Иванов С. Н., Колесник М. Б., Ким К. К., Азимов Х. Х., Андрианов И. К. S. N. Ivanov, M. B. Kolesnik, K. K. Kim, Kh. Kh. Azimov, I. K. Andrianov

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ГЕРМЕТИЧНОЙ ЗАДВИЖКИ МАГИСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА

DETERMINATION OF OUTPUT PARAMETERS OF THE ELECTRIC DRIVE OF THE SEALED VALVE OF THE MAIN PIPELINE

Иванов Сергей Николаевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры электромеханики Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, Хабаровский край, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: Ivanov.sn@email.knastu.ru.

Sergey N. Ivanov – Doctor of Engineering, Professor, Electromechanics Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk territory, Komsomolsk-on-Amur, 27 Lenin str. E-mail: Ivanov.sn@email.knastu.ru.

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

Maxim B. Kolesnik – Postgraduate Student, Electromechanics Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681013, Khabarovsk territory, Komsomolsk-on-Amur, 27 Lenin str. E-mail: kolmax2001@mail.ru.

Ким Константин Константинович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Электротехника и теплоэнергетика» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (Россия, Санкт-Петербург); Россия, 190031, г. Санкт-Петербург, Московский пр., д. 9; тел. 8(903)096-57-70. E-mail: kimkk@inbox.ru.

Konstantin K. Kim – Dr. Sc., Professor, Head Theoretical Electrical Engineering Department, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (Russia, Saint Petersburg); Russian Federation, 190031, Saint Petersburg, Moskovsky Ave., 9; tel. 8(903)096-57-70. E-mail: kimkk@inbox.ru.

Азимов Хурсандмурод Хакимович – аспирант кафедры «Электропривод и автоматизация промышленных установок» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре). E-mail: kepapu@knastu.ru.

Khursandmurod Kh. Azimov – Postgraduate Student, Electric Drive and Automation of Industrial Installations Department, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur). E-mail: kepapu@knastu.ru.

Андрианов Иван Константинович – кандидат технических наук, доцент Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681013, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27. E-mail: ivan andrianov 90@mail.ru.

Mr. Ivan K. Andrianov – PhD, Assistant Professor, Komsomolsk-na-Amure State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 27, Lenin Pr., Komsomolsk-on-Amur, 681013. E-mail: ivan_andrianov_90@mail.ru.

Аннотация. В данной статье определены расчётные параметры механической характеристики электропривода герметичной задвижки. Получены графики зависимостей сил давления на клин от степени закрытия задвижки. Описана тенденция изменения этих сил в зависимости от габаритов, давления и скорости потока жидкости. На основе предыдущих результатов получены механические характеристики электропривода при закрытии и открытии задвижки. Приведены графики зависимостей вращающего момента от номинального диаметра и шага резьбы. Определено взаимное влияние диаметра и шага на механический момент.

Summary. In this article, the calculated parameters of the mechanical characteristics of the electric drive of a sealed valve are determined. Graphs of the dependences of the pressure forces on the wedge on the degree of closure of the valve are obtained. The tendency of these forces to change depending on the dimensions, pressure and velocity of the fluid flow is described. Based on the previous results, the mechanical characteristics of the electric drive were obtained when closing and opening the valve. Graphs of the dependences of the torque on the nominal

diameter and thread pitch are given. The mutual influence of diameter and pitch on the mechanical moment is determined.

Ключевые слова: моделирование потока, движение, давление, вращающий момент, диаметр резьбы, шаг резьбы.

Key words: flow simulation, motion, pressure, torque, thread diameter, thread pitch.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 24-29-00089, https://rscf.ru/project/24-29-00089).

УДК 621.313:621.25

Введение. На сегодняшний день принципиально в качестве приводного механизма могут использоваться грузовые, пружинные, тепловые, пневматические, гидравлические, электромагнитные, электромеханические устройства, а также их различные сочетания. В технических системах привода таких типов находят практическое применение, начиная с маломощных механизмов и заканчивая уникальными установками перемещения сооружений [1–5]. Большинство из перечисленных приводов обеспечивает линейное перемещение. Однако не все привода удовлетворяют тем или иным показателям, например, таким как габариты, масса, надёжность, стоимость и другие техникоэкономические показатели, поэтому целью исследования является повышение эффективности приводных механизмов путём улучшения данных показателей. Частной задачей, решаемой в рамках данного исследования, является разработка высокоэффективного привода герметичной задвижки.

По отношению к частной цели актуальной данная тема является ещё потому, что в России протяжённость магистральных трубопроводов составляет более 250 тыс. км. При этом из-за большой территории страны есть участки трубопроводов, до которых в случае аварии люди не могут быстро добраться, либо в них не могут быстро найти место аварии, это также относится и к участкам трубопроводов, проходящим под водой. Поэтому актуально не только повышение надёжности привода, но и осуществление контроля за состоянием трубопровода и дистанционное управление задвижкой.

Применение такого типа привода, соответственно, может найти широкое применение в нефтяной и газовой промышленности, в водоснабжении, на железной дороге, в авиастроении и в других отраслях.

Научная новизна связана с разработкой электромеханического преобразователя на базе асинхронного двигателя с линейным перемещением исполнительного элемента, исключающей отдельный модуль в виде передаточного механизма путём совмещения функций передаточного и исполнительного механизма в одном устройстве. Также она заключается в том, что привод проектируется под конкретные эксплуатационные условия, в частности, по отношению к приводу герметичной задвижки необходимо максимально учесть все напряжения и нагрузки, оказываемые на клин и, как следствие, на исполнительный элемент и двигатель в процессе эксплуатации. После этого сначала необходимо определить параметры передаточных элементов электромеханических преобразователей с учётом действующих напряжений, затем определить выходные параметры электродвигателя, такие как вращающий момент и скорость перемещения. По выходным параметрам спроектировать двигатель с наибольшими значениями коэффициента полезного действия и коэффициента мощности [6–9]. В данной статье определяются требуемые механические характеристики электропривода.

Определение расчётных параметров механической характеристики. Для нахождения механической характеристики электропривода задвижки необходимо знать, какие силы сопротивления нужно преодолеть при перемещении – закрытии или открытии задвижки. Одними из составляющих являются силы давления жидкости, действующие на клин.

В соответствии с постановлением Правительства № 354 от 31 июля 2021 г., давление в системе холодного водоснабжения в точке водоразбора должно находиться в пределах от 0,03 до 0,6 МПа, а скорость потока – от 0,5 до 1,5 м/с. Поэтому для решения данной задачи в качестве исходных данных сначала задаются наименьшие значения давления и скорости потока, а затем – наибольшие, формируется область проектирования, в которой будут изменяться силы, действующие на клин. При построении графиков эти силы раскладываются на составляющие по трём осям координат.

Расчётная модель привода герметичной задвижки представлена на рис. 1. В ходе решения задачи ось X будет совпадать с направлением течения жидкости в трубопроводе. План, в соответствии с которым осуществляется моделирование течения жидкости, представлен в табл. 1. Все расчёты выполнены в пакете SolidWorks Flow Simulation, общее количество опытов 300. Распределение давления по поверхности клина в промежуточном положении представлено на рис. 2.





Рис. 2. Распределение давления по поверхности клина

Рис. 1. Модель привода герметичной задвижки

План расчёта

Таблица 1

Номер	Полное давление	Скорость потока	Силы, действующие на клин, Н		
опыта	на входе, кПа	на выходе, м/с	$F_x = f(\gamma)$	$F_y = f(\gamma)$	$F_z = f(\gamma)$
1	30,0	0,50	F_{x1}	F_{y1}	F_{z1}
2	30,0	1,00	F_{x2}	F_{y2}	F_{z2}
3	30,0	1,50	F_{x3}	F_{y3}	F_{z3}
4	315,0	0,50	F_{x4}	F_{y4}	F_{z4}
5	315,0	1,00	F_{x5}	F_{y5}	F_{z5}
6	315,0	1,50	F_{x6}	F_{y6}	F_{z6}
7	600,0	0,50	F_{x7}	F_{y7}	F_{z7}
8	600,0	1,00	F_{x8}	F_{y8}	F_{z8}
9	600,0	1,50	F_{x9}	F_{y9}	F_{z9}

Результаты проведённых экспериментов представлены в виде графиков на рис. 3-4. По оси ординат показаны силы, действующие на клин. За ось абсцисс принята степень закрытия задвижки γ в процентах от 0 до 100 %, где 0 – задвижка полностью открыта, 100 % – задвижка полностью закрыта. 1350 Η 1250 1200 0,6 МПа 1150 1100 1050 1000 950 900 850 800 750 700 650 0,315 MПа 600 550 1,5 м/с Fx 500 450 400

> 350 300

> 250 200 150

> > 50 0

> > > 0 5 10 15 20 25 30 35 40 45

Анализ распределения давления по поверхности клина, приведённого на рис. 3, показывает: - при закрытии задвижки силы действия *F_x* возрастают в соответствии с нелинейной зависимостью;

Рис. 3. Силы, действующие на клин в направлении оси Х

γ-

50 55 60 65 70

75 80 85 90

1_м/с/0,5 м/с

0.03 МПа

% 100

- графики сил F_x при различных давлениях жидкости на входе и одинаковой скорости потока на выходе накладываются друг на друга, следовательно, можно сделать вывод, что вид графика определяется не входным давлением, а необходимой скоростью потока жидкости на выходе;

 входное давление определяет только границу, или степень закрытия задвижки, до пересечения с которой перекачивающее устройство может обеспечить течение жидкости с сохранением её скорости на выходе. При преодолении этой границы, или при дальнейшем закрытии задвижки, давление достигнет своего максимума и возрастать не будет, а скорость течения жидкости на выходе будет уменьшаться, как и её расход.

По отношению к силам *F_y*, действующим в вертикальном направлении, можно сказать следующее:

- положение графиков на координатной плоскости по высоте определяется в большей степени давлением и в меньшей – скоростью течения жидкости;

- графики с заданным одинаковым давлением на входе с меньшей скоростью течения жидкости находятся выше графиков с большей скоростью течения;

- при степени закрытия от 0 до 20 % положение графика определено давлением жидкости на входе и сам график практически параллелен оси абсцисс;

- при дальнейшем закрытии, примерно до 60-80 %, значение сил F_y плавно уменьшается в сторону отрицательного направления оси ординат;

- последние участки графиков, начиная с 60-95 % (в зависимости от входного давления), находятся в области, в которой моделирование течения жидкости не приводит к получению достоверного результата (это обусловлено формой клина и тем, что давление в жидкости передаётся во всех направлениях одинаково), поэтому эти участки линеаризованы и направлены в точку $F_y = 0$ и $\gamma = 100$ %.



Рис. 4. Силы, действующие на клин в направлении оси У

Силы, действующие вдоль оси Z, имеют незначительную величину, и поэтому учитывать их влияние нет необходимости.

Таким образом, проанализировав полученные графики, можно спрогнозировать, как будут изменяться силы действия на клин при изменении входного давления, скорости на выходе и габаритов задвижки:

- при сохранении габаритов задвижки и скорости течения жидкости на выходе и увеличении давления на входе в 2 раза графики сил $F_x = f(\gamma)$ сместятся вверх также в 2 раза, но не на всём диапазоне закрытия, а только на конечном участке, представленном так называемой полкой. Графики $F_y = f(\gamma)$, напротив, сместятся вверх в два раза на всём диапазоне.

 при сохранении скорости течения жидкости на выходе и давления на входе и увеличении габаритов в 2 раза абсолютно все действующие силы должны увеличиться в 4 раза, т. к. площадь поверхности пропорциональна квадрату линейного размера.

- при сохранении габаритов задвижки и давления на входе и увеличении скорости течения жидкости на выходе в 2 раза графики сил $F_x = f(\gamma)$ сместятся влево примерно в 2 раза относительно предыдущего положения, а графики $F_y = f(\gamma)$ сместятся вниз в сторону отрицательного направления оси ординат также в 2 раза относительно предыдущего положения.

Для более точного нахождения сил давления необходимо аналитически задать функцию, в которой в качестве параметров будут выступать габариты, скорость и давление.

Определение механической характеристики. Механическую характеристику электродвигателя определим с помощью пакета SolidWorks Motion [10–13]. В качестве внешних нагрузок зададим графики сил, полученные в модуле Flow Simulation. На рис. 5 приведены графики вращающего момента для случая, когда полное давление на входе составляет 600 кПа и скорость на выходе 0,5 м/с. Также на данном рисунке отражено то, из каких составляющих складывается результирующий вращающий момент, а именно: из механического момента, необходимого для перемещения исполнительного элемента без нагрузки, под нагрузкой F_x и F_y . Для более существенного отражения увеличения вращающего момента по сравнению с механической характеристикой без нагрузки силы давления были увеличены в 100 раз. Следует отметить, что значения этих сил не являются запредельными, т. к., например, в магистральном нефтепроводе давление может составлять 5-10 МПа, а скорость течения жидкости – 10-12 км/ч, что эквивалентно 2,78-3,33 м/с. Также диаметр трубопровода может составлять до 1200 мм, а выполненные расчёты в Flow Simulation проводились на задвижке диаметром 50 мм. Поэтому только увеличение диаметра задвижки до 50 см, или в 10 раз, эквивалентно увеличению сил давления в 100 раз.

По графику 4 на рис. 5 видно, что наибольшего значения результирующий вращающий момент достигает в закрытом или почти закрытом положении. Здесь однозначного ответа пока дать нельзя, т. к. границу, до пересечения с которой расчёт выполняется верным, трудно определить.

При перемещении клина из закрытого положения в открытое график механического момента будет иметь иной вид, график 3 на рис. 5 отразится вниз относительно графика 1 и будет не препятствовать, а помогать движению, график 2 останется в прежнем положении, т. к. он представляет собой преодолеваемую силу трения. Таким образом, результирующий график 4 опустится вниз на величину отражённого графика 3 и суммарный момент уменьшится.





Рис. 6. Графики результирующих вращающих моментов при закрытии

Аналогично, как в случае с определением тенденции изменения силы давления на клин, можно спрогнозировать изменение механического момента.

Так, при сохранении всех исходных параметров и повышении давления на входе в 2 раза график сместится вверх также в 2 раза, но может образоваться провал на участке 65-85 %, т. к. в данном случае составляющая F_y сместится вверх на всём диапазоне, а F_x – только на участке «полки». Изменение габаритов (в большую сторону) в 2 раза ведёт к возрастанию механического момента в 4 раза на всём его диапазоне. При увеличении скорости течения жидкости на выходе в 2 раза график сместится влево на величину, связанную с взаимным снижением сил F_y и смещением влево F_x . Также, как видно из рис. 3, заметное изменение направления графиков в сторону роста наблюдается при разных процентах закрытия задвижки: 55 % – для 1,5 м/с, 60 % – для 1 м/с, 65 % – для 0,5 м/с.

На графике моментов этого различия не видно и видимые изгибы всех кривых наблюдаются фактически из одной точки, т. е. совместное влияние сил вдоль осей X и Y нивелирует данный момент, и графики имеют вид «полки» до одного и того же значения процента закрытия задвижки.

Влияние выбранного размера и шага резьбы на механическую характеристику. Все приведённые выше расчёты были выполнены с номинальным диаметром резьбы d 12 мм и шагом P 2 мм. Чтобы узнать, как влияет выбранный размер и шаг резьбы на вращающий момент, был проведён эксперимент. В результате были получены графики зависимостей вращающих моментов от действующей силы сопротивления, в данном случае сила F линейно изменяется от 0 до 10 кН. Графики приведены на рис. 7. Из рисунка видно, что кривые расположены параллельно друг другу, следовательно, если вычесть из каждой кривой величину вращающего момента, необходимого





1 - d = 12 мм; 2 - d = 14 мм; 3 - d = 22 мм; 4 - d = 24 мм; 5 - d = 26 мм Рис. 7. Механический момент при P = 3 мм в зависимости от номинального диаметра резьбы

На рис. 8 приведены графики зависимостей вращающего момента от шага резьбы. Как видно из графиков, изменяется и механический момент без нагрузки, и угол наклона характеристики, который при увеличении шага резьбы также увеличивается. Таким образом, в зависимости от выбранной нагрузки можно найти такой шаг резьбы, при котором механический момент, необходимый для перемещения исполнительного элемента, будет минимальным [14].

На рис. 9 приведено семейство механических характеристик. Следует отметить, что при увеличении шага резьбы разница между значениями моментов при разных диаметрах уменьшается, и при шаге P = 5 мм она почти не видна. Однако до конца данный вопрос не изучен, и для отражения полной картины необходимо увеличить диапазон исследуемых размеров трапецеидальной резьбы.



Заключение. В результате проведённых исследований были получены механические характеристики электропривода герметичной задвижки и описана их тенденция при изменении таких параметров, как габариты задвижки, полное давление на входе, скорость потока жидкости на выходе. Также затронута тема влияния номинального диаметра и шага резьбы на механический момент, необходимый для преодоления одной и той же силы сопротивления. Сделаны соответствующие выводы. Таким образом, имея данные результаты, можно получить механическую характеристику для любого привода такого типа в зависимости от его габаритов, давления и скорости потока. Для более точного определения было бы полезно получить аналитическую формулу, отразив в ней данные параметры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Определение потерь в передаточных механизмах специальных электромеханических приводов / С. Н. Иванов, М. Б. Колесник, В. А. Макаренко, Т. К. Фискова // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2020. – № V-1 (45). – С. 44-50.

2. Колесник, М. Б. Анализ совместимости в задаче управления безредукторным приводом стрелочного перевода / М. Б. Колесник, Ю. Б. Колошенко, А. А. Просолович // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2020. – № VII-1 (47). – С. 14-19.

3. Ivanov, S. N. Synthesis Of The Control Device Of The Electromechanical Drive Of The Main Valve / S. N. Ivanov, K. K. Kim, A. V. Gorbunov // 2020 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 18-22 May. 2020, DOI: 10.1109/ICIEAM48468.2020.911 2086.

4. Автоматизированный электромеханический привод вагонных дверей / К. К. Ким [и др.] // Электротехника. – 2019. – № 10. – С. 11-16.

5. Постановка задачи выбора и алгоритм определения параметров передаточных элементов электромеханических преобразователей с учётом действующих напряжений / М. Б. Колесник [и др.] // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2021. – № I-1 (49). – С. 29-36.

6. Разработка электромеханической системы с резкопеременной нагрузкой / В. А. Дружинин [и др.] // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2024. – № I (73). – С. 47-58.

7. Азимов, Х. Х. Алгоритмические основы исследования электромагнитных процессов в электроприводе герметичной задвижки / Х. Х. Азимов, К. К. Ким, С. Н. Иванов // Российская Арктика. – 2024. – Т. 6. – № 1. – С. 14-25.

8. Колесник, М. Б. Анализ напряжённо-деформированного состояния асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором при осевых нагрузках / М. Б. Колесник, А. А. Просолович // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2021. – № VII-4 (55). – С. 43-47.

9. Колесник, М. Б. Обеспечение эксплуатационной совместимости асинхронных двигателей с линейным перемещением исполнительного элемента / М. Б. Колесник, С. Н. Иванов, Ю. Б. Колошенко // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2021. – № V-1 (53). – С. 24-29.

10. Andrianov, I. K. Optimization Model of Thermal Loading of Multilayer Shells Based on the Strength Criterion 2019 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2019. DOI: 10.1109/FarEastCon.2019.8934017.

11. Bobkov, A. Features of Rotor Friction Losses Balancing in Centrifugal Electric-Driven Pumps for Spacecrafts Lecture Notes in Mechanical Engineering. P. 329-335. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_37.

12. Bobkov, A. Method of energy efficiency increase of low power radial impeller micromachines Lecture Notes in Mechanical Engineering (Issue 9783319956299), pp. 1895-1902. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_203.

13. Bormotin, K. S., Aung, W. Optimization of Panel Forming Processes in Creep Mode Using CAE-Technologies 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2018 4 January 2019, Article number 8602593. DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602593.

14. Биргер, И. А. Расчёт на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.