Иванов С. Н., Приходченко О. В., Просолович А. А., Плетников Д. В.
S. N. Ivanov, O. V. Prichodchenko, A. A. Prosolovich, D. V. Pletnikov

**МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ СОВМЕЩЕННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА
ДЛЯ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ**

**THE SIMULATION OF THE FEED MECHANISM OF COMBINED ELECTRICAL DRIVE TO
CNC MACHINES**

Иванов Сергей Николаевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электромеханика» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); тел. 8(914)1859120. E-mail: kem@email.knastu.ru.

Mr. Sergey N. Ivanov – Dr. habil. in Engineering, Professor, Department of Electromechanics, Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); tel. 8(914)1859120. E-mail: kem@email.knastu.ru.

Приходченко Оксана Вадимовна – кандидат технических наук, руководитель группы разработок управления информатизации Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); тел. 8(914)1859358. E-mail: okpr68@mail.ru.

Ms. Oksana V. Prichodchenko – PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Group of Informatization Development, Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); tel. 8(914)1859358. E-mail: okpr68@mail.ru.

Просолович Алексей Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы автоматизированного проектирования» Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); тел. 8(914)1859359. E-mail: office@knastu.ru.

Mr. Alexey A. Prosolovich – PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Computer-aided Design Systems, Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); tel. 8(914)1859359. E-mail: office@knastu.ru.

Плетников Денис Владимирович – студент Комсомольского-на-Амуре государственного университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); тел. 8(4217)241175. E-mail: kem@knastu.ru.

Mr. Denis V. Pletnikov – Student of Komsomolsk-on-Amur State University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); tel. 8(4217)241175. E-mail: kem@knastu.ru.

Аннотация. Повышение эффективности электрических приводов для машиностроительных предприятий связано с разработкой и исследованием надежности механизмов подачи станочного оборудования. Совершенствование этих элементов может быть реализовано за счет процессных или системных изменений, вариации программно-аппаратных средств управления и создания совмещенных преобразователей энергии, в которые интегрированы приводные, передаточные, исполнительные, а в ряде случаев и другие механизмы. При этом за счет технических решений, направленных на объединение исполнительного устройства и привода, обеспечивается решение задачи повышения не только надежности, но и коэффициента полезного действия. В данной статье приведены результаты проектирования, оценки надежности исполнительного элемента и реализации совмещенного электропривода, предназначенного для использования в качестве автоматизированного механизма возвратно-поступательного перемещения различных типов металлорежущих станков. Использование управляемого электромеханического преобразователя в составе совмещенного электропривода обеспечивает высокие регулировочные характеристики и качество процессов металлообработки.

Summary. The increase in the efficiency of electric drives for machine-building enterprises is associated with the development and investigation of the reliability of machine tool feeding mechanisms. The improvement of these elements can be realized through either process or systemic changes, variations in software and hardware controls, and the creation of combined energy converters into which drive, transmission, executive, and in some cases, other mechanisms are integrated. At the same time, due to technical solutions aimed at combining the actuator and the drive, a solution is provided to increase not only the reliability but also the efficiency factor. This article presents the results of designing, evaluating the reliability of the actuating element and implementing a combined electric

drive, intended for use as an automated mechanism for reciprocating the movement of various types of machine tools. The use of a controlled electromechanical converter as part of a combined electric drive provides high control characteristics and quality of metal-processing processes.

Ключевые слова: электромеханический преобразователь, надежность, совмещенный электропривод, механизм подачи.

Key words: electromechanical converter, reliability, combined electric drive, feed mechanism.

УДК 621.3.019

Введение

Станочное оборудование является одним из основных энергопотребителей любого современного машиностроительного предприятия. Очевидно, что на стоимость конечного изделия оказывают влияние энергоресурсы, связанные с его изготовлением. Снижение материальных затрат может быть достигнуто повышением коэффициента полезного действия энергетических устройств, используемых в станочном оборудовании. В разное время это привело к ряду технических решений, направленных на постепенное объединение исполнительного устройства и привода, что полностью соответствовало тенденции прямого развития принципа построения рациональной машины. В 1930 г. на международной энергетической конференции было показано, что возможность повышения экономичности и эффективности обобщенной теоретической машины существенным образом зависит от размещения места преобразования электрической энергии в механическую относительно последнего вала машины.

Очевидные преимущества таких устройств связаны со следующими факторами:

- отсутствие промежуточных механических редукторов, трансмиссий, вариаторов, мультипликаторов, цепных и ременных передач, и, что также важно, уплотнений;
- оптимизация конструкции без снижения качества основных характеристик за счет совмещения и/или снижения количества их элементов;
- улучшение регулировочных и динамических характеристик;
- повышение эффективности оборудования (экономичности, надежности и т.д.) на всех этапах жизненного цикла (конструирования, производства, транспортирования, хранения и технического обслуживания, эксплуатации, утилизации);
- улучшение весогабаритных показателей.

Создание совмещенных приводных устройств обеспечивает возможность энерго- и ресурсосбережения, экономичное и точное поддержание требуемых эксплуатационных показателей и отвечает современным требованиям технологичности, электробезопасности и надежности, а также экологичности.

Примерами такого оборудования является совмещенный электропривод (СЭ) на основе электромеханических преобразователей [1 – 3].

Основной проблемой при проектировании СЭ является сложность исследования и моделирования нелинейных процессов преобразования энергии в рассматриваемых устройствах, требующих одновременного учета динамики электромагнитных, гидравлических, тепловых и механических процессов. Поэтому для определения диапазона выполнимости СЭ необходимы учет теоретических и практических разработок в области механики, теплотехники, электромеханики и использование современного математического аппарата, численных методов, методов планирования эксперимента и проектирования с привлечением интегрированных САПР (CAD/CAE-систем). Причем последние в настоящее время являются универсальным инструментом разработки современных технических систем, вследствие чего широко используются для решения задач вариативного проектирования, моделирования сложных физических процессов и многофакторной оптимизации [4 – 6].

Критериями работоспособности исполнительного механизма системы контроля и управления доступом (СКУД), состоящего из тороидального вращающегося ротора с внутренней резьбой и перемещающейся в горизонтальном направлении тяги, являются:

- прочность элементов резьбовой части ротора и тяги;
- устойчивость тяги при продольных изгибающих усилиях в случаях его нагружения изгибающими и растягивающими силами;
- скорость износа резьбового сопряжения в реальных условиях эксплуатации.

Целями как проектного, так и проверочного расчетов являются определение и обеспечение параметров механизма, соответствующих заданным критериям при заданных размерах механизма подачи. Исходными данными для проектного расчета являются: величина наибольшего осевого перемещения L тяги относительно ротора, наибольшая осевая нагрузка Q с учетом направления ее приложения. В случае электромеханического привода должна быть заданной линейная скорость перемещения тяги относительно ротора v в осевом направлении при частоте вращения последнего ω . Эксплуатационные требования к приводу, например, такие как необходимость выполнения условия электромагнитного торможения, задаются дополнительно.

Теоретические основы исследования. Анализ механических передач в условиях скольжения показывает, что для тяги, на которую действует растягивающая нагрузка, также как и для нагрузок сжатия, превышающих 20...25 кН, для приведенных длин не выше 0,5 м основным критерием работоспособности является скорость износа резьбового сопряжения.

Поскольку на скорость изнашивания элементов подачи существенно влияет давление q , его расчетное значение не должно быть выше допускаемой величины, т.е.

$$q = \frac{Q_n}{A_n} \leq [q],$$

где Q_n – изгибное (нормальное) усилие в сопряжении; A_n – теоретическая площадь соприкосновения элементов резьбового сопряжения.

Без учета угла подъема резьбы, но с учетом того, что нагрузка по виткам распределена равномерно, величина давления составит

$$\frac{Q_n}{A_n} = \frac{Q}{z \cdot A},$$

где Q – сила (осевая) тяги, Н; z – число общих витков резьбы сопряжения; A – площадь, определяемая проекцией рабочей поверхности одного витка на перпендикулярную оси тяги плоскость.

При этом допущении условие износостойкости резьбы имеет вид

$$q = \frac{Q}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq [q],$$

где d_2 – усредненный диаметр резьбы; H_1 – рабочая высота выбранного профиля; $[q]$ – нормативное давление в сопряжении, МПа.

Последняя формула, содержащая три неизвестных параметра, не имеет однозначного решения. При инженерных расчетах задаются два дополнительных соотношения:

- в зависимости от профиля резьбы определяется относительная глубина $\psi_h = H_1 / p$ (для упорных – $\psi_h = 0,75$, для трапецидальных резьб $\psi_h = 0,5$);
- относительная высота ротора $\psi_H = H_p / d_2$, где H_p – полная высота ротора.

Величина ψ_H предварительно принимается в пределах ряда 1,2; 1,6; 2,0; 2,5 и окончательно выбирается по результатам итерационного расчета. Большие значения целесообразно принимать для силовых приводов.

Полная высота резьбовой части ротора

$$H_p = z \cdot P,$$

где P – шаг резьбы.

С учетом H_p средний диаметр резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [q]}}.$$

Последовательность расчета исполнительного механизма:

1. выбор материалов тяги и резьбовой части ротора;
2. определение нормированного давления $[q]$ на несущей поверхности резьбы и допускаемых напряжений;
3. определение относительной глубины резьбы ψ_h и относительной высоты резьбовой части ротора ψ_H ;
4. определение среднего диаметра резьбы.

Все размеры выбираются по таблицам стандартных резьбовых соединений исходя из ближайших больших значений d_2 . Число рабочих витков резьбовой части ротора

$$z = \frac{d_2 \cdot \psi_H}{P}.$$

Варианты с числом z меньшим 10 технически неприемлемы, соответственно, это приводит к уменьшению числа итераций в дальнейшем расчете.

При осевой (сжимающей тягу) силе Q возникает необходимость проверки продольной устойчивости на изгиб. Предварительно определяется гибкость тяги исходя из внутреннего диаметра резьбы d_3 и без учета влияния витков резьбы по выражению

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3},$$

где μ – коэффициент, зависящий от способа закрепления подвижных опор, используемый для нахождения приведенной длины. При шарнирных опорах тяг $\mu = 1$.

Значение гибкости λ_1 , соответствующее границе устойчивости (критическое напряжение), принимается равным пределу пропорциональности.

Если $\lambda > \lambda_1$, то расчет на устойчивость для критической силы ведется по формуле Эйлера:

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot L)^2},$$

где E – справочное значение модуля упругости материала тяги; $I = \pi \cdot d_3^4 / 64$ – момент инерции сечения в поперечном направлении по внутреннему диаметру резьбового сопряжения.

Если соотношение не выполняется и $\lambda < \lambda_1$, в качестве расчетного выражения на устойчивость используется формула Ф. С. Ясинского:

$$Q_{кр} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{4} \cdot (a - b \cdot \lambda),$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжений.

Необходимый проектный коэффициент запаса устойчивости s_y , обеспечивающий требуемый уровень работоспособности, должен быть не ниже детерминированного $[s_y]$:

$$s_y = \frac{Q_{кр}}{Q} \geq [s_y].$$

Рекомендуемый диапазон значений $[s_y] = 3 \dots 4$.

Поскольку при проектировании частота вращения (ω , с⁻¹) ротора и скоростная характеристика осевого перемещения (v , мм/с) тяги заданы, требуемое число заходов резьбы может быть рассчитано по формуле

$$n = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{\omega \cdot P}.$$

По среднему диаметру резьбового сопряжения определяется расчетный угол подъема резьбы:

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d^2},$$

где используемая величина хода P_h определяется произведением шага на число заходов.

Коэффициент трения в резьбе, приведенный к расчетным условиям, определяется с учетом угла профиля по выражению

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha / 2},$$

где f – коэффициент трения для материалов сопряжения; α – угол профиля.

Соответственно, угол трения в резьбе, приведенный к расчетным условиям,

$$\rho' = \arctg f'.$$

При наличии необходимости обеспечения самоторможения в резьбовом сопряжении рассчитывается соотношение

$$\psi < \rho'.$$

Опорные реакции в резьбовом сопряжении и момент сил трения

$$M_p = Q \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho').$$

Обусловленный действующей на опоре осевой силой момент трения M_p зависит от ее конструктивного исполнения.

При наружном диаметре D_0 и внутреннем d_0 момент трения кольцевой опоры скольжения составит

$$M_{on} = \frac{1}{3} \cdot Q \cdot f \cdot \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2},$$

где f – коэффициент трения на сопряженных участках поверхности.

Если на коническом участке тяги, входящем в центровое отверстие, на диаметре d_0 имеется периферийное кромочное трение, то

$$M_{on} = \frac{1}{2} \cdot Q \cdot f \cdot d_0.$$

Эта формула при наличии опорного подшипника определяет в нем момент сил трения, при этом коэффициент трения принимается равным $f = 0,01$.

Момент, действующий в растянутых (или сжатых) сечениях тяги, зависит от конструктивной схемы механизма подачи. Разделение резьбовой частью ротора точки приложения динамического момента и точки приложения осевой силы приводит к кручению тяги в растянутых (или сжатых) сечениях только моментом на опоре. В противоположном случае, если точки приложения вращающегося момента и осевой силы расположены с одной стороны относительно ротора или ротор вращается при неподвижной тяге, растянутые (или сжатые) сечения тяги нагружены соответственно моментом в резьбовом сопряжении.

При одновременном действии напряжений растяжения (или сжатия) устойчивость тяги на кручение проверяется в соответствии с условием исходя из значений эквивалентных напряжений σ_3 ,

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma]_{p(сж)},$$

где M – крутящий (тангенциальный) момент, вызывающий напряжение в расчетном сечении; $[\sigma]_{p(сж)}$ – нормируемое для материала тяги напряжение при растяжении или сжатии.

Резьбовая часть ротора проверяется на прочность по условию отсутствия среза:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot z \cdot b} \leq [\tau]_{cp},$$

где b – толщина витка у основания резьбы (для упорных резьб $b = 0,736P$; для трапецеидальных профилей $b = 0,634P$); $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение.

Нарушение требуемого условия приводит к необходимости выбора резьбы следующего диаметра при том же или ближайшем большем шаге.

По условиям прочности при растяжении с одновременным учетом напряжений кручения наружный диаметр резьбового сопряжения ротора рассчитывается по выражению

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot [\sigma]_p} + D_4^2}.$$

Допускаемые для материала напряжения резьбовой части ротора назначаются по машиностроительным рекомендациям, приведенным в [7]. В случае расчета механизма подачи с упорной резьбой вместо D_4 подставляется D в соответствии с принятыми обозначения стандарта.

Конструктивно целесообразно принимать $d_r \geq D_4 + 8$ мм, для исключения деформации резьбовой части в роторе.

Исходя из условия прочности несущей поверхности бурта при смятии его наружный диаметр D_r рассчитывается по формуле

$$D_r \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma]_{cm}} + (d_r + 2 \cdot c)^2},$$

где c – размер фаски в отверстии корпуса, в котором находится резьбовая часть.

Последующая проверка на прочность при изгибе принятой конструктивно высоты бурта $h_r \approx 0,25 H_r$ производится по формуле

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot Q \cdot (D_r - d_r)}{\pi \cdot d_r \cdot h_r^2} \leq [\sigma]_n.$$

Мощность исполнительного механизма определяется по выражению

$$P_b = (M_p + M_{on}) \cdot \omega_b.$$

Определяющим критерием работоспособности может быть принята устойчивость тяги при продольном изгибающем напряжении, если при этом приведенная длина тяги выше 0,7 м или осевые сжимающие усилия не превышают 15...20 кН.

Последовательность расчета механизма перемещения:

1. Усталостный расчет при сжатии или растяжении исходя из расчетной осевой силы Q_p , превышающей фактически действующую силу (не менее чем в 1,3 раза) и учитывающей напряжения кручения, одновременно действующие с растягивающими или сжимающими напряжениями:

$$Q_p = 1,3 \cdot Q.$$

2. Внутренний диаметр резьбовой части тяги по условиям прочности при сжатии или растяжении определяется по формуле

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot [\sigma]_{p(c)}}}.$$

3. Определяется гибкость тяги:

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot L}{d_3}.$$

4. Внутренний диаметр резьбы тяги при $\lambda > \lambda_1$

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot (u \cdot L)^2 \cdot Q \cdot [n_y]}{\pi^3 \cdot E}}.$$

5. Внутренний диаметр резьбы тяги при $\lambda < \lambda_1$

$$d_3 \geq 2 \cdot \mu \cdot L \cdot \frac{b}{a} + \sqrt{\left(2 \cdot \mu \cdot L \cdot \frac{b}{a}\right)^2 + \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot a} \cdot [n_y]}.$$

При сжимающей силе Q из значений d_3 для дальнейших расчетов принимается большая величина, округленная до ближайшего стандартного значения.

Для случая равномерного распределения q на нагруженных поверхностях у всех z витков резьбой части ротора условие долговечности резьбы

$$q = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [(d_3 + 2 \cdot H_1)^2 - d_3^2] \cdot z} \leq [q]$$

Решение этого уравнения относительно H_1 позволяет рассчитать необходимую рабочую глубину резьбы:

$$H_1 = \sqrt{\left(\frac{d_3}{2}\right)^2 + \frac{Q}{\pi \cdot z \cdot [q]}} - \frac{d_3}{2}.$$

При нахождении параметров механизма подачи число витков резьбовой части ротора принимается $z \leq 10$, шаг зависит от профиля резьбы (для трапецеидальной резьбы $P = 2 H_1$, упорной – $P = 3/4 H_1$).

Моделирование механизма подачи

Основные размерные соотношения, полученные в результате расчета исполнительного механизма, позволяют перейти к имитационному моделированию механизма сопряжения.

Задачей проектирования механизма подачи является создание его геометрической сборочной модели, интегрируемой в совмещенный с ним электромеханический преобразователь. Это позволяет эффективно решить задачи обеспечения вариативного проектирования, проработки компоновки, проверки соответствия сопрягаемых элементов, создания расчетных моделей, позволяющих провести вычислительный эксперимент с использованием методов инженерного анализа. Кроме того, реализация параметрической модели позволяет произвести расчет динамических характеристик механизма подачи, создать анимацию физических процессов при варьировании проектных параметров, визуализировать конструкторско-технологические процессы, подготовить полный комплект конструкторской документации: сборочные чертежи, спецификации, чертежи деталей.

В случае отсутствия достоверной информации о фактическом вкладе отдельных параметров и/или большом их количестве возникает необходимость использования методов планирования эксперимента для количественной оценки влияния отдельных проектных параметров механизма

подачи на выходные характеристики ГЭМП. Нахождение субоптимального или эффективного варианта требует исследования различных конструктивных вариантов механизма подачи, т.е. создания модифицируемой геометрической модели.

Использование современных технологий параметризации обеспечивает быструю вариацию проектируемого механизма подачи и позволяет максимально оперативно решить рассматриваемую задачу.

Разработка параметрической модели механизма подачи выполнена с использованием отечественной (разработчик компания «Топ Системы» г. Москва) автоматизированной системы проектирования T-Flex CAD, отличающейся мощными параметрическими возможностями.

Это связано с тем, что T-FLEX CAD является эффективной системой, позволяющей получать параметрические (включая сборочные) чертежи любой сложности и использовать до 105 параметрически связанных между собой элементов. Следует отметить, что отличительной чертой T-FLEX CAD является то, что она не использует построенную на размерной параметризации подсистему фирмы D-CUBED, характерную для таких систем, как Inventor, SolidWorks, Autodesk Mechanical Desktop, Solid Edge [8].

Эта подсистема имеет определенные количественные ограничения, заданные пользователем, в виде системы нелинейных уравнений, которые решаются различными вариационными методами, и в целом предназначена для трехмерных операций при построении эскизов. При этом могут возникнуть трудности с проблемой выбора «нужных» корней, если система имеет не единственное решение, что может привести к неоднозначным решениям при параметрическом пересчете. Также проблемой вариационных решателей является работа с моделью значительной размерности.

В T-FLEX CAD используется геометрическая параметризация, позволяющая рассматривать не только положение линий и элементов сборочного чертежа, но и содержимое текста и любые атрибуты элементов. Параметризация в T-Flex CAD происходит на всех уровнях от значений атрибутов операций (в частности, величина выталкивания) до эскиза или профиля для трехмерной операции. Такой подход позволяет модифицировать трехмерную модель за счет изменения формы эскиза или величины параметров операций. При этом проектные параметры могут быть заданы любыми связями между собой. Такого уровня параметризации нет ни в одной системе.

Основными достоинствами T-FLEX CAD при трехмерном параметрическом моделировании являются:

- использование геометрической параметризации (гибкое редактирование модели при вариации определяющего элемента модели, все определяемые элементы изменяются в соответствии со способом задания их параметров);
- использование мощных механизмов параметризации для подготовки эскизов;
- параметрическое изменение назначаемых описаний трехмерных операций;
- высокая надёжность и скорость пересчёта модифицируемой модели;
- широкие возможности при построении ассоциативных сборок и моделей;
- возможность создания специализированных параметрических библиотек;
- возможность обращения к базам данных, прикладным модулям в процессе пересчёта модели;
- быстрое выявление ошибок и причин их возникновения при пересчёте;
- естественность и удобство задания ограничений;
- использование переменных, заданных с помощью выражений, содержащих встроенные переменные, и арифметических и логических операций;
- реализация двунаправленной ассоциативности 2D/3D;
- использование команды «пересчёт размеров в середину поля допуска», которая необходима, например, при подготовке модели для создания программы для станка с ЧПУ.

Таким образом, параметризация в T-FLEX CAD организует топологию «управляемой» модели: изменение параметров или размеров приводит к регенерации всех связанных деталей и сборок.

При создании сборочной параметрической модели механизма подачи в T-FLEX CAD могут быть использованы два различных метода сборки: сборка «снизу-вверх» или «сверху-вниз». Метод сборки «снизу-вверх» аналогичен реальной сборке: имеющиеся детали последовательно передаются в файл сборки. При методе сборки «сверху-вниз» сначала определяется общая компоновка сборочной единицы, далее происходит автоматическое выделение и детальная проработка отдельных элементов как в отдельных файлах, так и не выходя из общей сборки (работа с деталями в контексте сборки).

Первый метод сборки осуществляется путем привязки деталей друг к другу с одновременным формированием схемы хронологии связей деталей.

Проектирование в системе T-FLEX CAD по такой технологии имеет следующие преимущества:

- проектирование деталей в отдельном файле дает возможность не только выделить компоненты, но и упростить процесс проектирования сложного изделия;
- возможность использования базового 3D-фрагмента в несвязанных сборочных документах, формирования библиотек стандартных и унифицированных параметрических 3D-фрагментов;
- возможность назначаемой привязки к другим 3D-фрагментам и элементам сборочной 3D-модели.

Сборка деталей, спроектированных в отдельном файле, эффективна для так называемых «сборок с короткой хронологией», сложных сборок или типовых механизмов, содержащих значительную долю унифицированных деталей. Кроме того, метод «снизу-вверх» легко реализуем для создания изделий, которые содержат базовую деталь (корпус, основание и т.п.), служащую для размещения и крепления других деталей. Для механизма подачи такой деталью является ротор преобразователя. В этом случае хронология сборки упрощается, а схема связей между деталями сборки выглядит в виде дерева, стволом которого является базовая деталь.

При проектировании сборочной трехмерной модели механизма подачи используется метод сборки «снизу-вверх», т.е. сборочная модель составляется из ранее спроектированных трехмерных деталей (3D-фрагментов) с известными геометрическими параметрами.

Создание 3D-моделей элементов сборки

На первоначальном этапе создания параметрической сборочной 3D-модели механизма подачи необходимо спроектировать параметрические 3D-модели элементов сборки (3D-фрагменты) – отдельных деталей, входящих в исполнительный механизм.

Процесс параметрического моделирования в T-FLEX CAD можно осуществить двумя способами: одновременным или последовательным созданием геометрической формы проектируемого объекта и задания его параметров и их значений. В процессе создания модели механизма подачи использован второй способ, при котором весь процесс моделирования разбивается на два этапа:

1. создание геометрии проектируемого объекта (построение профилей, выполнение операций 3D-моделирования, позиционирование деталей в сборочной модели);
2. задание параметров проектируемого объекта (линейные, угловые размеры, количество элементов) и их значений (чисел, переменных, выражений).

В процессе моделирования использованы следующие операции геометрического моделирования из подменю «Операции» главного меню системы T-FLEX CAD: вращение, выталкивание, сглаживание, круговой массив, линейный массив, булевы операции.

Моделирование базовой детали. Задача создания параметрической модели корпуса ротора не является необходимой, т.к. эта деталь стандартизована и выпускается определенного типоразмера. Однако поскольку его размерные соотношения (длина l , диаметр d) определяют границы области проектирования для механизма подачи, то в работе реализована возможность параметризации этого элемента сборки.

Базовая деталь механизма подачи – корпус ротора – с геометрической точки зрения является телом вращения. Геометрическая 3D-модель «Корпус», приведенная на рис. 1, создана с использованием операции «вращение» путем вращения ранее созданного профиля заданной формы (с внутренней выточкой) вокруг оси x .

Создание параметрической сборочной 3D-модели и ее параметризация. Сборочная модель выполняется методом «снизу-вверх». Базовой деталью сборки является ротор, в который позиционируется сборочная единица (исполнительный элемент) и последовательно все остальные элементы сборки (3D-фрагменты). Привязка 3D-фрагмента производится за счет определения двух систем координат – целевой и исходной. Первая подготовленная заранее система координат принадлежит 3D-фрагменту, вторая располагается на сборочной модели. В пространстве после совмещения целевой и исходной систем координат 3D-фрагмент однозначно позиционируется. Компьютерная сборочная модель механизма подачи приведена на рис. 2.

Рис. 1. Геометрическая 3D-модель «Корпус»

Рис. 2. Сборочная модель механизма подачи

Полученная сборочная модель позволяет реализовать в T-FLEX CAD возможность управления следующими параметрами механизма подачи:

- геометрической формой элементов сборки при передаче значений параметров с помощью внешних переменных фрагмента;
- количеством элементов сборки;
- положением элементов сборки.

Переменные, их значения и взаимосвязи между ними, используемые при параметризации отдельных элементов сборочной единицы, показаны на рис. 3.

На рис. 3 в качестве переменных использованы машиностроительные обозначения: d , D_4 – наружный диаметр резьбы; $d_2 = D_2$ – средний диаметр резьбы; d_3 , D_1 – внутренний диаметр резьбы.

Редактор переменных			
Имя	Выражение	Значение	Комментарий
Группа:			
d4	d3*2*ac	36	
L	200	200	
d	46	46	
P	8	8	
d2	D2	42	
D2	42	42	
d3	37	37	
ac	0.5	0.5	
delta	0.5	0.5	
OK Отменить			

Редактор переменных			
Имя	Выражение	Значение	Комментарий
Группа:			
d	46	46	
P	8	8	
d2	D2	42	
D2	42	42	
d3	37	37	
ac	0.5	0.5	
OK Отменить			

Рис. 3. Редактор переменных для параметрической модели механизма подачи

Для переноса расчетной геометрической модели в систему инженерного анализа используется нейтральный формат для обмена геометрическими данными «iges». Данный формат файла является открытым форматом и предназначен для обмена графической информацией между CAD/CAE-системами. Система T-FLEX CAD обеспечивает возможность экспорта геометрических данных в данный формат.

Заключение

В статье предложены алгоритм моделирования механизма подачи совмещенного электропривода с использованием компьютерных 3D-технологий и методика расчета его основных эксплуатационных параметров с учетом критериев работоспособности. Приведен пример реализации опытного образца механизма подачи в программе T-FLEX CAD. Полученные результаты являются основой для создания промышленного оборудования, использующего прецизионные механизмы подачи и позиционирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. № 2314624 Российская Федерация, МПК⁷ Н 02 К 5/24, F 16 С 17/03. Низковибрационный электро-механический преобразователь для привода станков / С. Н. Иванов, Ю. Г. Кабалдин, А. М. Шпилев, П. А. Саблин; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. – № 2006119279/09; заявл. 23.05.2007; опубл. 10.01.2008. Бюл. № 1. – 2 с.
2. Пат. № 2472242 С1 Российская Федерация, МПК H01F 1/147. Электромеханический преобразователь / С. Н. Иванов, О. Г. Шакирова, М. А. Шпилев; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. – № 2011142932/07; заявл. 24.10.2011; опубл. 10.01.2013. Бюл. № 1. – 2 с.
3. Пат. № 137163 U1 Российская Федерация, МПК7 H02K 1/16, 1/17, 1/22, 21/16. Электромеханический преобразователь / К. К. Ким, А. А. Ткачук, С. Н. Иванов; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. – № 2013134831/07; заявл. 23.07.2013; опубл. 27.01.2014. Бюл. № 3. – 2 с.
4. Большаков, В. П. 3D-моделирование в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, T-Flex: учеб. курс / В. П. Большаков, А. Л. Бочков, А. А. Сергеев. – СПб.: Питер, 2011. – 336 с.
5. Алямовский, А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи / А. А. Алямовский. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.
6. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский [и др.]. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
7. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
8. Kim, K. K. Analysis of the influence of design factors on the winding reliability of heating electromechanical transducers / K. K. Kim, N. S. Karpova, O. V. Prichodchenko // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2013. – Вып. 2(35). – С. 26-31.