

Проблемы выбора электроприводов для регулирующей трубопроводной арматуры

Н.Г. Филиппов, ведущий инженер ЗАО «ЦКТИА»

В большинстве случаев в технической литературе, посвящённой трубопроводной электроприводной арматуре, описываются методики выбора электропривода (ЭП) для запорной арматуры. Сведения о методиках выбора ЭП для регулирующей арматуры (РА) либо отсутствуют, либо носят весьма приблизительный характер.

В литературе [1] даны следующие рекомендации: «По мощности ЭП обычно подбирается так, чтобы крутящий момент на шпинделе арматуры находился в пределах 40 – 100% от наибольшего крутящего момента, развиваемого данным типом ЭП. Стопроцентную нагрузку ЭП может принимать только при повторно-кратковременном режиме (ПВ=15%)».

В литературе [2] указано: «При работе в условиях многократных пусков привода двигатель будет работать в повторно-кратковременном режиме. При этом в каждом частном случае необходим расчёт (по конкретной нагрузочной диаграмме привода) теплового режима двигателя».

Указанными рекомендациями сложно воспользоваться, так как они лишены конкретных формул и указывают лишь на общее направление, в котором должны идти размышления конструктора при разработке электроприводной РА.

Наиболее подробно, в общем виде, безотносительно к виду оборудования, описан в литературе [3] метод эквивалентных моментов для выбора ЭП к оборудованию и двигателям к ЭП, работающих в повторно-кратковременных режимах S3, S4, S5 по ГОСТ 183, характерных для работы приводов в составе регулирующей арматуры. Однако упомянутый метод практически не используется из-за его сложности или невозможности использования, так как предполагает наличие в исходных требованиях нагрузочной диаграммы ЭП при его многочасовой работе в составе разрабатываемой РА. Разработчики технологического оборудования и автоматических систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) указанную нагрузочную диаграмму ЭП не дают разработчику РА.

На практике разработчики регулирующей арматуры при выборе ЭП пользуются следующим методом. Рассчитывается максимальный крутящий момент технологического сопротивления (КМТС) на резьбовой втулке штока РА и сравнивается с номинальным крутящим моментом ЭП, который признаётся пригодным для эксплуатации

в составе РА в том случае, если номинальный крутящий момент равен или больше максимального КМТС на резьбовой втулке штока РА. Такой метод выбора ЭП приводит к повышенным, порой, неоправданным запасам по мощности. Особенно ярко это проявляется в случае запорно-регулирующих клапанов. Необходимо иметь в виду: чем мощнее ЭП, тем меньше количество пусков в час он способен сделать, тем хуже условия и качество регулирования, тем он дороже. Особенно силен этот эффект для ЭП, в состав которых входят двигатели более 1 кВт. По этой причине необходим точный расчёт, обеспечивающий выбор ЭП с минимальной, но достаточной мощностью.

В настоящей статье предлагается более точный и экономичный метод выбора известных, серийных ЭП для новой РА, приемлемый при разработке.

Проанализируем процесс разработки регулирующей арматуры, а также работу электропривода и арматуры в составе трубопровода при их эксплуатации.

В процессе разработки, к моменту выбора ЭП, конструктор должен иметь технические характеристики ЭП и технические характеристики РА. Далее конструктор должен:

- сравнить технические характеристики РА с техническими характеристиками ЭП;
- выбрать обозначение ЭП;
- вписать обозначение ЭП в спецификацию и другие конструкторские документы на РА;
- разработать сборочный чертёж РА в сборе с ЭП.

Сравниваемые технические характеристики ЭП и РА должны быть соразмерными, т.е. характеристики должны иметь одну и ту же единицу измерения.

Параметры и требования к электроприводам, предназначенным для перемещения регулирующих органов в АСУ ТП в соответствии с командными сигналами автоматических регулирующих и управляющих устройств, изложены в стандарте [4]. Указанным ЭП стандартом присвоен термин: механизм электрический исполнительный постоянной скорости. В зависимости от вида перемещения выходного органа механизмы подразделяют на типы:

- МЭО – механизм электрический однооборотный;
- МЭМ – механизм электрический многооборотный;
- МЭП – механизм электрический прямоходный.

Рассмотрим выбор МЭМ для РА по одному из основных параметров МЭМ: крутящему моменту на выходном

валу, так как выбор по ходу выходного вала и времени полного хода вала проблем не вызывает. В отношении МЭО и МЭП рассуждения об их выборе будут аналогичными МЭМ, но с некоторыми особенностями, учитывающими характеристики движения выходного органа механизмов.

К основным параметрам МЭМ стандарт [4] относит следующие:

- номинальное значение крутящего момента на выходном валу, измеряемое в $H \cdot m$;
- номинальное значение полного хода выходного вала, измеряемое в оборотах;
- номинальное значение времени полного хода выходного вала, измеряемое в секундах.

Кроме того, в стандарте [4] в числе других упоминаются следующие характеристики, не отнесённые к основным параметрам:

- максимальный крутящий момент включения;
- пусковой крутящий момент;
- режим работы механизмов (уточняется в технических условиях на механизм) — повторно-кратковременный с частыми пусками S4 или повторно-кратковременный с частыми пусками и электрическим торможением S5 — по ГОСТ 183 при нагрузке на выходном органе в пределах от номинальной противодействующей до 0,5 номинального значения сопутствующей;
- максимальная частота включений в 1 час (уточняется в технических условиях на механизм) — от 100 до 1200 при продолжительности включения (ПВ) до 25%.

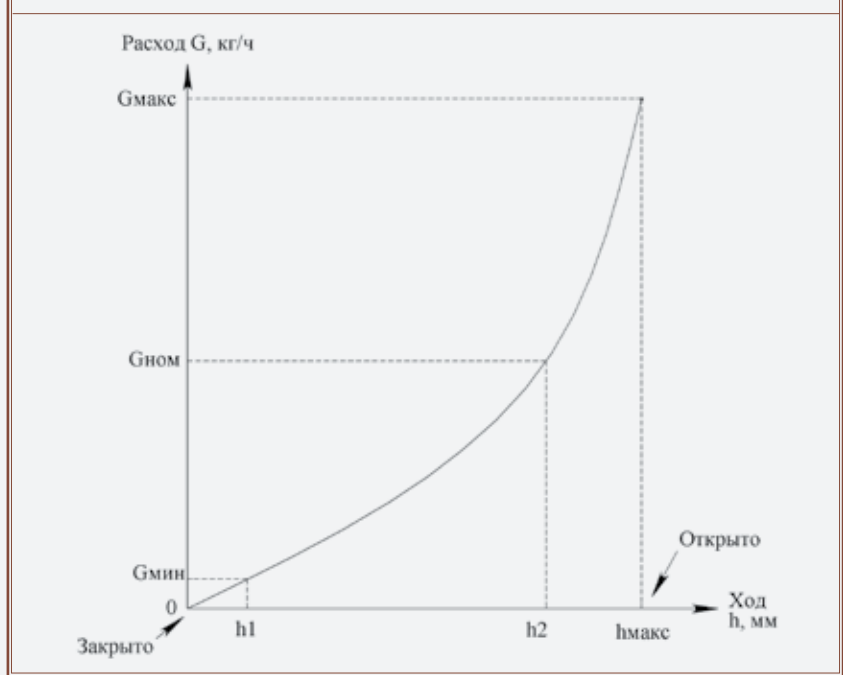
К одной из проблем выбора МЭМ относится несоответствие наименований основных параметров и их размерность с основными параметрами регулирующих клапанов по стандартам [5] и [6]:

- условный проход, измеряемый в мм;
- условное (номинальное) давление, измеряемое в МПа;
- допустимый перепад давлений, измеряемый в МПа;
- условная пропускная способность, измеряемая в $m^3/ч$;
- пропускная характеристика (зависимость пропускной способности от хода плунжера).

Для преодоления этого несоответствия необходимо рассчитать такие параметры РА, которые были бы сопоставимы и соразмерны с параметрами МЭМ, а именно: КМТС резьбовой втулки штока РА, измеряемый в $H \cdot m$, ход резьбовой втулки штока, измеряемый в оборотах, и время полного хода резьбовой втулки штока арматуры, измеряемое в секундах.

Согласно руководящему техническому материалу [7] исходные технические требования для разработки арматуры «должны быть выданы разработчиками технологического оборудования». Исходными данными для расчёта РА, в числе других, являются:

Рис. 1. Расходная характеристика шиберного клапана



- номинальный $G_{ном}$ расход среды,
- минимальный $G_{мин}$ расход среды,
- максимальный $G_{макс}$ расход среды,
- условное (номинальное) давление,
- допустимый перепад давлений,
- время полного хода плунжера РА.

Пропускная (расходная) характеристика рассчитывается по известным формулам из литературы [7] и [8], исходя из значений $G_{мин}$, $G_{ном}$, $G_{макс}$ и принятой конструкции РА.

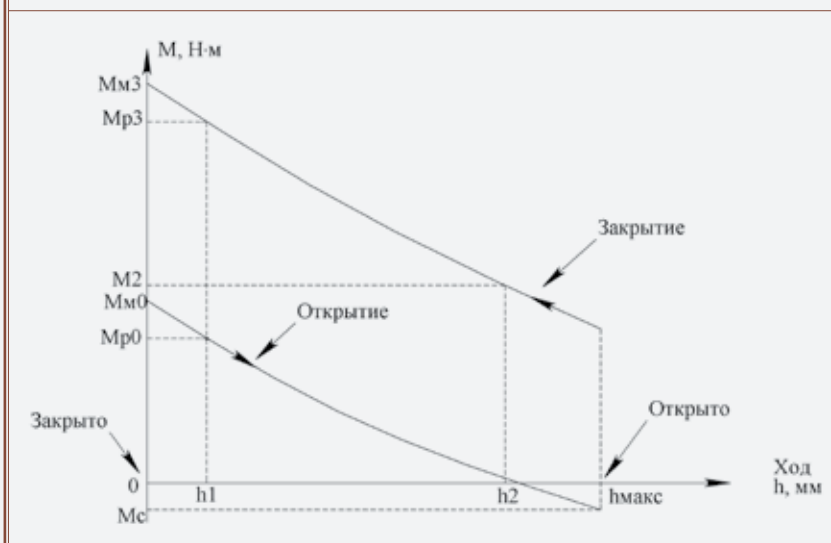
Рассмотрим расходную характеристику шиберного клапана (рис. 1) и диаграмму зависимости КМТС резьбовой втулки от положения плунжера (рис. 2).

При работе РА в составе трубопровода плунжер, управляемый МЭМ посредством винтовой пары, первоначально перемещается, чаще всего, из положения «закрыто» в положение между двумя точками с координатами $h_1, h_{макс}$, соответствующими расходу среды $G_{мин}, G_{макс}$ (рис. 1). Затем, на основе получаемой ЭП от АСУ ТП командной информации, происходит автоматическое регулирование расхода среды от $G_{мин}$ до $G_{макс}$ с остановками регулирующего органа в точках между координатами $h_1, h_{макс}$. После многочасового регулирования расхода среды в указанном диапазоне плунжер возвращается в положение с координатой 0 — «закрыто».

Рассмотрим, как изменяется КМТС резьбовой втулки в зависимости от положения h плунжера (рис. 2). Из положения «закрыто» плунжер из точки $h = 0$, соответствующей максимальному КМТС открытия, $M_{отр}$, перемещается согласно нижней линии диаграммы в положение между двумя точками с координатами $h_1, h_{макс}$, где происходит автоматическое регулирование, и далее, после окончания режима регулирования, по верхней линии диаграммы в точку 0 «закрыто», которой соответствует максимальный КМТС закрытия, $M_{мз}$.

Разработчику энергетического оборудования не требуется регулирование расхода среды в диапазоне от 0 до

Рис. 2. Диаграмма зависимости крутящего момента технологического сопротивления резьбовой втулки штока от положения плунжера шибера клапана



$G_{мин}$ (рис. 1), а конструктор арматуры соответственно не обязан предусматривать регулирование расхода среды в диапазоне от 0 до $G_{мин}$, в котором МЭМ испытывает наибольшие нагрузки.

Учитывая изложенное, очевидно, что МЭМ должен удовлетворять следующим трём условиям.

Условие №1

Преодолевать в кратковременном режиме противодействующий максимальный КМТС открытия, $M_{м0}$, преодолевать в кратковременном режиме противодействующий максимальный КМТС закрытия $M_{м3}$, при этом должны выполняться неравенства:

$$M_{лмэм} \geq M_{м0} \quad (1)$$

$$M_{ммэм} \geq M_{м3} \quad (2)$$

где $M_{лмэм}$ — пусковой крутящий момент МЭМ,
 $M_{ммэм}$ — максимальный крутящий момент МЭМ.

Условие № 2

Быть работоспособным в номинальном, повторно-кратковременном режиме на любом участке регулирования от h_1 до $h_{макс}$ диаграммы (рис. 2). На диаграмме видно, что КМТС на участке от h_1 до h_2 больше, чем на участке от h_2 до $h_{макс}$. На этапе разработки РА конструктору не дано предугадать, на каком из указанных участков при эксплуатации будет выполняться регулирование в повторно-кратковременном режиме, в связи с чем МЭМ должен выбираться для наиболее нагруженного участка. В пределах этот участок находится вблизи точки с координатой h_1 плунжера. С учётом изложенного должны выполняться неравенства:

$$M_{лмэм} \geq M_{p0} \quad (3)$$

$$M_{лмэм} \geq M_{p3} \quad (4)$$

где $M_{лмэм}$ — номинальный крутящий момент МЭМ,

M_{p0} — максимальный противодействующий КМТС в направлении открытия при регулировании,

M_{p3} — максимальный противодействующий КМТС в направлении закрытия при регулировании.

Условие № 3

Быть работоспособным в номинальном повторно-кратковременном режиме при действии крутящего момента сопутствующей нагрузки M_c , при этом должно выполняться неравенство:

$$0,5 \cdot M_{лмэм} \geq M_c \quad (5)$$

В соответствии со стандартом [4] значения пускового $M_{лмэм}$ и максимального $M_{ммэм}$ крутящих моментов МЭМ должны быть установлены в технических условиях (ТУ) на механизмы конкретного типа, причём пусковой крутящий момент $M_{лмэм}$ должен превышать номинальный $M_{лмэм}$ не менее чем в 1,7 раза. Российские производители в своих ТУ на МЭМ чаще указывают, что $M_{лмэм}$ и $M_{ммэм}$ превышают $M_{лмэм}$ не менее чем в 1,7 раза.

Выбранный по формулам (1), (2), (3), (4) и (5) МЭМ обеспечит регулирование арматурой расхода среды от $G_{мин}$ до $G_{макс}$ в номинальном повторно-кратковременном режиме работы, а также открытие и закрытие РА в кратковременном режиме работы ЭП.

Регулирование в повторно-кратковременном режиме в интервале хода плунжера от 0 до h_1 , при расходе среды от 0 до $G_{мин}$, не допустимо. Об этом должно быть указано на сборочном чертеже и в руководстве по эксплуатации на арматуру. В случае, если ЭП будет регулировать расход среды в указанном диапазоне, то он будет перегружен, его двигатель будет перегреваться, и долго выдерживать такое регулирование ЭП не сможет. Указанное явление перегрузки двигателей ЭП наблюдалось на Калининской АЭС на клапанах БРУ-К. АСУ ТП при эксплуатации, без особой надобности, включала и выключала ЭП с большой частотой при прохождении плунжером отрезка хода от 0 до h_1 . Это приводило к излишнему нагреву обмоток двигателя пусковыми токами, а также к повышенным значениям рабочих токов из-за высоких значений КМТС, что отрицательно сказывалось на дальнейшей работе: двигатель перегревался, срабатывала автоматическая защита двигателя, и он останавливался. Для повышения надёжности клапанов было принято решение ввести блокировку отключения ЭП клапана при прохождении его плунжером отрезка хода от 0 до 20% максимального хода [9]. Иными словами, расстояние от 0 до 20% максимального

хода плунжер клапана стал проходить без остановки. Это положительно сказалось на надёжности работы клапана.

Применение на практике указанной методики затруднено следующими негативными обстоятельствами.

Конструктор не рассчитывает и не указывает в документах на регулируемую арматуру следующие параметры:

- значения минимального, $G_{мин}$, расхода среды и соответствующие $G_{мин}$, значения $M_{р0}$ и $M_{рз}$, при которых выполняется регулирование;

- значение $M_{м0}$ или $M_{мз}$ (указывается только один, максимальный из двух КМТС или при открытии, $M_{м0}$, или при закрытии, $M_{мз}$).

Для использования предложенной методики перечисленные характеристики должны быть рассчитаны, указаны в конструкторских документах на РА и использованы в расчётах при выборе МЭМ.

Расчёты для конкретной РА значений $M_{м0}$, $M_{мз}$, $M_{р0}$, $M_{рз}$ и M_c и результаты сравнения этих значений с крутящими моментами $M_{лмэм}$, $M_{ммэм}$ и $M_{нмэм}$ конкретных МЭМ будут даны в следующей статье.

Указанные предложения оправданы не только с обычной технико-экономической точки зрения, но и вписываются в современное направление менеджмента, названное «рачительным» или «бережливым», «тощим», которое массово заимствуется западными странами из японской экономики. Основная философия бережливого производства – постоянное стремление к максимальной ликвидации потерь, где бы они ни возникали [10]. Стержнем рачительной организации производства является концепция, которая строится на предположении, что ответственность за эффективность и качество лежит на каждом сотруднике, в том числе на конструкторе арматуры и ЭП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуревич Д. Ф., Шпаков О. Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение. 1987. 520 с.

2. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением. Справочник. Под общей редакцией С. И. Косых. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение. 1982. 320 с.

3. Справочник по автоматизированному электроприводу. Под редакцией В. А. Елисеева, А. В. Шинянского, М.: Энергоатомиздат. 1983. 616 с.

4. ГОСТ 7192-89 Механизмы исполнительные электрические постоянной скорости ГСП. Общие технические условия.

5. ГОСТ 12893-83 Клапаны регулирующие односедельные, двухседельные и клеточные. Общие технические условия.

6. ГОСТ 23866-87 Клапаны регулирующие односедельные и двухседельные. Основные параметры.

7. РТМ 108.711.02-79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики. Руководящий технический материал. 132 с.

8. Гуревич Д. Ф. Расчёт и конструирование трубопроводной арматуры. Москва - Ленинград: Машиностроение, 1964. 832 с.

9. Рожков В. С., Филиппов Н. Г., Сарбаев М. Н. Повышение надёжности регулирующей арматуры для энергоблоков // Тяжёлое машиностроение, 1993, № 8. – С. 32 – 34.

10. Конарева Л. «Тощий» демонстрирует живучесть. Иностраный опыт // Экономика и жизнь, 2006, № 30 (9140).