

Иванкова Е. П., Колесник М. Б.
E. P. Ivankova, M. B. Kolesnik

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА
ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ПАКЕТЕ ИМИТАЦИОННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**INVESTIGATION OF AN ELECTROMECHANICAL RECIPROCATING MOTION DRIVE
IN A SIMULATION PACKAGE**

Евгения Павловна Иванкова – кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленная электроника и инновационные технологии» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, Хабаровский край, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: jenyvany@mail.ru.

Evgeniya P. Ivankova – PhD in Engineering, Associate Professor, Industrial Electronics and Innovative Technologies Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk Region, Komsomolsk-on-Amur, 27, Lenin Ave. E-mail: jenyvany@mail.ru.

Колесник Максим Борисович – аспирант Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, Хабаровский край, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: kolmax2001@mail.ru.

Maksim B. Kolesnik – Postgraduate Student, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk Region, Komsomolsk-on-Amur, 27, Lenin Ave. E-mail: kolmax2001@mail.ru.

Аннотация. В работе проведён анализ экономических и экологических последствий от порывов магистральных трубопроводов из-за увеличения мощностей трубопроводного транспорта в рамках реализации крупных нефтегазовых проектов. Показано, что снижение ущерба может быть обеспечено за счёт использования электромеханического привода задвижки. Методом математического моделирования установлена зависимость нагрузки со стороны рабочей жидкости (воды), действующей на заслонку задвижки, при её перемещении с учётом изменяющихся параметров гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции. Предложен алгоритм выполнения расчёта, включающий определение характера изменения рабочего расхода и напора в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки. Приведены результаты расчётов усилий, действующих на заслонку в каждом её положении, с помощью встроенной в пакет Ansys CFX функции. Получены графики зависимостей нагрузок, действующих на заслонку задвижки, учитывающих изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции. Установлено, что зависимости нагрузок, учитывающие изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, наиболее близки к реальным условиям работы магистральных трубопроводов.

Summary. The paper analyzes the economic and environmental consequences of main pipeline gusts due to increased pipeline transport capacity as part of the implementation of large oil and gas projects. It is shown that damage reduction can be achieved by using an electromechanical valve actuator. The mathematical modeling method has established the dependence of the load from the working fluid (water) acting on the valve flap during its movement, taking into account the changing parameters of the hydraulic tract and the external hydraulic characteristics of the pumping station. An algorithm for performing the calculation is proposed, including determining the nature of changes in the operating flow rate and pressure in the hydraulic tract from the degree of closure of the valve. The results of calculations of the forces acting on the flap in each of its positions using the built-in Ansys CFX function are presented. Graphs of the dependences of the loads acting on the gate valve are obtained, taking into account the changing parameters of the hydraulic tract and the external hydraulic characteristics of the pumping station. It is established that the load dependences, taking into account the changing parameters of the hydraulic tract and the external hydraulic characteristics of the pumping station, are closest to the actual operating conditions of the main pipelines.

Ключевые слова: магистральный трубопровод, электропривод запорной арматуры, гидравлический расчёт, осевые нагрузки.

Key words: main pipeline, electric shut-off valve drive, hydraulic calculation, axial loads.

Работа выполнена при поддержке гранта Российского научного фонда (проект № 24-29-00089).

УДК 621.313:681.5:004.94

Введение. Экономические и экологические последствия повреждений магистральных трубопроводов связаны не только со стоимостью утраченного транспортируемого продукта (природный газ, нефть, их производные) и простым трубопровода до завершения ремонтно-восстановительных работ, но и комплексом мероприятий по рекультивации загрязнённых территорий. Расходы на устранение последствий разлива нефти и их производных могут достигать десятков и сотен миллиардов рублей.

Согласно данным, предоставленным Министерством энергетики Российской Федерации, за 2023 г. на магистральных нефтепроводах зарегистрировано 5873 случая нарушения их целостности (порыва), что привело к утечке 730 тыс. баррелей нефти общей стоимостью порядка 5,5 млрд р.

Причинами возникновения порывов в большей степени являются коррозионные воздействия, в меньшей – несанкционированные противоправные действия, дефекты строительно-монтажных работ и изделий, стихийные бедствия [1–4].

По данным на 2024 г., приоритетными направлениями развития нефтегазовой отрасли России являются проекты «Восток Ойл», «Сила Сибири – 2» и «Арктик СПГ 2», что свидетельствует об увеличении мощностей трубопроводного транспорта и количества эксплуатируемых запорных арматур.

Снижение ущерба от порывов трубопроводов возможно за счёт увеличения количества запорной арматуры с электроприводом. Однако использование большого числа последовательно встроенных в трубопровод задвижек, во-первых, повышает стоимость, а во-вторых, снижает надёжность трубопроводной системы вследствие конструкционной сложности промышленно выпускаемой запорной арматуры.

Анализ опубликованных работ по данной проблеме [5–12] подтверждает актуальность исследования, но при этом комплексный научно обоснованный подход, обеспечивающий создание непосредственных электроприводов с учётом особенностей энергетически связанных сложных технологических процессов, отсутствует.

Согласно ГОСТ Р 50369-92, ГОСТ Р 59063-2020, ГОСТ 33852-2016, задвижки для магистральных трубопроводов должны соответствовать показателям надёжности и безопасности.

Анализ применяемых задвижек показывает, что наиболее дорогостоящим и ответственным элементом конструкции задвижки является электропривод.

Снижение стоимости и упрощение конструкции электроприводов, адаптированных к запорной арматуре, обеспечивает электромеханический привод, описанный в [13; 14].

Для осуществления частотного регулирования: изменения механического момента на валу электродвигателя, мощности, частоты вращения вала ротора, обеспечивающих соответствие механической характеристики привода изменяющемуся усилию, приложенному со стороны рабочей жидкости к заслонке задвижки при её перемещении – необходимо проведение инженерного анализа в среде имитационного моделирования.

Объект и методика исследования. Для определения характера изменения усилий, действующих на исполнительный механизм, электродвигатель и другие элементы конструкции задвижки с учётом изменяющихся рабочих параметров (напор, расход) течения жидкости на входе в область гидравлического тракта задвижки в зависимости от степени закрытия необходимо последовательно решить ряд задач:

1. определить зависимость рабочего расхода $Q_p = f(\gamma)$ и напора $p_p = f(\gamma)$ в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки γ , %;

2. спроектировать 3D-модель электромеханического привода задвижки;
3. преобразовать 3D-модель электромеханического привода задвижки для моделирования в пакете Ansys CFX;
4. построить сетку 3D-модели в пакете Ansys CFX;
5. выполнить гидравлический расчёт в пакете Ansys CFX в автоматическом режиме и провести обработку результатов моделирования.

Определение характера изменения рабочего расхода $Q_p = f(\gamma)$ и напора $p_p = f(\gamma)$ в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки γ . В процессе закрытия задвижки сечение канала в области заслонки уменьшается, вследствие этого увеличивается суммарное гидравлическое сопротивление трубопровода на участке от перекачивающей станции до задвижки. Характеристика давления гидравлического тракта смещается, и рабочий напор и расход изменяются. Для получения результатов, наиболее близких к реальным, необходимо учитывать изменяющиеся параметры перекачивающей станции для выбранных расчётных положений заслонки (степени закрытия γ), где рабочими параметрами являются рабочий напор жидкости (воды) p_p , рабочий расход жидкости (воды) Q_p .

Определение суммарного гидравлического сопротивления выполняется в соответствии с эквивалентной схемой гидравлического тракта задвижки, показанной на рис. 1.

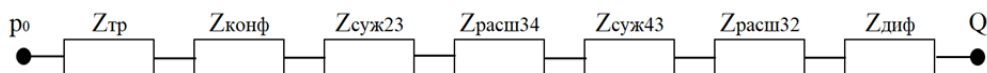


Рис. 1. Эквивалентная гидравлическая схема

На рис. 1 приведены местные гидравлические сопротивления: $Z_{тр}$ – сопротивление трения для участка трубопровода; $Z_{конф}$ – сопротивление при постепенном сужении с S_1 до S_2 ; $Z_{суж23}$ – сопротивление при внезапном сужении канала с сечения S_2 до S_3 ; $Z_{расш34}$ – сопротивление при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_4 ; $Z_{суж43}$ – сопротивление при внезапном сужении канала с сечения S_4 до S_3 ; $Z_{расш32}$ – сопротивление при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_2 ; $Z_{диф}$ – сопротивление при постепенном расширении с S_2 до S_1 .

Порядок определения расчётных величин, необходимых для построения характеристики изменения рабочего расхода $Q_p = f(\gamma)$ и напора $p_p = f(\gamma)$ в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки γ , приведён в табл. 1.

Таблица 1

Порядок определения расчётных величин

Обозначение	Описание	Размерность	Расчётное выражение
1	2	3	4
S_1	Сечение трубопровода на входе в задвижку – выходе из задвижки	m^2	$S_1 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}$
S_2	Сечение контура трубопровода, прилегающего к заслонке	m^2	$S_2 = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$
S_3	Сечение канала, полученное наложением контура заслонки на контур трубопровода, прилегающего к заслонке в плоскости YOZ, для соответствующей степени закрытия задвижки	m^2	Определяется путём геометрического построения элементов трубопровода в программном комплексе T-FLEXCAD
S_4	Сечение канала трубопровода в области под заслонкой в плоскости YOZ для соответствующей степени закрытия задвижки	m^2	Определяется путём геометрического построения элементов трубопровода в программном комплексе T-FLEXCAD

Продолжение табл. 1			
1	2	3	4
δ	Относительная шероховатость канала трубы	–	$\delta = \frac{\Delta}{D_1}$
w_1	Средняя скорость течения воды на участке трубопровода между перекачивающей станцией и задвижкой	м/с	$w_1 = \frac{Q_p}{S_1}$
Re	Критерий Рейнольдса/The Reynolds Criterion	–	$Re = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu}$
$\lambda_{тр}$	Коэффициент гидравлического трения для канала из стальной трубы	–	$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\delta + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$
$Z_{тр}$	Гидравлическое сопротивление трения для участка трубопровода	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{L_{тр}}{D_1} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_1^2}$
p_p	Рабочий напор жидкости через полностью открытую задвижку	МПа	$p_p = Q_p^2 \cdot Z_{тр} \cdot 10^{-6}$
$\xi_{конф}$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления при постепенном сужении с S_1 до S_2	–	$\xi_{конф} = k_k \cdot 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)$
$Z_{конф}$	Гидравлическое сопротивление при постепенном сужении с S_1 до S_2	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{конф} = \xi_{конф} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_2^2}$
$\xi_{суж23}$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления при внезапном сужении канала с сечения S_2 до S_3	–	$\xi_{суж23} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_3}{S_2} \right)$
$Z_{суж23}$	Гидравлическое сопротивление при внезапном сужении канала с сечения S_2 до S_3	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{суж23} = \xi_{суж23} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_3^2}$
$\xi_{расш34}$	Коэффициент гидравлического сопротивления при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_4	–	$\xi_{расш34} = \left(1 - \frac{S_3}{S_4} \right)^2$
$Z_{расш34}$	Гидравлическое сопротивление при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_4	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{расш34} = \xi_{расш34} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_3^2}$
$\xi_{суж43}$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления при внезапном сужении канала с сечения S_4 до S_3	–	$\xi_{суж43} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_3}{S_4} \right)$
$Z_{суж43}$	Гидравлическое сопротивление при внезапном сужении канала с сечения S_4 до S_3	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{суж43} = \xi_{суж43} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_3^2}$
$\xi_{расш32}$	Коэффициент гидравлического сопротивления при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_2	–	$\xi_{расш32} = \left(1 - \frac{S_3}{S_2} \right)^2$
$Z_{расш32}$	Гидравлическое сопротивление при внезапном расширении канала с сечения S_3 до S_2	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{расш32} = \xi_{расш32} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_3^2}$
$\xi_{диф}$	Коэффициент местного гидравлического сопротивления при постепенном расширении канала с сечения S_2 до S_1	–	$\xi_{диф} = k_d \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)^2$
$Z_{диф}$	Гидравлическое сопротивление при постепенном расширении канала с сечения S_2 до S_1	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_{диф} = \xi_{диф} \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S_2^2}$
Z_3	Суммарное гидравлическое сопротивление задвижки	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_3 = Z_{конф} + Z_{суж23} + Z_{расш34} + Z_{суж43} + Z_{расш32} + Z_{диф}$
Z_Σ	Суммарное гидравлическое сопротивление трубопровода и задвижки	$H \cdot \frac{c^2}{м^8}$	$Z_\Sigma = Z_3 + Z_{тр}$
p_p, Q_p	Давление, производительность	МПа, м ³ /с	$\begin{cases} p_p = Z_\Sigma \cdot Q_p^2 \\ p_p = p_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{Q_p}{Q_m} \right)^2 \right] \end{cases}$

Для определения местных гидравлических сопротивлений должны быть заданы:

1. параметры перекачивающей станции (Q_m – максимальный расход воды; p_0 – напор холостого хода; Q_p – рабочий расход воды через полностью открытую задвижку);

2. параметры трубопровода ($L_{тр}$ – длина участка трубопровода между перекачивающей станцией и задвижкой; D_1 – диаметр трубопровода на входе в задвижку/выходе из задвижки; Δ – абсолютная шероховатость канала из стальной трубы);

3. параметры задвижки (D_2 – диаметр канала в сечении трубопровода YOZ , прилегающего к заслонке; α – угол сходимости конфузора; k_k – коэффициент, учитывающий уменьшение потерь напора в конфузоре по сравнению с потерями напора при внезапном сужении для соответствующего α ; β – угол конусности диффузора; k_d – коэффициент, учитывающий уменьшение потерь давления в диффузоре по сравнению с потерями напора при внезапном расширении для соответствующего β);

4. физические свойства перекачиваемой жидкости (ρ – плотность жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости).

Характерные расчётные сечения показаны на рис. 2.

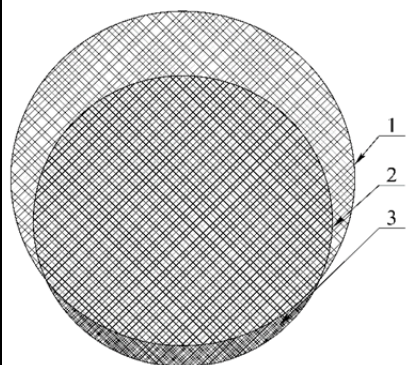


Рис. 2. Определение сечения канала S_3 :

1 – контур заслонки;

2 – контур трубопровода, прилегающего к заслонке;

3 – сечение S_3

Методика создания параметризуемой 3D-модели электромеханического привода задвижки для моделирования в пакете Ansys CFX. После выполнения построения характеристики изменения рабочего расхода $Q_p = f(\gamma)$ и напора $p_p = f(\gamma)$ в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки γ для определения усилий, действующих на заслонку, необходимо создание 3D-модели электромеханического привода задвижки.

Модель позволяет решить следующие основные задачи:

- установить количественные связи параметров привода с параметрами реализуемого с его использованием технологического процесса на этапе проектирования;

- обеспечить возможность оптимизации размерных соотношений и технико-экономических показателей как устройства в целом, так и отдельных его элементов при помощи учёта при проектировании действующих нагрузок;

- определить места концентрации напряжений и на этой основе повысить надёжность моделируемой технической системы

исходя из принципа равнопрочности;

- решать задачи обеспечения вариативного проектирования, проработки компоновки, проверки соответствия сопрягаемых элементов, создания расчётных моделей;

- произвести расчёт динамических характеристик;

- создать анимацию физических процессов при варьировании проектных параметров;

- визуализировать конструкторско-технологические процессы, подготовить полный комплект конструкторской документации: сборочные чертежи, спецификации, чертежи деталей.

Ввиду особенностей работы программы Ansys CFX для выполнения гидравлического расчёта необходима 3D-модель не самого трубопровода с задвижкой, а внутренней полости, по которой протекает жидкость.

Создание сетки 3D-модели имеет ряд особенностей:

- при $\gamma < 60$ %, когда сечения S_3 , S_4 достаточно велики, создание сетки выполняется без дополнительных геометрических преобразований;

- при $\gamma = 86$ %, когда сечения S_3 , S_4 становятся малыми настолько, что при предыдущем способе создания сетки точность результатов расчёта снижается, в область 3D-модели, где необходимо создать сетку более высокого класса точности, добавляется стороннее тело. С помощью функции «Body Sizing» в областях пересечения 3D-модели и стороннего тела осуществляется уменьшение размера сетки до величины, необходимой для получения требуемой точности результатов.

– при $\gamma = 88\%$, когда сечения S_3, S_4 становятся ещё меньше, для сохранения точности результатов и минимизации повышения требований к ресурсам персонального компьютера применяется создание дополнительных тел с заданными параметрами геометрии и сетки в области заслонки с последующим использованием функции «Body Sizing». Каждое тело, находящееся внутри другого, имеет сетку более высокого класса точности относительно предыдущего.

Следующим этапом выполняется задание входных параметров p_p, Q_p для каждого положения заслонки и производится выполнение гидравлического расчёта в пакете Ansys CFX.

Выполнение расчёта в пакете Ansys CFX и обработка результатов моделирования. Расчёт выполняется в автоматическом режиме. Критериями успешного выполнения задачи является достижение уровня невязок ниже заданного значения и установившихся значений действующих усилий на заслонку в проекциях на оси OX, OY, OZ .

Обработка результатов включает извлечение значений действующих усилий на заслонку в проекциях на оси OX, OY, OZ . Для этого на этапе создания сетки элементы конструкции, выполняющие функцию параметра «Wall» (стенка), необходимо разделить на отдельные узлы, подходящие для дальнейшей работы с ними после завершения расчёта. Так, все элементы поверхности заслонки необходимо определить как отдельный узел «Zaslonka», выполняющий функцию параметра «Wall» (стенка). Таким образом, после завершения гидравлического расчёта с помощью операции «Function Calculator» определяются значения действующих усилий на заслонку в проекциях на оси OX, OY, OZ для узла «Zaslonka».

Для нахождения осевых усилий, действующих на заслонку, необходимо выполнить расчёт для каждой выбранной степени закрытия задвижки.

Результирующее значение осевого усилия F_1 в заданном положении заслонки при закрытии задвижки определяется по следующему выражению:

$$F_1 = F_y + \mu_c \cdot (F_x + F_z) - m \cdot g, \quad (1)$$

где $\mu_c = 0,15$ – коэффициент трения сухих поверхностей при покое/скольжении; m – масса клина со шпинделем, кг; $g = 9,8$ м/с² – ускорение свободного падения.

Результирующее значение осевого усилия F_2 в заданном положении заслонки при открытии задвижки определяется по следующему выражению:

$$F_2 = -F_y + \mu_c \cdot (F_x + F_z) + m \cdot g. \quad (2)$$

Исходные данные, необходимые для определения характера изменения рабочего расхода и напора в гидравлическом тракте от степени закрытия задвижки для конкретно выбранного типа перекачивающей станции, трубопровода, задвижки и перекачиваемой жидкости, приведены ниже.

Параметры перекачивающей станции: максимальный расход воды $Q_m = 0,424$ м³/с, напор холостого хода $p_0 = 13,33$ МПа, рабочий расход воды через полностью открытую задвижку $Q_p = 0,212$ м³/с.

Параметры трубопровода между перекачивающей станцией и задвижкой: длина участка трубопровода между перекачивающей станцией и задвижкой $L_{тр} = 45\,400$ м, диаметр трубопровода (диаметр канала на входе/выходе задвижки) $D_1 = 0,3$ м, абсолютная шероховатость канала из стальной трубы $\Delta = 0,075 \cdot 10^{-3}$ м.

Параметры задвижки: диаметр канала в сечении трубопровода YOZ , прилегающего к заслонке, $D_2 = 0,2$ м, угол сходимости конфузора $\alpha = 40$ град., угол конусности диффузора $\beta = 9,2$ град.

Физические свойства перекачиваемой жидкости (воды): плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости воды при 25 °C $\nu = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

В результате определения местных гидравлических сопротивлений для каждого выбранного положения заслонки получены значения рабочих параметров (рабочий расход и напор) жидкости (воды). Для каждого выбранного положения заслонки выполнен гидравлический расчёт в пакете Ansys CFX в автоматическом режиме. В результате на плоскости сечения задвижки XOY по-

лучены области распределения скорости течения потока воды, которые приведены на рис. 3 для $\gamma = 72\%$ и $\gamma = 88\%$.

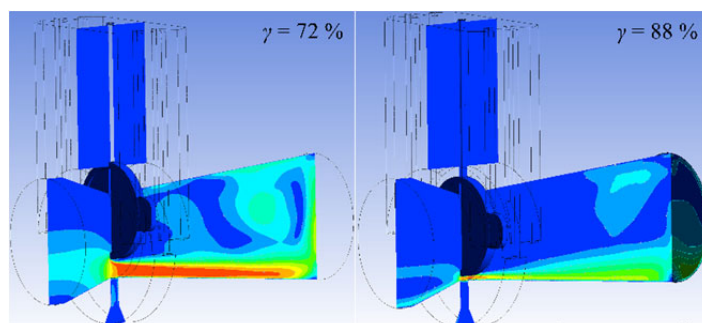


Рис. 3. Области распределения скорости течения жидкости в плоскости сечения задвижки для $\gamma = 72\%$ и $\gamma = 88\%$

Графики зависимостей усилий $F_x = f(\gamma)$, $F_y = f(\gamma)$, рассчитанные с помощью встроенной функции «Function Calculator» в пакете Ansys CFX, приведены на рис. 4.

Полученные с помощью выражений (1) и (2) значения результирующих осевых усилий, действующих на заслонку при закрытии и открытии задвижки, для дискретных положений заслонки приведены на рис. 5.

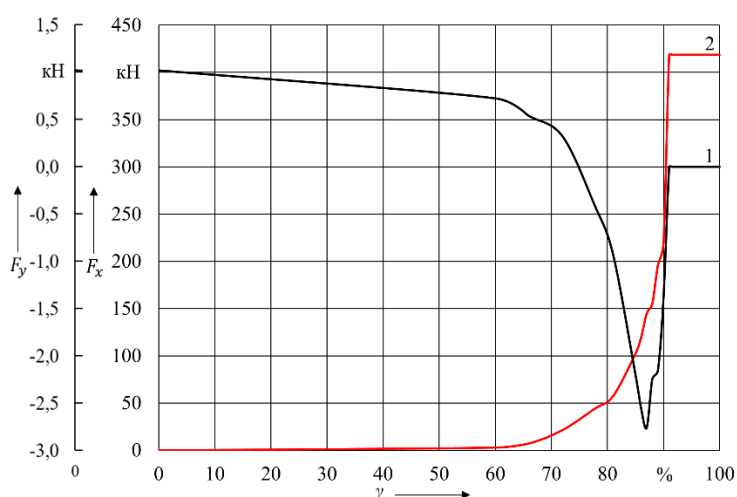


Рис. 4. График зависимостей усилий в проекциях на ось OX и OY :
1 – $F_y = f(\gamma)$; 2 – $F_x = f(\gamma)$

Сравнение полученных значений с расчётами, выполненными ранее в пакете SolidWorks Flow Simulation без учёта изменяющихся параметров гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции и аналитических результатов [15], показано на рис. 6 (1 – зависимость $F_1 = f(\gamma)$, полученная в пакете Ansys CFX и учитывающая изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции; 2 – зависимость $F_2 = f(\gamma)$, полученная в пакете Ansys CFX, учитывающая изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции; 3 – зависимость $F_1 = f(\gamma)$, полученная в пакете SolidWorks Flow Simulation, не учитывающая изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции; 4 – зависимость $F_2 = f(\gamma)$, полученная в пакете SolidWorks Flow Simulation, учитывающая изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции).

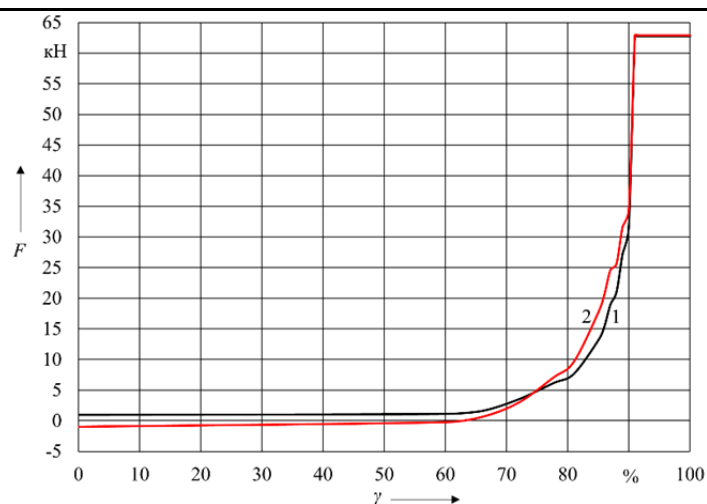


Рис. 5. Графики зависимостей результирующих осевых усилий при закрытии и открытии задвижки: 1 – при закрытии $F_1 = f(\gamma)$; 2 – при открытии $F_2 = f(\gamma)$

Из рис. 6 видно, что при значениях $0 < \gamma < 80\%$ осевые усилия изменяются незначительно и кривые 1, 2, учитывающие, и кривые 3, 4, не учитывающие изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, отличаются не более чем на 5 %. При значениях $80 < \gamma < 87\%$ осевые усилия резко увеличиваются при малом увеличении γ и кривые 1, 2, учитывающие, и кривые 3, 4, не учитывающие изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, имеют более значительные отклонения. При значении $\gamma = 87\%$ кривые 3, 4, не учитывающие изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, достигают своих максимальных значений и рост осевых усилий прекращается до значения $\gamma = 100\%$, напротив, кривые 1, 2, учитывающие изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, достигают своих максимальных значений при $\gamma > 90\%$. Максимальные значения, которые принимают кривые 1, 2, больше на 33 % в сравнении с кривыми 3, 4. Таким образом, при нахождении зависимости характера изменения нагрузки со стороны рабочей жидкости (воды), действующей на заслонку при её перемещении в плоскости задвижки, необходимо учитывать изменяющиеся параметры гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции. Результаты, полученные в пакете Ansys CFX, учитывающие указанные критерии, являются наиболее близкими к реальным условиям работы магистральных трубопроводов.

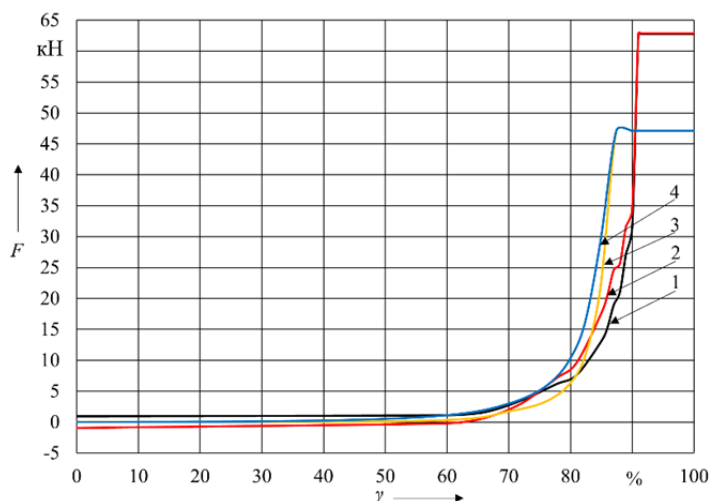


Рис. 6. Графики зависимостей результирующих осевых усилий

Выводы. Рассмотренная методика расчёта осевых усилий, действующих на заслонку задвижки в зависимости от степени её закрытия с учётом изменяющихся параметров гидравлического тракта и внешней гидравлической характеристики перекачивающей станции, является основой для синтеза системы управления моментом электропривода задвижки. Её использование позволяет проектировать экономически и энергетически эффективную электромеханическую систему привода задвижки.

В случае использования задвижки как средства аварийной локализации повреждённого участка трубопровода определяющей нагрузочной характеристикой при работе механизма является зависимость результирующего осевого усилия при закрытии задвижки от степени закрытия γ , а ограничивающим фактором для выбора электродвигателя является максимальное значение вращающего момента, определяемое максимальным значением результирующего осевого усилия при закрытии задвижки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Study of the pipeline in emergency operation and assessing the magnitude of the gas leak / A. M. Schipachev, A. D. Nazyrov // *Energies*. – 2022. – Vol. 15. – P. 1-15. DOI: 10.3390/en15145294.
2. Шестаков, Р. А. Алгоритм обнаружения утечек нефтепродуктов при трубопроводном транспорте с промежуточным отбором / Р. А. Шестаков, Д. Р. Макулов, Ю. С. Матвеева // *Нефтегазовое дело*. – 2024. – Т. 22. – № 1. – С. 150-159.
3. Дульченко, А. А. Методика определения местоположения утечек и несанкционированных врезок на нефтепроводах / А. А. Дульченко, Р. А. Шестаков, Ю. С. Матвеева // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2024. – Т. 335. – № 6. – С. 26-36.
4. Чионов, А. М. Зависимость погрешности определения координаты утечки от параметров оснащённости трубопровода средствами измерения давления / А. М. Чионов, С. А. Коршунов // *Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов*. – 2023. – Т. 13. – № 2. – С. 104-108.
5. Акименко, А. В. Методика и алгоритм расчёта местных потерь напора в трубопроводах / А. В. Акименко, Е. А. Аникеев, Р. Ю. Медведев // *Моделирование систем и процессов*. Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова. – 2024. – Т. 16. – № 4. – С. 7-15.
6. Electric Motors for Variable-Speed Drive of Lock Valves / A. Udovichenko, D. Kaluzhskij, N. Uvarov // *Electronics*. – 2021. – P. 1-14. DOI:10.3390/electronics10212727.
7. Ахrameева, Е. В. Модель преобразователя углового перемещения в линейное на базе передачи «винт-гайка» / Е. В. Ахrameева, Т. Р. Кузнецова // *Известия ТулГУ. Технические науки*. – 2022. – № 9. – С. 24-28.
8. Мартиросян, А. Г. Электромагнитные приводы клапанов осевого потока. Обзор и анализ технических решений / А. Г. Мартиросян, И. А. Большенко, А. С. Косарев // *Известия высших учебных заведений. Электромеханика*. – 2023. – Т. 66. – № 2. – С. 14-24.
9. Analysis of magnetic force of electromagnet ball valve during pipeline hydraulic transients / C. Wen-zhi, Z. Tian-yang // *2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)*. – 2015. – P. 1113-1117, DOI: 10.1109/FPM.2015.7337285.
10. On Efficiency Measurement of Motor-Drive Systems / E. Agamloh // *Proceedings of the 10th international conference on energy efficiency in motor driven system (EEMODS' 2017)*. Publications Office of the European Union. – 2018. – P. 652-667.
11. Calculating energy consumption of motor systems with varying load using iso efficiency contours / D. Vanhooydonck, W. Symens, W. Deprez // *The XIX International Conference on Electrical Machines*. – 2010. DOI: 10.1109/ICELMACH.2010.5607992.
12. Control Strategy of Switched Reluctance Motor Based on Embedded System / M. Yaich, M. Charaiani // *Journal of Electrical Systems*. – 2018. – P. 156-173.
13. Ким, К. К. Определение мощности электропривода герметичной задвижки с учётом действующих нагрузок / К. К. Ким, С. Н. Иванов, М. Б. Колесник // *Энергобезопасность и энергосбережение*. – 2023. – № 1. – С. 68-77.
14. The Determination of Output Parameters of the Electric Drive of the Sealed Valve of the Main Pipeline / S. N. Ivanov, M. B. Kolesnik, K. K. Kim // *Lecture Notes in Mechanical Engineering (LNME)*. ICIE: International Conference on Industrial Engineering. Springer, Cham. International Publishing AG. – 2023. – P. 158-167. DOI: 10.1007/978-3-031-38126-3_17.
15. Андрианов, И. К. Математическая модель нагружения шибера в процессе открытия-закрытия задвижки трубопровода / И. К. Андрианов, С. Н. Иванов, М. Б. Колесник // *Нефтегазовое дело*. – 2025. – Т. 23. – № 1. – С. 121-130.