

Адаптивный схват разрабатывался в соответствии с математической моделью, которая предполагала возможность упругих поступательных перемещений вала в вертикальной плоскости по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Упрощенный эскиз схвата представлен на рис. 5.

Таким образом, после окончательного монтажа и настройки экспериментальной установки будет проведена серия опытов с целью проверки результатов численного эксперимента и дальнейшего исследования предложенного метода сборки.

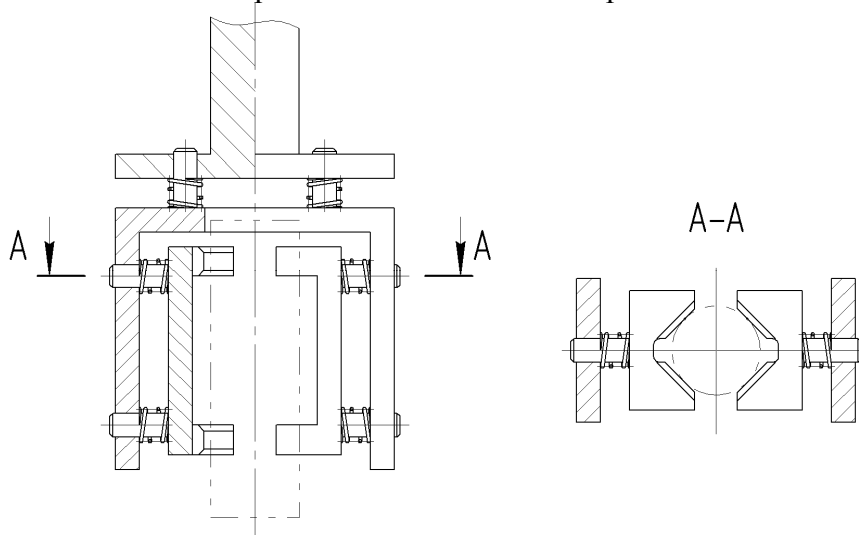


Рис. 5. Эскиз адаптивного схвата.

Литература

1. Божкова Л.В., Вартанов М.В., Чуканова О.В., Кольчугин Е.И. Метод роботизированной сборки с использованием вибрационных колебаний. Журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении". - М., "Машиностроение", №9, 2006 г., стр. 62-67
2. Божкова Л.В., Вартанов М.В., Кольчугин Е.И. Компьютерное моделирование метода роботизированной сборки на основе пассивной адаптации с использованием виброколебаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. - М., МГТУ «МАМИ», №2(4), 2007. 316с. с.147-152

Четырёхшпиндельный гайковёрт

к.т.н. Воркуев Д.С.

ОАО «Завод им. В.А. Дегтярёва», г. Ковров

Для управления процессом автоматизированной групповой сборки резьбовых соединений нет необходимости на каждом шпинделе завинчивающего устройства устанавливать датчики обратной связи, если кинематическая схема на каждые два шпинделя будет снабжена дифференциальными механизмами (ДМ), которые с большой чувствительностью реагируют на изменение моментов на своих выходных осях. При возрастании момента на одной из осей ДМ она останавливается, в то время как вторая ось будет вращаться с большей частотой. Вращение оси возобновится только в случае выравнивания моментов сопротивления на обеих осях.

Но использование ДМ связано с появлением случаев, когда одна из резьбовых деталей не будет завинчиваться, если случайно повреждённая резьба в отверстии, либо на соединяемой детали, либо возник мгновенный перекося осей соединяемых деталей.

Для исключения такого явления необходимо осуществлять вращение шпинделя от второй тихоходной, но высокомоментной ветви вращения завинчивающего устройства.

Это ещё раз доказывает, что завинчивающее устройство должно иметь две кинематически связанные ветви вращения – быстроходную, но маломоментную, и тихоходную – но

высокомоментную и должно быть снабжено автоматическим переключателем вращения шпинделей с одной скорости на другую.

Функции автоматического переключателя может выполнять механизм свободного хода (МСХ) храпового типа.

Так, при возрастании момента сопротивления на одной из осей ДМ она остановится и собачка МСХ, сидящая на оси тихоходной ветви, начнёт передавать вращение оси быстроходной ветви, взаимодействующей с зубом храпового колеса, расположенного на быстроходной оси, и резьбовая деталь преодолевает резкое возрастание момента.

При быстром вращении шпинделя собачка МСХ, отставая от вращения, будет прощёлкивать по зубьям храпового колеса, не передавая большого момента на ось шпинделя и не нарушая работу ДМ.

Такое сочетание ДМ и МСХ храпового типа с некоторой погрешностью обеспечит требуемое положение (завинчивание) всех резьбовых деталей к моменту начала второго этапа работы завинчивающего устройства – синхронного поворота деталей на требуемый угол (окончательная затяжка).

В качестве автоматического переключателя на синхронную затяжку резьбовых соединений может быть выбрана муфта предельного момента (МПМ) как фрикционного, так и кулачкового типа.

Причём момент срабатывания муфты будет иметь некоторую нестабильность. Но как уже указывалось выше для герметичности стыка не столь важна величина погрешности отклонения осевой силы или момента затяжки в данной партии от номинальных значений, а важна стабильность осевых сил затяжки группового соединения в данном узле.

Структурная схема системы для частного случая – двух каналов управления – приведена на рис. 1.

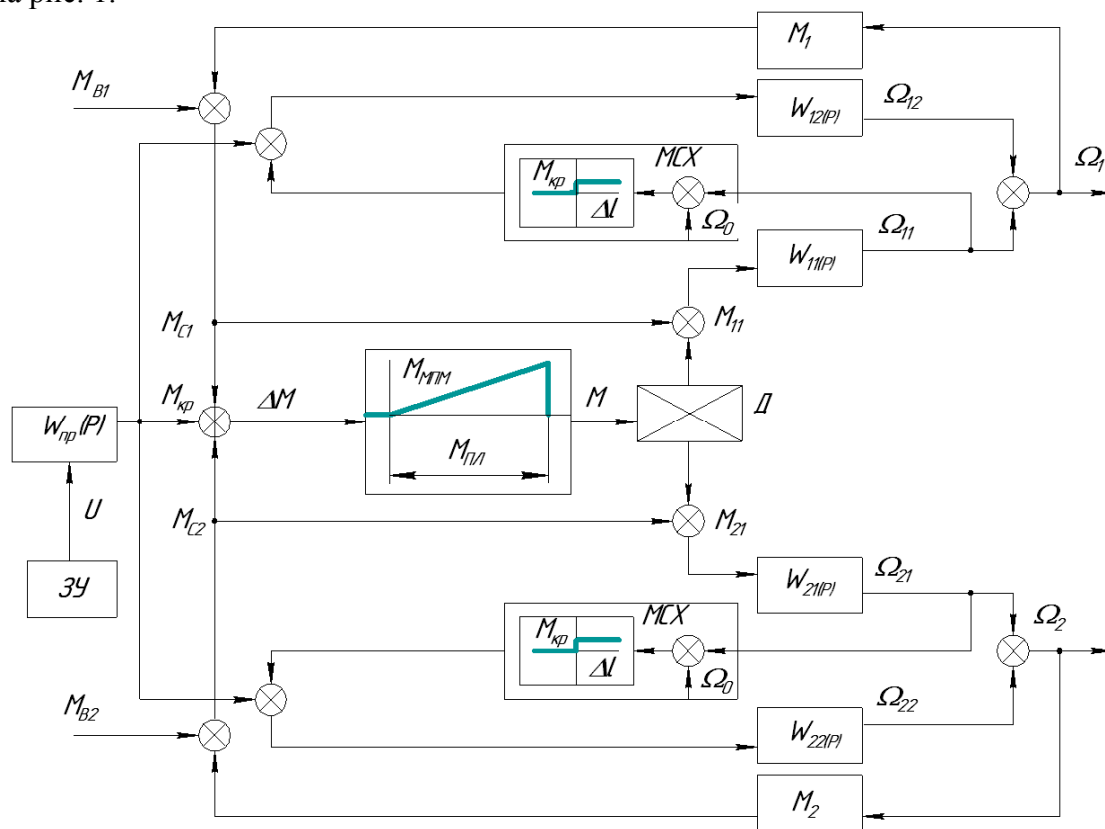


Рис. 1.

На структурной схеме (рис. 1) введены следующие обозначения:

$W_{пр}$ – передаточная функция привода по моменту, включающая передаточную функцию

по моменту двигателя $W_{дв(P)}$ и передаточное отношение редуктора $i - W_{пр} = W_{дв(P)}i$;
 $W_{11(P)}, W_{12(P)}, W_{21(P)}, W_{22(P)}$ – передаточные функции по скорости кинематических цепей
 первого и второго каналов;

M_1, M_2 – возмущающие моменты, действующие на рабочие органы;

D – дифференциальный механизм.

Муфта предельного момента представлена кинематическим элементом, описываемым уравнением:

$$\begin{aligned} M &= 0 \text{ или } M_{кр} - M_{C1} \leq 0 \text{ и } M_{кр} - M_{C1} - M_{C2} > M_{МПМ} \\ M &= M_{кр} - M_{C1} \text{ при } 0 < M_{кр} - M_{C1} - M_{C2} \leq M_{МПМ} \end{aligned} \quad (1)$$

где: $M_{кр}$ – крутящий момент на выходе привода;

M_{C1}, M_{C2} – моменты сопротивления, действующие в первом и втором каналах управления;

$M_{МПМ}$ – момент, на который настроена муфта предельного момента.

Механизм свободного хода также имеет нелинейную характеристику. Если пренебречь люфтом, равным шагу зубьев храпового колеса, то уравнение, описывающее эту характеристику, имеет вид:

$$\begin{aligned} M &= 0 \text{ при } \Omega_{i1} - \Omega_0 \leq 0; \\ M &= M_{кр} \text{ при } \Omega_{i1} - \Omega_0 > 0, i = 1, 2, 3... \end{aligned} \quad (2)$$

где: Ω_0 – угловая скорость вращения входного вала механизма свободного хода;

Ω_{i1} – угловая скорость вращения выходного вала кинематической цепи, связанного с дифференциалом.

Моменты сопротивления движению M_{C1} и M_{C2} включают вязкое трение и возмущающие моменты.

Обратные перекрёстные связи между кинематическими цепями одного канала, замыкаемые механизмами свободного хода, обеспечивают переключение кинематических цепей.

В случае, когда значение крутящего момента и суммарного момента сопротивления не превышает момент муфты предельного момента, вращение через дифференциальный механизм передаётся на кинематические цепи $W_{12(P)}$ и $W_{22(P)}$. Передаточные отношения этих цепей должны обеспечивать значения скоростей Ω_{11} и Ω_{21} , превышающие значение Ω_0 . В этом случае:

$$\Delta\Omega_1 = \Omega_{11} - \Omega_0 \geq 0 \text{ и } \Delta\Omega_2 = \Omega_{21} - \Omega_0 > 0, \quad (3)$$

и суммарные моменты, действующие на кинематические цепи $W_{12(P)}$ и $W_{22(P)}$, будут равны нулю:

$$M_{сум} = M_{кр} - M_{кр}. \quad (4)$$

Следовательно, угловые скорости:

$$\Omega_{12} = \Omega_{22} = 0 \text{ и } \Omega_1 = \Omega_{11}, \Omega_2 = \Omega_{21}. \quad (5)$$

Очевидно, эти кинематические цепи должны обеспечивать быстроходный режим работы системы. Момент сопротивления при этом должен быть незначительным.

При возрастании момента сопротивления в одном из каналов (например, в первом) возможно отключение муфты предельного момента ($M = 0$), при этом значения угловых

скоростей Ω_{11} и Ω_{21} становятся равными 0, что приводит к выключению через механизмы свободного хода кинематических цепей $W_{12(P)}$ и $W_{22(P)}$. Выходные скорости будут равны:

$$\Omega_1 = \Omega_{12} \text{ и } \Omega_2 = \Omega_{22}. \quad (6)$$

Синхронность вращения при этом сохраняется. Кинематические цепи $W_{12(P)}$ и $W_{22(P)}$ должны, таким образом, обеспечивать более медленное вращение рабочих органов с большим крутящим моментом. Если задающее устройство формирует определённое прямое воздействие U и $M_{кр}$ изменяется в соответствии с этой программой, функционирование кинематических цепей в каждом из каналов при изменениях моментов сопротивления остаётся аналогичным описанному. В тех случаях, когда возрастание момента сопротивления в быстроходной кинематической цепи одного из каналов недостаточно (находится в пределах линейной части характеристики $0 \leq \Delta M < M_{\text{ппм}}$), возможно переключение только одного канала на режим с большим крутящим моментом за счёт вычитания моментов сопротивления из момента на выходном валу дифференциального механизма (M_{11} или M_{21}). Если эта разность близка или равна нулю, произойдёт переключение через перекрёстную связь МСХ, тогда как второй канал может работать в прежнем режиме. Таким образом, возможна реализация четырёх вариантов сочетания режимов работы для системы с двумя каналами управления.

Условием функционирования системы должен быть правильный выбор передаточных отношений кинематических цепей.

Эти соотношения должны обеспечить выполнение неравенств:

$$\begin{aligned} \Omega_{12} < \Omega_0 < \Omega_{11} < \Omega_{\text{дв}} \\ \Omega_{22} < \Omega_0 < \Omega_{21} < \Omega_{\text{дв}}, \end{aligned} \quad (7)$$

где: $\Omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вращения вала двигателя.

Значение угловой скорости Ω_0 , определяющей момент кинематических цепей, может задаваться передаточным отношением i_0 ,

$$\Omega_0 = \frac{\Omega_{\text{дв}}}{i_0}. \quad (8)$$

В этом случае входной вал МСХ будет кинематически связан с выходным валом привода.

Цифровое моделирование двухканальной адаптивной системы управления технологическим оборудованием подтвердило возможность получения в рассматриваемой схеме высокого уровня синхронности движений рабочих органов, высокой чувствительности к изменениям моментов сопротивления. Реализация принципов автоматического регулирования на нетрадиционной элементной базе – нелинейных механических устройствах – позволила повысить надёжность устройства.

Кинематическая схема описанной системы управления представлена на рис. 2.

Четырёхшпиндельный гайковерт содержит электродвигатель 1, планетарный редуктор 2, механизм разделения ветвей вращения на тихоходную, но высокомоментную и быстроходную, но маломоментную, состоящий из центральной шестерни 3 и колес 4.

На быстроходной оси вращения шестерни 3 расположена муфта предельного момента кулачкового или зубчатого типа, включающая ведущую полумуфту 5 и ведомую полумуфту 6 с возможностью перемещения вдоль оси, которая является центральной осью дифференциального механизма 7 и жестко связана с крестовиной 8. С двух сторон крестовины 8 расположены сателлиты 9, которые взаимодействуют с колесами 10, кинематически связанными

через шестерни 11 с колесами 12. Оси колес 12 являются центральными осями дифференциальных механизмов 13 и 14, выходные шестерни 15, 16 дифференциального механизма 13 взаимодействуют с колесами 17, 18, а выходные шестерни 19, 20 дифференциального механизма 14 – с колесами 21, 22. Колеса 17, 18, 21, 22 жестко закреплены на промежуточных валах 23, 24, 25, 26, которые через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 кинематически связаны со шпинделями 31, 32, 33, 34, на которых расположены патроны 35, 36, 37, 38 для удержания резьбовых деталей при завинчивании.

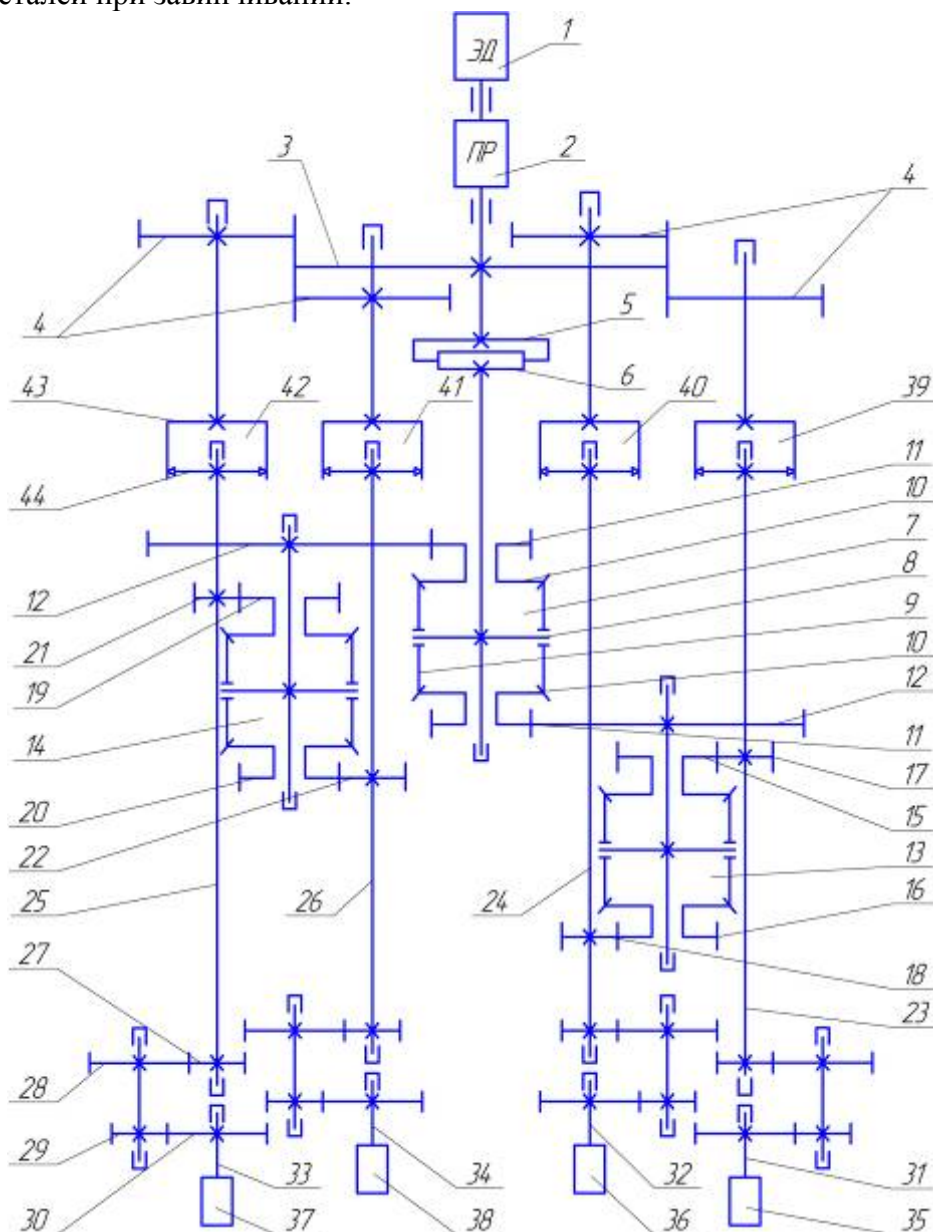


Рис. 2.

Шестерня 3 кинематически связана с колесами 4 тихоходной ветви вращения. На осях колес 4 расположены механизмы прерывистого движения храпового типа 39, 40, 41, 42. Ведущие обоймы 43 снабжены собачками, взаимодействующими с ведомыми обоймами 44, представляющими собой храповые колеса, которые жестко закреплены на промежуточных валах 23, 24, 25, 26, которые кинематически через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 связаны со шпинделями 31, 32, 33, 34 и патронами 35, 36, 37, 38.

Устройство работает следующим образом. До тех пор, пока суммарный момент сопротивления на шпинделях 31, 32, 33, 34 меньше момента, на который настроена муфта предельного момента 5, 6, вращение передается по быстроходным, но маломоментным ветвям

вращения: от электродвигателя 1, планетарного редуктора 2, через муфту предельного момента 5, 6, дифференциальный механизм 7, дифференциальные механизмы 13, 14, зубчатые пары 15, 17; 16,18; 19, 21; 20, 22 на промежуточные валы 23, 24, 25,26, через зубчатые пары 27, 28 и 29, 30 редукторов на шпиндели 31, 32, 33, 34, патроны 35, 36, 37, 38 к резьбовым деталям.

При одинаковых моментах сопротивления на выходных шестернях 15, 16 дифференциального механизма 13 и на шестернях 19, 20 дифференциального механизма 14 все шпиндели будут вращаться с одинаковыми скоростями.

Пусть на шестерне 19 дифференциального механизма 14 сопротивление возрастет, тогда вращение на колесо 21 передаваться не будет и оно остановится, следовательно, остановится промежуточный вал 25 и в конечном счете шпиндель 33. В это же время за счет свойства дифференциального механизма шестерня 20 начнет вращаться в два раза быстрее и в конечном счёте шпиндель 34 также начнет вращаться быстрее в два раза.

Когда скорость вращения храпового колеса больше, чем обоймы 43, собачка проскальзывает по зубьям храпового колеса, не входя в зацепление с храповым колесом ведомой обоймы 44. При остановке вращения обоймы 44 за счет вращения тихоходной ветви собачка ведущей обоймы 43 механизма прерывистого движения войдет в зацепление и начнет передавать вращение по тихоходной ветви промежуточному валу 25 и в конечном итоге шпинделю 33, который преодолеет сопротивление, вызванное случайными факторами, например некачественной резьбой. Сопротивление на выходных шестернях дифференциального механизма 14 станет одинаковым и шпиндели 33, 34 вновь будут вращаться с одинаковыми угловыми скоростями.

Аналогичные случаи могут происходить и на дифференциальном механизме 13 и т.д.

Как только суммарный момент сопротивления на быстроходной ветви вращения, связанной с осью муфты предельного момента 5, 6, достигнет момента ее срабатывания, ее полумуфты начнут проскальзывать, не передавая вращения. Собачки ведущих обойм 43 механизмов прерывистого движения войдут в зацепление с зубьями храповых колес, и вращение на шпиндели будет передаваться по тихоходным ветвям, т.е. резьбовые детали практически синхронно будут поворачиваться на одинаковые углы.

Экспериментальные исследования работы четырехшпиндельного гайковёрта показали, что он обеспечивает качественную сборку групповых резьбовых соединений с погрешностью осевых сил затяжки не более 2...5%.

Следовательно, обоснована оригинальная кинематическая схема многшпиндельного гайковёрта, обеспечивающего качественную сборку резьбовых соединений.

Исследование свойств анаэробных материалов в жидкостных и агрессивных средах

к.т.н. Гончаров А.Б., д.т.н., проф. Тулинов А.Б.
ММК «Мосинтраст», РГУТИС

Для широкого использования анаэробных клеев и герметиков в сборочных процессах, а также при восстановлении и модернизации оборудования необходимо четко представлять их поведение при эксплуатации собранных соединений, особенно в жидкостях и агрессивных средах.

Для правильного выбора необходимой марки анаэробного продукта применительно к различным условиям эксплуатации изделий необходимо знать срок службы этих продуктов в различных агрессивных средах – морской воде, топливе, смазочных маслах, кислотах, щелочах и т.д. Благодаря своему специфическому строению анаэробные продукты в полимеризованном состоянии имеют высокую стойкость в различных химически активных средах. Для подтверждения этого суждения был проведен комплекс экспериментальных исследований.

Стойкость анаэробных продуктов к воздействию агрессивных сред определялась по