

ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ В ПРИВОДЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

*К.Г. Масальский, А.М. Губич – студенты 3 курса БГАТУ
Научный руководитель – ст. преподаватель П.В. Клавсуть*

В условиях сельскохозяйственного производства до 70 % объема ремонтных работ и большая часть складских работ осуществляется с применением грузоподъемных устройств. Повышение технического уровня этих грузоподъемных устройств при одновременном снижении их стоимости является актуальной задачей для современного АПК.

На предприятиях технического сервиса грузоподъемные операции выполняются с помощью мостовых и поворотных кранов, в складах с большим грузопотоком могут применяться краны-штабелеры.

Приводы этих машин характеризуются большим передаточным числом и значительным передаваемым моментом. Механизмы подъема, как правило, komponуются в виде отдельного блока (тали) с встроенным приводом в составе нескольких зубчатых передач или двухступенчатой планетарной передачи. Привод механизмов передвижения и поворота реализуется на основе применения стандартных многоступенчатых зубчатых редукторов, и часто дополняются открытой зубчатой передачей. Перечисленные механизмы в своем составе обязательно содержат тормозные устройства. В талях применяют встроенные тормоза, в механизмах перемещения и поворота – стандартные тормоза в виде отдельных блоков.

Для пары взаимодействующих зубчатых колес характерно однопарное или двупарное зацепление зубьев. С учетом большого передаваемого момента одно парность зацепления сопровождается большой нагрузкой на зубья и предопределяет большие габариты зубчатой передачи. Наличие нескольких ступеней, образованных одной парой зубчатых колес с ограниченной нагрузочной способностью, вызывает значительную металлоемкость привода и большие потери энергии в приводе.

В талях с двухступенчатым планетарным приводом передачи также составлены из зубчатых колес с одно или двупарным зацеплением. Однако центральные колеса одновременно входят в зацепление с тремя сателлитами и, в результате, планетарная передача имеет большую нагрузочную способность по сравнению с обычными зубчатыми передачами. Более высокая нагрузочная способность и “плотная” компоновка передач позволяет получить в целом более компактный привод. Недостатком конструкции являются ее сложность в связи с наличием большого числа зубчатых колес, высокие требования к точности изготовления отдельных элементов передачи и требовательность к уходу.

Значительными преимуществами по сравнению с многоступенчатым приводом зубчатыми колесами обладают волновые передачи [1]. В зацеплении и передаче нагрузки одновременно участвует до 40% зубьев, и волновая передача имеет очень высокую нагрузочную способность по сравнению с обычной зубчатой передачей. Это позволяет при заданной передаваемой нагрузке выполнить волновую передачу более компактной, чем с планетарным приводом. При этом конструкция волновой передачи значительно проще планетарной.

В БГАТУ разработан волновой привод для грузоподъемных машин, содержащий волновую передачу и тормоз, скомпонованный в виде единого блока. На основе этого привода могут быть реализованы приводы механизмов подъема, передвижения и поворота с высокой степенью унификации.

Этот волновой привод, предназначенный для передачи движения от фланцевого двигателя 1 к ведущему барабану 2, реализован (рисунок 1) в виде генератора волн 3, закрепленного на приводном валу 4, гибкого неподвижного колеса 5 в виде цилиндрической оболочке, жесткого колеса 6, установленного на внутренней стороне приводного барабана 2 так, что зубья на поверхности гибкого колеса могут сопрягаться с зубьями жесткого колеса. Зубчатые венцы гибкого и жесткого колес имеют общую ось. Профиль зубьев колес эвольвентный по ГОСТ 13755-81. Генератор волн выполнен в виде эллиптического кулачка с посаженным на него с небольшим натягом гибким подшипником 7 по ГОСТ 23179-78. Торцовый профиль кулачка профилирован из условия получения требуемого радиального перемещения зубьев гибкого колеса: при прохождении выступа кулачка с большей осью зубья гибкого колеса должны полностью входить в зацепление с зубьями жесткого колеса, а при прохождении профиля кулачка с меньшей осью они должны полностью выходить из взаимного зацепления. На приводном валу 4 установлен нормально - замкнутый дисковый тормоз 8 с возможностью его растормаживания посредством электромагнитного привода. Ведущий барабан установлен с возможностью вращения на опорах 9. Двигатель своими фланцами установлен на опорах через проставку 10. Опоры в свою очередь закреплены в корпусе 11 привода.

Генератор волн служит для образования и движения волны деформации на гибком зубчатом колесе. Вращение генератора волн 3 вызывает движение волны деформации гибкого колеса по окружности и это приводит к пересопрежению зубьев. Так как количество зубьев различны, то жесткое зубчатое колесо 6 вместе с приводным барабаном 2 получает вращение.

При известных значениях числа зубьев жесткого колеса Z_1 и гибкого колес Z_2 , передаточное отношение волновой передачи с неподвижным гибким колесом будет равно [2]

$$i = Z_1 / (Z_1 - Z_2). \quad (1)$$

Посредством волновой передачи может быть реализован привод с передаточным отношением 80...301. Для изменения передаточного числа привода требуется установка жесткого и гибкого колес с соответствующим числом зубьев Z_1 и Z_2 .

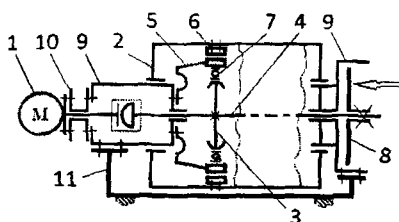


Рис. 1 - Волновой привод

Представленный волновой привод положен в основу унифицированных между собой приводов механизмов подъема (рисунок 2, а), механизмов передвижения и поворота (рисунок 2, б).

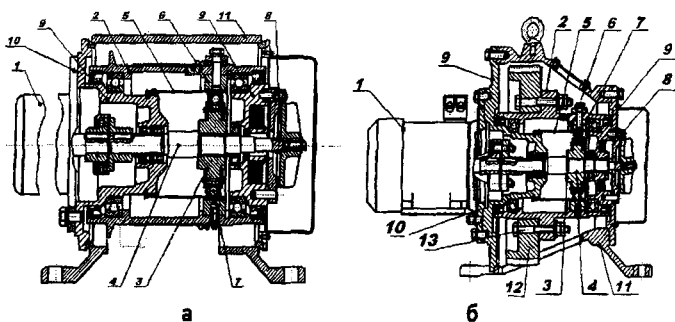


Рис. 2 - Унифицированные приводы: а - механизмов подъема;

б - механизмов передвижения и поворота (позиции соответствуют схеме на рисунке 1)

Базовым является привод механизма подъема. В качестве приводного барабана используется грузовой барабан, на который может наматываться канат полиспаста. В приводе механизма передвижения применены "оригинальные" детали, не используемые в базовом приводе: приводной барабан 2 с фланцем для установки приводной шестерни 12 (рисунок 2, б), крепежные изделия 13 для крепления указанной шестерни к фланцу барабана 2, корпус 11 (рисунок 2, б).

Общее количество типоразмеров деталей n в приводе механизма передвижения (поворота) согласно конструкторской документации - 62 единицы. Количество оригинальных деталей n_0 насчитывает 7 единиц. Коэффициент унификации составит [3]

$$K_{ун} = ((n - n_0) / n) \times 100\% = ((62 - 7) / 62) \times 100\% = 88\% \quad (2)$$

Высокая степень проработки конструкции приводов с учетом требований к их унификации позволила сократить номенклатуру деталей и будет служить основой для удешевления производства проектируемых приводов грузо-подъемных машин.

1. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов / А. Н. Геращенко, С. Л. Самсонович. - Москва: Машиностроение, 2006. - 390 с.

2. Волновые передачи (Рекомендации по инженерным расчетам) / ВНИИРедуктор, МВТУ им. Н.Э. Баумана. - М.: ВНИИТЭМР, 1986. - 72 с.

3. ОСТ 23.2.430-81. Изделия отрасли тракторного и сельскохозяйственного машиностроения // Методы и порядок проведения работ по унификации изделий / М.: ВНИИНАШ, 1982.

УДК 621.83.069.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТВЕРДОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ЗУБЬЕВ НА ВЕЛИЧИНУ ПЕРЕДАВАЕМОЙ МОЩНОСТИ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Г.Г. Ерошевич, С.А. Стасевич – студенты 3 курса БГАТУ

А.В. Ломский – студент 1 курса БГАТУ

Научный руководитель – ст. преподаватель А.И. Оскирко

Важнейшими критериями при выборе материалов являются масса и габариты передачи. Наименьшую массу имеют стальные зубчатые колеса. Причем, масса и габариты тем меньше, чем выше твердость поверхности зубьев. Границей качественных свойств зубьев является твердость поверхности, равная 350 НВ:

1. При 350 НВ зубья подвергают улучшению или нормализации до нарезания зубьев. Применяют в единичном и мелкосерийном производствах при отсутствии жестких требований к габаритам и массе передачи (например, стационарные машины и механизмы). Зубья из улучшенных сталей хорошо прирабатываются, не подвержены хрупкому разрушению, но имеют ограниченную нагрузочную способность.