment of the hydraulic damper in the composition of the flap, based on the condition of the fastest and at the same time possible unstressed fit on the saddle, in order to avoid its early destruction. Setting the closing speed is possible due to the fact that the design of the water and damper has the means to adjust. A mathematical model of a valve-collapse with a damper has been developed, its operation has been simulated for various initial vapor pressure drops. The model parameters are determined both by real construction and by the results of parametric identification of its field tests. Also, when creating the model, a number of assumptions were made. A comparison of the results of modeling on the angle of opening of the valve-collapse with the results obtained experimentally on the stand, the optimal coefficient of viscous friction was determined. Scheduled further let research.

Keywords: check valve, flap valve, steam extraction, mathematical model, hydraulic damper, closing speed, unstressed fit, dynamic study, load, matching criterion, restrictions, parametric identification

Стационарные паровые турбины типа «ПТ», как правило, имеют два регулируемых отбора пара: производственный и теплофикационный. Для штатного подключения и отключения линий отборов на паропроводы устанавливаются электроприводные задвижки, скорость перемещения которых ограничена и составляет обычно несколько десятков секунд. Од-

нако во время работы турбины возможно возникновение ряда аварийных ситуаций, при которой вместе с остановом самой турбины требуется быстро закрыть и её отборы для предотвращения обратного потока пара в турбину из коллектора питаемой тепловой сети. Для решений этой задачи в составе паровых турбин ОАО «КТЗ» [1] зачастую используются обратные клапа-

ны поворотного типа с условными диаметрами Ду от 150 до 500 мм. Такой клапан представляет собой поворотную заслонку, подвешенную в трубопроводе отбора на горизонтальной оси. В нерабочем состоянии заслонка закрыта и плотно прижата к своему седлу пружиной в составе привода. При необходимости подачи пара в отбор на привод заслонки подается команда на взвод, в результате которой действие пружины преодолевается гидравликой и заслонка становится разгруженной, благодаря чему и открывается потоком пара (для начала открытия, как правило, достаточно перепада давления всего ~ 15 кПа). При возникновении обратного потока пара этот же перепад давления и закрывает заслонку, действуя вместе с собственной силой тяжести заслонки. Таким образом, реализована быстродействующая защита. Проблемой при этом является то, что под воздействием больших перепадов давления в паропроводе с разных сторон заслонки происходит слишком быстрое ее закрытие, и в совокупности с большими габаритами и массой этой заслонки возникает сильный удар о седло, что ведет к его разрушению и заклиниванию самой заслонки в седле. Во избежание подобных дефектов приме-

няются ряд конструктивных приспособлений [1, 2], таких как:

- ограничительные упоры;
- демпфер пружинного типа;
- демпфер гидравлического типа.

Целью настоящей работы является исследование и выработка рекомендаций по конструкции и настройке последнего типа, как наиболее функционального и эффективного. Такой демпфер способен с переменной скоростью замедлять закрытие заслонки при подходе к седлу и тем самым уменьшать силу удара о него. Одним из возможных путей решения данной проблемы является проведение динамических исследований демпфера при различных условиях работы заслонки, некоторые результаты по которым имеются [3, 4]. Однако целесообразным представляется и динамическое исследование с использованием адекватной математической модели объекта, что значительно упрощает сам процесс исследования, сокращает временные и материальные затраты на проведение самих исследований и снимает риски аварийных ситуаций. Для проведения такого исследования необходима разработка математической модели реальной заслонки Ду400 Ру80 (рис. 1) с гидравлическим демпфером, представленная ниже в первой части работы.

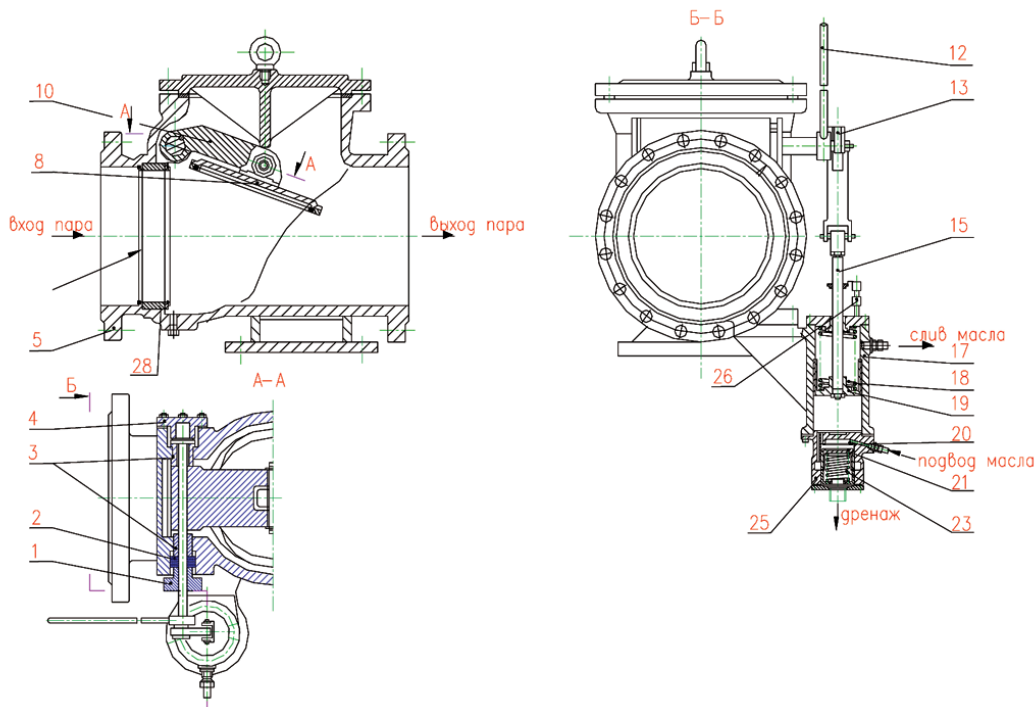


Рис. 1. Конструкция обратного клапана-заслонки Ду400 Ру80 с гидравлическим демпфером, Основные детали: 1 – фланец нажимной, 2 – сальник, 3 – втулка, 4 – крышка, 5 – корпус, 8 – клапан, 10 – рычаг клапана, 12 – рычаг, 13 – рычаг привода клапана, 15 – шток привода, 17 – цилиндр, 18 – пружина, 19 – поршень, 20 – седло ускорителя, 21 – поршень ускорителя, 23 – пружина ускорителя, 25 – корпус ускорителя, 26 – установка конечных выключателей, 28 – седло

Построение адекватной математической модели является сложной и трудоёмкой задачей, поскольку энергетические объекты, в частности турбины, относятся к классу существенно нелинейных объектов, и при построении модели достаточно трудно учесть все внешние и внутренние факторы, влияющие на работу рассматриваемого объекта [5]. Даже если и удаётся построить модель, учитывающую наиболее важные факторы, остается проблема с определением числовых значений параметров модели, поскольку большинство параметров имеет справочные значения, определенные при стандартных условиях, что существенно отличается от условий эксплуатации [6]. Для решения данной проблемы можно воспользоваться методами параметрической идентификации, которые позволяют уточнить числовые значения по результатам натурных испытаний [7].

Ниже рассматривается решение задачи построения математической модели клапана-захлопки в режиме форсированного закрытия на основе методов исследования динамики и моделей гидро- и пневмоприводов [8].

На рис. 1 представлена конструкция обратного клапана-захлопки Ду 400, а на рис. 2 представлены экспериментальные данные по скорости её закрытия в зависимости от перепада давления пара на ней.

Конструктивные особенности захлопки с приводом и экспериментальные данные

по скорости её закрытия могут быть положены в основу её математической модели.

Построение математической модели

При построении математической модели будем учитывать наличие гидравлического демпфера, который вступает в работу на конечном этапе закрытия клапана-захлопки. Кроме того, необходимо учитывать процесс истечения рабочей жидкости из нижней полости гидравлического цилиндра в дренажную линию [8], что также может усложнить модель рассматриваемого объекта. Однако, исходя из полученных экспериментальных данных, процесс закрытия протекает достаточно медленно и, следовательно, динамикой изменения давления в демпфере и в нижней полости гидроцилиндра можно пренебречь. Также будем пренебрегать аэродинамическими процессами обтекания паром захлопки ввиду их квазистационарного характера при малых углах открытия. Следовательно, для построения динамической модели клапана в первом приближении достаточно рассмотреть баланс сил, действующих на поршень гидравлического цилиндра привода.

Из конструкции захлопки следует, что в качестве сил, под действием которых будет закрываться клапан, будут выступать: сила тяжести, сила со стороны деформированной возвратной пружины, а также момент сил, действующих на захлопку – сумма момента силы тяжести и момента, вызванного перепадом давления пара.

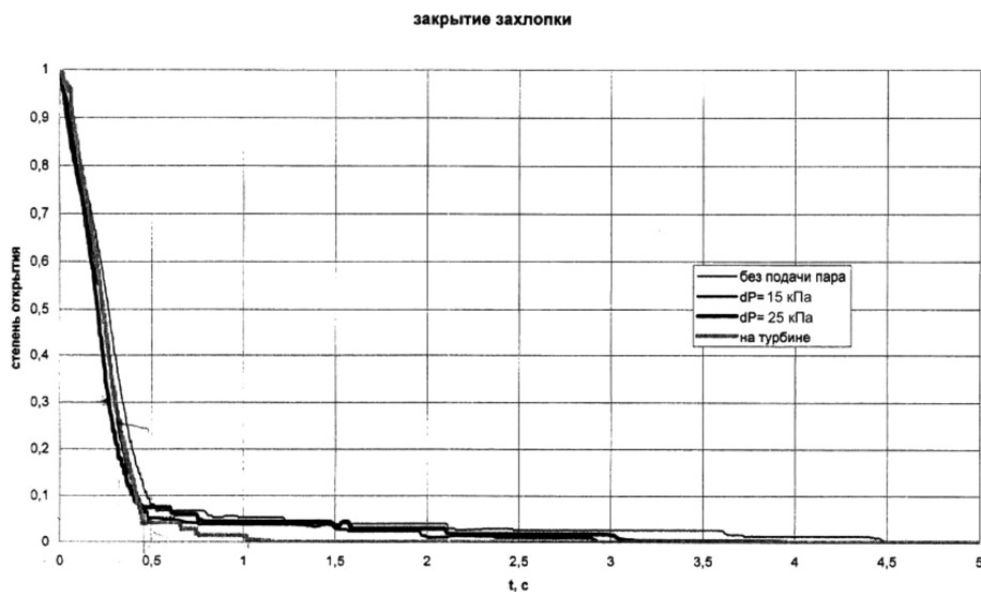


Рис. 2. Экспериментальный график зависимости степени закрытия захлопки от времени при различных перепадах давления пара

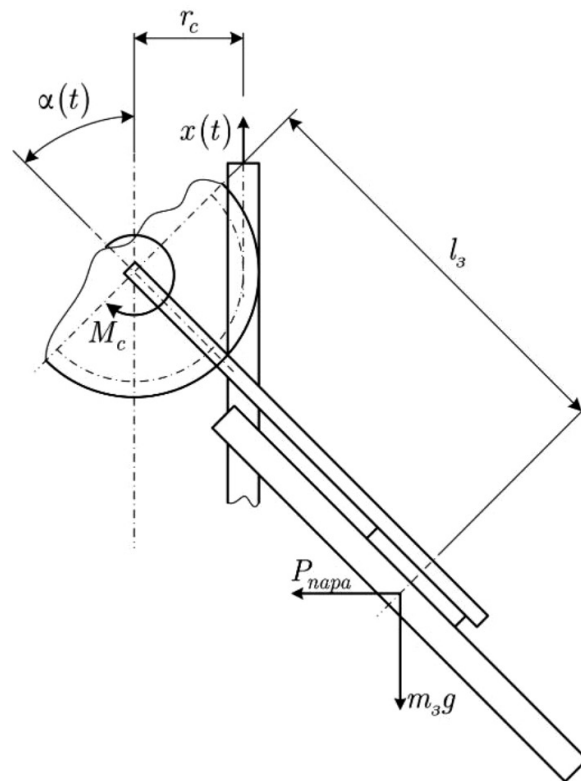


Рис. 3. Схема определения нагрузки со стороны заслонки

В качестве «отрицательных сил» будут выступать: инерционные силы подвижных частей гидроцилиндра; инерционный момент заслонки; силы и моменты сухого и вязкого трения гидроцилиндра и заслонки.

С учётом этого и расчётной схемы, представленной на рис. 3, можно записать следующее уравнение:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{пара}} \cdot \frac{1}{4} D_3^2 \cdot \cos(\alpha(t)) \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha(t)) + m_3 g \cdot l_3 \sin(\alpha(t)) + C_{\text{пр}} (r_c \alpha(t) + x_{\text{пр}}) + m_{\text{п}} g = \\ = m_{\text{п}} r_c \frac{d^2}{dt^2} \alpha(t) + K_{\text{вт}} r_c \frac{d}{dt} \alpha(t) + K_{\text{ст}} \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \alpha(t) \right) + J_3 \frac{d^2}{dt^2} \alpha(t) + K_{\text{вт}}^3 \frac{d}{dt} \alpha(t). \end{aligned}$$

Здесь $\alpha(t)$ – текущий угол открытия заслонки (причём $0 \leq \alpha(t) \leq \frac{\pi}{2}$); $\Delta p_{\text{пара}}$ – перепад давления пара на заслонке; D_3 – диаметр заслонки; l_3 – расстояние от центра клапана до оси вращения; m_3 – его масса; g – ускорение свободного падения; $C_{\text{пр}}$ – жесткость возвратной пружины; $x_{\text{пр}}$ – начальное поджатие возвратной пружины; r_c – радиус сектора реечной передачи; $m_{\text{п}}$ – масса подвижных частей гидроцилиндра; $K_{\text{вт}}$ и $K_{\text{ст}}$ – соответственно коэффициенты вязкого и сухого трения подвижных частей гидроцилиндра; J_3 – момент инерции заслонки относительно оси вращения; $K_{\text{вт}}^3$ – момент коэффициента вязкого трения в оси заслонки.

Поскольку динамикой процессов, протекающих в демпфере и при истечении жидкости из нижней полости гидроцилиндра, пренебрегаем, то демпфер можно рассматривать как дополнительное сопротивление, и, следовательно, коэффициент $K_{\text{вт}}$ можно рассматривать как «составной», учитывающий вязкое трение, сопротивление истечению жидкости из отверстия и демпфер, который «включается» на конечном участке закрытия клапана; т.е. $K_{\text{вт}} = K_{\text{вт}}(\alpha)$ и можно определить как: $K_{\text{вт}}(\alpha) = K_{\text{вт}}$, если $\alpha(t) > \frac{l_{\text{дем}}}{r_c}$, и $K_{\text{вт}}(x) = K_{\text{вт}}^{\text{дем}}$, если $\alpha(t) \leq \frac{l_{\text{дем}}}{r_c}$, где $l_{\text{дем}}$ – длина хода демпфера, и $K_{\text{вт}}^{\text{дем}}$ значительно больше $K_{\text{вт}}$.

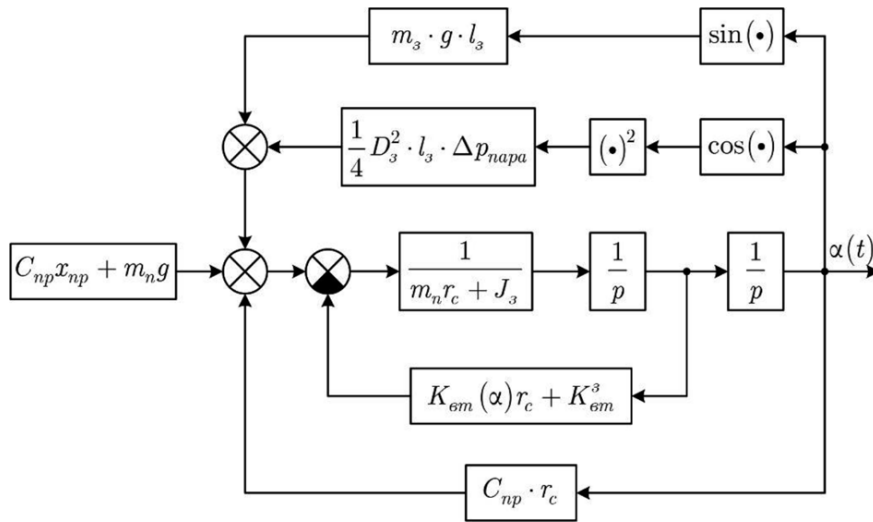


Рис. 4. Структурная схема математической модели захлопки

Пренебрегая сухим трением, окончательно получим

$$\begin{aligned}
 & [m_n r_c + J_3] \frac{d^2}{dt^2} \alpha(t) + [K_{вт}(\alpha) r_c + K_{вт}^3] \frac{d}{dt} \alpha(t) - C_{np} r_c \alpha(t) = \\
 & = \Delta p_{пара} \cdot \frac{1}{4} D_3^2 \cdot l_3 \cdot \cos^2(\alpha(t)) + m_3 g \cdot l_3 \sin(\alpha(t)) + C_{np} x_{np} + m_n g,
 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2}{dt^2} \alpha(t) = & \frac{1}{m_n r_c + J_3} \left[-[K_{вт}(\alpha) r_c + K_{вт}^3] \frac{d}{dt} \alpha(t) + C_{np} r_c \alpha(t) + \right. \\
 & \left. + \Delta p_{пара} \cdot \frac{1}{4} D_3^2 \cdot l_3 \cdot \cos^2(\alpha(t)) + m_3 g \cdot l_3 \sin(\alpha(t)) + C_{np} x_{np} + m_n g \right]. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Последнему уравнению будет соответствовать структурная схема, представленная на рис. 4.

Кроме того, на значение угла накладываются ограничения $0 \leq \alpha(t) \leq \frac{\pi}{2}$ и начальными условиями для решения последнего уравнения являются $\alpha(0) = \frac{\pi}{2}$ и $\dot{\alpha}(0) = 0$.

Параметрическая идентификация

В полученной математической модели клапана-захлопки большинство параметров являются конструктивными, значения которых определяются геометрией и характеристиками материала, из которых они изготовлены. Уточнению подлежит параметр $K_{вт} = K_{вт}(\alpha)$, поскольку в соответствии с допущениями данный параметр включает коэффициент вязкого трения, зависящего от условий эксплуатации и характеристик ис-

пользуемой рабочей жидкости, и учитывает сопротивление, возникающее при истечении рабочей жидкости из рабочей полости гидроцилиндра в дренажную линию и сопротивление со стороны демпфера. Поэтому числовое значение данного параметра необходимо уточнить по результатам эксперимента.

В качестве критерия совпадения угла открытия захлопки, полученного при решении дифференциального уравнения модели, с экспериментальными данными, воспользуемся критерием [3, 7]

$$J(K_{вт}) = \left[\int_0^T (\alpha_{экс}(t) - \alpha(t, K_{вт}))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (2)$$

Здесь $\alpha_{экс}(t)$ – экспериментально полученная зависимость угла открытия захлопки от времени; $\alpha(t, K_{вт})$ – решение уравнения (1) модели захлопки; T – интервал исследования.

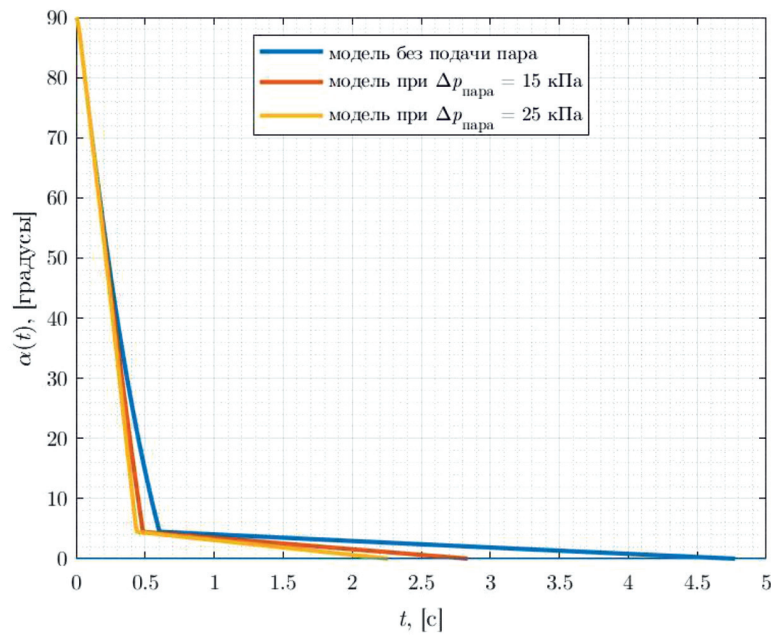


Рис. 5. Графики изменения угла открытия захлопки от времени

Задача уточнения числового значения коэффициента $K_{вт}$ решается в два этапа. На первом этапе подбирается значение, соответствующее участку траектории, на котором не задействован демпфер. Минимизируя функционал (2) при начальных условиях $\alpha(0) = \frac{\pi}{2}$ и $\dot{\alpha}(0) = 0$ решения уравнения (1), находим значение коэффициента $K_{вт}$, которое будет учитывать коэффициент вязкого трения и сопротивление истечению жидкости из полости гидроцилиндра в дренажную линию. В результате решения для данного участка получено следующее оптимальное значение: $K_{вт}^* = 13605$. На этом же этапе определяется скорость закрытия захлопки и значение угла на момент времени, соответствующий началу демпфирования, которые будут являться начальными значениями для нахождения решения уравнения (1) при минимизации функционала (2) на втором участке. Для данного участка $K_{вт}^* = 2102062$. Таким образом,

$$K_{вт} = \begin{cases} 13605, & \text{при } \frac{\pi}{2} \geq \alpha(t) > \frac{l_{демф}}{r_c} \\ 2102062, & \text{при } 0 \leq \alpha(t) \leq \frac{l_{демф}}{r_c} \end{cases} \quad (3)$$

На рис. 5 представлены результаты моделирования для (3) при различных перепадах давления пара на захлопке, из которых видно, что построенная математическая мо-

дель для сделанных допущениях с приемлемой точностью описывает протекающие процессы при закрытии клапана-захлопки.

Заключение

Построенная математическая модель с учётом сделанных допущений является упрощенной и поэтому может быть использована для предварительной оценки времени закрытия клапана-захлопки, и тем самым можно оценить соответствие рассматриваемого объекта предъявляемым в техническом задании требованиям. В дальнейшем планируется повысить адекватность построенной модели путем учёта дополнительных факторов, в частности моделей демпфера и истечения жидкости из полости гидроцилиндра в дренажную линию, с последующим уточнением числовых значений параметров модели по экспериментальным данным. Конечной целью является исследование влияния и оптимизация размеров отверстия и поршня демпфера с точки зрения обеспечения наискорейшего и безударного закрытия (посадки на седло). Оно будет проведено на последующих этапах работы.

Список литературы

1. Направления развития турбиностроения на ОАО «Калужский турбинный завод». Сборник статей, посвящённый 60-летию ОАО «КТЗ» / Под общ. ред. Ю.А. Максимова. Калуга: типография ОАО «КТЗ», 2006. 415 с.
2. Булкин А.Е. Автоматическое регулирование энергоустановок: пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 328 с.

3. Корнюшин Ю.П., Егулов Н.Д., Сизов А.Н., Рогоза А.А. Синтез и идентификация элементов систем регулирования энергетических турбин // Труды регионального конкурса проектов фундаментальных научных исследований. Калуга: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. Вып. 20. С. 41–50.
4. Чубаров Ф.Л., Сизов А.Н., Быков А.И. Отработка модели высокоточного быстродействующего следящего электромеханического привода и её применение к системе регулирования паровой турбины // Фундаментальные исследования. 2016. № 9–1. С. 91–95.
5. Калашников А.А. Динамика регулирования турбин. М.: Энергоатомиздат, 1999. 328 с.
6. Шавлович З.А. Совершенствование конструкций и режимов работы гидравлических приводов в системах регулирования гидротурбин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2004. 22 с.
7. Пупков К.А., Егулов Н.Д. Методы инженерного синтеза сложных систем управления: аналитический аппарат, алгоритмы приложения в технике. Часть II. Вычислительно аналитический эксперимент: аппарат матричных операторов и вычислительные технологии. М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2012. 416 с.
8. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. 2-е изд. стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. Т. 7. 320 с.