

УДК 629.113-233.2-55

## **ВЗАИМОСВЯЗЬ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЕОМЕТРИИ, СИЛОВЫХ И ДЕФОРМАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ ПРИ РЕГУЛИРОВКЕ ПРЕДНАТЯГА ПОДШИПНИКОВ ДИФФЕРЕНЦИАЛА В РЕДУКТОРАХ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОМОБИЛЕЙ.**

Анастасия Сергеевна Самойлова

*Студент 4 курса, специалитет  
кафедра «Технология и Оборудование машиностроения»  
Московский Политехнический Университет*

*Научный руководитель: И.А. Булавин,  
кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология и оборудование  
машиностроения»*

### **Аннотация**

В данной статье рассмотрена конструкция подшипниковых узлов дифференциалов различных автомобилей, приводится анализ технических требований на регулировку преднатяга подшипников, выделяется четыре наиболее часто применяемые способы регулировки преднатяга. Выделяется способ регулировки преднатяга по деформации гнезд подшипников. Подчеркивается, что данный способ является наиболее приемлемым в производстве и характеризуется наименьшей косвенностью регулировки и соответственной наименьшей погрешностью. Приводится формула для расчета требуемой силы преднатяга исходя из нераскрытия стыка в разгружаемом подшипнике. Приведена технологическая оснастка для реализации этого метода.

**Ключевые слова:** подшипник, преднатяг, жесткость, редуктор, дифференциал, регулировка, деформация, способы создания преднатяга.

При сборке редукторов ведущих мостов автомобилей и других транспортных средств одной из наиболее трудоёмких и ответственных операций, определяющих качество сборки и эксплуатационную надёжность главной передачи, является заключительная операция сборки редуктора – создание и регулировка преднатяга подшипников дифференциала.

Именно на этом этапе сборки достигаются требуемые параметры зацепления главной передачи редуктора и преднатяг подшипников дифференциала.

Этот этап сборки плохо поддается автоматизации и требует высокой квалификации сборщика. Погрешности сборки, допущенные на этом этапе, непосредственно влияют на эксплуатационные показатели работы и на надёжность редуктора в целом. На рисунке 1 показана конструкция дифференциала. На рисунке 2 показана конструктивная схема узла ведомой конической шестерни в сборе с дифференциалом и подшипниками в картере редуктора. Приведены основные элементы геометрии, силовые факторы и параметры регулировки преднатяга подшипников.

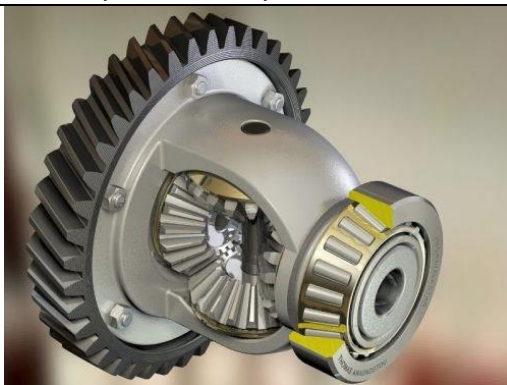


Рис. 1 – Конструкция дифференциала в чашке в сборе с подшипниками и ведомой цилиндрической косозубой шестерни

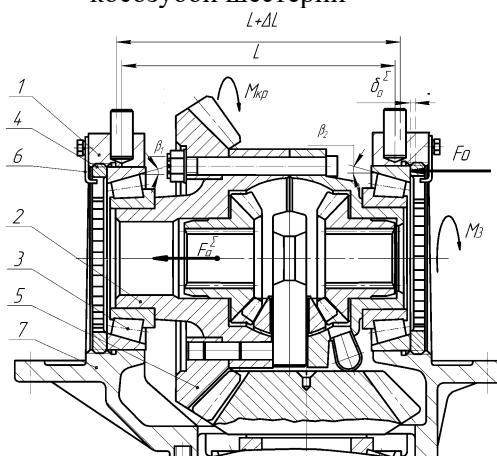


Рис. 2 - Конструктивная схема дифференциала редуктора в сборе с ведомой шестерней и подшипниками: 1 – крышка, 2 – чашка дифференциала, 3 – конический подшипник, 4 – резьбовое корончатое регулировочное кольцо, 5 – ведомая шестерня, 6 – стопорный элемент регулировочного кольца, 7 – картер редуктора.

Внутренние кольца подшипников 3 напрессованы на шейки чашек дифференциала 2. На левой чашке дифференциала закреплена ведомая шестерня 5. Подсобранный таким образом узел ведомой шестерни вместе с наружными кольцами подшипников 3 и резьбовыми регулировочными кольцами 4 устанавливается в гнезда картера 7 редуктора, расточенные в сборе с крышкой 1.

При установке дифференциала 2 в сборе с ведомой шестерней 5 в большинстве конструкций редукторов крышки 1 необходимо снимать предварительно выполнив маркировку по их расположению на картере 7.

На кафедре «Технологии и оборудование машиностроения» ФГБОУ ВО «Мосполитех» разработана методика определения требуемой силы преднатяга для подшипников ведомой шестерни редукторов и установлена взаимосвязь косвенных параметров преднатяга подшипников, конструктивных особенностей редуктора и силовых факторов возникающих в процессе эксплуатации. Для этого на основе конструктивной схемы (рисунок 4) разработана упрощенная схема создания и регулировки преднатяга подшипников дифференциала. На этой схеме конические роликоподшипники представлены в виде конических пружин, а резьбовые регулировочные кольца показаны в виде винтовых пар, которые и создают осевое сжатие на пружины. Так же показаны силы преднатяга подшипников и суммарная осевая сила действующая на нагружаемый подшипник от ведомой шестерни в процессе эксплуатации

Величина преднатяга (осевого сжатия  $F_0$ ) подшипников дифференциала должна быть выбрана из условия нераскрытия стыка в разгружаемом подшипнике с учетом осевой податливости самих регулируемых подшипников, податливости гнезд в картере редуктора и

суммарной осевой силы действующей на нагружаемый подшипник. Графическое изображение взаимосвязи указанных параметров показано на рисунке 5.

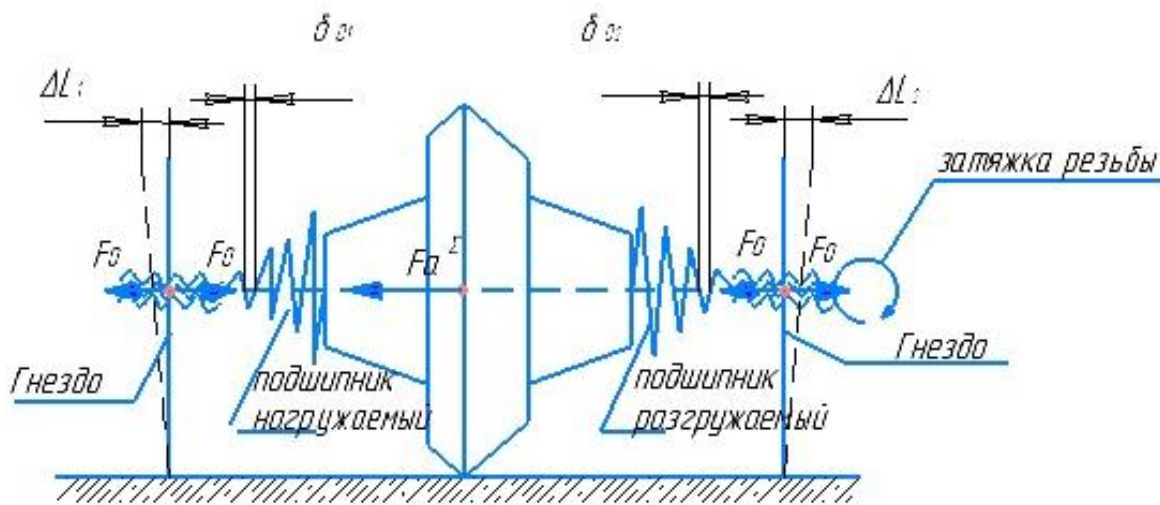


Рис. 5– Упрощенная схема создания и регулировки преднатяга подшипников дифференциала  
 $\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2$  - суммарная деформация гнезд подшипников дифференциала при создании преднатяга  
 $\delta_0^\Sigma = \delta_{01} + \delta_{02}$  - суммарная деформация в подшипниках при создании преднатяга

Основное влияние на податливость конических подшипников оказывают углы конуса наружных колец  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Полученная аналитическая зависимость основана на графической взаимосвязи осевых упругих деформаций и осевой силы представленной на рисунке 6, а постоянные коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ ,  $K_1$  и  $K_2$  определены экспериментально.

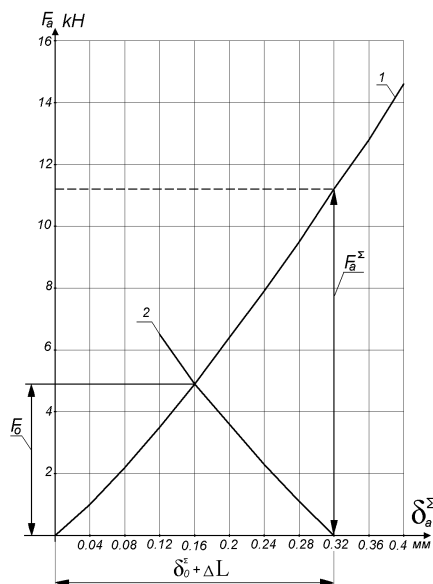


Рис. 6 - Взаимосвязь суммарной осевой податливостью гнезда с осевой деформации в самих подшипником при сборке дифференциалов; 1 - нагружаемый подшипник ( $\beta_1$ ), 2 - разгружаемый подшипник ( $\beta_2$ ),  $F_\delta$  - сила преднатяга,  $\beta_1$  - угол конуса (наклон поверхности качения) наружного кольца нагружаемого подшипника,  $\beta_2$  - угол конуса (наклон поверхности качения) наружного кольца разгружаемого кольца,  $F_\delta^\Sigma$  - суммарная осевая сила в главной передаче, возникающая в процессе эксплуатации редуктора и действующая на нагружаемый подшипник,

$\delta_o^\Sigma$  - суммарная осевая податливость подшипников дифференциала,  $\Delta L$  - осевая податливость гнезд в картере редуктора.

Используя графо-аналитический метод и диаграмму на рисунке 5 получено аналитическое выражения для определения требуемой силы преднатяга в подшипниковых узлах дифференциала с учетом выше перечисленных геометрических параметров и параметров осевой жесткости подшипников, и гнезд под подшипники дифференциала. Полученное выражение показывает, что чем больше осевая податливость  $C_1$  нагружаемого подшипника и  $K_1$  нагружаемого гнезда подшипника, тем больше требуемая сила преднатяга.

$$F_0 = F_a^\Sigma \left( \frac{\frac{C_1}{\sin^{1,8} \beta_1} + K_1}{\frac{C_1}{\sin^{1,8} \beta_1} + \frac{C_2}{\sin^{1,8} \beta_2} + K_1 + K_2} \right)^{1/m}$$

где:  $F_i$  - требуемая сила преднатяга подшипников дифференциала,

$F_a^\Sigma$  - суммарная осевая нагрузка на нагружаемый подшипник,

$C_1$  и  $C_2$  - постоянные коэффициенты осевой податливости подшипников, зависящие от числа, длины и диаметра роликов, определяемые по эмпирической зависимости,

$$C_{1(2)} = Z^{-0,44} \cdot l_p^{-0,28} \cdot d_p^{-0,18},$$

$K_1$  и  $K_2$  - постоянные коэффициенты осевой податливости гнезд под подшипники, зависящие от конструкции картера редуктора.

$m$  - показатель степени, характеризующий нелинейный ( $m = 0,6-0,8$ ) или линейный ( $m = 1$ ) вид кривой осевой податливости подшипника и гнезда,

$\beta_1$  и  $\beta_2$  - углы конуса наружных колец соответственно нагружаемого и разгружаемого подшипника.

$Z$  - число роликов в подшипнике

$l_p$  - длина роликов в подшипнике

$d_p$  - диаметр роликов в подшипнике

В подшипниковом узле с преднатягом, под действием результирующей осевой силы от зацепления  $F_a$ , разгружается один из подшипников дифференциала и догружается второй подшипник дифференциала. Если преднатяг подшипников в таком узле отсутствует, то в разгружаемом подшипнике появляется недопустимый зазор, который будет являться причиной шума, вибраций, и, в конечном счёте, понизит как долговечность самих подшипников, так и работоспособность редуктора в целом. Для устранения возможности появления такого зазора и создаётся преднатяг подшипников дифференциала.

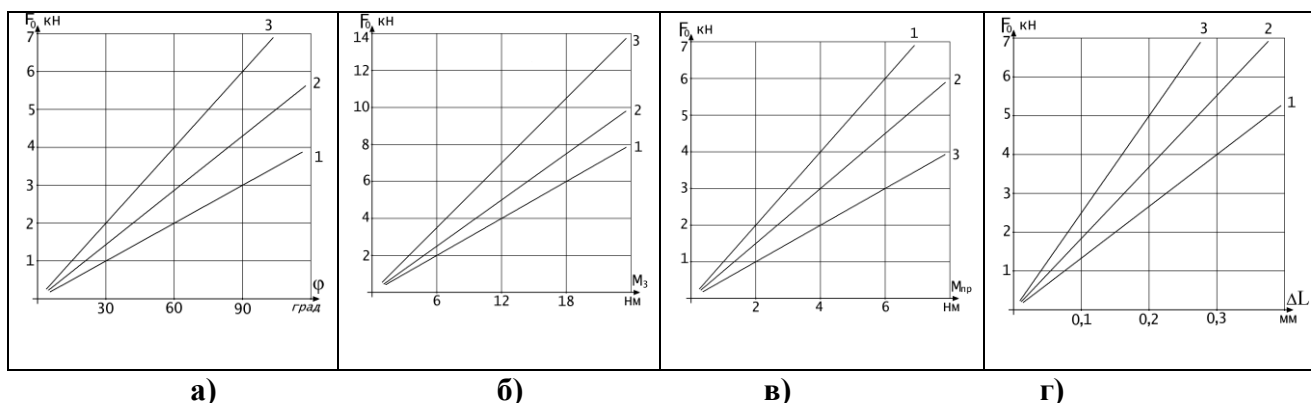
Анализ полученных результатов показывает, чем больше жесткость нагружаемого подшипника ( $\beta_1$ ) и чем больше осевая податливость разгружаемого подшипника ( $\beta_2$ ), тем меньше минимальная предельно допустимое значение силы преднатяга ( $F_0$ ) может быть принято для данного редуктора.

Таблица 3 - *Определение силы преднатяга подшипников дифференциала –  $F_0$  в зависимости от внешней осевой силы в зацеплении конических шестерен редуктора –  $F_a \text{ тх}$ , углов конуса наружных колец подшипников –  $\beta_1$  и  $\beta_2$  и осевой жесткости регулируемых подшипников. ( $\beta_1$  - угол конуса нагружаемого подшипника,  $\beta_2$  - угол конуса разгружаемого подшипника).*

$F_{спих}$ кг	$\beta_1$ град	11°	15°	20°	30°
	$\beta_2$ град				
500	11°	250	220	202	187
	15°	279	250	231	215
	20°	297	268	250	234
	30°	312	284	266	250
1000	11°	500	440	405	375
	15°	558	500	462	431
	20°	594	536	500	468
	30°	625	569	532	500
2000	11°	1000	880	810	750
	15°	1116	1000	924	862
	20°	1188	1074	1000	936
	30°	1250	1138	1064	1000
3000	11°	1500	1320	1215	1125
	15°	1674	1500	1386	1293
	20°	1782	1611	1500	1404
	30°	1875	1707	1596	1500
4000	11°	2000	1760	1620	1500
	15°	2232	2000	1848	1724
	20°	2376	2148	2000	1872
	30°	2500	2276	2128	2000
5000	11°	2500	2200	2025	1875
	15°	2790	2500	2310	2155
	20°	2970	2685	2500	2340
	30°	3125	2845	2660	2500

Для установления взаимосвязи параметров регулировки преднатяга (таблица 1) подшипников дифференциалов были проведены экспериментальные и аналитические исследования, результаты которых показаны на графиках (рисунок.7).

Из графика (рисунок 7а) следует, что с увеличением шага резьбы регулировочного кольца сила преднатяга уменьшается. Регулировка с различным диаметром резьбы (рисунок 7б) приводит к тому, что при меньших диаметрах сила преднатяга увеличивается, с увеличением угла конуса наружного кольца подшипника (рисунок 7в) сила преднатяга также увеличивается, и при регулировке преднатяга по деформации гнезд с увеличением жесткости сила преднатяга также увеличивается (рисунок 7г).



а.) Регулировка по углу поворота корончатого резьбового кольца с различным шагом резьбы (1,2,3).  
 б.) Регулировка по моменту затяжки корончатого резьбового кольца с различным шагом и диаметром резьбы (1,2,3).  
 в.) Регулировка по моменту проворота в подшипниках с различным углом конуса наружного кольца (1,2,3).  
 г.) Регулировка по деформации для гнезд подшипников с различной жесткостью (1,2,3).

Рис. 7 - Взаимосвязь силы преднатяга в подшипниках дифференциала редукторов и параметров контроля при различных способах регулировки.

На рисунке 6г показаны взаимосвязь силы преднатяга и деформации гнезд, в которых установлены подшипники дифференциала, для различных редукторов. Зависимость имеет линейный характер и минимальный разброс для одного типа картеров. Из графика видно, что для создания преднатяга в 4000-6000Н необходимо обеспечить и зафиксировать линейную деформацию в 0,2 мм, что в производственных условиях вполне достижимо с помощью универсальных измерительных средств контроля.

При регулировке по данному способу исключается вероятность создания «фальш преднатяга», а специальная контрольно-технологическая оснастка, которая применяется на ОАО КААЗ, позволят с точностью до 0,01 мм определять деформацию гнезд при регулировке преднатяга.

На основе данной модели в Мосполитехе на кафедре «Технологии и оборудование машиностроения» была разработана промышленная технологическая оснастка в виде контрольной скобы для регулировки преднатяга подшипников дифференциала редуктора ведущего моста, показанная на рисунке 8. На этой оснастке предусмотрена специальная эксцентриковая струбцина для закрепления скобы на одном гнезде подшипника, которое используется в качестве измерительной базы, а противоположной части скобы установлен индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм. Ножка индикатора через равноплечий рычаг контактирует с плоской поверхностью на втором гнезде второго подшипника. При вращении резьбовых регулировочных колец происходит сжатие подшипников и возникает деформация гнезд (разжим), которая и фиксируется индикатором.

Обязательным условием в процессе регулировки является вращение подшипников поочередно в одну и в другую стороны.



Рис. 8 – Технологическая оснастка для регулировки преднатяга подшипников дифференциала редуктора ведущего моста в реальном производстве

Анализ проведенных исследований технических условий на сборку и взаимосвязи факторов регулировки преднатяга подшипников показывает, что в большинстве случаев важнейший параметр качества сборки редукторов – преднатяг подшипников дифференциалов в конструкторской документации задается условно – ориентировочно, без каких либо аналитических или экспериментальных обоснований. Взаимосвязь факторов регулировки в каждом конкретном случае не изучена или изучена не достаточно, в технологических процессах сборки редукторов имеет место слабая технологическая оснащенность, а требуемая точность регулировки преднатяга подшипников достигается за счет опыта и интуиции сборщика.

## Литература

1. Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова повышение качества сборки подшипниковых узлов на основе адаптивного управления регулировкой преднатяга подшипников Проминжиниринг: Международная научно-техническая конференция 15-18 мая 2018 г., Москва, Россия, Южно-уральский Государственный университет-Московский Политех
2. Булавин И.А., Самойлова А.С., Брежнев И.А. , Технологическое обеспечение преднатяга подшипников с использованием деформируемых распорных элементов Москва, МГТУ им. Баумана «Студенческая весна» 2018 г, машиностроительные технологии
3. Булавин И.А., Самойлова А.С., Мочалова Т.С., Бобырь А.С. , Технологическое обеспечение преднатяга подшипников с использованием деформируемых распорных элементов Москва, 19-20 октября 2017 г.-Московский Политех, 5-й международный научно-технический семинар 2017-2018с. с. 32-39.
4. Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. Факторы, определяющие качество редукторов ведущих мостов транспортных средств. Научно-технический журнал «Автомобильная промышленность» выпуск № 7, 2017 г. с.