

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в приводах машин для передачи высоких силовых нагрузок при обеспечении большого передаточного отношения.

Известны зубчатые волновые передачи внутреннего зацепления, содержащие жесткое внешнее и гибкое внутреннее колеса и генератор [1].

Выполнение внутреннего колеса гибким, изменяющим под воздействием генератора волн свою исходную форму, обеспечивает возможность получения одновременного зацепления до 40% зубьев от числа зубьев гибкого или жесткого колеса, выполняемых преимущественно мелко модульными. На практике использование волновых передач с мелко модульным зацеплением в качестве силовых обеспечивает передаточное отношение 80-300. Недостатком зубчатых волновых передач является ограниченная величина крутящего момента на выходном валу, не превышающая 800 кгс.м. Причем, это ограничение по нагрузке обусловлено ограниченной нагрузочной способностью тонкостенного гибкого колеса, а не мелко модульным зацеплением.

Известны зубчатые планетарные передачи внутреннего зацепления, содержащие центральное колесо с внутренними зубьями и взаимодействующие с ним сателлиты с наружными зубьями [2].

Зубчатые планетарные передачи позволяют передавать высокие крутящие моменты. Недостатком их является низкая величина передаточного отношения, не превышающая 7 для одноступенчатой передачи. Для достижения более высоких передаточных отношений зубчатые планетарные передачи выполняют многоступенчатыми, что существенно усложняет конструкцию, увеличивает вес и стоимость изготовления.

Наиболее близкой по технической сущности к изобретению является эвольвентная зубчатая передача внутреннего зацепления, содержащая внутреннее и внешнее зубчатые колеса с малой разностью чисел зубьев, оси которых установлены параллельно друг другу, при этом высота головки зуба каждого колеса определяется соотношением, обеспечивающим снижение потерь в зацеплении [3].

Указанное устройство имеет большой вес конструкции и габариты в условиях силовой передачи при обеспечении больших передаточных отношений.

Таким образом, в основу изобретения поставлена задача уменьшения веса и габаритов зубчатых передач внутреннего зацепления, используемых в качестве силовых передач, при обеспечении больших передаточных отношений.

Для этого предлагается в зубчатой передаче внутреннего зацепления, содержащей внутреннее и внешнее зубчатые колеса с малой разностью чисел зубьев, оси которых установлены параллельно друг другу, зубья колес выполнить мелко модульными, а одно из зубчатых колес выполнить с ограниченно-податливым ободом и сместить в плоскости зацепления относительно своего номинального положения в направлении другого зубчатого колеса на величину, определяемую выражением $A = kA_1 + A_2$, где A_1 - величина расчетного межосевого расстояния, $k = 1,0-2,0$ - коэффициент смещения оси зубчатого колеса с ограниченно-податливым ободом относительно номинального положения, обеспечивающий его упругую деформацию под нагрузкой и многопарность зацепления. A_2 - величина радиальных люфтов зубчатых колес относительно их, номинального положения.

Выполнение зубчатых колес с малой разностью чисел зубьев мелко модульными уменьшает габариты и вес зубчатой передачи при обеспечении передаточного отношения от 20 до 300 и более, а выполнение одного из зубчатых колес с ограниченно-податливым ободом и его упругая деформация в исходном состоянии относительно зубчатого колеса с жестким ободом путем смещения на расчетное расстояние A от номинального положения обеспечивает многопарность зацепления и, тем самым, высокую несущую способность зубчатой передачи.

Изобретение поясняется чертежом.

Описываемая зубчатая передача включает два зубчатых колеса, одно из которых, например, внешнее 1 выполнено с жестким недеформируемым ободом, а другое (внутреннее) 2 - с ограниченно-податливым ободом. O_1 обозначена ось колеса 1, O_2 - ось колеса 2 в номинальном положении. O_2' - ось колеса 2 в смещенном на величину A положении, Б - плоскость зацепления. Во внутреннем колесе 2 выполнены сквозные отверстия 3.

Зубчатые колеса 1, 2 выполняются мелко модульными, что значительно уменьшает их диаметральные размеры, величина которых прямо пропорциональна модулю зубчатых колес. Так, для одной и той же потребной величины крутящего момента на выходном валу модуль зубчатых колес планетарной передачи превышает модуль зубчатых колес предложенной авторами зубчатой передачи более чем на один порядок. Меньшие габариты предложенной зубчатой передачи определяют меньший вес и меньшую стоимость ее изготовления.

Из теории зубчатых передач известно, что мелко модульные зубчатые колеса используются для несиловых, преимущественно приборных устройств, что обусловлено низкой несущей способностью пары мелко-модульных зубьев. В описываемой передаче указанный недостаток мелко модульного зубчатого зацепления устранен следующим образом. Внутреннее зубчатое колесо 2 с ограниченно-податливым ободом в исходном состоянии смещают относительно номинального положения O_2 в плоскости зацепления Б в направлении внешнего зубчатого колеса 1 с жестким ободом на величину A (ось O_2'), определяемую выражением $A = kA_1 + A_2$, где A_1 - величина расчетного межосевого расстояния (определяется по известным зависимостям), $k = 1,0-2,0$ - коэффициент смещения оси внутреннего зубчатого колеса 2, A_2 - величина радиальных люфтов зубчатых колес 1, 2 относительно их номинального положения O_1, O_2 (при наличии подшипников определяется радиальным люфтом подшипников). Коэффициент k определен расчетно-экспериментальным путем в широком диапазоне нагрузочных и геометрических характеристик зубчатой передачи внутреннего зацепления (диаметра делительной окружности, модуля и т.д.). В результате смещения внутреннего зубчатого колеса 2 происходит его упругая деформация под расчетной нагрузкой, в результате чего в зацепление с внешним зубчатым колесом 1 с жестким ободом входит не один зуб, как по классической расчетной схеме работы зубчатой передачи, а сектор, то есть достигается многопарность зацепления, чем существенно увеличивается нагрузочная способность зубчатого зацепления и допустимая величина передаваемого крутящего момента. Как показали экспериментальные исследования, в одновременном зацеплении практически

находятся до 20% зубьев от числа колес с ограниченно-податливым и жестким ободами. Придание ободу внутреннего колеса 2 ограниченно-податливых свойств может достигаться, например, выполнением в ободе расчетного количества отверстий 3, снижающих его жесткость. Ограничение податливости обода колеса 2 определяется гарантированными условиями его работы в упругой области деформации при циклическом характере нагружения. Смещение внутреннего колеса 2 относительно номинального положения O_2 достигается известными конструктивными приемами, например, с помощью эксцентриковой втулки.

Таким образом, описанная конструкция зубчатой передачи внутреннего зацепления в отличие от планетарной и волновой зубчатых передач сочетает высокие передаточные отношения (от 20 до 300 и выше) с передачей больших силовых нагрузок (до 1,0 тс. м и выше), что в совокупности обеспечивает относительно малые габариты и вес и, как следствие, малую стоимость изготовления конструкции.

