

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в приводах различных машин и механизмов для перемещения рабочих органов.

Известен кулачково-зубчато-рычажный механизм по авторскому свидетельству СССР № 1867825. 1990, содержащий зубчато-рычажное центроидное устройство, имеющее стойку с установленными на ней кривошипом, образующим одним своим концом поступательную пару с ползуном, и коромыслом, связанными шатуном и образующими параллелограмм, на шатуне и коромысле шарнирно установлены зубчатые колеса, образующие кинематический ряд. Механизм снабжен двумя кулачками одинакового профиля, один из которых, неподвижен, а второй связан с первым с возможностью поворота и фиксации, подпружиненными роликом, шарнирно закрепленным на одном из концов кривошипа для взаимодействия с кулачками, закрепленными на концах кривошипа и коромысла соосно с шарнирами, зубчатыми колесами с одинаковыми числами зубьев и связывающим их между собой зубчатым колесом шарнирно соединенными со стойкой, второй конец кривошипа шарнирно связан с ползуном, между последним и стойкой образована вращательная пара. Кривошип, дополнительный и основной шатуны последовательно шарнирно связаны с коромыслом,

Недостатком механизма является то, что наличие параллелограмма и многосвязности кинематических связей требует высокой точности их изготовления, монтажа, применения дефицитных марок сталей, что снижает надежность и ведет к увеличению габаритов и усложнению механизмов,

Известны также механические импульсные передачи по авторскому свидетельству СССР № 954678 и по источнику [1], содержащие соосно расположенные в корпусе ведущий и ведомые валы, поворотную обойму и преобразующие механизмы, включающие рабочие тела и взаимодействующий с ними контактный диск, кинематически связанный с поворотной обоймой, на обоих торцах контактного диска выполнены зубцы, передача снабжена связанными с валами двумя дополнительными дисками, установленными с обоих торцов контактного диска, рабочие тела шарнирно укреплены на торцах обоих дополнительных дисков, обращенных к контактному диску, и взаимодействуют с зубцами последнего.

Недостатками известных передач является то, что наличие нескольких рабочих тел, шарнирно укрепленных и поджатых при помощи пружин к торцевым сторонам контактного зубчатого диска приводит к значительному увеличению уровня динамической напряженности отдельных деталей и требует высокой точности их изготовления, монтажа и применения дефицитных марок сталей, что снижает нагрузочную способность и надежность передачи.

Наиболее близким по технической сущности к настоящему изобретению является рычажно-кулачковый механизм, содержащий корпус с установленными в нем ведущим валом и толкателем рабочего органа в виде подпружиненного к корпусу рычага, размещенные на валу управляющий кулачок, взаимодействующий с толкателем, и имеющий возможность свободного вращения вспомогательный кулачок, взаимодействующий с управляющим через соединительное звено и зубчатую передачу, колеса которой жестко связаны: ведущее - с ведущим валом, а ведомое - с вспомогательным кулачком. В ступице управляющего кулачка выполнен кольцевой паз, управляющий кулачок размещен на валу с возможностью осевого перемещения, а соединительное звено выполнено в виде подпружиненного к корпусу рычага с двумя роликами, взаимодействующими один - со вспомогательным кулачком, а другой - с кольцевым пазом (см. авт.св. СССР № 1216504, кл. F 16 H 21/04, 1984 г. - прототип).

Недостатком известной передачи является то, что наличие многосвязности кинематических связей ведущего зубчатого колеса с ведомыми через дополнительные промежуточные зубчатые колеса, установленные на самостоятельном валу при несоосности и перекосах, приводит к быстрому изнашиванию последних и, следовательно, требует высокой точности их изготовления и монтажа, что усложняет передачу и снижает ее надежность,

В изобретении поставлена задача усовершенствования устройства путем модернизации передаточной пары "ведущий вал-ведомое звено" и соединительного звена, обеспечиваемой за счет уменьшения количества звеньев в цепочке кинематических связей и совмещения нескольких функций, выполняемых одним и тем же элементом, и тем самым повышения надежности устройства.

Поставленная в изобретении задача решается тем, что в известном рычажно-кулачковом механизме, содержащем корпус с установленными в нем ведущим валом, ведомым звеном, приводными кулачками, жестко установленными на валу с возможностью взаимодействия с роликами подпружиненных в корпусе рычагов, соединительным звеном, согласно изобретению, дополнительно содержащем шлицевые втулки, подвижные зубчатые полумуфты и неподвижные зубчатые полумуфты и пружины, ведомое звено выполнено в виде по меньшей мере одного выходного вала, на котором свободно посажены шлицевые втулки, соединительное звено выполнено в виде рычага с роликом, имеющим возможность взаимодействия с соответствующим кулачком, при этом кулачки установлены на ведущем валу со смещением каждого последующего по фазе на угол $\varphi = 360^\circ : m$, где m - количество кулачков, причем концы рычагов жестко связаны со шлицевыми втулками, внутренние шлицы которых выполнены таким образом, что имеют возможность взаимодействия с соответствующими им наружными шлицами на ступицах подвижных зубчатых полумуфт, которые дополнительно установлены на валу с возможностью вращения и осевого перемещения и прижаты к неподвижным зубчатым полумуфтам, жестко закрепленным на выходном валу.

Поставленная задача решается также и тем, что рычажно-кулачковый механизм содержит по меньшей мере два приводных кулачка.

Задача может быть решена и тем, что выходной вал установлен параллельно входному.

Кроме того, поставленная в изобретении задача решается также и тем, что ведомое звено выполнено в виде ряда выходных валов, из которых каждый предыдущий является ведущим для последующих, а каждый последующий - ведомым для предыдущих, при этом передаточное

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{150}$$

отношение для каждой пары валов удовлетворяет условию: $\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{150}$, где n_2 и n_1 - скорости вращения, соответственно, ведущего и ведомого валов.

Такое выполнение рычажно-кулачкового механизма позволяет существенно повысить его надежность за счет уменьшения количества звеньев в цепочке кинематических связей передаточной пары "ведущий вал-ведомое звено" и совмещения нескольких функций, выполняемых одним и тем же элементом.

Кроме того, такое выполнение рычажно-кулачкового механизма обеспечивает снижение износа деталей механизма при передаче крутящего момента и повышает его коэффициент полезного действия.

На чертеже схематически изображен рычажно-кулачковый механизм, продольный разрез с частичным вырывом.

Рычажно-кулачковый механизм содержит корпус 1 с установленными в нем на опорах с возможностью вращения ведущим валом 2 и ведомым звеном 3. На валу 2 жестко установлены приводные кулачки 4 и 5, взаимодействующие с роликами 6 и 7 подпружиненных к корпусу 1 рычагов 8 и 9 пружинами (не показаны).

Рычажно-кулачковый механизм дополнительно снабжен шлицевыми втулками 10 и 11, подвижными зубчатыми полумуфтами 12, 13, неподвижными зубчатыми полумуфтами 14, 15 и пружинами 17, 18.

Ведомое звено 3 выполнено в виде выходного вала, на котором свободно посажены шлицевые втулки 10, 11.

Соединительное звено выполнено в виде рычага 9 с роликом 7, имеющим возможность взаимодействия с кулачком 5, сдвинутым по фазе на угол $\varphi = 180^\circ$ по отношению к кулачку 4. Профили кулачков 4, 5 одинаковы. Концы рычагов 8, 9, противоположные тем, где установлены ролики 6, 7, которые взаимодействуют с кулачками 4, 5, жестко связаны со шлицевыми втулками 10 и, соответственно, 11, внутренние шлицы которых выполнены таким образом, что имеют возможность взаимодействия с соответствующими им наружными шлицами (не показаны) на ступицах 19 и, соответственно, 20 подвижных зубчатых полумуфт 12, 13, которые установлены на валу 3 с возможностью вращения и осевого перемещения и прижаты к неподвижным зубчатым полумуфтам 14, 15, жестко закрепленным на выходном валу 3. Подвижные полумуфты 12, 13 подпружинены в осевом направлении пружинами 17, 18, контактирующими с упорными регулируемыми элементами, выполненными в виде гаек 21, 22, навинчиваемых на вал 3. Подвижные полумуфты 12, 13 попеременно взаимодействуют с жестко закрепленными на выходном валу 3 неподвижными зубчатыми полумуфтами 14, 15, соответственно, и тем самым попеременно вращают выходной вал. Прижатие подвижных полумуфт 12, 13 к жестко закрепленным зубчатым полумуфтам 14, 15 обеспечивается силой сжатия пружин 17, 18. Величина сжатия этих пружин выбирается такой, чтобы зубья зубчатых полумуфт не препятствовали отходу полумуфт на расстояние, которое обеспечивало бы выход из зацепления зубьев зубчатых полумуфт и их относительный поворот. Полумуфты 12, 13 и 14, 15 контактируют между собой при помощи зубьев, материал которых выбирается таким образом, чтобы коэффициенты трения в обоих зубчатых сопряжениях были одинаковыми, что обеспечивает одинаковый характер изменения величины силы трения в зависимости от изменения внешних условий.

Рычажно-кулачковый механизм работает следующим образом.

При включении механизма вращение вала 2 обеспечивает с той же частотой поворот приводных кулачков 4, 5, профили которых через ролики 6, 7 поочередно отклоняют рычаги 8, 9, подпружиненные к корпусу 1 с помощью пружин (не показаны). При этом поворачиваются относительно выходного вала 3 расположенные на противоположных концах рычага 8 и рычага 9 цилиндрические шлицевые втулки 10 и, соответственно, 11, крутящий момент которых при помощи шлицевого соединения (не показан) поочередно через ступицы 19, 20 передается подвижным зубчатым полумуфтам 12, 13, которые через зубья соединены с полумуфтами 14 и, соответственно, 15. Обе пары полумуфт (12, 14 и 13, 15) приводятся во вращение и на их зубьях возникают осевые силы.

Условие осевого равновесия подвижных полумуфт 12 и 13 имеют вид:

$$F_1 = F_2 + F_{\text{пр}}, \text{ или } F_1 - F_2 - F_{\text{пр}} = 0,$$

где F_1 - осевая сила на зубьях неподвижных полумуфт;

F_2 - осевая сила на зубьях подвижных полумуфт;

$F_{\text{пр}}$ - начальная сила сжатия пружины.

При увеличении момента вращения происходит возрастание сил F_1 и F_2 , причем сила F_2 увеличивается на большую величину, чем сила F_1 , и при достижении максимального момента вращения полумуфты 12, 13 будут выходить из зацепления с полумуфтами 14, 15, соответственно, а затем - после поворота на определенный угол - полумуфты 12, 13 вновь входят в зацепление с полумуфтами 14 и, соответственно, 15 под действием силы пружин 17 и 18. Вследствие того, что сила пружин 17, 18 может быть весьма незначительной, процесс повторного сцепления полумуфт 12, 14 и, соответственно, 13, 15 сопровождается

динамическими нагрузками незначительной величины. Это положительно сказывается на долговечности зубьев и способствует повышению надежности механизма и его КПД.

Таким образом, неподвижные относительно вала 3 полумуфты 14 и 15 создают при передаче крутящего момента осевую силу, которая наряду с силой пружин 17, 18 обеспечивает силовое замыкание зубчатых полумуфт 12, 14 и 13, 15, и тем самым способствует уменьшению усилия пружин 17, 18. Регулирование величины предельного крутящего момента, передаваемого муфтами, осуществляется путем изменения силы сжатия пружин 17, 18 при помощи гаек 21, 22.

За один оборот ведущего вала 2 полумуфты 12, 14 и 13, 15 поочередно совершают рабочий и холостой ходы, а ведомое звено - выходной вал 3, поворачиваемый в одну сторону, делает поворот на угол, который составляет более $360^\circ/150$, т.е. механизм обеспечивает передаточное отношение (для одной ступени) $n_3 : n_1 = 1:150$, где n_1 и n_2 - скорости вращения, соответственно, ведущего вала 2 и ведомого звена - выходного вала 3. При этом обеспечивается поочередный автоматический возврат элементов механизма в исходное рабочее положение, а также гарантированное быстрое разобщение зубчатых полумуфт.

Данный механизм снижает динамическую напряженность элементов конструкции, обеспечивает высокую нагрузочную способность, увеличивает надежность, долговечность и упрощает конструкцию. Это обеспечивается за счет исключения дополнительных промежуточных зубчатых колес путем совмещения их функций двумя муфтами, соосно установленными на ведомом валу.

Кроме того, данный механизм обеспечивает повышение КПД до 98-99,5% для одной ступени за счет замены трения скольжения между элементами конструкции трением качения.

Так, заявленный трехступенный механизм мощностью 100 кВт обеспечивает передаточное отношение 1:3375000 и более при КПД, равном 94%, и снижении металлоемкости (материалоемкости) и габаритов по сравнению с известными конструкциями в 5-12 раз. Кроме того, заявленный механизм обеспечивает отсутствие люфтов, инерционности при работе и вибрации, а его надежность (наработка на отказ) при непрерывной эксплуатации без ремонта замены деталей и узлов составляет не менее 10 лет.

