

УДК 62.347

С. Н. Иванов

Комсомольский-на-Амуре государственный университет

К. К. Ким

*Петербургский государственный университет путей сообщения**Императора Александра I*

Повышение эффективности электропривода магистральных задвижек

Рассмотрены вопросы разработки и применения электромеханического привода задвижек, используемых в качестве запорных и регулирующих элементов магистральных трубопроводов. Приведены результаты сравнительного анализа выпускаемых электроприводов и привода с интегрированным исполнительным механизмом линейного перемещения на базе электромеханического преобразователя переменного тока. Определен диапазон рабочих характеристик электропривода с линейным перемещением исполнительного элемента. Показано, что рассматриваемый механизм обеспечивает требуемый диапазон регулирования за счет выбора частоты вращения базового двигателя, диаметра тяги, шага и вида резьбового сопряжения. Обосновано повышение эффективности и надежности привода, обеспечиваемое объединением тяги задвижки непосредственно с приводным двигателем. Получено аналитическое выражение тяговой характеристики с учетом увязки расчетных тяговых усилий и линейной скорости электропривода задвижки с высотой оси вращения, числом пар полюсов и номинальной мощностью электродвигателя в диапазоне линейных скоростей тяги 0.02...1 м/с. Показана возможность использования машиностроительной методики предварительной оценки надежности. Приведен пример физической реализации модели привода задвижки на базе трехфазного двухполюсного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором мощностью 250 Вт и показаны рабочие характеристики опытного варианта привода мощностью 1.1 кВт.

Электромеханический привод, линейное перемещение, тяга, надежность

Практически во всех сферах промышленности в основной производственный цикл включены процессы транспортирования рабочих жидкостей. Энергетическим оборудованием, обеспечивающим перемещение носителя, традиционно являются насосные агрегаты, состоящие из центробежного насоса и электродвигателя, причем единичная мощность применяемых для привода насосов электродвигателей находится в диапазоне 4...1500 кВт и определяет энергоемкость всей установки. Практика эксплуатации насосных установок показывает, что это оборудование характеризуется повышенным индексом технического риска по причине интенсивного использования, неравномерного графика нагрузки, разброса параметров транспортируемой жидкости и т. д. Для поддержания эксплуатационной надежности

установки требуется обеспечить возможность проведения ее периодических осмотров и ремонта при минимальном времени остановки технологического процесса. К техническим средствам выведения в ремонт насосного агрегата относится запорная арматура на основе задвижек различного исполнения, без которых функционирование промышленного производства с применением транспортировки газов и жидкостей, а также современных систем жизнеобеспечения невозможно.

Особенность размещения энергетического оборудования, протяженность и удаленность магистральных трубопроводов, большое количество запорных элементов, к которым предъявляются требования по быстродействию, указывают на целесообразность применения в них электрических приводов. Использование электропривода

позволяет не только автоматизировать работу задвижки, но и интегрировать все запорные элементы в общую информационную систему. Например, установка датчика давления в цепь управления автоматической электрозадвигкой (задвигка со встроенным электроприводом) нефтепровода позволяет при аварии или несанкционированном доступе автоматически избежать потери нефтепродуктов и исключить техногенное влияние на окружающую среду. Электрозадвигки, выполняющие запорную и регулирующую функции, нашли широкое применение вследствие возможности быстрой и плавной регулировки потока транспортируемой жидкости в трубопроводе; автоматического обеспечения заданных показателей давления (напора) и производительности (расхода); создания усилий, достаточных для регулирования запорных вентилей на магистральных большого диаметра; возможности установки запорной арматуры в труднодоступных и удаленных местах.

Применяемая в настоящее время запорная арматура с электрифицированными задвигками представляет собой сложное техническое устройство, включающее кроме приводного двигателя еще несколько десятков элементов [1]. Основные из них – это шпиндель, резьба ходового узла которого может находиться вне или внутри тела задвигки, многооборотный или неполнооборотный механизм перемещения и несущие конструкционные элементы, обеспечивающие возможность сопряжения арматуры с трубопроводами диаметром 0.015...2 м.

Очевидно, что высокая сложность существующих устройств влияет на надежность и стоимость конечного изделия; свое влияние оказывают и энергоресурсы, связанные с их изготовлением. Повысить эффективность запорной арматуры можно за счет упрощения конструкции, если совместить в одном устройстве приводной и исполнительный механизмы. Очевидные преимущества совмещенных устройств связаны с отсутствием промежуточных механических редукторов, повышением надежности за счет снижения количества элементов, улучшением динамических характеристик, эксплуатационных и технико-экономических показателей.

Актуальность рассматриваемой задачи подтверждается необходимостью разработки и исследования эффективных электроприводов запорной арматуры, не только обладающих высокими технико-экономическими и эксплуатационными ха-

рактеристиками, но и отвечающих требованиям электробезопасности и экологичности.

Научная проблема. Рассматриваемое техническое решение полностью соответствует известной тенденции прямого развития принципа построения рациональной машины, в которой место преобразования электрической энергии в механическую максимально приближено к ее последнему валу. При этом, несмотря на техническую простоту реализации интегрированного в конструкцию электродвигателя привода линейного перемещения, в литературе отсутствует информация, касающаяся его теоретического исследования и практического применения.

Научно-техническая новизна такого типа устройств подтверждается, в частности, внедрением приводного устройства для автоматизированной пропускной системы на основе электро-механического преобразователя [2], [3]. Однако их разработка и повышение эффективности привода по сравнению с существующими конструкциями требуют решения ряда следующих задач:

- увязка номинальных характеристик стандартного базового электродвигателя с выходными параметрами механизма перемещения;
- выбор и обоснование определяющих проектных параметров устройства;
- нахождение и проверка адекватности математических, физических, имитационных и иных моделей, учитывающих особенности эксплуатации линейного привода на базе электро-механического преобразователя;
- определение критериев выполнимости и условий – ограничений (неравенств) устройства и наиболее нагруженных элементов;
- оценка показателей структурной надежности.

В данной статье рассматриваются обоснование эффективности электропривода, реализующего принцип электромагнитного преобразования электрической энергии в управляемое линейное перемещение задвигки (тяговое усилие), и анализ его выполнимости на основе апробированных машиностроительных методик и теории надежности технических систем.

Следует отметить, что использование машиностроительного подхода связано со сложностью более строгого исследования, заключающегося в необходимости одновременного учета разнотемповых процессов электромагнитного преобразования подведенной энергии в механическое перемещение. При этом модель привода, выраженная через быстроизменяющиеся управляющие (ам-

Таблица 1

Характеристики электропривода задвижки						Комплектный двигатель			
ГЗ-А...Д (многооборотный), «ГЗ Электропривод»			900-220-030...900-220-1000 (неполнооборотный), «РАШВОРК»			M2AAIE2, ABB		AIP IE1, «Электромашина»	
Мощность активная, кВт	Крутящий момент, Н·м	Цена, р.	Мощность активная, кВт	Крутящий момент, Н·м	Цена, р.	Мощность активная, кВт	Цена, р.	Мощность активная, кВт	Цена, р.
0.25	100	50 769	8	30	29 766	0.55	14 231	0.55	3856
0.37	150	60 380	10	50	33 487	0.75	9466	0.75	3977
0.55	200	82 068	10	80	44 649	1.10	12 134	1.10	5225
0.75	300	86 725	15	100	66 974	1.50	11 690	1.50	5280
1.50	600	134 849	15	150	74 416	4.00	21 791	4.00	9092
5.50	2500	252 909	45	200	81 857	5.50	27 699	5.50	13 225
7.50	5000	432 293	45	300	84 729	7.50	36 149	7.50	16 572

плитуда и форма напряжения, частота, мощность) и управляемые (линейная скорость, осевое перемещение, усилие) переменные состояния, представляющие собой медленно меняющиеся функции времени и допускающие на конечном интервале наблюдения представление в виде ряда Тейлора с конечным числом $(n + 1)$ членов разложения, обладает всеми признаками нечетких систем («немоделируемая динамика»).

В условиях действия внешних и внутренних возмущений такая модель в теории пространства состояний для непрерывного времени в случае дискретного поступления измерений в векторно-разностном виде может быть записана как [4]

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = F\mathbf{x}(t) + G\mathbf{w}(t); \quad \mathbf{x}_k = \Phi_k \mathbf{x}_{k-1} + \Gamma_k \mathbf{w}_{k-1}, \quad (1)$$

где $\mathbf{x}$, $\mathbf{w}$ – n - и l -мерные векторы состояния и возмущения; F – $(n \times n)$ -матрица состояния; G – $(n \times l)$ -матрица возмущения; Φ_k – $(n \times n)$ -переходная матрица состояния; Γ_k – $(n \times l)$ -переходная матрица возмущения. Для идентификации параметров модели в уравнении (1) вследствие отсутствия априорной информации необходимо предварительное сканирование пространства проектирования на физическом уровне, что представляет отдельную задачу.

Обоснование эффективности устройства.

Обзор оборудования, использующего типовые электроприводы задвижек, показывает, что практически во всех конструктивных исполнениях можно выделить два основных узла, определяющих их технико-экономические параметры: приводной электродвигатель и механизм перемещения шпинделя задвижки. В табл. 1 приведены технико-экономические и ценовые характеристики электроприводов задвижек, производимых отечественными компаниями «ГЗ Электропривод» и «РАШВОРК», а также комплектующих четырехполюсных асинхронных короткозамкну-

тых электродвигателей, выпускаемых предприятиями компаний АBB и «Электромашина». Сравнительный анализ стоимости существующих электроприводов и комплектующих их двигателей показывает, что вклад последних даже при втором классе энергоэффективности (IE2) не превышает 30 % для маломощных приводов (0.25...0.75 кВт) и 10 % для приводов мощностью свыше 5.5 кВт.

Соответственно, совмещение функций приводного и исполнительного механизмов в одном узле, а именно в электродвигателе – обязательном элементе электрозадвижки, приводит к повышению эффективности устройства в целом за счет существенного снижения стоимости задвижки (до 90 %) и одновременного повышения системной надежности.

Кроме этого такой подход обеспечивает дополнительные возможности электропривода, также влияющие на частные показатели эффективности:

- улучшение массогабаритных и стоимостных показателей запорной арматуры;
- получение тяговых сил в широком диапазоне, ограниченном только механической прочностью конструкции запорной арматуры;
- исключение гидроударов в магистральном трубопроводе за счет обеспечения и точного поддержания скорости линейного перемещения и реверса запорного элемента в диапазоне 0.01...2 м/с;
- повышение показателей технологичности оборудования при эксплуатации и техническом обслуживании;
- автоматическое управление для труднодоступного и удаленного оборудования.

Конструкция электропривода. Конструктивное исполнение электропривода задвижки с линейным перемещением тяги и обозначением основных элементов показано на рис. 1.

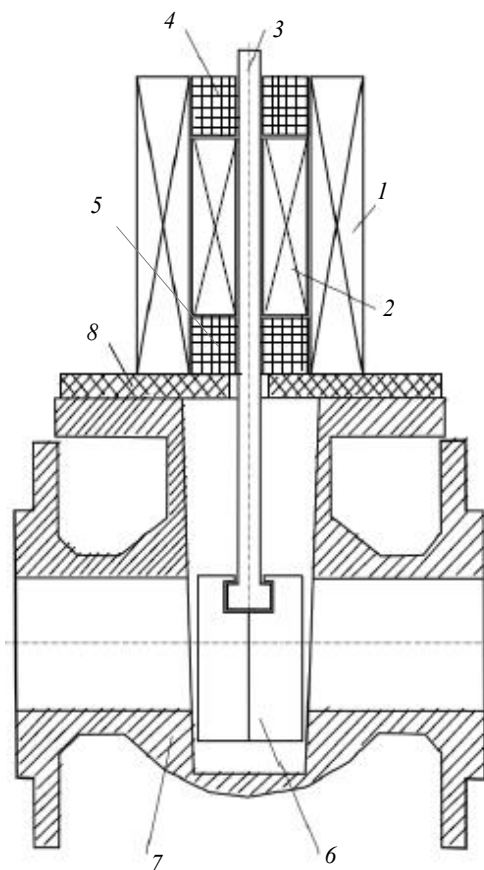


Рис. 1

Интегрированный электропривод на базе электромеханического преобразователя с линейным перемещением тяги задвижки состоит из магнитопровода с размещенной на нем сетевой обмоткой 1, вращающейся короткозамкнутой вторичной обмоткой 2, закрепленной посредством шлицевого или шпоночного соединения на полом валу, на внутренней поверхности которого выполнена резьба, обеспечивающая преобразование вращающего момента ротора в поступательное перемещение тяги 3. Для предотвращения возможности перемещения вращающейся обмотки 2

в осевом направлении установлены два кольца из антифрикционного материала 4 и 5, выполняющих функции радиально-упорных подшипников скольжения. Вращательному движению тяги 3 препятствует жестко связанный с ней фидерный механизм задвижки 6. Между электроприводом и корпусом задвижки 7 установлен уплотнитель 8. Рассматриваемое устройство конструктивно объединяет приводной и исполнительный механизмы, что позволяет исключить дополнительные передаточные устройства и соответственно повысить эффективность электропривода задвижки.

Физическая реализация и относительное расположение статора 1, ротора 2, тяги 3, колец 4, 5 привода и фидерного механизма 6 до установки в корпус задвижки 7 приведены на рис. 2.

С использованием тех же позиций на рис. 3 показано резьбовое сопряжение механизма линейного перемещения.

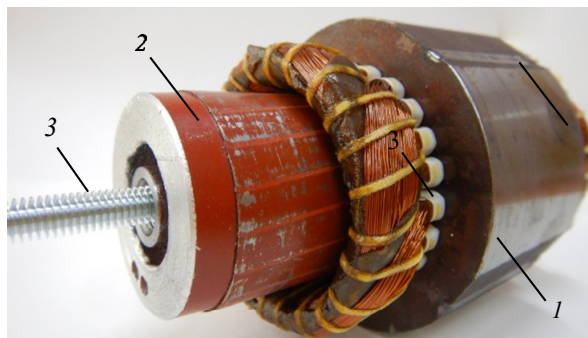


Рис. 3

Анализ выполнимости устройства. Установление диапазона выполнимости электропривода необходимо для оценки целесообразности его технической реализации. К основным проектным параметрам устройства относятся: L – рабочий ход тяги, м; F_T – тяговая сила, Н; v – линейная скорость тяги, м/с. Синтез механизма линейного перемещения может быть проведен на основе

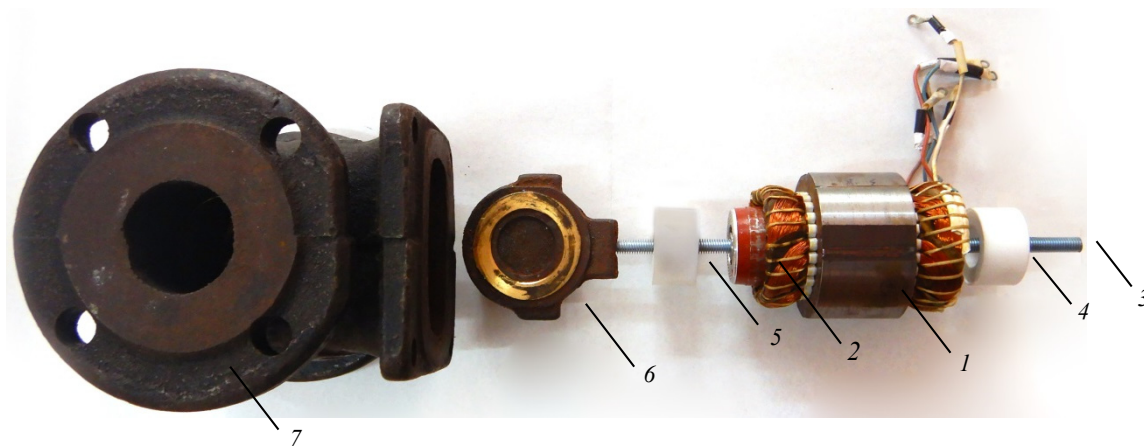


Рис. 2

известных в машиностроении подходов [5], [6]. Практически можно выделить четыре применяемых независимо или одновременно способа, позволяющих при заданной мощности двигателя обеспечить проектные параметры (тяговую силу, линейную скорость тяги) задвижки:

1. Варьирование числа полюсов базового двигателя.
2. Изменение диаметра тяги от минимального, определяемого механическими ограничениями, до максимального, ограниченного посадочным диаметром пакета активной стали ротора.
3. Выбор шага и вида резьбы сопряжения.
4. Применение частотного регулирования привода электродвигателя.

В табл. 2 и 3 приведены расчетные (без учета потерь в винтовом сопряжении) тяговые силы и скоростные характеристики электропривода задвижки на базе энергосберегающих асинхронных двигателей серии 7AVE с учетом габарита (высоты оси вращения двигателя), числа полюсов $2p$ и номинальной мощности P_{2H} [7].

Анализ расчетных данных показывает, что в диапазоне линейных скоростей перемещения тяги задвижки 0.02...1 м/с развиваемые тяговые силы составляют 10...450 кН.

Теоретические основы расчета надежности привода. Теоретической основой расчета надежности привода является синтез известной в электромеханике модели обобщенного электромеханического преобразователя [8] и машиностроительной теории винтовой пары [9], образованной резьбовым сопряжением между полым валом ротора (отверстие) и тягой (вал).

Для создания осевой силы F_T , действующей на тягу, к ротору (вращающейся короткозамкнутой вторичной обмотке) необходимо приложить вращающий момент $M_{вр}$, а к одному из торцов тяги – момент, удерживающий тягу от вращения, $M_{уд}$.

Соответственно, для вращающего момента уравнение равновесия имеет вид

$$M_{вр} = M_{тр} + M_{уд} \quad (2)$$

Здесь $M_{тр}$ – момент трения в однозаходной резьбе, который можно определить по выражению

$$M_{тр} = 0.5 F_m d_p \operatorname{tg}(\theta + \varphi), \quad (3)$$

где d_p – диаметр отверстия ротора под тягу; θ – угол подъема резьбы; $\varphi = \operatorname{arctg} f_p$ – угол трения в резьбе; f_p – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля.

Таблица 2

Высота оси вращения, мм	Посадочный диаметр вала ротора, мм			Тяговое усилие при шаге резьбы 2.5 (числитель) и 1.75 (знаменатель), кН		
	$2p = 2$	$2p = 4$	$2p = 6$	$2p = 2$	$2p = 4$	$2p = 6$
56	11	11	–	16.4/49.2	8.20/27.3	–
63	15	15	15	22.5/75	11.3/37.5	7.5/25
71	21	21	21	31.5/105	15.8/52.5	10.5/35
80	24	24	24	36/120	18/60	12/40
90	25	25	25	37.5/125	18.8/62.5	12.5/41.7
100	30	30	30	45/150	22.5/75	15/50
112	34	34	34	51/170	25.5/85	17/56.7
132	40	40	40	60/200	30/100	20/66.7
160	45	50	50	75/250	37.5/125	25/83.3
180	50	56	56	84/280	42/140	28/93.3
200	58	62	62	93/310	46.5/155	31/103.3
225	58	67	67	100.5/335	50.25/167.5	33.5/111.7
250	67	78	78	117/390	58.5/195	39/130
280	73	82	82	123/410	61.5/205	41/136.7
315	78	92	92	138/460	69/230	46/53.3
355	95	100	100	150/500	75/250	50/166.7

Таблица 3

P_{2H} , кВт	v , м/с	F_T , кН	P_{2H} , кВт	v , м/с	F_T , кН	P_{2H} , кВт	v , м/с	F_T , кН
$2p = 2$			$2p = 4$			$2p = 6$		
4.0	0.020	220.00	11.0	0.0400	280.0	4	0.04	42.60
15.0	0.200	75.00	15.0	0.1250	120.0	15	0.083	180.72
18.5	0.200	92.50	18.5	0.1250	148.0	22	0.092	239.13
22.0	0.250	88.00	22.0	0.1375	160.0	30	0.092	326.10
30.0	0.250	120.00	30.0	0.1375	218.2	37	0.100	370.00
37.0	0.275	134.54	37.0	0.1375	269.1	45	0.100	450.00
45.0	0.275	163.64	45.0	0.1375	327.3	75	1.000	75.00

Удерживающий момент на торце тяги можно определить, если принять приведенный радиус сил трения в резьбовой части ротора равным среднему радиусу торца тяги:

$$M_{уд} = 0.5 F_m f D_{cp}, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения на торце тяги; $D_{cp} = 0.5(D_1 + d_p)$, D_1 – наружный диаметр опорного торца тяги.

Подстановка в (2) формул (3) и (4) дает уравнение связи между вращающим моментом двигателя и тяговым усилием задвижки:

$$M_{вр} = 0.5 F_m d_p [(D_{cp}/d_p) f + \operatorname{tg}(\theta + \varphi)]. \quad (5)$$

Вращающий момент на тяге может быть принят равным электромагнитному моменту электромеханического преобразователя, так как (5) учитывает момент сопротивления вращению и, соответственно, выражение для тягового усилия принимает вид

$$Fm = pm_1 U_1^2 r_2' / \left\{ \pi d_p f_1 s \times \left[(r_1 + r_2')^2 + (x_{\sigma 1} + x_{\sigma 2}')^2 \right] \left[\frac{D_{cp}}{d_p} f + \operatorname{tg}(\theta + \varphi) \right] \right\}. \quad (6)$$

Уравнение (6) позволяет определить тяговую характеристику электромеханического преобразователя с линейным перемещением тяги для однозаходной резьбы b при известных параметрах базового двигателя (p – число пар полюсов; m_1 – число фаз обмотки статора; U_1 – номинальное линейное напряжение обмотки статора; f_1 – частота сети; s – скольжение; r_1 , $x_{\sigma 1}$ – активное и индуктивное сопротивления обмотки статора; r_2' , $x_{\sigma 2}'$ – приведенные активное и индуктивное сопротивления обмотки ротора).

Было отмечено, что рассматриваемая конструкция электрозадвижки принципиально проще, более надежна и, соответственно, эффективнее. Оценка надежности может быть сделана на основе модели «слабейшего звена», которым, как показал анализ механических передач в условиях скольжения, является скорость износа резьбового соединения, и если длина тяги превышает 0.7 м, может потребоваться дополнительный критерий работоспособности, определяющий устойчивость тяги при продольном изгибе.

Машиностроительная методика проектирования предусматривает проверочный расчет, позволяющий определить и обеспечить параметры механизма линейного перемещения, соответствующие заданным эксплуатационным характери-

кам с учетом размерных соотношений базового двигателя. Исходными данными для выполнения расчета дополнительно служат наибольшее осевое перемещение тяги относительно ротора L , наибольшая осевая нагрузка с учетом направления ее приложения, линейная скорость перемещения тяги в осевом направлении v при постоянной частоте вращения ротора и рекомендуемом шаге резьбы, зависящем от диаметра d_p . Эксплуатационные требования к приводу (например, необходимость выполнения условия электромагнитного торможения) задаются и учитываются отдельно. Допускаемые для материала напряжения резьбовой части ротора и тяги назначаются по машиностроительным рекомендациям, приведенным в [10], [11].

Практическая реализация устройства. На основе предложенного подхода спроектирован и испытан опытный вариант приводной установки на базе стандартного шестиполюсного асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором мощностью 1.1 кВт.

При измерении тяговых сил с использованием датчика динамического давления PS02 при вариации диаметра тяги (12 и 18 мм) получены следующие значения параметров привода:

– при диаметре тяги 12 мм: линейная скорость привода – 0.036 м/с, тяговое усилие – 7.4 кН; расчетная величина, интерполированная на мощность 1.1 кВт (без учета потерь в винтовой передаче), – 14.8 кН;

– при диаметре тяги 18 мм: линейная скорость привода – 0.11 м/с, тяговое усилие – 4.8 кН; расчетная величина, интерполированная на мощность 1.1 кВт (без учета потерь в винтовой передаче), – 9.9 кН.

Максимальное расхождение расчетных и экспериментальных результатов составляет 22.5 % для рекомендованного в соответствии с [6] коэффициента полезного действия винтовой пары «ротор–тяги» 45 %.

Рассмотренная конструкция электропривода с линейным перемещением исполнительного механизма на базе электромеханического преобразователя имеет принципиально более простое исполнение электрозадвижки по сравнению с механическими задвижками традиционной конструкции, где вращательное движение с помощью червячной передачи преобразуется в линейное возвратно-поступательное (количество конструктивных элементов может достигать до 12 и более). Отмеченный факт обуславливает более высокую

надежность электрозадвижки. Кроме того, повышение эффективности обеспечивается за счет снижения стоимости устройства, определяемой практически только стоимостью приводного двигателя. Получено уравнение для расчета тяговых характеристик привода задвижки с линейным перемещением тяги по справочным параметрам двигателя, позволяющее определить тяговую характеристику электропривода задвижки при заданных параметрах базового электромеханического преобразователя. Использование приведен-

ных таблиц увязки расчетных тяговых усилий и скоростных характеристик электропривода задвижки на базе асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, с детерминированными габаритом (высотой оси вращения), числом пар полюсов и номинальной мощностью в диапазоне линейных скоростей 0.02...1 м/с обеспечивает получение тяговых усилий 10...4500 кН. Полученные результаты могут служить основой для создания различных видов прецизионных механизмов линейного перемещения и позиционирования [12].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническое описание и руководство по эксплуатации 3791-001-96569271 РЭ / ООО «ГЗ Электропривод». М., 2006.
2. Пат. RU 2651531 C1, МПК7 B61L 29/04. Автоматизированная пропускная система / О. Н. Амосов, С. Г. Баена, Ю. С. Иванов, С. Н. Иванов. № 2017113804. Заявл. 20.04.2017. Опубл. 19.04.2018. Бюл. № 11. 2 с.
3. Ivanov S. N., Htike Soe, Ulyanov A. V. Gearless electromechanical drive for complex security system of an organization // Proc. of 2018 intern. multi-conf. on industrial engineering and modern technologies, fareastcon. Vladivostok, 2019. URL: 10.1109/FarEastCon.2018.8602670 <https://ieeexplore.ieee.org/xpl/conhome/8585254/proceeding> (дата обращения 18.11.19).
4. Синтез нечеткой системы управления герметичным приводом комплексной системы безопасности / О. С. Амосов, С. Г. Баена, С. Н. Иванов, К. К. Ким // XX Междунар. конф. по мягким вычислениям и измерениям (SCM-2017): сб. докл.: в 3 т. Т. 1. СПб., 2017. С. 275–278.
5. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин. М.: Высш. шк., 2008.
6. Ануриев В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3 т. М.: Машиностроение, 2001.
7. Сайт ГК «Электромотор». URL: <http://electronpo.ru/production> (дата обращения 30.01.2020).
8. Уайт Д., Вудсон М. Электромеханическое преобразование энергии. М.: Энергия, 1964.
9. Иванов А. С., Байков Б. А., Шаталина И. И. Влияние контактной жесткости на распределение нагрузки по виткам резьбы. Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин // Межвуз. сб. науч. тр. / ТГТУ. Тверь, 2005. Вып. 1. С. 15–21.
10. Иванов С. Н. Анализ эффективности электромеханических приводов с линейным перемещением исполнительного элемента // Уч. зап. КнАГТУ. 2018. № IV-1 (36). С. 13–19.
11. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. Л.: Машиностроение, 1982.
12. Ким К. К. Новый электропривод для гироскопических приборов // Изв. вузов. Авиационная техника, 2003. № 3. С. 43–48.

S. N. Ivanov
Komsomolsk-on-Amur State University

K. K. Kim
Emperor Alexander I Saint-Petersburg State Transport University

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE ELECTRICAL DRIVE FOR MAIN VALVES

The article deals with the development and application of an electromechanical drive for valves used as shut-off and regulating elements of main pipelines. We present the results of a comparative analysis of the available electric drives and a drive with an integrated linear motion actuator based on an electro-mechanical AC converter. The range of feasibility of the linear displacement electric drive is justified, taking into account the main design parameters of the device. It is shown that this drive provides the required control range due to the choice the frequency base engine rotation, rod diameter, pitch and type of thread mate. We justified the increase of the efficiency and reliability of the drive provided by combining the valve rod directly with the drive motor. We developed an analytical equation of the traction characteristics taking into account the connection between the traction forces and the linear drive speed with the height of the rotation axis, the number of poles and the nominal motor power range 0.02...1 m/s. The possibility of using machine-building method for preliminary reliability assessment is shown. The example of physical realization of the drive model on the basis of the three-phase two-pole asynchronous motor with squirrel-cage rotor with the power of 250 W and the operational characteristics of the pilot version of the drive (its power is equal to 1.1 kW) is provided.

Electromechanical drive, linear movement, pull stud, reliability