

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации

Владимирский государственный университет

Кафедра «Мехатроника и электронные системы автомобилей»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
«ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ»**

Владимир 2015

Цель проекта

Разработка мехатронной системы для перемещения рабочего органа, имеющего требуемые технические характеристики в соответствии с техническим заданием.

Задание на курсовой проект ориентировано на разработку конструкций мехатронных модулей, выбора электродвигателя и привода и микропроцессорной системы управления для реализации перемещений рабочих органов по отдельным координатам.

Выполнение этапов проекта

1.1 Изучение упрощенной кинематической схемы модуля и ее критический анализ

Первым этапом выполнения курсового проекта является изучение упрощенной кинематической схемы модуля и ее критический анализ.

При получении технического задания, конструктор прежде всего ищет в задании возможно более полной и строгой формулировки той конечной цели, которая перед ним ставится. Если создаваемый мехатронный модуль является частью более общей мехатронной системы, то конечная цель, должна быть сформулирована на основе знания места и роли модуля в системе. В этом случае целевое назначение мехатронного модуля определяется целевым назначением мехатронной системы.

Степень приближения принципиальной схемы к реальной конструкции может быть самой различной. Принципиальная схема анализируется, оценивается и корректируется конструктором с точки зрения возможностей ее конструктивной реализации. При этом он стремится усовершенствовать схему в направлении "интеграции", т.е. объединения частей и уплотнения их функциональной нагрузки. Оценка надежности принципиальной схемы производится конструктором по ряду факторов: оценка возможностей резервирования, использование тех или иных готовых элементов и стандартизированных деталей, обеспечение безопасности обслуживающего персонала и т.д. Схема может быть проанализирована по критериям "цены реализации отдельных ее элементов", технологичности, минимизации габаритов, массы и другим критериям.

1.2 Энергетический расчет модуля

Методика энергетического расчета модуля существенно зависит от величины динамических нагрузок, возникающих при его разгоне и торможении.

1.2.1 Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при незначительных динамических нагрузках

Для мехатронного модуля поступательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле:

$$P = \frac{F_n \cdot v_{\text{вых}}}{\eta} K_{\text{дин}}, \quad (1.1)$$

где F_n - усилие сопротивления на выходном звене мехатронного модуля, Н; $v_{\text{вых}}$ - линейная скорость выходного звена мехатронного модуля, м/с; η - коэффициент полезного действия мехатронного модуля; $K_{\text{дин}} = 1,1 \dots 1,3$ - коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических нагрузок в период разгона и торможения.

Для мехатронного модуля вращательного движения требуемую мощность электродвигателя, Вт, определяют:

$$P = M_n \frac{\omega_{\text{вых}}}{\eta} K_{\text{дин}} \quad (1.2)$$

или

$$P = \frac{M_n \cdot n}{9,55 \cdot \eta} K_{\text{дин}},$$

где M_n - момент сопротивления на выходном звене мехатронного модуля, Н·м; $\omega_{\text{вых}}$ - угловая скорость выходного звена мехатронного модуля, с^{-1} ; n - частота вращения выходного звена мехатронного модуля, об/мин.

Так как электродвигатели одной и той же мощности имеют разные номинальные вращающие моменты $T_{\text{ном}}$, то необходимо определить требуемый момент двигателя, Н·м:

$$M_{\text{д.тр}} = \frac{M_n}{u \cdot \eta}, \quad (1.3)$$

где u - передаточное отношение преобразователя движения.

Окончательно тип электродвигателя выбирают по каталогам исходя из условий:

$$\begin{cases} P_{\text{д}} \geq P \\ M_{\text{ном}} \geq M_{\text{д.тр}} \end{cases}$$

Для мехатронных модулей, работающих в повторно – кратковременном режиме должна быть задана циклограмма нагружения.

В этом случае учитывая, что время их разгона и торможения значительно меньше времени установившегося движения, можно определить значение требуемой среднеквадратичной статической мощности, приведенной к валу двигателя, Вт:

$$P_{\text{ск}} = \frac{P_{\text{д}}}{K_{\text{лин}}},$$

где $P_{\text{ск}}$ - требуемая статическая мощность двигателя на K -м рабочем участке нагрузочной циклограммы двигателя, Вт.

Для мехатронного модуля поступательного движения:

$$P_{СК} = \frac{F_{НК} \cdot v_K}{\eta},$$

где $F_{НК}$ – сила сопротивления на K -м рабочем участке циклограммы, Н; v_K – линейная скорость выходного звена мехатронного модуля на K -м рабочем участке циклограммы, м/с.

Для мехатронного модуля вращательного движения:

$$P_{СК} = M_{НК} \frac{\omega_K}{\eta} \quad \text{или} \quad P_{СК} = M_{НК} \frac{n_K}{9,55 \cdot \eta},$$

где $T_{НК}$ – момент сопротивления на K -м рабочем участке циклограммы, Нм; n_K – частота вращения выходного звена мехатронного модуля на K -м рабочем участке циклограммы, об/мин; ω_K – угловая скорость выходного звена мехатронного модуля на K -м рабочем участке циклограммы, c^{-1} ; K – число включенных состояний двигателя за цикл; $w_{НОМ}$ – номинальная скорость вращения вала двигателя, c^{-1} ; $w_{РК}$ – рабочая скорость вращения вала двигателя на K -м рабочем участке циклограммы, c^{-1} ; $t_{РК}$ – длительность K -го рабочего участка циклограммы, с; $\beta_{w_{r <}}$ – коэффициент, учитывающий теплоотдачу при понижении скорости вращения двигателя по отношению к номинальной. Такое понижение скорости может быть вызвано условиями обеспечения требуемого технологического процесса:

$$\beta_{w_{r <}} = \beta_0 + (1 - \beta_0) \frac{w_{r <}}{w_{НОМ}},$$

где $\beta_0 = 0,7 \dots 0,78$ – для двигателей закрытого исполнения.

Вычисляем требуемый среднеквадратичный момент двигателя:

$$M_c = \sqrt{\frac{P_{СК}}{\omega_K}},$$

Тип электродвигателя выбирают по каталогам исходя из условий:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \\ n \end{array} \right\} \sim M$$

1.2.2 Энергетический расчет универсального мехатронного модуля при значительных динамических нагрузках

Так как длительность разгона и торможения значительно меньше периода установившегося движения, то динамические нагрузки оказывают влияние на работу двигателя очень короткий промежуток времени. Поэтому мощность двигателя и его предварительный выбор можно осуществить по методке, изложенной выше при отсутствии динамических нагрузок.

Влияние динамических нагрузок на величину вращающего момента двигателя может быть значительным. Поэтому необходимо определить требуемый момент двигателя с учетом динамических нагрузок:

$$T_{д.тр.мах} = \frac{T_H + T_{дин}}{u \cdot \eta}, \quad (1.9)$$

где $T_{дин}$ – динамический момент, вызванный ускорением движением вращающихся частей мехатронного модуля и объекта управления, приведенный к выходному звену, Н·м:

$$T_{дин} = (J_d \cdot u^2 + J_{пд} + J_H) \varepsilon_{вых}; \quad (1.10)$$

J_d – момент инерции ротора двигателя, $кг \cdot м^2$; $J_{пд}$ – момент инерции вращающихся частей преобразователя движения $кг \cdot м^2$:

$$J_{пд} \approx (0,1 \dots 0,3) J_d \cdot u^2; \quad (1.11)$$

J_H – момент инерции объекта управления, кг·м².

Окончательно тип электродвигателя выбирают по стандартам исходя из условий:

$$\begin{cases} P_d \geq P \\ T_{ном} \geq T_{д.тр} \\ T_{д.мах} \geq T_{д.тр\ max}, \end{cases} \quad (1.12)$$

где $M_{д.мах}$ – максимальный момент электродвигателя (задается в стандартах). При отсутствии данных приближенно можно принимать:

$$M_{д.мах} \approx (2.0 \dots 2,2)M_{ном}. \quad (1.13)$$

В случае не выполнения указанных условий, необходимо выбрать двигатель с большим максимальным вращающим моментом.

1.2.3 Определение передаточного отношения преобразователя движения

Передаточное отношение преобразователя движения универсального мехатронного модуля может быть определено по формуле:

$$i = \frac{\Omega_{ном}}{\Omega_{вых}} = \frac{M_H}{M_{д.тр} \cdot \eta}, \quad (1.14)$$

где $\Omega_{ном}$ – номинальная скорость двигателя; $\Omega_{вых}$ – скорость выходного звена преобразователя движения; M_H – нагрузка сопротивления на выходном звене преобразователя движения; $M_{д.тр}$ – требуемое усилие на выходном звене двигателя; η – коэффициент полезного действия мехатронного модуля.

В зависимости от характера движения выходного звена двигателя и преобразователя движения Ω и M могут принимать следующие значения:

$$\Omega = \begin{cases} \omega - \text{при угловом движении;} \\ v - \text{при линейном движении;} \end{cases}$$
$$M = \begin{cases} T - \text{при угловом движении;} \\ F - \text{при линейном движении;} \end{cases}$$

Следует отметить, что передаточное отношение в общем случае имеет размерность. Так, при преобразовании вращательного движения в поступательное размерность передаточного отношения ($1/m$), при преобразовании поступательного движения во вращательное размерность передаточного отношения (m).

Для мехатронного модуля вращательного движения передаточное отношение находят по формуле:

$$i = \frac{\omega_{ном}}{\omega_{вых}} = \frac{M_H}{M_{д.тр} \cdot \eta}, \quad (1.15)$$

где $\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость двигателя, с⁻¹; $\omega_{вых}$ – угловая скорость выходного звена преобразователя движения, с⁻¹; M_H – момент сопротивления, Нм, на выходном звене преобразователя движения.

Для мехатронного модуля при преобразовании вращательного движения вала двигателя в поступательное движение выходного звена:

$$i = \frac{w_{\text{ном}}}{v_{\text{вых}}} = \frac{F_{\text{н}}}{M_{\text{д,тр}} \cdot \eta}, \quad (1.16)$$

где $v_{\text{вых}}$ - линейная скорость выходного звена мехатронного модуля м/с; $F_{\text{н}}$ -сила сопротивления, Н, на выходном звене.

Для мехатронного модуля при преобразовании поступательного движения подвижного звена двигателя во вращательное движение выходного звена:

$$i = \frac{v_{\text{ном}}}{w_{\text{вых}}} = \frac{M_{\text{н}}}{F_{\text{д,тр}} \cdot \eta}, \quad (1.17)$$

где $F_{\text{д,тр}}$ –требуемая сила на подвижном звене двигателя линейного перемещения, Н; $v_{\text{ном}}$ -номинальная линейная скорость подвижного звена двигателя, м/с.

1.2.4 Оптимизация выбора силовых элементов.

Выбор силовых элементов (двигателя и преобразователя движения) мехатронного модуля может быть осуществлен неоднозначно. Поэтому при их проектировании следует стремиться найти оптимальное решение. Для этого необходимо выбрать критерий оценки их качества. Оптимальным считается проектный вариант, которому соответствует экстремальное значение этого критерия.

В инженерной практике в качестве критериев оптимизации применяют различные показатели:

- время перемещения выходного звена на заданное расстояние;
- время согласования скорости выходного звена с заданным значением;
- минимизация массы и габаритов мехатронного модуля;
- энергия, потребляемая мехатронным модулем при выполнении типовых движений.

Результат проектирования в значительной степени зависит от того, насколько удачно разработчик выберет необходимый критерий.

Рассмотрим проектирование мехатронного модуля при котором двигатель развивает максимально возможное ускорение ϵ_{max} выходного звена. Такой выбор критерия оптимизации ориентирован на мехатронные модули, работающие с большими ускорениями в составе высокопроизводительного оборудования. Для осуществления поставленной задачи необходимо определить оптимальное передаточное отношение преобразователя движения:

$$i_{\text{опт}} = \frac{T_{\text{н}}}{\eta \cdot T_{\text{д,тр,мах}}} + \sqrt{\left(\frac{T_{\text{н}}}{\eta \cdot T_{\text{д,тр,мах}}}\right)^2 + \frac{J_{\text{н}}}{J_{\text{д,пд}}}}, \quad (1.18)$$

При этом требуемый максимальный момент двигателя определяют в виде:

$$T_{\text{д,тр,мах}} = \frac{2}{\eta} \sqrt{J_{\text{д,пд}} \epsilon_{\text{мах}} (J_{\text{н}} \epsilon_{\text{мах}} + T_{\text{н}})}, \quad (1.19)$$

где $J_{\text{д,пд}}$ - двигателя момент инерции ротора приведенный к валу двигателя момент инерции преобразователя движения

$$J_{д.пд} \approx (1,1 \dots 1,3)J_{д} \quad , \quad (1.20)$$

Для выбора типа электродвигателя необходимо выполнение условия:

$$T_{д.мах} \geq T_{д.тр.мах} \quad (1.21)$$

Если условие (1.21) не выполняется, необходимо выбрать двигатель с большим максимальным вращающим моментом.

Для выбранного двигателя и преобразователя движения с оптимальным передаточным отношением необходимо, чтобы выполнялось также условие:

$$W_{вых.опт} = \frac{W_{ном}}{i_{опт}} \geq W_{вых} \quad (1.22)$$

Если условие (1.22) не выполняется, необходимо выбрать двигатель с большими скоростными возможностями и провести перерасчет мехатронного модуля.

1.3 Выбор датчика перемещения

Датчик, первичный преобразователь – элемент измерительного, сигнального, регулирующего или управляющего устройства системы, преобразующий контролируемую величину (давление, температуру, частоту, перемещение, скорость, напряжение, электрический ток и т.п.) в сигнал, удобный для измерения, передачи, преобразования, хранения и регистрации, а так же для воздействия им на управляемые процессы.

В состав датчика входят воспринимающий (чувствительный) орган и один или несколько промежуточных преобразователей. Часто датчик состоит только из одного воспринимающего органа (например, термopара, тензодатчик).

Выходные сигналы датчиков различают по роду энергии – электрические, механические, пневматические (реже гидравлические), и по характеру модуляции потока энергии – амплитудные, частотные, фазовые, дискретные (кодовые).

Выбирая датчик, прежде всего необходимо правильно определить приоритеты по следующим критериям: чувствительность, разрешающая способность и точность, линейность, скорость измеряемого процесса, условия применения и класс защиты, надежность, габаритные размеры, стоимость.

Датчики должны иметь конструкцию, позволяющую размещать их в мехатронных модулях движения в местах с ограниченным для установки оборудования объемом обладать помехоустойчивостью, т.е. возможностью эксплуатации в условиях электромагнитных помех, колебаний напряжения и частоты сети, а также устойчивостью к механическим воздействиям (ударам, вибрациям) и к изменениям параметров окружающей среды (температуры, влажности и т.п.).

К наиболее простым датчикам положения, работающим по принципу «включено - выключено» относят предельные выключатели, микропереключатели, бесконтактные переключатели, фотореле, герконы,

путевые датчики сигналов. С их помощью возможно осуществлять контроль пути, пройденного выходным звеном мехатронного модуля движения.

По виду выходного сигнала более сложные датчики делят на *аналоговые* и *цифровые*.

Аналоговые датчики положения нашли широкое применение в различных областях техники. В мехатронных модулях движения могут быть использованы потенциометрические датчики.

Потенциометрические датчики по физическому принципу действия являются электромеханическими реостатными устройствами, в которых выходное напряжение изменяется пропорционально углу поворота вала. Потенциометры могут быть проволочными и пленочными. По рабочему диапазону их делят на одно- и многооборотные. Проволочные потенциометры отличаются более высокой стабильностью характеристик, но их точность и разрешающая способность ниже, чем у пленочных из-за ступенчатой характеристики, обусловленной дискретным изменением сопротивления при перемещении щетки движка. Кроме того, пленочные потенциометры имеют меньший момент трения, поэтому у них более высокие скорости вращения и более длительный срок службы. Также следует отметить, что многооборотные потенциометры точнее однооборотных.

К достоинствам потенциометрических датчиков относят высокую линейность, простую схему включения и относительно невысокую стоимость. Основные недостатки - наличие механического контакта и сравнительно небольшой срок службы.

Цифровые датчики положения в настоящее время начинают более широко использовать в различных областях техники, в частности в мехатронике.

Их делят на кодовые и импульсные. Кодовые датчики обеспечивают абсолютную систему отсчета, т.е. однозначно определяют положение выходного вала мехатронного модуля во всем рабочем диапазоне перемещений, а импульсные датчики являются датчиками относительного отсчета.

Наибольшее распространение получили кодовые датчики, выполненные в виде кодирующего диска с фотоэлектрической (оптической) системой считывания. Диск устанавливают на валу датчика, который представляет собой стеклянное основание с кодовой маской, состоящей из кодовых дорожек, число которых равно требуемому числу разрядов выходного сигнала. На дорожке чередуются прозрачные и непрозрачные для света участки, первые имитируют 1, вторые - 0 двоичного кода. Следует отметить, что для устранения неоднозначности при считывании кодовую маску наносят в соответствии с кодом Грея (циклическим кодом), но могут быть использованы и другие коды.

Кодовые датчики, также как и потенциометрические, по величине рабочего диапазона делят на одно- и многооборотные. Они являются датчиками абсолютного отсчета

Основное достоинство кодовых датчиков - их высокая разрешающая способность. К недостаткам следует отнести конструктивную сложность и громоздкость.

При выборе импульсного датчика необходимо учитывать предельную скорость вращения его вала и требуемую точность позиционирования выходного звена мехатронного модуля.

Соединение валов импульсного датчика и мехатронного модуля производят с помощью специальных соединительных муфт или безлюфтового кинематического преобразователя движения.

К фотоимпульсным датчикам перемещений относят преобразователи линейных и угловых перемещений ЛИР, выпускаемые Санкт-Петербургским специальным конструкторским бюро станочных информационно-измерительных систем (СКВ ИС). Они предназначены для различных моделей металлорежущих станков и обрабатывающих центров, поворотных систем, приборов, робототехнических комплексов, технологических установок, мехатронных систем и т.п.

Принцип действия преобразователей перемещений ЛИР основан на фотоэлектронном сканировании штриховых растров. В качестве осветителей используют инфракрасные светодиоды, а приемниками излучения служат кремниевые фотодиоды.

Часто датчики перемещения встраиваются в электродвигатели, и их параметры приводятся совместно с параметрами двигателей в соответствующих каталогах.

Параметры ряда датчиков приведены в каталогах фирм изготовителей и каталоге [9]

1.4 Выбор тормоза

Электромагнитный тормоз используется для фиксации рабочего органа в положения статического равновесия и при аварийном исчезновении питания. При этом отключается электрический двигатель. Тормоз, как правило, является встраиваемым узлом и выбирается по каталогам. Параметрами выбора являются максимальный момент удержания вала, время срабатывания и напряжение питания, подводимого к катушке электромагнита. Параметры некоторых тормозов приведены, например, в каталоге одного из ведущих европейских производителей фирмы «Lenze» [9]. В ряде случаев электромагнитный тормоз может быть встроен в электродвигатель.

1.5 Выбор опор

В качестве опор валов и направляющих используются опоры скольжения и качения: шариковые, роликовые, аэро- и гидростатические, гидродинамические и другие [3]. Параметры опоры выбираются исходя из статической грузоподъемности и долговечности по действующим силам с

учетом динамических нагрузок [1,2]. Одним из ведущих производителей опор является фирма «INA» (Германия) [9].

1.6 Выбор направляющих для модулей поступательного перемещения

Направляющие для поступательного движения используют тогда, когда необходимо осуществить перемещение одной детали относительно другой с заданной точностью. К направляющим предъявляются следующие требования: обеспечение плавности перемещения, незначительность силы трения, большой ресурс работы, износостойкость, способность к перемещению при резких перепадах температуры.

В зависимости от вида трения различают направляющие с трением скольжения и качения. Выбор типа направляющих и конструктивных схем зависит от их назначения, а так же от требований к точности направления перемещения, допускаемой нагрузки, значения сил трения, стоимости изготовления.

Направляющие с трением скольжения и качения по характеру (виду) воспринимаемой нагрузки подразделяют на открытые и закрытые. К открытым относят направляющие, у которых для замыкания силовой цепи используют дополнительные прижимные усилия (масса подвижной детали, усилие плоскости или спиральной пружины, мембраны). Закрытыми являются направляющие, у которых замыкание силовой цепи происходит с использованием конструктивных факторов.

Направляющие в зависимости от формы исполнения рабочих поверхностей делят на цилиндрические, призматические, Н -, П -, Т-образные, в том числе призматические направляющие типа “ласточкин хвост”.

Направляющие с трением скольжения

По конструктивному исполнению направляющие с трением скольжения проще направляющих с трением качения и меньше их по габаритным размерам. При соответствующем выборе материалов они испытывают незначительное влияние температурных перепадов. Основной их недостаток – относительно большие потери на трение.

Направляющие с трением скольжения изготавливают из стали марок 40, 50, У8А, чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32, бронзы БрОС10-2, БрОЦС, латуни. Предпочтительны следующие сочетания материалов: сталь-бронза, сталь-латунь, сталь-чугун. Если мехатронный модуль работает при резких перепадах температуры, то для сопряжения деталей направляющих рекомендуют выбирать материалы с близкими значениями теплового коэффициента линейного расширения.

Направляющие с трением качения

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить легкость и плавность движения. По сравнению с направляющими трения скольжения эти направляющие имеют меньшие

потери на трении, долговечны, малочувствительны к перепадам температуры.

Направляющие с трением качения изготавливают из закаленных сталей марок ШХ15, 40Х, У8А, У10А, ХВГ, 38ХМЮА.

Направляющие с трением качения по форме тел качения делят на шариковые и роликовые. В качестве промежуточных элементов качения в шариковых направляющих используют шарики, в роликовых – цилиндрические и конические ролики, которые помещают между подвижной и неподвижной деталями направляющих. Для удержания шариков или роликов на определенном расстоянии друг от друга применяют сепараторы, изготовленные из латуни или текстолита. Иногда применяют стандартные шариковые или роликовые подшипники.

Шариковые LM – направляющие

На рисунке 3 представлены шариковые LM – направляющие фирмы ТНК (Япония), предназначенные для обеспечения прямолинейного перемещения.

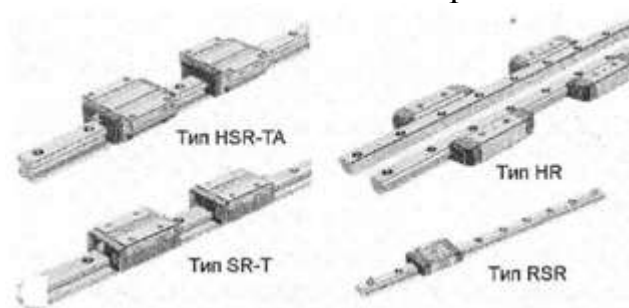


Рис. 3 Шариковые LM – направляющие

Шарикосплайновые направляющие

Шарикосплайновые направляющие (рис. 4) фирмы ТНК (Япония) предназначены для обеспечения прямолинейного перемещения. Они состоят из шлицевого вала (сплайнвала) и шариковой гайки (сплайнгайки).

Рассмотрим устройство некоторых шарикосплайновых направляющих.

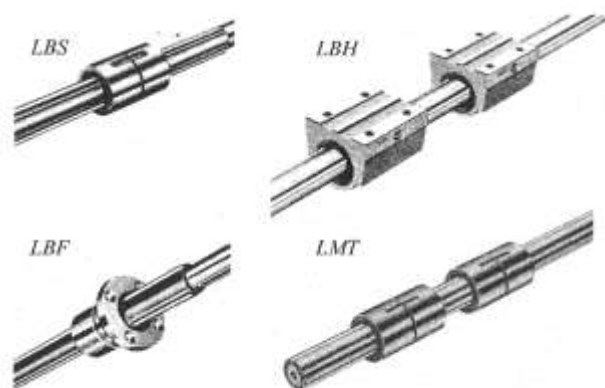


Рис. 4 Шарикосплайновые направляющие

1.7 Предварительное конструирование основных частей мехатронного модуля

В результате анализа принципиальной схемы и изучения технических требований выделяют несколько крупных частей, выполняющих различные функции, и приступают к собственно конструированию каждой части будущей конструкции. Каждая составная часть должна удовлетворять определенной группе требований перечня. При этом конструктору наряду с имеющимися техническими требованиями необходимо учесть и дополнительные, не входящие в первоначальный перечень, но отражающие связи рассматриваемой части с другими частями мехатронного модуля.

Если конструктор сумел для каждой составной части отобрать несколько наиболее удачных эскизов конструктивных подвариантов, то сочетая различные подварианты различных частей, появляется возможность оценить возникающие варианты компоновки всего мехатронного модуля по некоторым заранее выбранным критериям и отобрать наиболее оптимальные варианты, приблизившись тем самым к решению задачи.

Найденные подварианты каждой из частей на самых первых порах поиска не сопоставляют друг с другом и не слишком тщательно проверяют на соответствие техническим требованиям.

В процессе поиска первоначальных подвариантов создание самостоятельных комбинаций из общеизвестных и присущих только данной конструкции деталей сочетается с заимствованием не только готовых узлов, но и с нахождением области их поиска.

При изучении семейств подвариантов раскрываются их качества, так или иначе оцениваемые с точки зрения надежности и, наоборот, подход к анализу семейств с позиций надежности помогает находить новые и лучшие подварианты конструкции частей мехатронного модуля.

1.8 Разработка вариантов эскизной компоновки мехатронного модуля

Эскизирование. Эскиз состоит из небольшого числа линий, изображающих лишенную подробностей конструктивную схему и лишь иногда те ее части, которые поясняют и развивают основную конструктивную идею. Отобранные варианты нуждаются в проверке посредством масштабного вычерчивания, которое также не должно быть подробным.

Искусство компоновки заключается в умении видеть на создаваемом компоновочном чертеже не только то, что там изображено, но также и то, что будет нанесено на этот чертеж впоследствии.

О месте установки мехатронного модуля. Если конструктору не ставят никаких ограничений о месте установки мехатронного модуля, то он может искать более оптимальные решения.

Недостаточная информация о месте установки мехатронного модуля требует умения представлять его себе обобщенно, а конструкции придавать качества, обеспечивающие возможность установки мехатронного модуля на любом объекте. Иногда удается обеспечить подобную приспособляемость мехатронного модуля к разным мехатронным системам за счет небольшого

количества переходных крепежных деталей, выполняемых каждый раз по-новому.

Предварительная эскизная компоновка. Основа компоновки мехатронного модуля может быть самой различной: удачно найденный физический принцип, рациональное технологическое решение или даже способ удешевления устройства [4]. Процесс подгонки частей друг к другу начинается с поисков удачного сочетания каких-либо двух частей (в большинстве случаев это двигатель и преобразователь движения). Сочетание выбранных вариантов двух частей, взятое за основу, выдерживает первое испытание, если удастся на этой основе удачно подогнать друг к другу все остальные части устройства (тормозные устройства, датчики положения и т.д.).

По мере просмотра вариантов, по мере того как безмасштабные прикидки уточняются масштабными прорисовками, конструктору обычно удается отыскать закономерности, которые в состоянии играть роль первоначальных критериев оценки вариантов компоновки. К таким критериям могут быть отнесены такие факторы, как "отсутствие критических зон", "простота сочленений основных частей", "совмещение функций" и т.п.

Цена конструктивной реализации параметров. Реализация различных параметров осуществляется посредством неодинаковых "затрат" массы и располагаемого пространства, различной степенью усложнения отдельных деталей и всего мехатронного модуля в целом, ценой появления больших или меньших технологических трудностей. Когда удастся выразить отдельные параметры технических требований в единицах массы создаваемого мехатронного модуля, конструктор получает выгодную для него возможность количественной оценки наиболее существенных параметров. В плотно компокуемых мехатронных модулях почти любые локальные изменения массогабаритных параметров отдельных деталей распространяются на все устройство в целом. Знание цены конструктивной реализации основных технических параметров позволяет конструктору в ходе компоновки осуществлять рациональное их перераспределение.

Чертеж эскизной компоновки, как правило, выполнен целиком в масштабе.

В первую очередь наносятся на чертеж контуры узлов с наибольшими габаритами, (двигатель, преобразователи движения), расположенные в наиболее стесненных. Удачное размещение этих узлов на чертеже дает конструктору уверенность в том, что остальные узлы (датчики положения, тормоза и т.п.), которые будут нанесены в дальнейшем на чертеже окончательной компоновки, существенно не ухудшат созданную компоновку. Каждый наносимый на чертеже узел накладывает на последующие узлы конкретные ограничения, и поэтому от очередности вычерчивания зависит не только рациональность процесса создания компоновки, но и форма, в которую она выливается.

На данном этапе конструктор должен убедиться в том, что выбранный им вариант чертежа эскизной компоновки близок к оптимальному. Для

выполнения условия "необходимого и достаточного" следует проверить попытаться найти и устранить все то, что является лишним. Все лишнее можно представить себе в виде "запасов" и подразделить на две группы: запасы по параметрам технических требований на мехатронный модуль и запасы по параметрам самой конструкции, не связанные с техническими требованиями непосредственно, в первую очередь излишние запасы прочности и жесткости.

Пустоты в конструкции, свидетельствующие о нерациональности компоновки, можно рассматривать в качестве запасов по располагаемому пространству. Наличие таких запасов говорит о недоиспользовании критерия минимизации габаритов.

Пустоты внутри мехатронного модуля можно исключить перекомпоновкой частей. Иногда выгодно, сохранив габариты мехатронного модуля, использовать пустоты для конструктивных комбинаций, более полно удовлетворяющих каким-либо другим требованиям, например точности, виброустойчивости, удобству работы оператора и т.п.

Запасы по параметрам геометрического характера (например, по угловым и линейным перемещениям движущихся частей) легко обнаружить по чертежу, чего нельзя сказать о запасах по таким параметрам, как, например, мощность на выходе или точность отработки угла поворота. При поиске скрытых запасов конструктор не должен забывать и о принципиальной схеме, так как при переходе от нее к конструкции особенно легко допустить избыточность.

Следствием снижения запасов по жесткости или прочности (запасы второй группы) отдельных частей мехатронного модуля является снижение их массы.

С величиной различного рода "запасов" связан выбор типоразмеров готовых изделий, входящих в конструкцию мехатронного модуля. Так, например, масса и размеры электродвигателя определяются развиваемой им мощностью. Уменьшение потребной мощности за счет снижения каких-либо "запасов" в мехатронном модуле дает возможность перейти к соседнему по шкале типоразмеру меньшему двигателю. При реализации этих возможностей компоновка приобретает совершенно иной вид, становится более рациональной.

1.9 Силовой расчет

Целью силового расчета является определение сил и моментов действующих на основные конструктивные элементы модуля, для выбора их размеров по условиям прочности, жесткости и/или долговечности [1]. Базой для данного расчета являются знания, полученные студентами при изучении курсов «Сопротивление материалов», «Теоретическая механика» и «Детали машин».

1.10 Расчет опор и направляющих на долговечность и статическую нагрузку.

Одним из основных расчетов направляющих является расчет на долговечность.

Расчет LM – направляющих на долговечность при действии внешних нагрузок проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C}{f_w \cdot P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (1.23)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная нагрузка Н. Когда LM – блок воспринимает одновременные нагрузки всех направлений (рис. 5,а), то определяют результирующую (эквивалентную нагрузку) P_E , Н, и подставляют ее в формулу (1.23) вместо P_C :

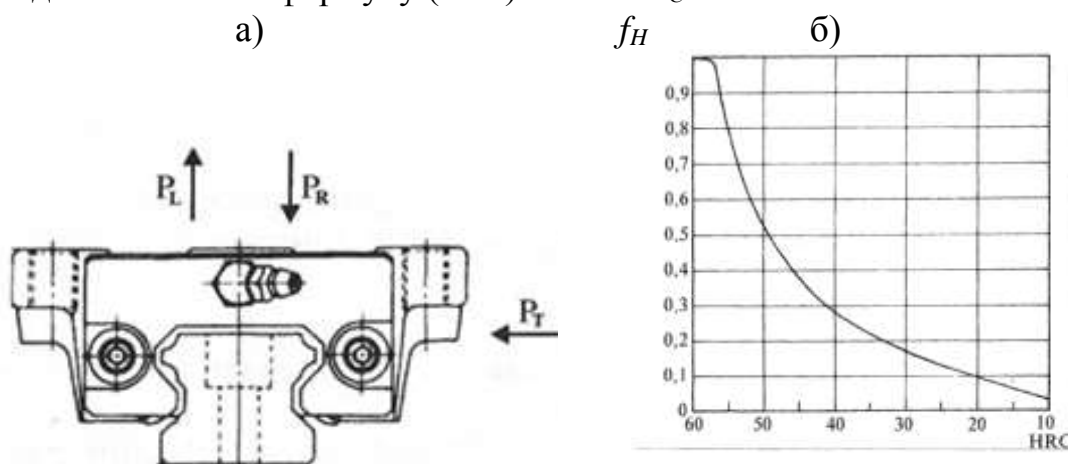


Рис. 5 Направление действующих нагрузок а) и график зависимости коэффициента f_H от твердости б)

Для LM – направляющих типа HSR:

$$P_E = |P_R - P_L| + P_T,$$

где P_R – радиальная нагрузка, Н; P_L – противорадиальная нагрузка, Н; P_T – горизонтальная нагрузка (не осевая), Н.

Для LM –направляющих типа SR:

$$P_E = X P_L + Y P_T,$$

где X и Y – коэффициенты эквивалентности. При $P_L / P_T \geq 1$ коэффициенты эквивалентности равны $X=1$ и $Y=1,15$ и P_E становится результирующей противорадиальной нагрузкой. При $P_L / P_T < 1$ $X=0,866$ и $Y=1$ и P_E является результирующей нагрузкой в горизонтальном направлении;

для LM – направляющих типа RSR результирующую нагрузку P_E определяют аналогично LM – направляющим типа HSR;

f_H – коэффициент твердости, определяемый по графику (рис. 5,б);

f_T – температурный коэффициент. При температуре системы $t \leq 100^\circ\text{C}$ $f_T = 1$, при $100^\circ\text{C} < t \leq 200^\circ\text{C}$ $1 \geq f_T \geq 0,73$;

f_c – коэффициент контакта. Его принимают в зависимости от числа n подшипниковых блоков на одной направляющей. При $n = 1$ $f_c = 1$; при $n = 2$ $f_c = 0,81$; при $n = 3$ $f_c = 0,72$; при $n = 4$ $f_c = 0,66$;

f_w – коэффициент нагрузки. При спокойной внешней нагрузке и скорости перемещения $v \leq 0,25$ м/с $f_w = 1,15$.

Долговечность LM – направляющих можно определить в часах, ч:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60}, \quad (1.24)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет шарикосплайновых направляющих на долговечность при действии только крутящего момента проводят по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C_T}{f_w \cdot T_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (1.25)$$

где L – долговечность работы направляющей, км; C_T – основной номинальный динамический момент, Нм; T_C – расчетный нагрузочный крутящий момент, Нм.

При действии радиальной нагрузки:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C}{f_w \cdot P_C} \right)^3 \cdot 50, \quad (1.26)$$

где C – основная номинальная динамическая нагрузка, Н; P_C – расчетная радиальная нагрузка, Н.

При одновременном действии крутящего момента и радиальной силы определяют эквивалентную радиальную нагрузку, Н:

$$P_E = P_C + \frac{4T_C \cdot 10^3}{3d_p \cdot \cos \alpha}, \quad (1.27)$$

где d_p – диаметр окружности по центрам шариков, мм; $\alpha = 45^\circ$ – угол контакта шариков с поверхностями винта и гайки, град.

В этом случае долговечность, км, определяют по формуле:

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C}{f_w \cdot P_E} \right)^3 \cdot 50, \quad (1.28)$$

Долговечность работы шарикосплайновых направляющих в часах, ч, определяют в виде:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60}, \quad (1.29)$$

где l_s – длина хода, м; n_1 – частота возвратно-поступательных перемещений (циклов) в минуту, ц/мин.

Расчет LM – и шарикосплайновых направляющих на статическую грузоподъемность

Расчет направляющих на статическую грузоподъемность проводят по формуле:

$$\frac{C_0}{P_0} \geq f_s, \quad (1.30)$$

где C_0 – основная номинальная статическая нагрузка, Н; P_0 – статическая нагрузка, Н; f_s – статический коэффициент безопасности. При спокойной

нагрузке и малом прогибе оси $f_s = 1,0 \dots 1,5$; при ударном воздействии и осевой силе $f_s = 2 \dots 5$.

1.11 Чертеж окончательной компоновки

Если перенести на лист без больших изменений чертеж эскизной компоновки, получим своеобразный "костяк" — основу чертежа будущей конструкции мехатронного модуля. Костяк чертежа строится в нескольких проекциях. Если чертеж эскизной компоновки оказывается непригодным для такого построения, то это является свидетельством его недоработанности. Очередность нанесения на чертеже окончательной компоновки элементов костяка в основном совпадает с очередностью нанесения тех же элементов на чертеже эскизной компоновки.

Сложность, многодетальность, действие критериев минимизации массагабаритных параметров, критериев надежности - все эти факторы требуют строгой последовательности чистового вычерчивания чертежа окончательной компоновки.

1.12 Расчет точности модуля с учетом погрешностей изготовления его конструктивных элементов

Точность работы мехатронного модуля оценивают его погрешностью, т.е. разностью между действительным и расчетным положениями выходного звена. Основными причинами возникновения погрешности мехатронного модуля являются погрешности системы управления и двигателя, кинематические погрешности, мертвый ход и упругие деформации элементов его преобразователей движения.

1.12.1 Погрешность системы управления и двигателя

Погрешность системы управления и двигателя, приведенная к выходному звену преобразователя движения, может быть определена в виде:

$$\Delta q = \frac{\Delta \varphi_{\partial в}}{u}, \quad (1.31)$$

где u — передаточное отношение преобразователя движения; $\Delta \varphi_{\partial в}$ — погрешность угла поворота двигателя. В случае отсутствия точных данных приближенно можно принимать $\Delta \varphi_{\partial в} = 5..10$ угловых минут.

Расчет кинематической точности преобразователей движения приведен в [1].

1.12.2 Погрешность, вызванная податливостью преобразователя движения

Звенья преобразователя движения мехатронного модуля не являются абсолютно жесткими. Под действием нагрузок они деформируются. Это

приводит к изменению положения выходного звена, т.е. возникновению погрешности мехатронного модуля.

От действия внешней нагрузки Q возникает погрешность положения выходного звена мехатронного модуля

$$\Delta q' = e_n Q, \quad (1.32)$$

где e_n — приведенная податливость преобразователя движения мехатронного модуля; Q - сила сопротивления, H , при линейном перемещении выходного звена или момент сопротивления, Hm , при угловом перемещении выходного звена.

1.12.3 Погрешность мехатронного модуля

Полную погрешность выходного звена мехатронного модуля определяют в виде:

$$\Delta = \Delta q + \delta_{\Sigma} + J_{\Sigma} + \Delta q', \quad (1.33)$$

где Δq — погрешность системы управления и двигателя; δ_{Σ} — кинематическая погрешность преобразователя движения; J_{Σ} — мертвый ход преобразователя движения; $\Delta q'$ — погрешность, вызванная податливостью преобразователя движения.

1.13 Проверочный расчет двигателя

По окончанию разработки конструкции модуля и выбора всех его элементов модуля следует выполнить проверочный расчет двигателя по величине максимального момента и условиям нагрева [1].

4. Список рекомендуемой литературы и источников информации

1. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей: Учебник. Издание второе, исправленное и дополненное. – М.: Изд-во «СТАНКИН», 2005. – 368 с.
2. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика: Для студентов втузов/ Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – Т.1, 2.
4. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2 кн./ Под ред. П.Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 1, 2.
5. ГОСТ 2.103-68. Стадии разработки. Введ. 01.01.1971. – М.: Издательство стандартов, 2002.

4. Точность задания перемещений
 $\Delta_{\text{п}} = 0,001^{\circ}$.
5. Точность задания рабочих подач $\Delta_{\text{рп}} = 0,01^{\circ}/\text{мин}$.
6. Точность углового позиционирования шпинделя: а)точность двухстороннего позиционирования $A 0,010^{\circ}$ б)точность одностороннего позиционирования $A \uparrow, A \downarrow 0,007^{\circ}$ в)средняя повторяемость двухстороннего позиционирования $R 0,002^{\circ}$ г)средняя зона нечувствительности $B 0,003^{\circ}$

Разработка кинематической схемы

Одной из задач курсового проекта является разработка кинематической схемы. Данная схема приведена на листе ВлГУ220401.00.000.К1.

Движение от двигателя (поз.1) поступает на входной вал (водило) волновой передачи (поз.2), чье коронное колесо крепится корпусу модуля. Движение с выходного вала волновой передачи (гибкого колеса) передается на вал-шестерню (поз.5), установленную в корпусе на подшипниках (поз.9). Далее движение передается на зубчатое колесо (поз.6) .

Двигатель, волновая передача и вал-шестерня закреплены в едином корпусе, который установлен на оси III и может поворачиваться вокруг этой оси при помощи гидроцилиндра (поз.8). Концевые выключатели SQ1 и SQ2 срабатывают в рабочем состоянии (зацепление замкнуто) и состоянии покоя (зацепление разомкнуто) соответственно.

Датчик SQ3 срабатывает в нулевом положении вала-шестерни I, что необходимо во время пребывания модуля в состоянии покоя. К валу-шестерне I крепится вал датчика В1 (поз.4), который отслеживает её угол поворота. Датчик В2 (поз.7) отслеживает угол поворота вала II в рабочем режиме модуля.

Энергетический расчет привода

Целью настоящего раздела является выбор двигателя в соответствии с параметрами указанными в задании на курсовой проект:

Исходные данные:

Максимальная частота вращения на выходе модуля $\omega_{\text{макс}} = 2,094 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$

Максимальный момент на выходе модуля $M_{\text{макс}} = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

4.2.1 Выбор двигателя.

Определим мощность двигателя по выражению:

$$P = \omega_{\text{max}} \cdot M_{\text{max}} \quad (1)$$

Подставляя числовые значения в выражение (1), получим:

$$P = 2,094 * 3000 = 6282, \text{ Вт}$$

На основании полученного значения мощности выбираем синхронный электродвигатель фирмы Siemens 1FT6086-8AF71-1AA1, имеющий следующие основные характеристики:

максимальная мощность двигателя $P_{\text{двМакс}}$, кВт - 8.5;

максимальная частота вращения $\omega_{\text{двМакс}}$, об/мин - 3000

Расчет передаточного отношения

Определим общее передаточное отношение модуля по выражению:

$$i_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{двМакс}}}{\omega_{\text{макс}}}, \quad (2)$$

где $i_{\text{общ}}$ - общее передаточное отношение модуля.

Подставляя числовые значения, получим:

$$i_{\text{общ}} = 150$$

Модуль содержит волновую и открытую зубчатую цилиндрическую передачи. Принимаем для волновой передачи $i_{\text{вп}}=100$.

Передаточное отношение цилиндрической передачи получим по выражению:

$$i_{\text{цз}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{вп}}} \quad (3)$$

Используя числовые значения, получим:

$$i_{\text{цз}} = 1.5$$

Разработка конструктивно-компоновочной схемы модуля

На чертеже ВлГУ.220401.11.00.000 К3 показана кинематическая схема модуля, включающая все основные его элементы и их расположение.

Вращающий момент с вала двигателя М1 непосредственно поступает на входной вал (водило) волновой передачи, чье коронное колесо крепится к корпусу модуля. Соединение вала двигателя с водилом волновой передачи жесткое, что обусловлено высокими требованиями по жесткости и точности передачи движения Момент с выходного вала волновой передачи (гибкого колеса) передается на вал-шестерню I через жесткое соединение. Вал-шестерня установлена в корпусе на двух радиально-упорных подшипниках, стоящих навстречу друг другу. Далее момент передается на вал II через нестационарное зубчатое зацепление.

Нестационарность обеспечивается тем, что двигатель, волновая передача и вал-шестерня закреплены в едином корпусе, который установлен на оси III (ось III, вал II и вал-шестерня I параллельны) и может поворачиваться вокруг этой оси при помощи гидроцилиндра. Концевые выключатели SQ1 и SQ2 срабатывают в рабочем состоянии (зацепление замкнуто) и состоянии покоя

(зацепление разомкнуто) соответственно. Данное конструктивное решение имеет 2 достоинства: возможность отсоединять модуль во время работы привода главного движения станка и возможность выборки люфта.

Датчик SQ3 срабатывает в нулевом положении вала-шестерни I, что необходимо во время пребывания модуля в состоянии покоя. К валу-шестерне I крепится вал датчика В1, который отслеживает её угол поворота. Применение датчика необходимо для корректировки положения вала-шестерни перед замыканием зубчатого зацепления.

Датчик В2 отслеживает угол поворота вала II в рабочем режиме модуля

Силовой расчет

Целью раздела является расчет сил и моментов, действующих на элементы модуля. Наиболее нагруженной является вал-шестерня I, показанная на кинематической схеме ВЛГУ220401.00.000.К1.

Расчетная схема с расположением сил, действующих на вал-шестерню, и реакций опор представлена на рис 4.1. На этом же рисунке представлены эпюры действующих моментов

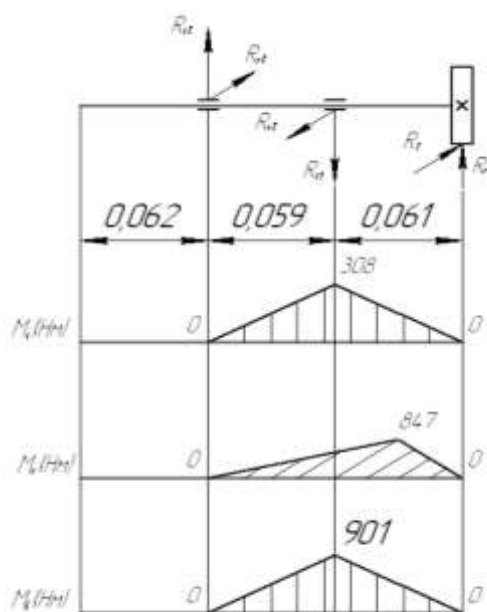


Рис. 4.1 Расчетная схема с расположением действующих сил и эпюры моментов

Расчет сил в зацеплении:

Примем делительный диаметр вала-шестерни $d_1=0.32$ (м)

Момент на валу-шестерне M_1 определим по выражению:

$$M_1 = \frac{M_{\max}}{\eta_{цз} \cdot i_{цз}}, \quad (4)$$

где $\eta_{цз}$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи равное 0,9.

Получим $M_1 = 2222$, Н*м

Окружную силу F_t и радиальную силу F_r в зацеплении получим соответственно по выражениям:

$$F_t = 2 \frac{M_1}{d_1} \quad (5)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

где α – угол зацепления, равный 20°

Подставляя числовые значения, получим:

$$F_t = 13887, H$$

$$F_r = 5054, H$$

Расчет реакций подшипников

В соответствии с основным законом динамики $\Sigma M_y = 0$ и $\Sigma M_z = 0$. Исходя из этого и рис. 4.1, получим выражения для определения реакций подшипников:

$$R_{y1} L_2 = L_1 F_t, \quad (7)$$

где $L_1 = 0,12(м)$ и $L_2 = 0,059(м)$

$$R_{z1} L_2 = L_1 F_r \quad (8)$$

Исходя из соотношений $\Sigma F_y = 0$ и $\Sigma F_z = 0$, получим выражения для определения составляющих реакций в опорах на рисунке 4.1:

$$R_{y2} = R_{y1} - F_t \quad (9)$$

$$R_{z2} = R_{z1} - F_r \quad (10)$$

Подставляя численные значения, получаем:

$$R_{y1} = 28244, H; \quad R_{y2} = 14357, H; \quad R_{z1} = 10279, H; \quad R_{z2} = 5225(H).$$

Расчет суммарных реакций подшипников

Суммарные реакции подшипников определим по выражениям:

$$R_1 = \sqrt{R_{z1}^2 + R_{y1}^2}; \quad R_2 = \sqrt{R_{z2}^2 + R_{y2}^2} \quad (11)$$

Используя численные значения, получим:

$$R_1 = \sqrt{10279^2 + 28244^2} = 30056, H$$

$$R_2 = \sqrt{5225^2 + 14357^2} = 15278, H$$

Расчет моментов, действующих на вал-шестерню

Для расчета используем выражения :

$$M_y = R_{y1} L_2 \quad (12)$$

$$M_z = R_{z1} L_2 \quad (13)$$

Используя численные значения, получим:

$$M_y = 847, H; \quad M_z = 308, H$$

Суммарный момент определим по выражению:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (14)$$

Используя численные значения, получим:

$$M_\Sigma = \sqrt{847^2 + 308^2} = 901, H$$

Разработка общего вида модуля

Целью раздела является разработка общего вида модуля.

Двигатель крепится к диску с помощью 4 винтов. Диск и коронное колесо волновой передачи закреплены на подвижном корпусе посредством 8 винтов. Вал двигателя жестко крепится к водилу волновой передачи посредством винта. Гибкое колесо волновой передачи жестко крепится к валу-шестерне посредством 8 винтов. Вал-шестерня установлена в подвижном корпусе на 2 радиально-упорных подшипниках. Их натяг обеспечивается 2 кольцами, а фиксация в корпусе посредством 2 дисков, каждый из которых крепится к корпусу на 8 винтах. На подвижном корпусе на 2 винтах установлен кронштейн, на котором сухарём крепится датчик угла поворота вала-шестерни и датчик нулевого положения вала-шестерни. Вал датчика угла поворота соединен с валом-шестерней через муфту.

Подвижный корпус посредством винта жестко крепится к оси, которая установлена в корпусе на 2 радиально упорных подшипниках. Положение оси фиксируется гайками. Гидроцилиндр крепится к неподвижному корпусу винтом, а его шток присоединён к кронштейну, крепящемуся на 4 винтах к подвижному корпусу.

Зубчатое колесо установлено на выходном валу на 12 винтах. К зубчатому колесу на 6 винтах крепится диск, к которому на 6 винтах крепится крышка. К диску и крышке крепятся считывающая головка датчика угла поворота. Барабан датчика установлен на плите, которая соединена с неподвижным корпусом 6 винтами.

Концевые выключатели, срабатывающие в рабочем положении модуля и состоянии покоя, закреплены на уголке, который на 2 винтах установлен на неподвижном корпусе.

Проверочный расчет двигателя

Целью данного раздела является проверочный расчет выбранного двигателя с учетом динамического момента.

Необходимый момент двигателя определяется по следующему выражению:

$$M_{\Sigma} = M_{нагр} \cdot M_{дин}, \quad (15)$$

где $M_{нагр}$ - момент, определяемый по выражению:

$$M_{нагр} = \frac{M_{макс}}{i_{общ}}; \quad (16)$$

$M_{дин}$ - динамический момент, определяемый по выражению:

$$M_{дин} = \varepsilon \cdot J_{\Sigma пр}, \quad (17)$$

где ε - угловое ускорение вала двигателя, $J_{\Sigma np}$ - суммарный момент инерции вращающихся деталей модуля, приведенный в валу двигателя, определяемый по выражению:

$$J_{\Sigma np} = J_{\text{дв}} + J_{\text{вп}} + \frac{J_{\text{вш}}}{i_{\text{вп}}^2} + \frac{J_{\text{зк}}}{i_{\text{общ}}^2} + \frac{J_{\Sigma}}{i_{\text{общ}}^2}, \quad (18)$$

где $J_{\text{дв}}$ - момент инерции двигателя, $J_{\text{вп}}$ - момент инерции волновой передачи, $J_{\text{вш}}$ - момент инерции вала-шестерни, $J_{\text{зк}}$ - момент инерции зубчатого колеса, J_{Σ} - суммарный момент инерции деталей, закрепленных на зубчатом колесе.

Согласно табличным данным и расчетам в системе «КОМПАС» численные значения моментов инерции:

$$J_{\text{дв}} = 0.0066, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_{\text{вп}} = 0.0122, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_{\text{вш}} = 0.3581, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{\text{зк}} = 1.8801, \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad J_{\Sigma} = 0.0034, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Подставляя численные значения в (18), получим:

$$J_{\Sigma np} = 0,0189, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Угловое ускорение ε найдем по выражению:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{\text{дв.Макс}}}{t}, \quad (19)$$

где t – время разгона двигателя равное 0,08 с,

Используя числовые значения, получим:

$$\varepsilon = 3926,8, \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$$

Подставляя числовые значения в (17), получим:

$$M_{\text{дин}} = 74,21, \text{ Нм}$$

Необходимый момент получим, подставляя численные значения в (15):

$$M_{\Sigma} = 74,21 + 20 = 94,21, \text{ Нм}$$

Согласно техническим характеристикам двигателя, допускаемый коэффициент форсировки двигателя по моменту $k_{\phi} = 10$. Тогда максимальный момент двигателя найдем по выражению:

$$M_{\text{дв.Макс}} = M_{\text{дв}} \cdot k_{\phi}, \quad (20)$$

где $M_{\text{дв}}$ - номинальный момент двигателя.

Используя численные значения, получим:

$$M_{\text{дв.Макс}} = 270, \text{ Нм}$$

Необходимый момент двигателя не превышает его максимальное паспортное значение, поэтому выбранный двигатель удовлетворяет условиям работы.

Проверка двигателя по условиям нагрева в курсовом проекте не предусматривается, поскольку не определена циклограмма работы механизма в течение длительного периода времени.

Расчет кинематической точности

Целью данного раздела является определение кинематической точности модуля.

Определение кинематической точности волновой передачи

Так как волновая передача является покупным изделием, её кинематическая точность берется из каталога:

$$\delta\varphi_{ВПmax} = 1.5'$$

Расчет кинематической точности зубчатой цилиндрической передачи

Кинематическую точность цилиндрической зубчатой передачи определим методом максимума-минимума.

При расчете по методу максимума-минимума минимальное значение кинематической погрешности F'_{i0min} зубчатой цилиндрической передачи по дуге делительной окружности ведомого колеса, мкм, равно:

$$F'_{i0min} = AK_s(F'_{i1} + F'_{i2}) \quad (21)$$

Максимальное значение кинематической погрешности, мкм:

$$F'_{i0max} = K \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + (E_{\Sigma M1})^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + (E_{\Sigma M2})^2} \right], \quad (22)$$

где A — коэффициент, учитывающий степень точности передачи. Для зубчатой передачи 3-й степеней точности принимают $A=0,62$; K_s и K — коэффициенты фазовой компенсации. Для данной передачи принимают $K_s=0,3$ и $K=0,98$. F'_i — допуск, мкм, на кинематическую погрешность колеса, вычисляемый по выражению:

$$F'_i = F_p + F_f, \quad (23)$$

где F_p — допуск, мкм, на накопленную погрешность шага зубчатого колеса, F_f — допуск на погрешность профиля зуба. Для зубчатой передачи 3-й степеней точности, в соответствии с табличными данными принимают $F_p=160$ мкм и $F_f=40$ мкм; $E_{\Sigma M}$ — суммарная приведенная погрешность монтажа, мкм, определяемая по выражению:

$$E_{\Sigma M} = \sqrt{\left(\frac{e_r \cdot \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} \right)^2 + (e_a \cdot \operatorname{tg}\beta)^2}, \quad (24)$$

где $\alpha = 20^\circ$ — угол зацепления, град; β — угол наклона линии зуба, град; e_r — монтажное радиальное биение зубчатого колеса, мкм,:

$$e_r = 0,85 \sqrt{\sum_{i=1}^n e_i^2}, \quad (25)$$

где e_i – допуски на погрешности, создающие первичные радиальные биения колеса, мкм. Для 3-й степени точности зубчатого колеса, в соответствии с табличными данными принимаем $e_i = 100$ мкм;

e_a — монтажное осевое биение зубчатого колеса, мкм:

В данных расчетах можно принимать $e_a = 5$ мкм.

Подставляя численные значения в соответствии с требованиями по точности и табличными данными, получим:

$$F'_{i1} = 205, \text{ мкм}; \quad F'_{i2} = 205, \text{ мкм}$$

$$F'_{i0\min} = 0.62 \cdot 0.3(205 + 205) = 76.26, \text{ мкм}$$

$$e_r = 85, \text{ мкм}$$

$$E_{\Sigma M1} = \sqrt{\left(\frac{85 \cdot 0,364}{1}\right)^2 + (85 \cdot 0)^2} = 30,94, \text{ мкм}$$

$$E_{\Sigma M2} = \sqrt{\left(\frac{85 \cdot 0,364}{1}\right)^2 + (85 \cdot 0)^2} = 30,94, \text{ мкм}$$

$$F'_{i0\max} = 0,98 \left[\sqrt{(205)^2 + (30,94)^2} + \sqrt{(205)^2 + (30,94)^2} \right] = 396,3, \text{ мкм}$$

Для нахождения кинематической погрешности зубчатой передачи в угловых минутах используем выражение:

$$\delta\varphi = \frac{6,88}{d_2} F'_{io}, \quad (26)$$

где d_2 - делительный диаметр окружности ведомого колеса, мм; F'_{io} - кинематическая погрешность, выраженная в микрометрах.

Подставляя численные значения, получим максимальное и минимальное значения кинематической погрешности зубчатой передачи в угловых единицах:

$$\delta\varphi_{3П\min} = \frac{6,88}{480} 76.26 = 1.09'$$

$$\delta\varphi_{3П\max} = \frac{6,88}{480} 396.3 = 5.68'$$

Расчет максимальной кинематической погрешности модуля

Максимальная кинематическая погрешность определяется по выражению:

$$\delta\varphi_{M\max} = \delta\varphi_{ВП\max} + \delta\varphi_{3П\max} \quad (27)$$

Используя численные значения, получим:

$$\delta\varphi_{M\max} = 7.18'$$

Максимальная величина погрешности превышает заданную величину, что обусловлено погрешностями изготовления зубчатой передачи. Однако в модуле имеется обратная связь по перемещению, организуемая с помощью датчика (ERA 180DB-180/250, минимальный измеряемый угол $0,001^\circ$). Исходя из этого будем считать, что погрешность модуля находится в пределах дискретности датчика перемещения. В то же время вопрос точности требует более углубленного рассмотрения с учетом системы управления и привода.

ВЛГЧ.22040111.00.00 КЗ

Перед. проекция

Сторона №

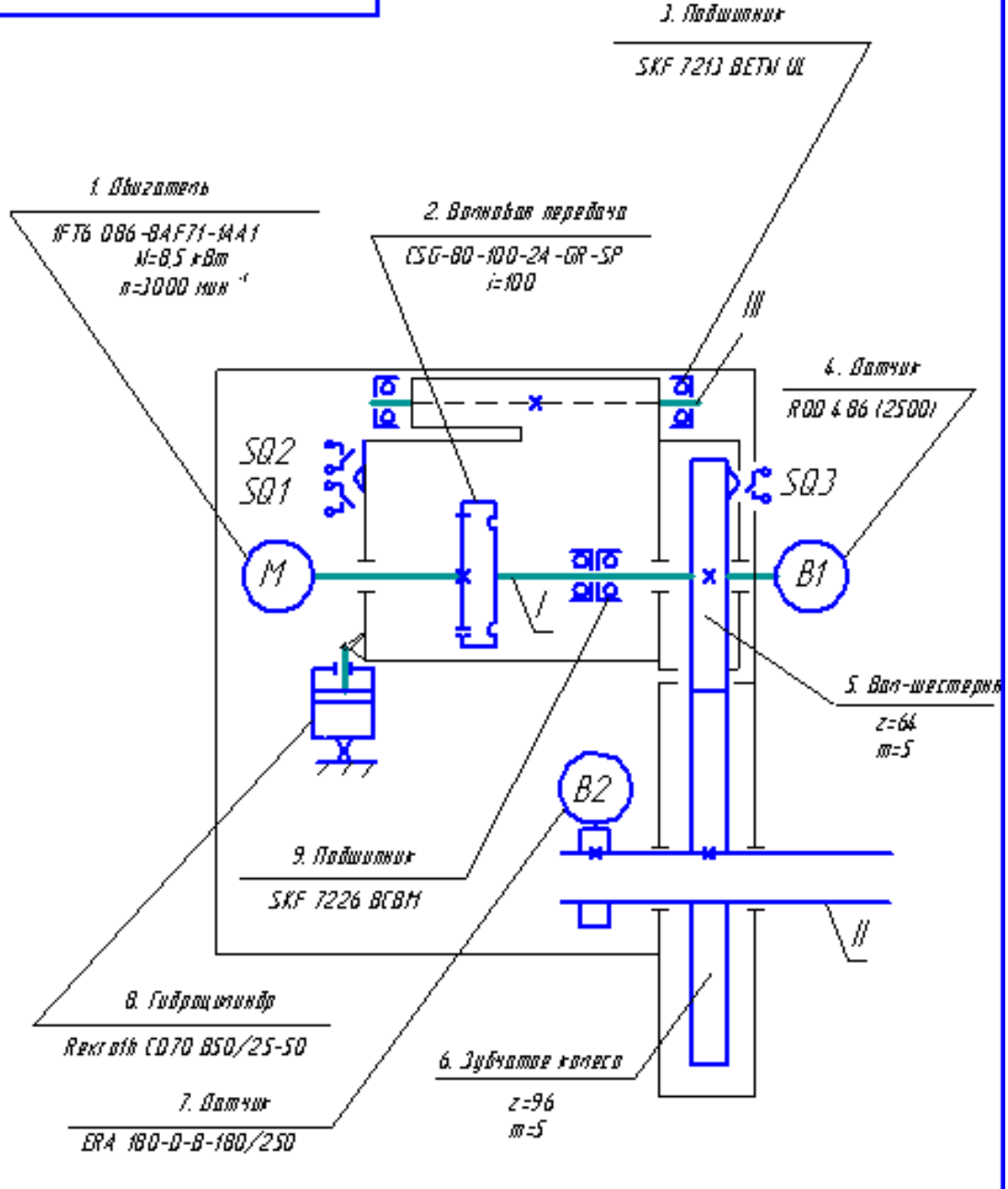
Лист и дата

№ док. № дубля

Взам. инв. №

Лист и дата

№ док. № дубля



ВЛГЧ.22040111.00.00 КЗ

№ док.	№ лист	№ док.	№ лист
Разраб.	Платанин	Лист	Дата
Пров.	Астафьев		
Т.контр.			
И.контр.			
Этб.			

Проект по координатному движению с ТФД
Схема кинематическая принципиальная

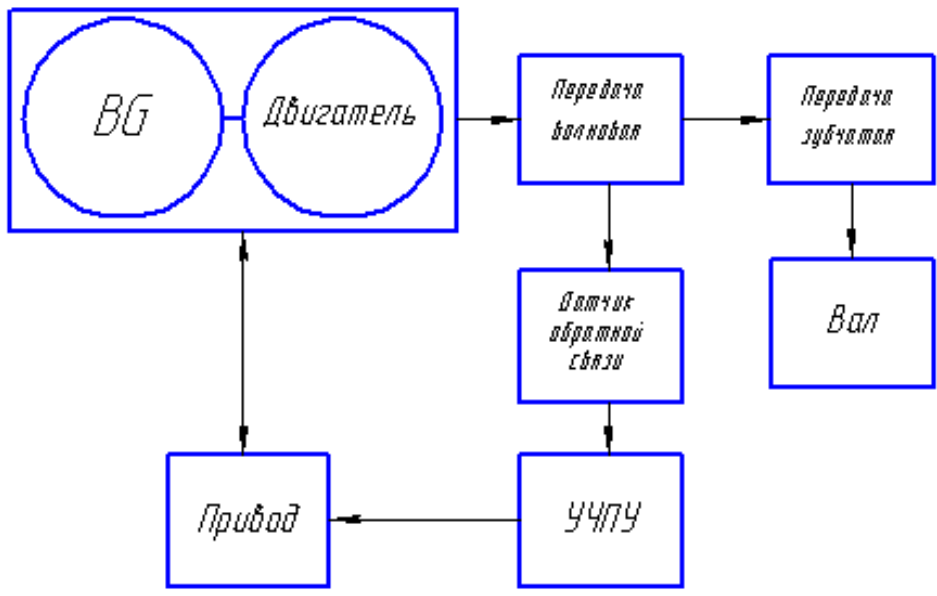
Лист	Класс	Масштаб
		1:1
Лист	Листов 1	

АТФ М-106

ВЛГУ.220401.11.00.0000С1

Перв. проект.

Серия №



Подл. и дата

Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подл. и дата

Инд. № подл.

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Потанин			
Проб.	Астафьев			
Т.контр.				
И.контр.				
Чтб.				

ВЛГУ.220401.11.00.0000С1

Привод по координатному движению с ТФЦ
схема комбинированная
структурная

Лит.	Масса	Масштаб
Лист		Листов 1

АТФ М-106

Копировал

Формат А4

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	№ экз.	Примечание
1			Документация общая		
2					
3			Вновь разработанная		
4					
5		ВлГУ 220401.11.00.000.В0	Чертеж общего вида	3	1*А1А4, А4
6		ВлГУ 220401.11.00.000.С1	Схема комбинированная	1	
7			структурная		
8		ВлГУ 220401.11.00.000.К3	Схема кинематическая	1	
9			принципиальная		
10		ВлГУ 220401.11.00.000.П3	Пояснительная записка		
11					
12			Документация по		
13			сборочным единицам		
14					
15			Вновь разработанная		
16					
17		ВлГУ 220401.11.00.001	Уголок		
18		ВлГУ 220401.11.00.002	Крышка		
19		ВлГУ 220401.11.00.003	Втулка		
20					
21			Примененная		
22					
23		06_MCB1_2007-08_Synchronous motors.pdf	Обозначение Siemens F76 DB6-BAF71-1AA1		
24		cst-csg-catalog.pdf	Передача Harmonic Drive CST6-80-100-2A-GR-SP		
25		re17016_2008-08(1).pdf	Гидроцилиндр Rexroth CR70 B50/25-502X/01		
ВлГУ 220401.11.00.000.КП					
Изм. Лист		№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Потанин				
Проб.	Астафьев				
Исполн.					
Утв.					
Привод по координатному движению с ТФЦ				Лист	Листов
Ведомость курсового проекта				1	2
				АТФ М-106	

Х

Копировал

Формат А4