

УДК 621.833.01

А.М.Даньков, канд. техн. наук, доц.**УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ
КОНСТРУКТИВНЫМИ МЕТОДАМИ**

Установлены основные эксплуатационные характеристики передач с составными зубчатыми колесами, описаны и проанализированы некоторые аспекты конструкции передач, позволяющие достигать приемлемых значений этих характеристик.

Конструкция передач с составными зубчатыми колесами позволяет изменять число зубьев, образующих зубчатый венец как минимум одного из входящих в передачу зубчатых колес. Таким образом, может быть изменено передаточное отношение передаточного механизма, включающего составные зубчатые колеса. В существующих конструкциях составных зубчатых колес изменение числа зубьев осуществляется дискретно (чаще всего однократно и на определенное число зубьев) и при остановленной передаче, что делает подобные разработки малоприменимыми для ответственных передаточных механизмов.

Передаточные механизмы, созданные на базе составных зубчатых колес нового типа с венцами, образованными зубчатыми секторами, вылет которых относительно оси вращения колеса может изменяться в процессе функционирования передачи, по своим кинематическим характеристикам способны служить альтернативой современным коробкам передач. С целью сохранения неизменным расстояния между осями ведущего и ведомого валов в передаточном механизме используется пара таких зубчатых колес, сопрягаемых с цельным зубчатым колесом внутреннего или внешнего зацепления. В результате образуется передача, передаточное отношение которой может изменяться в достаточно широком диапазоне значений. Как правило, зубчатое колесо-заготовка для получения зубчатых секторов имеет делительный диаметр, равный минимальному начальному диаметру составного зубчатого колеса. Для этих передач диапазон D регулирования передаточного отношения определяется как отношение максимального (i_{\max}) значения передаточного отношения к минимальному (i_{\min}).

Для зубчатых колес, подобных описанному, важно, чтобы дуги делительных окружностей зубчатых секторов касались условной начальной окружности составного колеса. Это достигается в составном зубчатом колесе, в котором призматические направляющие для радиального перемещения зубчатых секторов с целью обеспечения возможности регули-

рования положения последних в радиальном направлении смонтированы на трапецевидных основаниях (или выполнены за одно целое с ними), способных перемещаться по корпусам составных колес перпендикулярно оси вращения. При этом для облегчения сборки составного колеса зубчатые сектора, кроме призматических, имеют и цилиндрические направляющие. Составное зубчатое колесо (см. рис. 1) содержит два одинаковых корпуса 1, на которых установлены наклонные цилиндрические направляющие 2 и трапецевидные основания 3 с призматическими направляющими 4. Корпуса 1 имеют шлицевые отверстия 5 и устанавливаются на валу с возможностью равных, но противоположно направленных осевых перемещений. Каждый из образующих венцов составного колеса секторов 6 взаимодействует с помощью выполненного в его теле наклонного отверстия 7 с цилиндрическими направляющими 2, установленными на одном корпусе, а с помощью выполненных на его боковых поверхностях наклонных пазов 8 - с призматическими направляющими 4, установленными на другом корпусе. Сектора 6 выполнены одинаковыми, но устанавливаются на корпусах 1 так, чтобы зубья у соседних секторов были смещены в осевом направлении на ширину зуба для обеспечения независимого взаимодействия каждой из групп секторов со своим промежуточным зубчатым колесом, что обеспечит работоспособность (отсутствие заклинивания) при любом вылете секторов относительно оси вращения. Основания 3 крепятся к корпусам 1 с помощью болтов 9 и, благодаря пазам 10, могут перемещаться по фланцам корпуса 1 в радиальном направлении. Корпуса 1 снабжены ступицами 11 для обеспечения кинематиче-

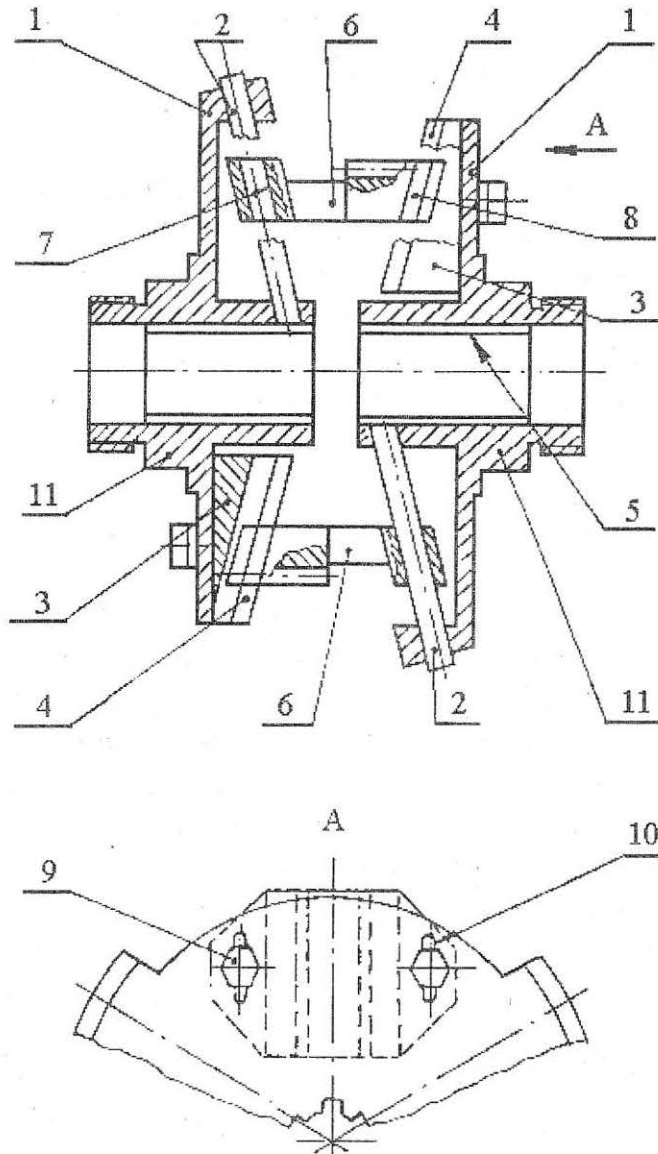


Рис. 1. Конструкция составного зубчатого колеса

ми на другом корпусе. Сектора 6 выполнены одинаковыми, но устанавливаются на корпусах 1 так, чтобы зубья у соседних секторов были смещены в осевом направлении на ширину зуба для обеспечения независимого взаимодействия каждой из групп секторов со своим промежуточным зубчатым колесом, что обеспечит работоспособность (отсутствие заклинивания) при любом вылете секторов относительно оси вращения. Основания 3 крепятся к корпусам 1 с помощью болтов 9 и, благодаря пазам 10, могут перемещаться по фланцам корпуса 1 в радиальном направлении. Корпуса 1 снабжены ступицами 11 для обеспечения кинематиче-

тые сектора, кроме призматических, имеют и цилиндрические направляющие. Составное зубчатое колесо (см. рис. 1) содержит два одинаковых корпуса 1, на которых установлены наклонные цилиндрические направляющие 2 и трапецевидные основания 3 с призматическими направляющими 4. Корпуса 1 имеют шлицевые отверстия 5 и устанавливаются на валу с возможностью равных, но противоположно направленных осевых перемещений. Каждый из образующих венцов составного колеса секторов 6 взаимодействует с помощью выполненного в его теле наклонного отверстия 7 с цилиндрическими направляющими 2, установленными на одном корпусе, а с помощью выполненных на его боковых поверхностях наклонных пазов 8 - с призматическими направляющими 4, установленными

ской связи корпусов, например, через подшипники качения, с перестановочным устройством (механизмом изменения вылета), обеспечивающим перемещение корпусов вдоль вала [1].

Основными эксплуатационными характеристиками передач с составными зубчатыми колесами, как и обычных зубчатых передач, являются коэффициент полезного действия (КПД) и плавность работы (наличие динамических нагрузок в процессе работы). Кроме того, для них очень важна такая характеристика, как возможность изменения передаточного отношения «на ходу».

КПД передач с составными зубчатыми колесами несколько ниже, чем у обычных зубчатых передач, что объясняется двумя основными причинами. Во-первых, передачи с составными зубчатыми колесами имеют большее число элементов передачи движением зацеплением друг с другом и, во-вторых, в передачах с симметричным регулированием при большом диапазоне регулирования, которому соответствует большой вылет секторов, становятся значительными потери на трение при входе зубчатого сектора в зацепление с промежуточным зубчатым колесом (особенно колесом внутреннего зацепления). Так, при диапазоне регулирования $D = 6,25$ ($i_{\max} = 2,5$; $i_{\min} = 0,4$) потери на трение настолько велики, что на полосках контакта зубьев температура их поверхности может достигать температуры вспышки масла, что и наблюдалось при испытаниях таких передач на стенде даже при небольших нагрузках. Приемлемые значения КПД гарантированно обеспечиваются в передачах с симметричным регулированием за счет значительного уменьшения диапазона регулирования ($D = 2,4$; $i_{\max} = 1/i_{\min} = 1,55$) или же в передачах с несимметричным регулированием ($i_{\max} = 2,78$; $i_{\min} = 0,645$; $D = 4$), являющихся, в отличие от передач с симметричным регулированием, низкотехнологичными вследствие разунификации основных деталей, что не компенсируется менее значительным уменьшением их диапазона регулирования. Поэтому более оптимальной в смысле удовлетворительного значения КПД представляется комбинация передачи с составными зубчатыми колесами с передачей с цельными колесами, передаточное отношение $i_{ц}$ которой при заданных максимальном i'_{\max} и минимальном i'_{\min} передаточных отношениях привода определяется следующим образом. Поскольку диапазон регулирования привода

$$D = i'_{\max} / i'_{\min},$$

то максимальное (минимальное) передаточное отношение передачи с симметричным регулированием

$$i_{\max} (i_{\min}) = D^{0,5},$$

а передаточное отношение передачи с цельными колесами

$$i_{ц} = i'_{\max} / i_{\max}.$$

Таким образом, в комбинированной передаче обеспечивается удовлетворительное значение КПД при сохранении кинематических характеристик.

Передачам с составными зубчатыми колесами присуща неравномерность вращения выходного вала, обусловленная в отличие от передач с цельными колесами не столько кинематической погрешностью, сообщаемой колесам при их изготовлении, сколько особенностями кинематики этих передач [2]. Суть их заключается, во-первых, в наличии зон кромочного зацепления, что выражается в появлении на линии зацепления непрямолинейных участков, и, во-вторых, в непостоянстве положения прямолинейного участка линии зацепления, рассматриваемой как касательная к основным окружностям колеса-заготовки для изготовления секторов и промежуточного колеса. Возникающая при этом погрешность Δu передаточного отношения может быть оценена по формуле

$$\Delta u = 1 - (d_c \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_{WT}) / (d_c - d_n \cdot (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{WT}))),$$

где d_c - делительный диаметр условного сплошного (цельного) зубчатого колеса, эквивалентного ведомому составному; d_n - делительный диаметр промежуточного зубчатого колеса; α - угол главного профиля исходного контура; α_{WT} - текущее значение угла зацепления.

Только в одном случае, а именно когда линия зацепления проходит через абсолютный полюс зацепления (точку касания начальных окружностей составного и промежуточного зубчатых колес), текущее значение u_T передаточного отношения совпадает с номинальным $u_n = d_n / d_c$.

Величина зоны кромочного зацепления может быть сведена к минимуму правильным выбором числа зубьев секторов, а теоретические оценки погрешности передаточного отношения показывают, что для наиболее применяемых диаметров составного и цельного зубчатых колес она не превышает 4 %. Сравнительные испытания позволили получить приведенные на рис. 2 результаты измерения неравномерности выходных ва-

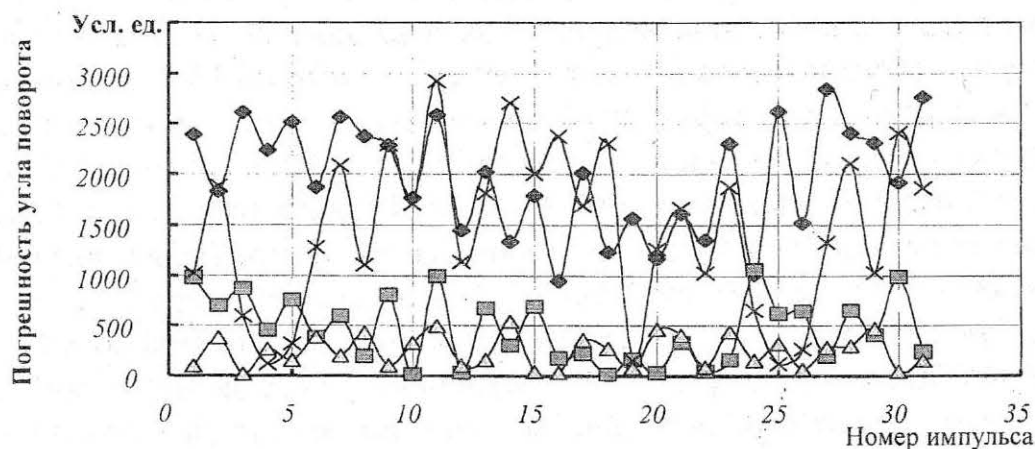


Рис. 2. Неравномерность вращения ведомого вала передач:

- ◆ $z_1/z_2=24/60$ (сост. зубч. кол.)
- $z_1/z_2=33/54$ (сост. зубч. кол.)
- △ $z_1/z_2=42/42$ (сост. зубч. кол.)
- × $z_1/z_2=24/60$ (цельн. зубч. кол.)

лов передач с составными и цельными колесами. Меньшие по величине значения колебаний выходного вала у передач с составными зубчатыми колесами объясняются двухпоточной конструкцией этих колес, способствующей нивелированию колебаний внутри самой передачи.

Погрешность передаточного отношения является источником динамических нагрузок в передаче с составными зубчатыми колесами. Поэтому представляется важным получить какую-либо из динамических характеристик передачи, наиболее информативной из которых является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). На рис.3 и 4 приведены АЧХ

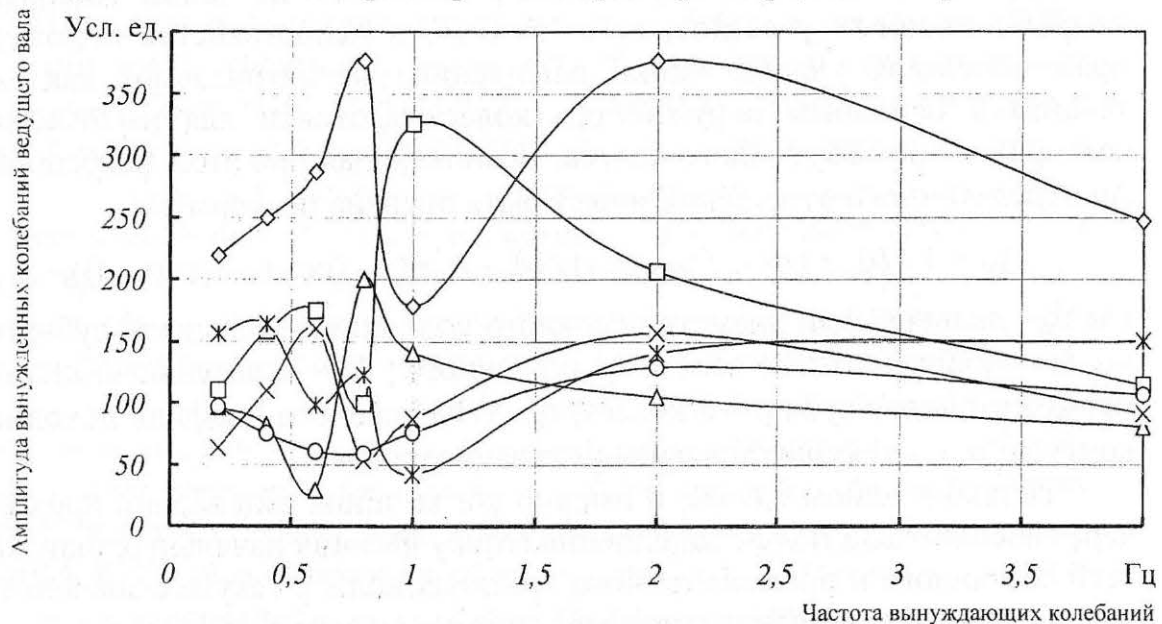


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики передач:

- | | |
|---|---|
| —◇— $z_1/z_2=24/60$ (сост. з.к.перв.гарм) | —□— $z_1/z_2=33/51$ (сост. з.к.перв.гарм) |
| —△— цельные $z_1/z_2=24/60$ (перв.гарм) | —×— $z_1/z_2=24/60$ (сост. з.к.втор.гарм) |
| —*— $z_1/z_2=33/51$ (сост. з.к.втор.гарм) | —○— цельные $z_1/z_2=24/60$ (втор.гарм) |

передач с составными и цельными колесами, работающими в режиме редукции (см. рис.3) и мультипликации (см. рис. 4). Результаты измерения вынужденных колебаний ведущего вала на каждой из частот колебаний нагружающего момента раскладывались в спектр по 12 гармоникам, причем частота первой гармоники идентифицируется с частотой вращения ведущего колеса, а второй – с частотой зацепления секторов. В соответствии с этим на рис. 3 и 4 приведены АЧХ, иллюстрирующие изменения амплитуды как первой, так и второй гармоник. Меньшие значения амплитуды вынужденных колебаний ведущего вала для передач с цельными колесами, работающими в режиме редукции, объясняются более жесткой конструкцией этих передач по сравнению с передачами с составными зубчатыми колесами. Большие же значения амплитуды колебаний для передач, работающих в режиме мультипликации, с цельными колесами можно объяснить меньшими диаметрами испытывавшихся составных колес. Передачу с составными колесами и числами зубьев 60 и 24 реализо-

вать по вышеизложенным причинам невозможно, а при одинаковых боковых зазорах амплитуда колебаний вала будет во многом определяться диаметром установленного на нем зубчатого колеса.

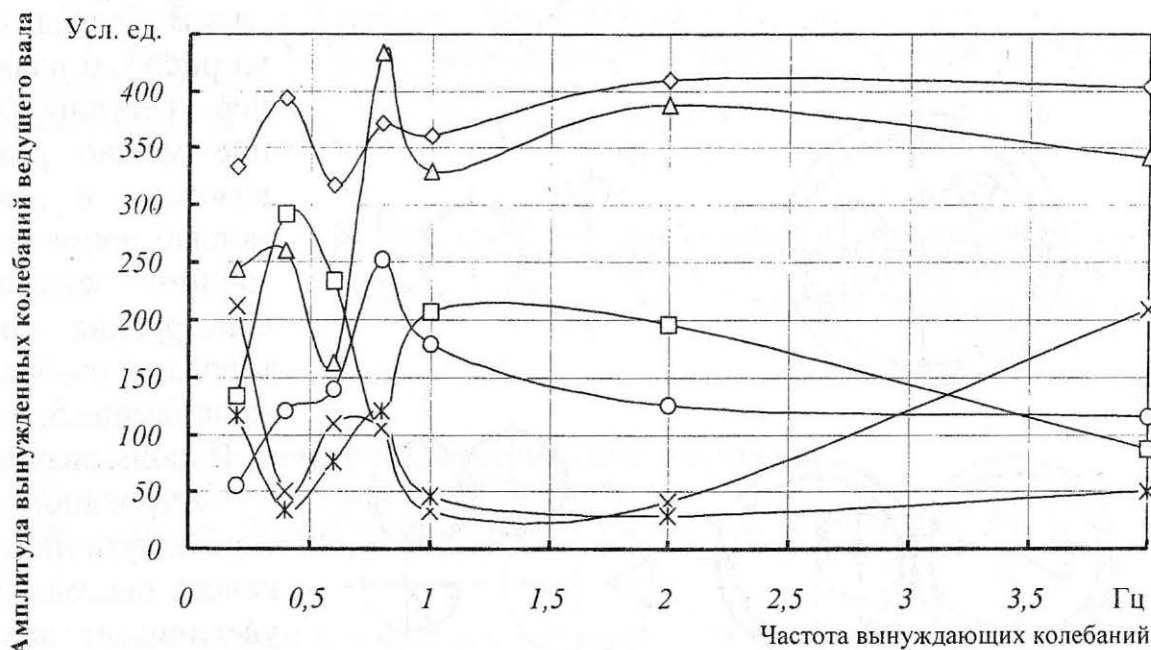


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики передач:

- | | | | |
|---|---------------------------------------|---|---------------------------------------|
| ◇ | $z_1/z_2=51/33$ (сост. з.к.перв.гарм) | □ | $z_1/z_2=42/42$ (сост. з.к.перв.гарм) |
| △ | цельные $z_1/z_2=60/24$ (перв.гарм) | × | $z_1/z_2=51/33$ (сост. з.к.втор.гарм) |
| ✱ | $z_1/z_2=42/42$ (сост. з.к.втор.гарм) | ○ | цельные $z_1/z_2=60/24$ (втор.гарм) |

Регулирование передаточного отношения передачи с составными зубчатыми колесами в процессе работы («на ходу») возможно только при определенных условиях, реализация которых несколько усложняет конструкцию передачи. На рис. 5, а, б приведены схемы передач с промежуточными зубчатыми колесами внутреннего и внешнего зацепления соответственно, конструкция которых допускает изменение передаточного отношения только при остановленной передаче. При этом условное число зубьев каждого из составных колес должно изменяться (одного – увеличиваться, а другого – уменьшаться) на величину, равную половине образующих венцов составного колеса зубчатых секторов. В передачах, схемы которых приведены на рис. 5, в, г, регулирование передаточного отношения «на ходу» принципиально возможно вследствие удвоения числа промежуточных зубчатых колес, но механизм изменения вылета секторов передачи должен обладать соответствующим быстродействием, а изменение условного числа зубьев должно быть равно половине числа зубчатых секторов. Ограниченные возможности регулирования передаточного отношения вышеописанных передач обусловлены тем, что силовые потоки составных колес кинематически жестко связаны между собой.

Плавное регулирование передаточного отношения «на ходу» становится возможным в передаче, схема которой изображена на рис. 5, д, но

только с помощью промежуточного колеса, изображенного на рис. 5, е и обеспечивающего независимость функционирования силовых потоков составных колес.

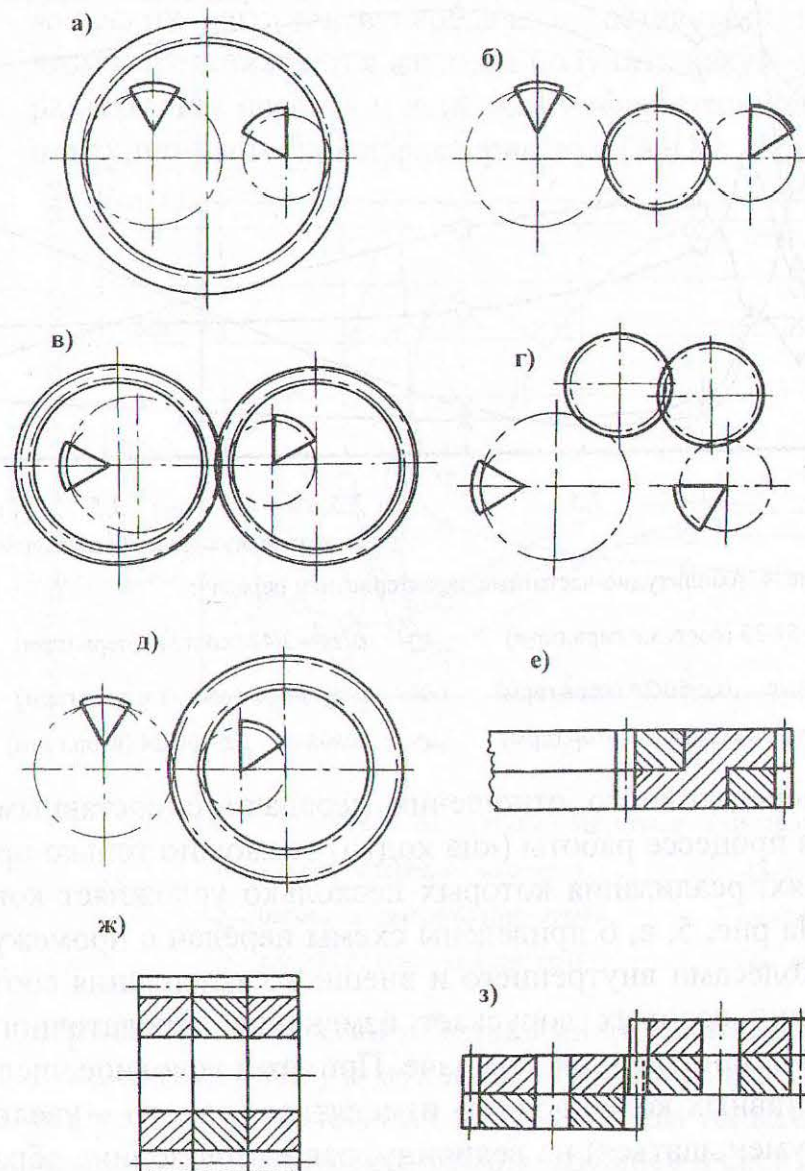


Рис. 5. Схемы передач и промежуточные зубчатые колеса внутреннего и внешнего зацепления

использовать блок промежуточных зубчатых колес по схеме 5, з.

Конструкция передач с составными зубчатыми колесами находится в стадии развития, но уже выполненные к настоящему времени теоретические и экспериментальные исследования позволяют констатировать перспективность работ, направленных на совершенствование этих передач и улучшение их эксплуатационных характеристик.

В передаче на рис. 5, б плавное регулирование можно реализовать с помощью промежуточного колеса, конструкция которого изображена на рис.5, ж.

Использование «строеного» промежуточного колеса несколько увеличивает осевые габариты составных колес и уменьшает жесткость зубчатых секторов, что неизбежно отрицательно скажется на нагрузочной способности передачи. Этого можно избежать, если в передаче по схеме 5, г составные колеса сдвинуть друг

относительно друга в осевом направлении и

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скойбеда А.Т. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес /А.Т.Скойбеда, А.М.Даньков. – Мн.: БГПА, 2000.- 96 с.: ил.
2. Даньков А.М. Исследование кинематики передачи с составными зубчатыми колесами /Ред. ж. Изв. НАН Беларуси. Сер. физ.- тех. н. – Мн., 1999.- 14 с.: ил.- Библ.- 2 назв.- Деп. в ВИНТИ 24.05.99, № 1629. – В99.

Могилевский государственный технический университет,
кафедра "Основы проектирования машин"
Материал поступил 26.06.2001

A.M.Dankov

**Improvement of operating characteristics of transmissions
with compound gears by constructive methods**

Chair of Machine Design Fundamentals of the Mogilev State Technical University

The major operating characteristics of transmissions with compound gears are determined. Some aspects of transmission design are described and analyzed, which allows to reach acceptable values of these characteristics.