

УДК 681.527

Проектирование приводов для автономного управления движением гусеничного вездехода DTV Shredder

Денис В.А., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Специальная Робототехника и Мехатроника»*

Жук Ю.А., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Специальная Робототехника и Мехатроника»*

Научный руководитель: Перминова Е. А., к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Элементы приборных устройств»*

bauman@bmstu.ru

Введение

Гусеничный вездеход DTV Shredder(рис. 1) – это персональное средство передвижения на базе двух гусеничных траков. Его максимальная скорость передвижения составляет 40 км/ч при запасе хода в 1 час при полностью открытой дроссельной заслонке. Благодаря 6-точечной независимой подвеске и бесшовным армированным гусеницам Shredder способен передвигаться по пересеченной местности и преодолевать уклоны до 40 градусов крутизной.



Рис. 1. Внешний вид DTV Shredder

Этот вездеход изначально проектировался для военного применения(перевозка солдат, доставка грузов до 550 кг). Перспективной разработкой является создание на основе Shredder автономной разведывательной системы.

Методика проектирования планетарной передачи

Для всех приводов была выбрана планетарная передача, так как она позволяет обеспечить меньшие габариты и массу по сравнению с другими видами передач при той же передаваемой мощности, что является одним из основных условий технического задания. Помимо этого планетарная передача обладает меньшим уровнем шума и позволяет достичь больших передаточных отношений при малом числе колес. Из всех типов планетарных передач мы выбрали тип 2КН, так как он является один из самых общеупотребительных, обладает наилучшей технологичностью, обеспечивает высокий КПД и простоту сборки.

Основные отличия от расчета цилиндрической передачи состоят в ином порядке выбора числа зубьев шестерен, проведения силового расчета отдельной ступени для определения модуля ее зубьев и других формул расчета геометрических параметров.

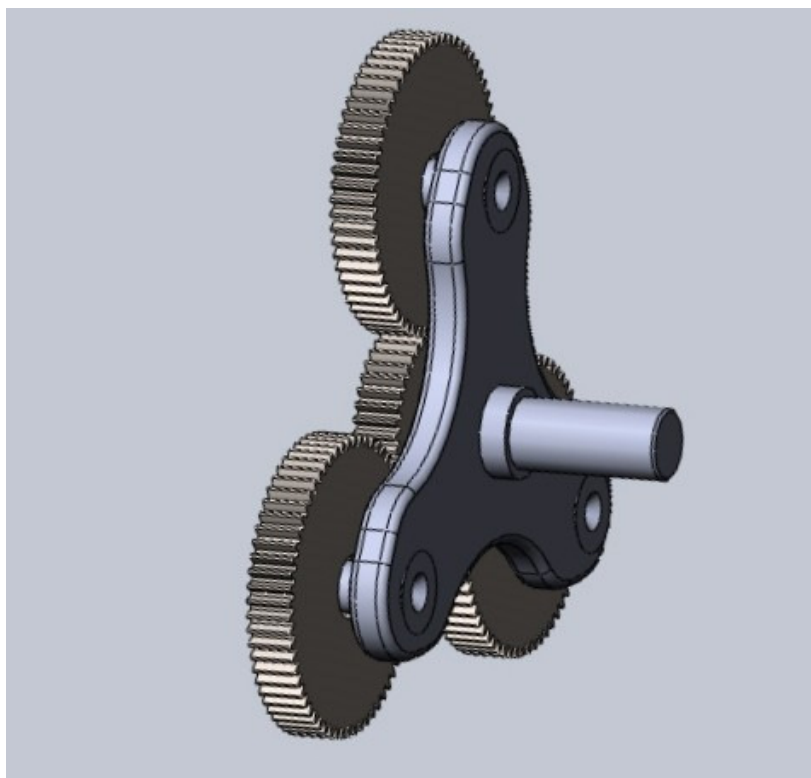


Рис. 2. Планетарная передача типа 2КН(отсутствует опорное колесо)

При расчете планетарного механизма необходимо соблюсти ряд условий:

- общее передаточное отношение (1)
- условие соосности входного и выходного валов (2)

- условие соседства сателлитов (3)
- условие сборки механизма (4)
- непосредственные ограничения на числа зубьев зубчатых колес, связанные с обеспечением качественного зацепления и предотвращением заклинивания

Обычно расчет ведется методом множителей, при котором согласно первым двум условиям числа зубьев выражаются через некоторый общий целочисленный множитель, и далее ведется подбор множителя с проверкой выполнения условий.

Общее передаточное отношение механизма типа 2КН равно:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{(z_3 + z_1)}{z_1} \quad (1)$$

По условию соосности входного и выходного валов:

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (2)$$

Из выражений (1) и (2) по методу множителей определяются $z_3 = f(z_1)$ и $z_1 = f(z_2)$.

Согласно полученным выражениям выражаем

$$z_1 = a \cdot q$$

$$z_2 = b \cdot q$$

$$z_3 = c \cdot q$$

Тогда для любого целого множителя q числа зубьев будут целыми.

Условие соседства сателлитов

$$\sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > \frac{(z_2 + 2h_a^*)}{z_1 + z_2} \quad (3)$$

где K – число сателлитов, $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты делительной головки зуба сателлита.

Условие сборки механизма:

$$C = \frac{z_3 + z_1}{K \cdot (1 + K \cdot p)} \quad (4)$$

При $p=0$:

$$C = \frac{z_3 + z_1}{K} = \frac{c \cdot q + a \cdot q}{K} = \frac{(c + a) \cdot q}{K}$$

При целом C q назначается таким, чтобы числа зубьев соответствовали предпочтительным рядам.

После расчета числа зубьев проводится силовой расчет, для определения модуля зубьев.

Модуль зуба центрального колеса:

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Y_{F1} \cdot K \cdot M_1}{z_1 \cdot \psi_1 \cdot [\sigma_F]}},$$

где M_1 – крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо

K – коэффициент нагрузки, выбираем $K=1,2$

z – число зубьев колеса

$\psi=b/m$ – коэффициент ширины зубчатого венца

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, $n_{\text{зап}}$ - запас прочности ($n=1.3 \dots 2$)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{\text{зап}}} H / \text{мм}^2$$

Y_F – коэффициент формы зуба, значение которого определяется из таблиц.

На солнечное колесо действует крутящий момент, равный моменту M , но необходимо учесть, что центральное колесо находится в зацеплении с K сателлитами, поэтому нагрузка в равной степени распределяется между K зубьями. Таким образом эффективный момент на первом колесе равен $M_{\text{сол.}} = M_I = M/K \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_1 \cdot Y_{F1} \cdot K}{z_1 \cdot \Psi_1 \cdot [\sigma_F]}} \text{ мм}$$

Модуль зуба сателлита

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Y_{F2} \cdot K \cdot M_2}{z_2 \cdot \psi_2 \cdot [\sigma_F]}}$$

Сила, действующая на зуб сателлита в зацеплении, равна силе, действующей на зуб центрального колеса, таким образом, эффективный момент на втором колесе может быть найден из отношения:

$$\frac{M_1}{d_1} = \frac{M_2}{d_2}$$

$$\frac{M_1}{z_1} = \frac{M_2}{z_2}$$

$$M_2 = z_2 \cdot \frac{M_1}{z_1}$$

Тогда модуль сателлита равен:

$$m_2 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_2 \cdot Y_{F2} \cdot K}{z_2 \cdot \Psi_2 \cdot [\sigma_F]}} \text{ мм}$$

Модуль опорного колеса:

$$m_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Y_{F3} \cdot K \cdot M_3}{z_3 \cdot \Psi_3 \cdot [\sigma_F]}}$$

Сила, действующая на зуб опорного колеса в зацеплении, равна силе, действующей на зуб сателлита. Так как в номинальном режиме движения сателлит вращается с постоянной скоростью, то эффективный момент на опорном колесе может быть найден из отношения:

$$\frac{M_2}{d_2} = \frac{M_3}{d_3}$$

$$M_3 = z_3 \frac{M_2}{z_2}$$

$$m_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_3 \cdot Y_{F3} \cdot K}{z_3 \cdot \Psi_3 \cdot [\sigma_F]}} \text{ мм}$$

Геометрический расчет планетарной передачи

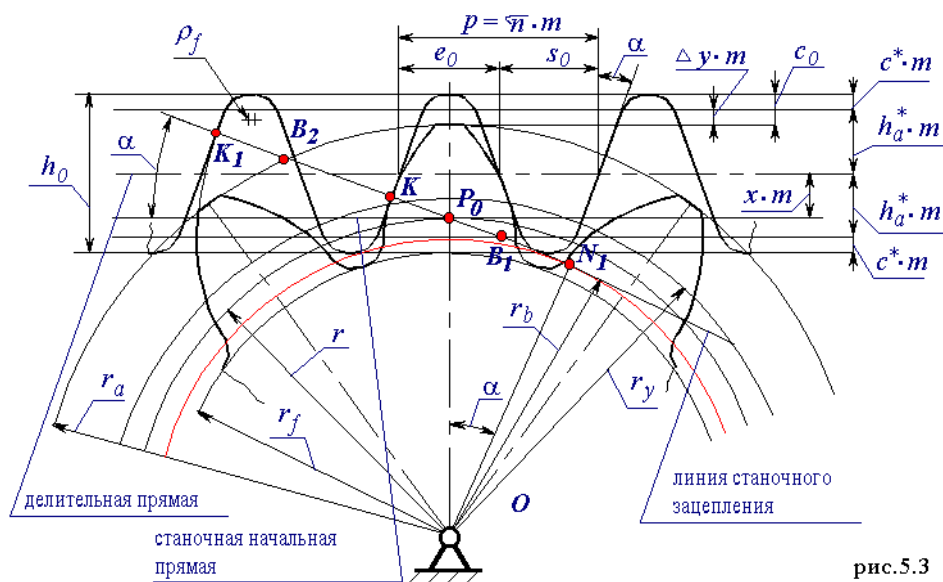


рис.5.3

Рис. 3. Геометрия зубчатого зацепления

- угол главного профиля $\alpha = 20^\circ$;

- коэффициент высоты зуба $h_a^* = 1$;
- модуль – m ;
- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $r_f^* = c^* / (1 - \sin \alpha) = 0.38$;
- коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров c^* .

Центральное колесо (солнечное):

Делительный диаметр центрального колеса:

$$d_1 = m_{nl} \cdot z_1$$

Диаметр вершин центрального колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{nl}$$

Диаметр впадин центрального колеса:

$$d_f = d_1 - 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a + C^*), \text{ где}$$

C^* – коэффициент радиального зазора,

при $m \leq 0,5 \text{ мм}$ $C^* = 0.5$;

при $0,5 \text{ мм} < m \leq 1 \text{ мм}$ $C^* = 0.35$;

при $m > 1 \text{ мм}$ $C^* = 0.25$

Опорное колесо (внешнее):

Делительный диаметр опорного колеса:

$$d_3 = m_{nl} \cdot z_3$$

Диаметр вершин опорного колеса:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_{nl}$$

Диаметр впадин опорного колеса:

$$d_{f3} = d_3 + 2 \cdot m_{nl} \cdot (h_a + C^*)$$

Сателлиты:

Делительный диаметр сателлита:

$$d_2 = m_{nl} \cdot z_2$$

Диаметр вершин сателлита:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{nl}$$

Диаметр впадин сателлита:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_{nl} \cdot (h\alpha + C^*)$$

Ширина зубчатого венца сателлита:

$$b_2 = m_{nl} \cdot \psi_2$$

Высота зуба колес планетарной передачи:

$$h_0 = h_{\alpha}^* m_{nl} + h_{\alpha}^* m_{nl} + c^* m_{nl} + c^* m_{nl} = 2 \cdot m_{nl} (h_{\alpha}^* + c^*)$$

Межосевые расстояния:

Делительное межосевое расстояние (между сателлитом и центральным колесами)

$$a_{12} = 0.5 \cdot m_{nl} (z_1 + z_2)$$

Расстояние между осями сателлитов:

$$a_{22} = m_{nl} (z_1 + z_2)$$

Выбор датчиков

Энкодер – это устройство, предназначенное для преобразования угла поворота вращающегося объекта (вала) в электрические сигналы, позволяющее определить угол его поворота. Энкодеры подразделяются на инкрементальные и абсолютные.

Инкрементальный энкодер выдает за один оборот определенное количество импульсов. А абсолютные энкодеры позволяют в любой момент времени знать текущий угол поворота оси, в том числе и после пропадания и восстановления питания.

Точность системы с энкодером зависит от его числа импульсов на оборот— чем больше импульсов тем выше точность.

Одним из основных параметров для выбора энкодера является скорость вращения, с которой будет вращаться его вал, установленный на вал двигателя. Этот же параметр необходимо учитывать при выборе разрешения энкодера. При вращении с

большой скоростью и с большим числом импульсов на оборот, выходная частота логической части энкодера должна успевать выдавать импульсы.

$$\text{Число импульсов на оборот } N = \frac{60 \cdot f[\text{Гц}]}{2 \cdot \omega[\text{об} / \text{мин}]}$$

В результате проектирования нами были получены следующие двухступенчатые планетарные редуктора для приводов управления разгоном и торможением, а так же четырехступенчатые для приводов поворота и запуска двигателя.

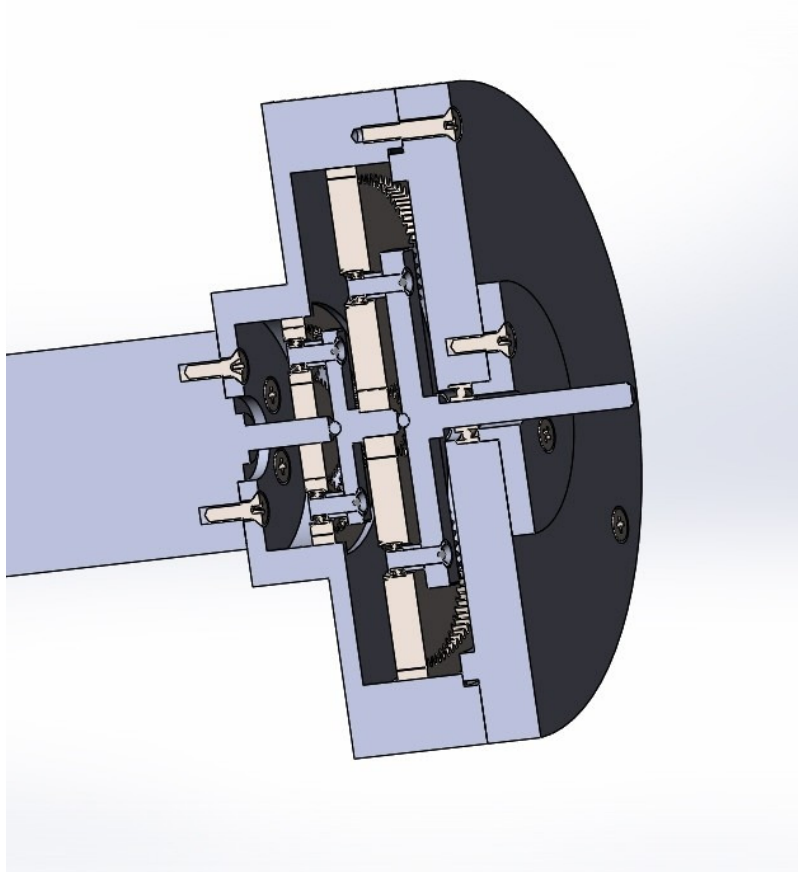


Рис. 4. Двухступенчатый редуктор привода управления тормозом

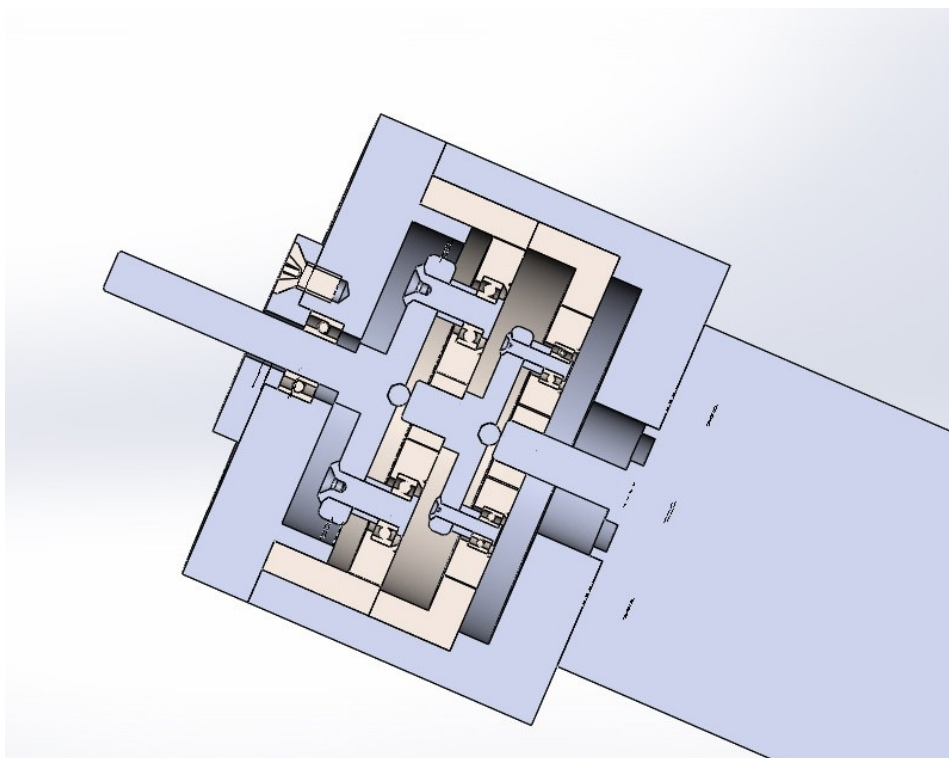


Рис. 5. Двухступенчатый редуктор привода управления поворотной платформой

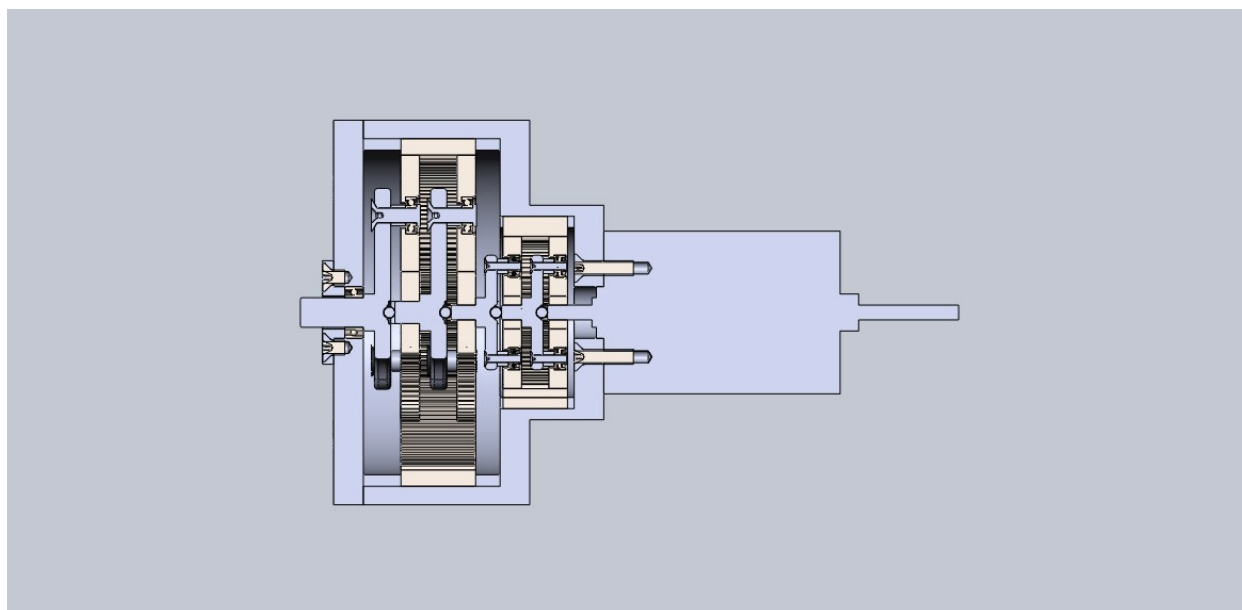


Рис. 6. Четырехступенчатый редуктор привода управления гашеткой газа

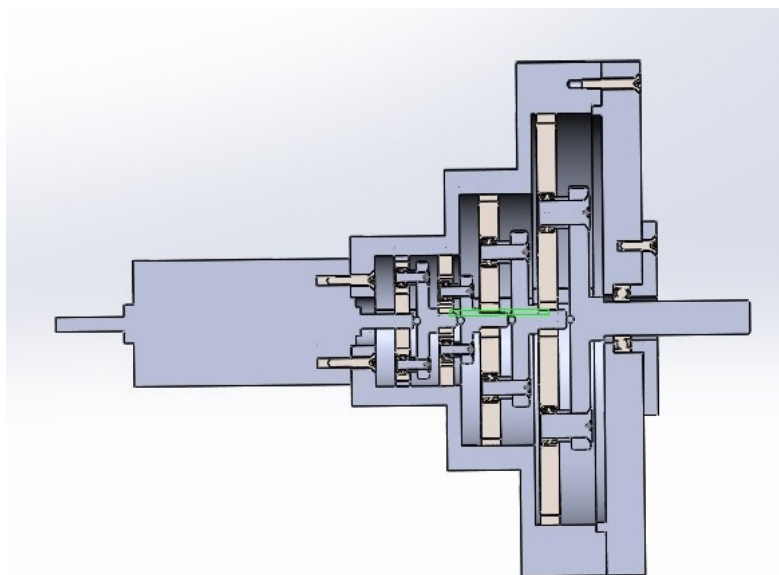


Рис. 7. Четырехступенчатый редуктор привода управления запуском двигателя

Список литературы

1. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М. Расчет электромеханического привода. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995. 132 с.
2. Харитонов С.А., Нагайцев М.В., Юдин Е.Г. Расчет и проектирование планетарных коробок передач. М.: Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2012. 206 с.
3. Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. / под ред. О.Ф. Тищенко. Атлас конструкций элементов приборных устройств: учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1982. 115 с.