

УДК 629.11.01

## **Вывод коэффициентов блокировки самоблокирующегося дифференциала Torsen**

*Антонян А.В., студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
кафедра «Колесные машины»*

*Научный руководитель: Фоминых А.Б., к.т.н., доцент  
кафедра «Колесные машины»,*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[bauman@bmstu.ru](mailto:bauman@bmstu.ru)*

**О дифференциале.** Самоблокирующийся дифференциал Torsen (TORque SENsing – чувствующий крутящий момент), был разработан в 1958 году Вернером Глизманом (Gleason). Дифференциал является разновидностью винтового дифференциала и предназначен для обеспечения тягой колёс ведущих мостов, в которых происходит проскальзывание одного из колес с опорной поверхностью. Он может устанавливаться в качестве как межколесного, так и межосевого дифференциала. Состоит из винтовых шестерен (сателлитов) и винтовых (полуосевых) колес. Перераспределение крутящих моментов между полуосевыми винтовыми колесами достигается за счет трения между элементами дифференциала. Трение возникает в зубчатом зацеплении сателлита и полуосевого колеса, на торцах между полуосевыми колёсами, между торцами полуосевых колес и корпусом дифференциала, между торцами сателлитов и корпусом дифференциала. Рассматриваемый дифференциал способен передавать большую часть крутящего момента (до 80%) небуксующему колесу и небуксующему мосту.

**Конструкция.** Полуосевые колеса 1 выполнены в виде винтовых колес, а сателлиты 2 выполнены в виде винтовых шестерен. Торцы сателлитов касаются корпуса 4 через шайбы 3.

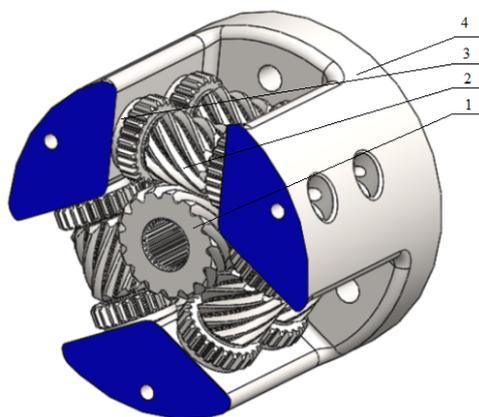


Рис. 1. Конструкция самоблокирующегося дифференциала Torsen

Сателлиты расположены попарно и связаны между собой шестернями, расположенными на периферии сателлитов. При прямолинейном движении КМ, при равенстве коэффициентов сцепления у ведущих колес и одинаковой нагрузке на них, дифференциал распределяет моменты в равном соотношении. Но при снижении силы сцепления одного из колес, и возникновении первых признаков к его пробуксовке, силы трения, возникающие между деталями механизма, не дают этому колесу, раскрутиться (забуксовать) и передают дополнительный момент на небуксующее колесо.

**Вывод уравнений.** Схема дифференциала показана на рисунке 2.

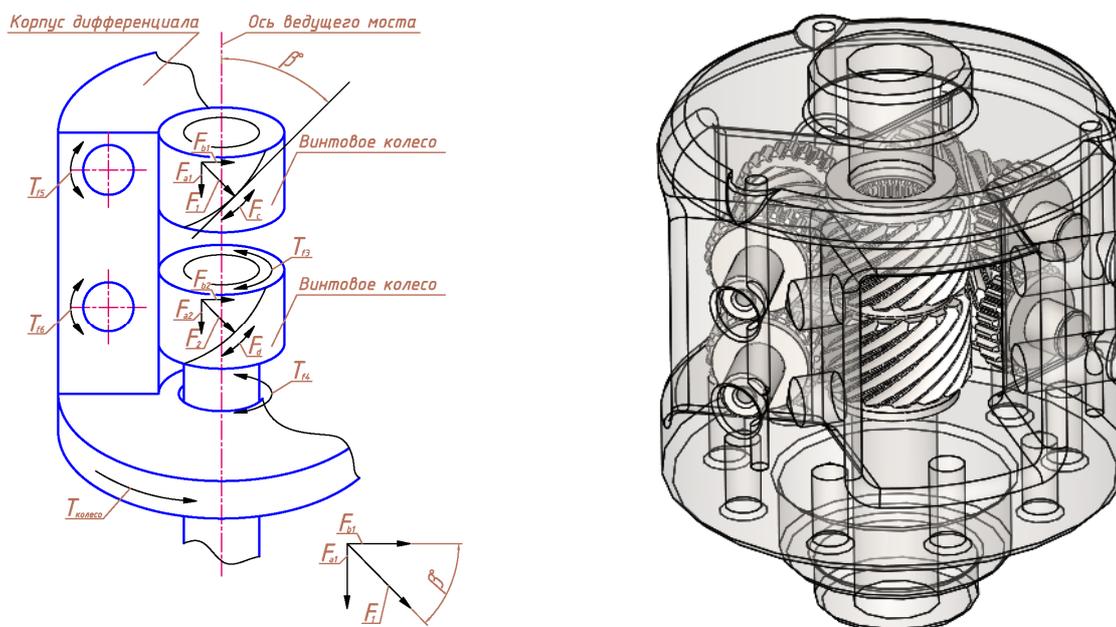


Рис. 2. Расчетная схема дифференциала и электронная модель

Введем обозначения для коэффициентов трения: в зацеплении сателлита и винтового полуосевого колеса –  $\mu_1$ ; между торцами сателлитов и корпусом дифференциала –  $\mu_2$ ; между торцами полуосевых колес –  $\mu_3$ ; между торцом полуосевого колеса и корпусом –  $\mu_4$ ;

Определим окружную силу, действующую в зацеплении между винтовой шестерней (сателлитом) и полуосевым колесом. Передача крутящего момента происходит от корпуса дифференциала к сателлиту, а от сателлита на полуосевое колесо. Суммарная окружная сила, действующая на оба винтовых полуосевых колеса:

$$F_b = \frac{T_{\text{колесо}}}{R},$$

где  $R$  – радиус начальной окружности винтового колеса. Но у нас их два, дифференциал симметричный, значит, необходимо полученное значение поделить пополам:

$$F_{b1} = \frac{F_b}{2};$$

$$F_{b2} = \frac{F_b}{2},$$

где  $F_{b1}$  – суммарная окружная сила, действующая в зацеплении первой пары (верхняя пара на рис. 2);  $F_{b2}$  – суммарная окружная сила, действующая в зацеплении второй пары (нижняя пара на рис. 2). Ниже (рис.3) схематично показано, как направлена сила (в конкретном случае сила  $F_{b2}$ , сила  $F_{b1}$  направлена аналогично).

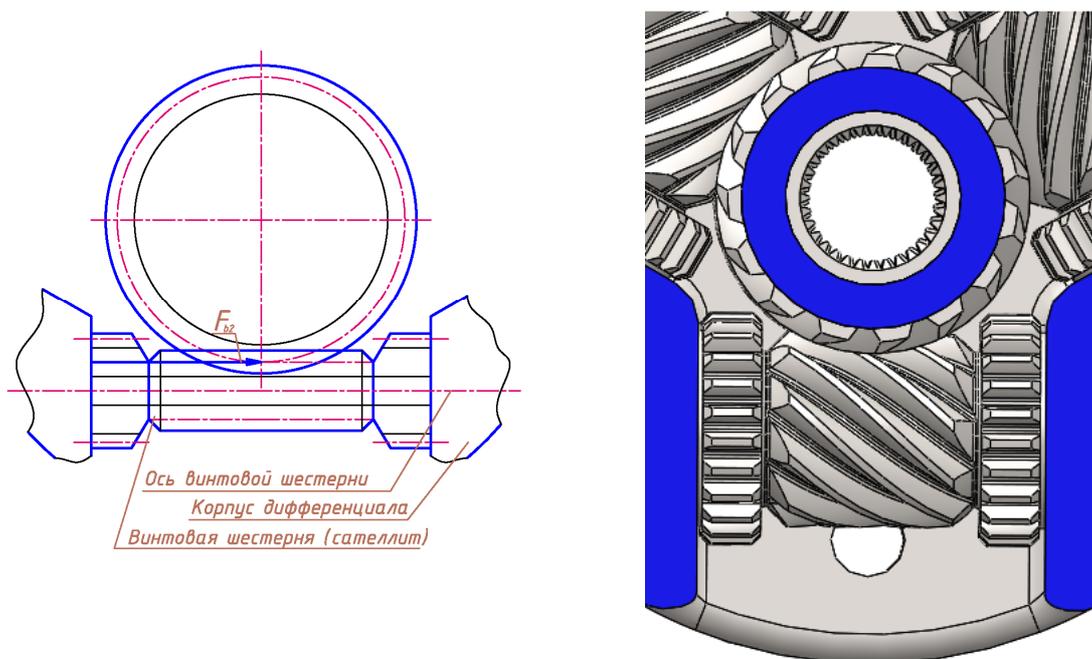


Рис. 3. Схема направления силы  $F_{b2}$  ( $F_{b1}$ ) и электронная модель

Известно, что нормальная сила в зацеплении действует под углом  $(90^\circ - \beta)$  к оси винтового полуосевого колеса, где  $\beta$  – угол наклона линии зуба винтового колеса. Сила  $F_{b1}$  ( $F_{b2}$ ) является составляющей (проекцией) нормальной силы  $F_1$  ( $F_2$ ). Согласно этому нормальные силы:

$$F_1 = \frac{F_{b1}}{\cos \beta};$$

$$F_2 = \frac{F_{b2}}{\cos \beta}.$$

Зная нормальные силы, определим силы, действующие в осевом направлении на винтовые колеса колеса:

$$F_{a1} = F_1 \cdot \sin \beta;$$

$$F_{a2} = F_2 \cdot \sin \beta.$$

Для определения коэффициента блокировки надо знать суммарный момент трения в дифференциале. Момент трения на торцах винтовых полуосевых колес:

$$T_{f3} = F_{a1} \cdot R_3 \cdot \mu_3;$$

$$T_{f4} = (F_{a2} + F_{a1}) \cdot R_4 \cdot \mu_4,$$

где –  $R_3$  и  $R_4$  средние радиусы трения винтовых колес между собой и винтового колеса с корпусом, соответственно. Аналогично можно найти моменты трения между сателлитом и корпусом:

$$T_{f5} = F_{b1} \cdot R_5 \cdot \mu_2;$$

$$T_{f6} = F_{b2} \cdot R_6 \cdot \mu_2,$$

где –  $R_5$  и  $R_6$  средние радиусы трения торцов сателлитов с корпусом дифференциала.

Силы трения, действующие на поверхностях винтовых колес:

$$F_c = F_1 \cdot \mu_1;$$

$$F_d = F_2 \cdot \mu_1.$$

Спроецировав эти силы на окружное направление, приведенное к оси винтового колеса и умножив их на начальный радиус  $R$  винтового колеса, получим моменты трения в зацеплении:

$$T_{f1} = F_c \cdot \sin \beta \cdot R;$$

$$T_{f2} = F_d \cdot \sin \beta \cdot R.$$

В результате, общий момент сопротивлений, создаваемых в дифференциале:

$$T_{\text{тр}} = T_{f1} + T_{f2} + T_{f3} + T_{f4} + \left(\frac{R}{R_c}\right) \cdot (T_{f5} + T_{f6}),$$

где  $R_c$  – радиус начальной окружности сателлита. Так же можно записать этот же момент сопротивлений в выведенной форме:

$$T_{\text{тр}} = T_{\text{колесо}} \cdot \left( \tan \beta \cdot ((R_3 \cdot \mu_3 + 2R_4 \cdot \mu_4) \cdot \frac{1}{2R} + \mu_1) + \frac{\mu_2}{2R_c} \cdot (R_5 + R_6) \right).$$

Исходя из этого, определяется коэффициент блокировки дифференциала значение которого находится в диапазоне значений от 0 до 1:

$$k_{\text{б}}^* = \frac{T_{\text{тр}}}{T_{\text{колесо}}} = \left( \tan \beta \cdot ((R_3 \cdot \mu_3 + 2R_4 \cdot \mu_4) \cdot \frac{1}{2R} + \mu_1) + \frac{\mu_2}{2R_c} \cdot (R_5 + R_6) \right)$$

Коэффициент блокировки значения которого находятся в диапазоне от 1 и более:

$$k_{\text{б}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_{\text{колесо}} + T_{\text{тр}}}{T_{\text{колесо}} - T_{\text{тр}}} = \frac{1 + \left( \tan \beta \cdot ((R_3 \cdot \mu_3 + 2R_4 \cdot \mu_4) \cdot \frac{1}{2R} + \mu_1) + \frac{\mu_2}{2R_c} \cdot (R_5 + R_6) \right)}{1 - \left( \tan \beta \cdot ((R_3 \cdot \mu_3 + 2R_4 \cdot \mu_4) \cdot \frac{1}{2R} + \mu_1) + \frac{\mu_2}{2R_c} \cdot (R_5 + R_6) \right)}.$$

**Заключение.** По двум последним выражениям, видно, что коэффициент данного дифференциала не зависит ни от передаваемого момента, ни от относительных скоростей полуосевых шестерен, а определяется только конструктивными параметрами дифференциала и коэффициентом трения  $\mu$ .

Принимая исходные данные:

- $\mu_1 = 0,15$  – коэффициент трения в зацеплении сателлита и винтового колеса;
- $\mu_2 = 0,15$  – коэффициент трения между торцами сателлитов и корпусом дифференциала;
- $\mu_3 = 0,15$  – коэффициент трения между торцами винтовых колес;
- $\mu_4 = 0,15$  – коэффициент трения между торцом винтового колеса и корпусом дифференциала;
- $R = 17,325$  мм – начальный радиус винтового колеса;
- $R_c = 12,25$  мм – начальный радиус сателлита;
- $\beta = 50^\circ$  – угол подъема винта винтового колеса;
- $R_3 = 13,25$  мм – средний радиус трения винтовых колес между собой;
- $R_4 = 14$  мм – средний радиус трения винтового колеса с корпусом;
- $R_5 = R_6 = 10,5$  мм – средний радиус трения торцов сателлитов с корпусом;

можно получить следующее значение коэффициента блокировки  $k_{\text{б}}^*$ :

$$k_{\text{б}}^* = 0,52;$$

а так же:

$$k_6 = 3,168.$$

Если принять угол  $\beta = 45^\circ$ , значение коэффициента блокировки  $k_6^*$  будет следующим:

$$k_6^* = 0,457;$$

а, значение коэффициента блокировки  $k_6$  будет:

$$k_6 = 2,684.$$

Если принять угол  $\beta = 40^\circ$ , значение коэффициента блокировки  $k_6^*$  будет:

$$k_6^* = 0,404;$$

значение коэффициента блокировки  $k_6$ :

$$k_6 = 2,357.$$

Ниже представлены графики зависимости коэффициентов блокировки от угла подъема винтовой линии (рис. 4):

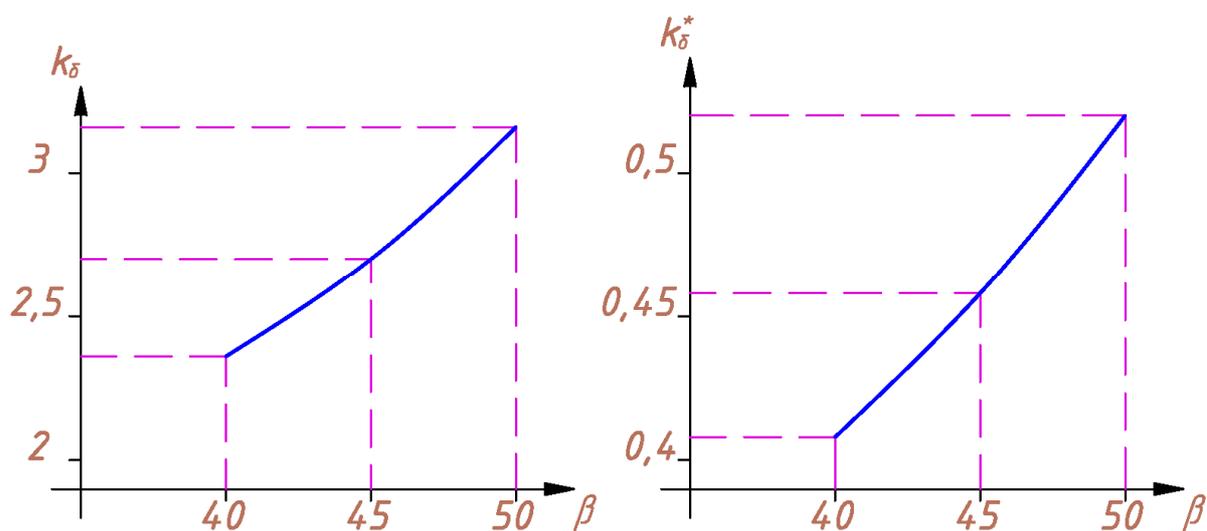


Рис. 4. Графики зависимости коэффициентов блокировки

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.*

#### Список литературы

1. Афанасьев Б.А., Жеглов Л.Ф., Зузов В.Н. Фоминых А.Б. Котиев Г.О. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов / под общ. ред. Полунгяна А.А. В 2 т. Т. 2. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 528 с.: ил.

2. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.: ил.
3. Адриенко Л.А., Байков Б.А., Ганулич И.К. Детали машин: учебник для вузов / под общ. ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 520 с.: ил.