

чек доступа и ПО. Эта структура позволяет быстро и просто добавлять новые объекты.

Мало кто из читателей видел в составе полевого оборудования регулирующий, отсечной или ручной клапан с антенной. Действительно, процесс внедрения беспроводных технологий здесь только начался, но он интенсивно развивается.

В качестве примера покажем два прибора фирмы Emerson. На рис. 1 показан регулирующий клапан с цифровым позиционером Fieldvue, который снабжен беспроводным адаптером 775 THUM. Адаптер позволяет сочетать "проводной" HART-протокол с протоколом WirelessHART. На рис. 2 показан сам адаптер, который

позволяет получить беспроводным способом информацию о состоянии и неисправностях позиционера или клапана. На рис. 3 показан беспроводной датчик положения клапана типа 4320, который одновременно выполняет функцию конечного выключателя.

Список литературы

1. *Хамов А.А.* Беспроводные решения SmartWireless от компании Emerson для автоматизации ТП // Промышленные АСУ и контроллеры. 2008. №5.
2. *Ламбруаз Г., Кариния Б.* Как улучшить разведку, добычу и переработку углеводородного сырья с помощью беспроводных технологий автоматизации // Oil&Gas Journal. 17.06. 2011.

*Казинер Юрий Яковлевич — канд. техн. наук, независимый эксперт.
E-mail: ykazinер@mail.ru*

ДИАГНОСТИКА ЭЛЕКТРОПРИВОДНОЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДАТЧИКА МОМЕНТА В СОСТАВЕ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО ПРИВОДА

**В.А. Мозжечков (ЗАО "ИТЦ "Привод"),
А.С. Савин (ГОУ ВПО "Тулский государственный университет")**

Применительно к задаче диагностирования технического состояния электроприводной трубопроводной арматуры решена задача построения математического описания динамических процессов в электроприводе арматуры с механизмом измерения момента силы, чувствительным элементом которого является подпружиненный червяк редуктора электропривода.

Ключевые слова: диагностика, электропривод, трубопроводная арматура, модель, динамика, крутящий момент, червячный редуктор.

Введение

Диагностика технического состояния оборудования предполагает решение двух взаимосвязанных задач: во-первых, получение информации о текущих значениях параметров оборудования, во-вторых, формирование диагностического заключения, например, на основе контроля принадлежности текущего значения вектора обобщенных параметров тому или иному множеству его значений, определяющему соответствующий диагноз состояния оборудования. Именно при решении первой из названных задач в наибольшей мере проявляется специфика объекта диагностики.

Применительно к диагностированию электроприводной трубопроводной арматуры [1-5], оснащенной интеллектуальным приводом, как правило, измерению подлежат: момент силы на выходном валу привода, скорость вращения вала и его угловое положение [2, 3, 4], в особых случаях используют дополнительное оборудование для измерений напряжений питания двигателя привода, потребляемых им токов и активной мощности [5]. Наиболее трудно реализуемой является процедура измерения момента силы на выходном валу привода. В то же время именно измерение момента силы является наиболее информативным и значимым при формировании диагностических заключений относительно состояний электроприводной арматуры.

Весомость задачи измерения момента силы при диагностировании арматуры обусловлена высоким уровнем требований к точности результатов измере-

ний, в том числе в режимах, где проявляются динамические эффекты. Это, в частности, биения и пульсации измеряемого момента, возникающие, например, в результате эрозий и задиров в парах трения привода и арматуры. Для достоверной диагностики указанных эффектов необходимо располагать средством измерения момента с широкой полосой пропускания и высокой динамической точностью, а также иметь возможность расчета пределов применимости располагаемого средства, обусловленных его ограниченной динамической точностью.

Наиболее распространенным средством измерения момента силы на выходном валу электропривода трубопроводной арматуры является механизм червячного редуктора с подпружиненным червяком, смещающимся под действием измеряемого момента.

Вал двигателя (либо вал маховика ручного дублера в режиме ручного управления приводом) вращает вал червяка редуктора. В результате взаимодействия червяка с червячным колесом возникает крутящий момент, приводящий в движение выходной вал привода, и, кроме того, возникает усилие, направленное вдоль оси червяка. Червяк может смещаться вдоль своей оси, например, перемещаясь по продольным шлицам на его валу. Смещение происходит до положения, в котором сила взаимодействия червяка с колесом уравновешивается силой упругости пружин, препятствующих осевым смещениям червяка. Осевое смещение червяка воспринимается датчиком смеще-

ния и используется как сигнал величины момента силы на выходном валу механизма.

Несмотря на обилие работ, посвященных математическому описанию динамики электроприводов, в том числе электроприводов с нежесткой и самотормозящейся передачей [6], динамика электропривода трубопроводной арматуры (ЭП ТПА) с механизмами указанного типа не описана с достаточной подробностью, позволяющей учитывать основные физические закономерности, проявляющиеся при функционировании привода, оценивать влияние его конструктивных и эксплуатационных параметров, а также режимов нагружения на динамику протекающих в нем процессов и, в частности, на динамику процессов в механизме измерения момента.

Перечисленные обстоятельства обусловили актуальность разработки предлагаемого в статье математического описания ЭП ТПА, учитывающего конструктивные особенности механической передачи вышеуказанного типа, позволяющего моделировать процессы диагностирования, включающие измерение момента силы на выходном валу привода.

Постановка задачи

Решим задачу построения математического описания динамических процессов в ЭП ТПА указанного выше типа, позволяющего моделировать процессы диагностирования технического состояния электропривода и арматуры, основанные на контроле перемещенных состояния ЭП ТПА, включая контроль величины крутящего момента, развиваемого приводом.

Уравнения динамики

Будем считать, что рассматриваемый механизм состоит из твердых недеформируемых тел, за исключением пружин, противодействующих смещениям червяка. Уравнения движения рассматриваемого механизма можно получить, воспользовавшись формализмом Лагранжа [7, с.134].

Пусть q_i , p_i , ε_i – обобщенная координата, скорость и ускорение соответственно: углового перемещения ротора двигателя ($i = 1$), линейного смещения червяка ($i = 2$), углового перемещения червяка совместно с его валом ($i = 3$), углового положения червячного колеса с выходным валом привода ($i = 4$) и присоединенной к нему нагрузки.

В рассматриваемой системе угол поворота червяка и его вала равен углу поворота ротора двигателя, то есть $q_3 = q_1$. Угол поворота червячного колеса q_4 определяется соотношением: $q_4 = q_3/k_r + q_2/R$, где k_r – передаточное число (коэффициент редукции) червячной пары по угловому перемещению (k_r равен отношению приращения угла поворота червяка к соответствующему приращению углу поворота червячного колеса при условии отсутствия смещений червяка по его валу), R – радиус делительной окружности червячного колеса. С учетом указанных кинематических соотношений из уравнений Лагранжа второго рода [7, с. 133] находим дифференциальные уравнения движения рассматриваемой механической системы:

$$(J_1 + J_2 + J_3 + J_4/k_r^2)\varepsilon_1 + J_4/(k_r R)\varepsilon_2 = M_0 - M_1 - M_2; \quad (1)$$

$$(m_3 + J_4/R^2)\varepsilon_2 + J_4/(k_r R)\varepsilon_1 + \chi q_2 = -F_1 - F_2 - F_3, \quad (2)$$

где J_i – момент инерции соответственно ротора двигателя ($i = 1$), вала червяка ($i = 2$), собственно червяка ($i = 3$), червячного колеса с выходным валом привода и присоединенной к нему нагрузки ($i = 4$), m_3 – масса червяка; χ – жесткость силоизмерительных пружин.

Уравнение (1) отражает баланс моментов сил на валу червяка. В нем: M_0 – момент движущей силы на валу червяка (момент, развиваемый двигателем или человеком, оперирующим штурвалом, за вычетом моментов сил трения в подшипниках и уплотнениях вала двигателя и червяка, а также момента силы трения, обусловленной вязкостью перемешиваемой смазки в объеме редуктора), M_1 – момент силы нагрузки, приведенный к валу червяка; M_2 – момент силы трения червяка о червячное колесо.

Уравнение (2) отражает баланс сил, приложенных к центру масс червяка и действующих вдоль его оси. В нем: F_1 – сила нагрузки привода, приведенная к червяку, F_2 – сила трения червяка о колесо, F_3 – сила трения в шлицах червяка.

При математическом описании сил, действующих в червячном зацеплении редуктора привода, будем придерживаться следующих общепринятых допущений [8]: взаимодействие зубьев червяка и червячного колеса осреднено, замещается взаимодействием одной пары зубьев (одного зуба червяка с одним зубом колеса); площадка контакта зубьев червяка и колеса является плоской; центр контактной площадки совпадает с точкой касания делительных диаметров колеса и червяка; ось червяка перпендикулярна к оси колеса.

В таком случае момент M_1 силы нагрузки, приведенный к валу двигателя, есть: $M_1 = M_L/k_r$, где M_L – момент сил нагрузки, приложенный к выходному валу привода (включая момент сил трения выходного вала в уплотнениях и подшипниках привода).

Момент M_2 сил трения в червячном зацеплении с учетом общепринятых допущений [8], принимая закон трения Кулона, можно описать следующим образом.

При вращении вала ($p_1 \neq 0$):

$$M_2 = \text{sign}(p_1)\text{abs}(\mu_{12} M_N), \quad M_N = M_F/\text{tg}\varphi + (r/R)M_p,$$

$$M_F = M_0 - (J_1 + J_2 + J_3)\varepsilon_1,$$

$$M_p = M_L + J_4\varepsilon_4 = M_L + J_4(\varepsilon_1/k_r + \varepsilon_2/R),$$

где $\text{sign}(*)$ – функция знака, принимает значение $-1, +1, 0$, если ее аргумент соответственно отрицательное, положительное число и ноль, $\text{abs}(*)$ – функция, принимающее значение абсолютной величины ее аргумента, μ_{12} – коэффициент трения червяка о колесо, M_N – момент силы, прижимающей друг к другу трущиеся зубья, является результатом действия моментов M_F , M_p на наклонную площадку контакта зубьев червяка и колеса, M_F – момент сил на валу двигателя, прижимающий зуб червяка к зубу колеса, M_p – момент сил на валу червячного колеса, прижимающий зуб колеса к зубу червяка, r – радиус делительной окружности червяка,

α – угол профиля витка червяка в его осевом сечении, $\varphi = \pi/2 - \gamma$, где γ – угол подъема витка червяка на делительном диаметре [8, с.608-610].

В состоянии покоя ($p_1 = 0$) момент M_2 определяется соотношениями:

$$\begin{aligned} &\text{если } \text{abs}(M_Q) < \text{abs}(\mu_{12}^0 M_N), \text{ тогда } M_2 = M_Q, \\ &\text{иначе } M_2 = \text{sign}(M_Q) \text{abs}(\mu_{12} M_N), \\ &\text{где } M_Q = M_0 - M_1 - J_4 / (k_r R) \varepsilon_2. \end{aligned}$$

Значение M_Q – значение момента силы, необходимой для удержания пары трения в состоянии покоя, определяется из уравнения (1), когда $\varepsilon_1 = 0$, то есть из условия сохранения состояния покоя, в котором $\varepsilon_1 = 0$, $p_1 = 0$, $q_1 = \text{const}$. Коэффициент трения в состоянии покоя μ_{12}^0 всегда больше коэффициента трения скольжения μ_{12} . Учтем данный факт, полагая $\mu_{12}^0 = \xi_{12}$, где $\xi > 1$ – заданная константа.

В уравнении (2) сила, обусловленная действием момента силы нагрузки на выходном валу привода, приведенная к червяку и действующая вдоль его оси: $F_1 = M_L / R$.

Смещение червяка вдоль его оси сопровождается пренебрежимо малым скольжением зубьев червячной пары (доминирует качение зуба червяка по зубу колеса), поэтому с приемлемой точностью для большинства практических случаев можно считать: $F_2 = 0$.

Сила сопротивления F_3 , обусловленная трением в шлицах червяка, определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} &\text{если } p_2 \neq 0, \text{ тогда } F_3 = \text{sign}(p_2) \text{abs}(\mu_{23} N_{23}), \text{ иначе:} \\ &\quad \text{если } \text{abs}(Q_{23}) > \text{abs}(\xi \mu_{23} N_{23}), \\ &\quad \text{тогда } F_3 = \text{sign}(Q_{23}) \text{abs}(\xi \mu_{23} N_{23}), \text{ иначе: } F_3 = Q_{23}; \\ &\text{где } N_{23} = \text{abs}((M_L + J_4 \varepsilon_4) \text{tg} \alpha / R) + \text{abs}((M_0 - (J_1 + J_2) \varepsilon_1) / \rho); \\ &\quad Q_{23} = -(F_1 + F_2 + \chi q_2 + J_4 / (k_r R) \varepsilon_1). \end{aligned}$$

Сила прижатия шлицов червяка к шлицам его вала N_{23} является суммой двух слагаемых. Первое из них определяет силу отжатия червяка от колеса при взаимодействии их зубьев, а второе – силу прижатия шлицов червяка к шлицам его вала под действием крутящего момента M_0 . Первая сила направлена вдоль радиуса делительной окружности червяка, а вторая действует по касательной к делительной окружности шлицов вала червяка с радиусом r . Выражение, определяющее значение силы Q_{23} , необходимой для удержания пары трения в состоянии покоя, следует из уравнения (2).

Наличие в измерителе механических упоров, ограничивающих сжатие пружин, можно учесть, дополнив уравнение (2) условием:

$$\begin{aligned} &\text{если } \text{abs}(q_2) > x_{\text{max}}, \\ &\text{тогда } \varepsilon_2 = 0; p_2 = 0; q_2 = \text{sign}(q_2) x_{\text{max}}; \end{aligned} \quad (3)$$

где x_{max} – предельная деформация пакета пружин, допускаемая упором, в каждую сторону от нейтрального положения червяка.

Компьютерное моделирование

На основе представленного выше математического описания разработана компьютерная модель, позволяющая анализировать процессы диагностирования

технического состояния электропривода и арматуры, основанные на контроле величины крутящего момента, развиваемого приводом.

В качестве примера, демонстрирующего возможности модели, были проанализированы переходные процессы в ЭП ТПА производства ЗАО "Тулаэлектропривод" марки ЭП4В-Б-250-45 с номинальным крутящим моментом 250 Н·м и номинальной частотой вращения выходного вала 45 об/мин. Графики переходных процессов (рис. 1) построены на основе решения дифференциальных уравнений (1), (2) дополненных уравнениями Парка-Горева [9, с. 56], определяющими величину крутящего момента M_0 , развиваемого асинхронным трехфазным двигателем с параметрами, соответствующими двигателю 4А80В4 [9, 10] с электропитанием от трехфазной сети переменного тока с напряжением 380 В и частотой 50 Гц. Наряду с указанным двигателем привод в своем составе имеет однозаходный червячный редуктор с измерителем крутящего момента. Конструктивные параметры редуктора привода имеют следующие значения: масса червяка – 0,68 кг; модуль червяка – 3 мм; делительный радиус червяка – 22 мм; угол профиля зуба червяка – 0,35 радиан; коэффициент редукции червячной пары – 27,33; упругость пакета силоизмерительных пружин – $1,37 \cdot 10^{-6}$ Н/м; предел сдвига червяка от нейтрали – 5,5 мм; коэффициент трения в червячном зацеплении с учетом его зависимости от скорости скольжения определяется эмпирической формулой: $0,12 - r p_1^{1/4}$; моменты инерции: вала червяка 10^{-4} кг·м, собственно червяка $3 \cdot 10^{-4}$ кг·м, червячного колеса – $5 \cdot 10^{-4}$ кг·м², выходного вала привода – $8 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

На рис. 1 представлены графики изменения переменных состояния электропривода, соответствующие его включению на холостом ходу с последующим линейным возрастанием момента нагрузки до 300 Нм. На данном рисунке: I_s – сила тока в обмотках статора электродвигателя, А; M_0 – крутящий момент, развиваемый электродвигателем, Н·м×5; p_1 – скорость вращения вала электродвигателя, рад/с×10; q_2 – величина продольного смещения червяка по шлицам вала, мм; t – время, с.

Рис. 1-а иллюстрирует режим движения в случае отсутствия возмущающих воздействий, обусловленных дефектами в элементах привода и арматуры. На рис.1-б представлены графики изменения переменных состояния электропривода, соответствующие случаю, когда к линейно нарастающей нагрузке добавляются импульсы момента нагружения, обусловленные локальным "заеданием" шпинделя в бугельном узле арматуры. Графики показывают, что штатный измеритель момента нагружения в составе привода дает сигнал, представленный переменной q_2 , достаточно контрастный для формирования диагностических заключений, несмотря на кратковременность указанных проявлений дефекта.

Рис. 1-в иллюстрирует случай, когда линейный рост момента нагружения M_L сопровождается пульсацией трения в червячном зацеплении, вызванной на-

личием локального дефекта зуба червяка. В модели указанный дефект воспроизводился скачкообразным ростом коэффициента трения в червячном зацеплении с 0,1 до 0,5 в пределах сектора червяка 0,25 рад и последующим падением до исходного значения 0,1. В данном случае заметное изменение формы в сравнении с невозмущенным движением (рис. 1-а) претерпевают графики $p_1(t)$, $I_s(t)$, $M_0(t)$, в то время как график $q_2(t)$ контрастных изменений не демонстрирует (укрупненно фрагмент указанного графика $q_2(t)$ показан на рис. 1-г), откуда следует, что для диагностирования дефектов в пятне контакта червячного зацепления электропривода требуется либо высокоточные измерения процессов перемещений $q_2(t)$, либо дооснащение диагностического комплекса средствами регистрации процессов изменения переменных $p_1(t)$, $I_s(t)$.

Заключение

Таким образом, применительно к задаче диагностирования технического состояния электроприводной арматуры решена задача построения математического описания динамических процессов в ЭП ТПА с механизмом измерения момента силы, чувствительным элементом которого является подпружиненный червяк редуктора электропривода. Модель позволяет анализировать процессы диагностирования технического состояния электропривода и арматуры, основанные на контроле переменных состояния ЭП ТПА, включая контроль величины крутящего момента, развиваемого приводом.

Список литературы

1. Гуревич Д.Ф., Заринский О.Н., Косых С.И. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: Справочник / Под общ. ред. С.И. Косых. Л.: Машиностроение, 1982.
2. Шпаков О.Н. Диагностирование – важнейшее направление повышения конкурентоспособности приводов для арматуры. // Арматуростроение. 2005. №3.
3. Макаров В.В., Андреев А.П., Васильев С.И. О создании диагностического паспорта трубопроводной арматуры. // Арматуростроение. 2006. № 5.
4. Мозжечков В.А. Общие тенденции развития электроприводов трубопроводной арматуры // Арматуростроение. 2009. №6.
5. Матвеев А.В., Складников А.Ф. Диагностирование арматуры с электроприводом при помощи параметров активной мощности. // Арматуростроение. 2009. № 3.
6. Основы проектирования следящих систем / Под ред. Н.А. Лакоты. М.: Машиностроение, 1978.
7. Айзерман М.А. Классическая механика. Учебное пособие для вузов. 2-е изд. М.: Наука, 1980.
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. Т.2.-М.Машиностроение, 2001.
9. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин: Учеб. для вузов.-3-е изд., перераб. И доп.- М.: Высш.шк., 2001.
10. Кравчик А.Э., Шлаф М.М., Афонин В.И., Соболевская Е.А. Асинхронные двигатели серии 4А. Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1982.

Мозжечков Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, главный инженер ЗАО "ИТЦ "Привод";
Савин Алексей Сергеевич – аспирант ГОУ ВПО "Тюльский государственный университет".
 Контактный телефон (4876) 79-65-58. E-mail: vat@tula.net savin@tula.net

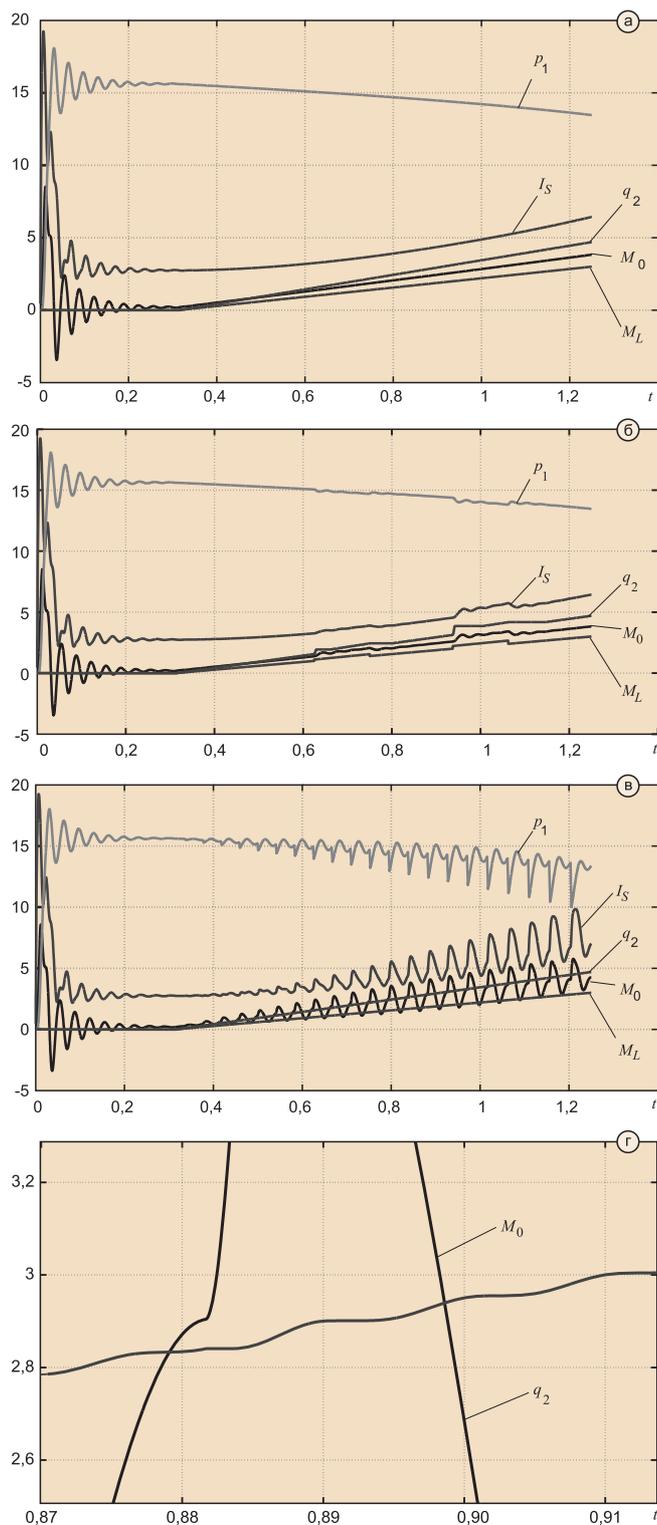


Рис. 1. Графики изменения переменных состояния ЭП ТПА а) движение без возмущающих воздействий, б) движение с пульсацией момента нагрузки, вызванной локальным "заеданием" шпинделя в бугельном узле арматуры, в) движение с пульсацией трения в червячном зацеплении, вызванной наличием локального дефекта зуба червяка, г) пульсация сигнала момента, вызванная наличием локального дефекта зуба червяка