

$$T_H = (T_H)_н - f_{ар}. \quad (29)$$

Аналогичные расчеты можно выполнить и для других показателей точности зубчатого колеса. На основании приведенных формул были выполнены исследования, показавшие, что для обеспечения заданной степени точности зубчатой передачи по ГОСТ 1643-81, необходимо зубчатые колеса изготавливать с уменьшенными на 20...40% нормами точности для соответствующей степени точности передачи.

Корректировка допустимых отклонений показателей точности зубчатого колеса при использовании в качестве измерительной базы его оси не лишена некоторых недостатков. Однако она может быть использована в производственных условиях для установления допусков на основные показатели точности зубчатых колес, обеспечение которых позволяет изготовить зубчатые передачи требуемой степени точности, а также заранее предусмотреть мероприятия, значительно сокращающие цикл технологической подготовки производства новых типов передач.

Литература

1. ГОСТ 1643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски./ М. ИПК издательство стандартов, с. 45.
2. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении/ С.А. Зайцев, А.Д. Куранов, А.Н. Толстов. Москва, изд. центр «Академия», 2010 - с. 217.
3. Параметрическая оптимизация обработки зубчатых колес/ Виноградов В.М., Черепяхин А.А., Клепиков В.В.: Deutschland, Saarbrücken, the publishing house LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co., 2012 г. – 230 с.
4. Параметрическая оптимизация зубообрабатывающих операций/ Виноградов В.М., Черепяхин А.А.: Известия Московского государственного технического университета МАМИ, 2013, Т. 2, № 1 (15) - с. 22-30.

Адаптивная оптимизация ремонтной сборки конических передач автомобильных трансмиссий

к.т.н. Виноградов В.М., к.т.н. Черепяхин А.А.
 Университет машиностроения
 8(495)2230523, доб. 1068, trada73@mail.ru

Аннотация. В статье представлен опыт использования размерного анализа при адаптивной оптимизации технологического процесса восстановления агрегатов трансмиссии автомобиля и методика экспериментального определения необходимого размера компенсатора для правильной установки положения зубчатых колес в передаче.

Ключевые слова: зубчатое колесо, точность, размерная цепь, зазор, компенсатор

Выполнение высококачественного восстановительного ремонта агрегатов трансмиссии автомобилей на уровне завода-изготовителя представляет собой довольно сложную техническую задачу, так как в процессе выполнения сборочных операций необходимо обеспечить правильность взаимного положения сопрягаемых зубчатых колес передачи с учетом предварительного натяга ее подшипников. Эта задача может быть решена двумя путями: расчетом сборочной размерной цепи на регулирование осевого положения ведущего зубчатого колеса с использованием основных положений размерного анализа и методами экспериментального определения необходимой толщины компенсатора для правильной установки положения ведущего колеса главной передачи в осевом направлении. В качестве примера для решения упомянутой задачи можно взять механизм главной передачи заднеприводного легкового автомобиля семейства АвтоВАЗ.

Механизм главной передачи в виде редуктора заднего моста легкового автомобиля (рисунки 1) размещен в чугунном литом картере 3. Зубчатые колеса главной передачи: кониче-

ские, гипоидные.

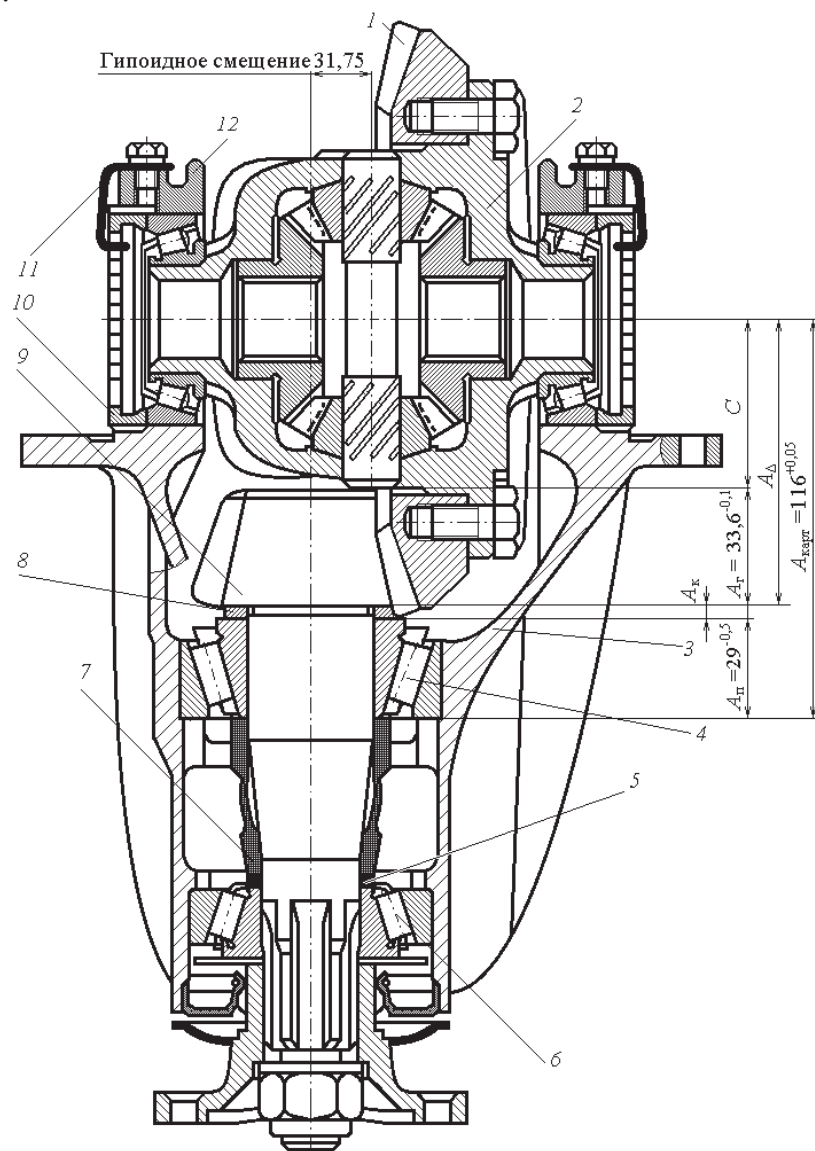


Рисунок 1. Схема редуктора заднего моста легкового автомобиля: 1 – ведомое колесо; 2 – коробка дифференциала; 3 – картер; 4 – задний конический роликовый подшипник; 5 – компенсатор (прокладка); 6 – передний конический роликовый подшипник; 7 – стальная распорная втулка; 8 – компенсатор (регулирующая прокладка); 9 – ведущее колесо; 10 – регулировочные гайки ведомого колеса; 11 – стопор регулировочной гайки; 12 – крышка подшипника дифференциала; A_k – толщина прокладки (компенсатора); A_Δ – монтажное расстояние ведущего колеса от оси ведомого колеса; C – контрольный монтажный размер колеса; A_r – высота головки колеса; $A_{карт}$ – размер проточки картера; A_Π – высота конического подшипника

Ведущее колесо 9 опущено ниже оси ведомого 1 на величину гипоидного смещения равного 31,75 мм. Оно изготовлено в виде вала-колеса и установлено в расточке картера 3 на двух конических роликовых подшипниках 4 и 6, между внутренними обоймами которых установлена стальная распорная втулка 7.

Для предотвращения смещения ведущего колеса 9 при передаче значительных усилий и для увеличения жесткости передачи его подшипники установлены с предварительным натягом, который создается с помощью компенсатора 5 (прокладки), и регулируются по моменту поворота ведущего колеса под осевой нагрузкой 2,7...3,2 кН.

Ведомое колесо 1 главной передачи смонтировано на коробке 2 дифференциала и привернуто к её фланцу болтами. Боковой зазор между зубьями ведущего и ведомого колес должен быть равен 0,08...0,12 мм.

Ведомое колесо вращается вместе с коробкой дифференциала на двух конических роликовых подшипниках, помещенных в гнезда картера редуктора и закрепленных регулировочными гайками 10, положение которых зафиксировано стопорами 11. Сверху к картеру 3 редуктора болтами крепятся две крышки 12 подшипников дифференциала.

Правильность положения ведущего колеса относительно ведомого в картере редуктора обеспечивается регулировкой осевого положения ведущего колеса и предварительным натягом его подшипников. Для выполнения регулировок применяются компенсаторы – прокладки 8 различной толщины, устанавливаемые между торцом ведущего колеса и внутренней обоймой заднего подшипника. Прокладки являются технологическими звеньями сборочных размерных цепей.

Осевое положение ведущего колеса в картере регулируется по монтажному расстоянию A_{Δ} ведущего колеса от оси ведомого колеса. Допустимые отклонения этого параметра в данном случае $A_{\Delta} = 87_{-0,05}^{+0,02}$.

Способ определения действительных значений монтажного расстояния ведущего колеса в процессе сборки главной передачи зависит от расположения компенсатора и доступности измерения монтажного расстояния. В данной конструкции главной передачи оно определяется косвенно, путем размерного анализа звеньев технологической размерной цепи, в которую входят: размер проточки картера $A_{\text{карт}} = 116^{+0,05}$, высота головки шестерни $A_{\text{г}} = 33,6^{-0,1}$, контрольный монтажный размер шестерни $C = 51,4_{-0,05}^{+0,02}$ с учетом поправки на зацепление и высота конического подшипника $A_{\text{п}} = 29^{-0,5}$.

Поправка определяется на контрольно-обкатном станке по положению пятна контакта и записывается на торце шестерни в сумме с отклонением высоты головки шестерни. Это дает возможность контролировать положение шестерни в картере по монтажному размеру «С».

При нагружении конических подшипников ведущего колеса усилием осевого предварительного натяга монтажная высота подшипников изменяется согласно графику на рисунке 2.

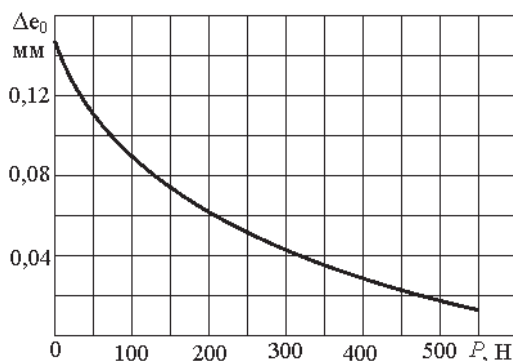


Рисунок 2. Зависимость изменения высоты конического подшипника от усилия предварительного натяга

Следовательно, так же изменяется и осевое положение ведущего колеса. Запрессовка наружного кольца заднего конического подшипника в картер редуктора вызывает его деформацию, что приводит к изменению монтажной высоты подшипника и осевого положения шестерни согласно графику на рисунке 3. Величину диаметрального натяга e в соединении кольцо – картер определяют исходя из размеров $D_{\text{кольца}} = 72_{-0,013}$ и $D_{\text{картера}} = 72_{-0,021}^{+0,051}$ на чертеже деталей, по формуле:

$$e = E_c \cdot D_{\text{кольца}} - E_c \cdot D_{\text{картера}}; \quad (1)$$

где: E_c – координата середины поля допуска, или путем замера истинных значений размеров $D_{\text{кольца}}$ и $D_{\text{картера}}$ на конкретных деталях.

Особенности сборки конической зубчатой передачи заключаются в следующем. Ведущая шестерня главной передачи изготовлена как одно целое с её валом и установлена в точке картера редуктора заднего моста на двух конических роликоподшипниках, между внутренними обоймами которых установлена стальная деформируемая распорная втулка.

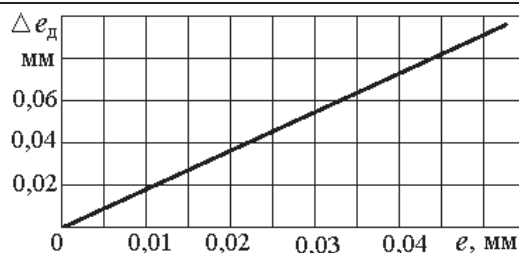


Рисунок 3. Зависимость монтажной высоты конического подшипника от диаметрального натяга «e»

Для предотвращения смещения ведущей шестерни при передаче значительных усилий и для увеличения жесткости передачи подшипники ведущей шестерни установлены с предварительным натягом, который создается затягиванием гайки на хвостовике динамометрическим ключом. Величина крутящего момента завинчивания гайки составляет 120...180 Н·м, а момент трения подшипников ведущей шестерни, измеряемый многократно по мере увеличения момента затягивания гайки, должен составлять 160...200 Н·м.

Соответствие момента трения подшипников моменту затяжки гайки обеспечивается наличием распорной втулки, которая обладает необходимой для создания натяга упругостью.

Правильность положения ведущей шестерни относительно ведомой устанавливается подбором необходимой толщины стальной прокладки (регулирующего кольца), устанавливаемой между торцом шестерни и внутренней обоймой заднего подшипника. Заводом выпускаются регулировочные кольца семнадцати размеров с интервалом через 0,05 мм. Таким образом, их толщина изменяется в пределах от 2,55 до 3,35 мм.

Ведомая шестерня главной передачи смонтирована на коробке дифференциала и привернута к его фланцу восемью болтами, которые стопорятся за счет предварительного натяга. Боковой зазор между зубьями ведущей и ведомой шестернями должен быть равен 0,08...0,12 мм. Ведомая шестерня вращается вместе с коробкой дифференциала на двух конических роликовых подшипниках, которые помещены в гнезда картера главной передачи и закреплены крышками. Крышки обработаны в сборе с картером и поэтому не взаимозаменяемы, каждая из них крепится к картеру двумя болтами, фиксируемыми пружинными шайбами.

При снятых крышках подшипников дифференциал с ведомой шестерней может быть вынут из картера главной передачи.

Предварительный натяг подшипников дифференциала (и ведомой шестерни) обеспечивается одновременным и равновеликим подтягиванием двух регулировочных гаек 10 с двух сторон дифференциала (рисунок 1). При их вращении наружные кольца роликовых подшипников перемещаются к дифференциалу, заплечики шеек которого упираются в торцы внутренних колец подшипников.

Необходимая величина натяга обеспечивается в том случае, если внутренние торцы наружных колец подшипников под воздействием гаек 10 будут приближены друг от друга на 0,16...0,20 мм против положения, при котором гайки не затянуты.

Положение регулировочных гаек 10 фиксируется стопорами 11, которые выпускаются двух видов – с одним или двумя выступами – и крепятся к крышке болтами с пружинными шайбами.

Основными признаками правильного зацепления шестерен главной передачи является форма, площадь и место расположения пятна контакта на рабочей поверхности зуба ведомой шестерни.

Следует помнить, что ведущая и ведомая шестерни главной передачи на заводе подбираются попарно, по правильности зацепления и уровню шума, поэтому при необходимости замены шестерни следует заменять только попарно, предварительно проверив идентичность имеющихся на них заводских номеров.

На практике имеют место различные случаи расположения контактного пятна в зави-

симости от взаимного расположения шестерен.

При этом на расположение пятна контакта на различных сторонах зубьев шестерен оказывает влияние направление вращения последних при движении автомобиля вперед или назад. Если пятна контакта зубьев располагаются в средней их части, то зацепление считается нормальным (рисунок 4). В случае смещения пятна контакта к краю зубьев необходима регулировка главной передачи.

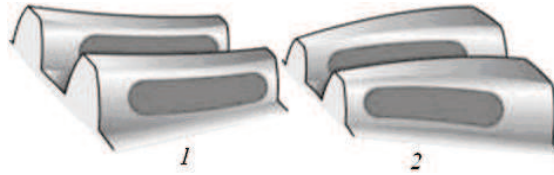


Рисунок 4. Правильное расположение пятна контакта со стороны переднего (1) и заднего (2) хода

Для выполнения регулировки по пятну контакта требуется разборка редуктора, поэтому данную работу следует выполнять только при наличии специальных приспособлений и необходимого набора регулировочных прокладок.

Размеры, толщину и количество ступеней (прокладок) компенсатора при возможных сочетаниях составляющих звеньев размерной цепи можно определить теоретически путем выполнения размерного анализа для конкретной зубчатой передачи. Расчет производится в следующем порядке.

1. На упрощенном чертеже редуктора составляется схема сборочной размерной цепи, включающей в себя увеличивающие и уменьшающие звенья.

2. Заполняется таблица (по образцу таблицы 1) исходных данных.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Индекс звена	Наименование звена	ξ_i	Номинал A_i	ΔA_i	TA_i	λ_i^2	α_i
A_1	Монтажная высота подшипника	-1	29	-0,05	0,1	0,11	0,1
A_k	Компенсирующее звено	-1	0	0	0,01	0,11	0,1
A_3	Размер по картеру	+1	116	0,035	0,07	0,11	0,1
A_4	Поправка на монтажное расстояние	-1	0	0	0,5	0,11	-0,1
A_5	Монтажное расстояние шестерни	-1	87	-0,015	0,07	0,11	0

В таблице 1 приняты следующие обозначения: ξ_i - передаточное отношение составляющего звена размерной цепи (в плоских размерных цепях с параллельными звеньями $\xi = 1$; для увеличивающих звеньев со знаком «+», для уменьшающих звеньев со знаком «-»); λ_i - коэффициент относительного рассеяния размеров i -го звена размерной цепи (распределение отклонений размеров деталей редуктора подчиняется нормальному закону с коэффициентом $\lambda_i^2 = 1/9$); α_i - коэффициент относительной асимметрии размеров i -го звена размерной цепи (для деталей редуктора коэффициент $\alpha_i = \pm 0,1$).

Допуск на изготовление прокладок следует принять $T_{\text{комп}} = 0,01$ мм. Остальные исходные данные для расчета размерной цепи принимаются по чертежу общего вида редуктора: A_i - номинальный размер звена; $E_c(A_i)$ - координата середины поля допуска; TA_i - допуск соответствующего размера A_i .

3. Составляется в буквенном выражении уравнение размерной цепи в номиналах:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \xi_i \cdot A_{ij}; \quad (2)$$

где: m - число звеньев размерной цепи.

4. Поле отклонения монтажного расстояния ($A_4=A_5$) колеса TA_4' определяется из уравнения:

$$TA' = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda^2 \cdot T \cdot (A_i)^2 + \Delta e_d^2}; \quad (3)$$

где: $t_{\Delta} = 3$ – коэффициент риска монтажного расстояния (при нормальном законе распределения размеров замыкающего звена и проценте риска $P = 0,27\%$); Δe и Δ_D – величины рассеяния монтажной высоты конического подшипника колеса в результате запрессовки наружного кольца в картере и создании предварительного натяга которые определяются с помощью графиков на рисунках 2 и 3) и соответствуют предельным значениям диаметрального натяга в соединении кольцо - картер; TA_{Δ}' – возможная величина смещения шестерни в процессе сборки (штрих означает то, что это расчетная величина).

5. Определяется координата середины поля допуска отклонений монтажного расстояния колеса (замыкающего звена):

$$E_C(A_{\Delta})' = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \cdot [E_C \cdot (A_i) + \alpha \frac{T \cdot (A_i)}{2}] + \xi \cdot e_0 \cdot \Delta e_0 + \xi \cdot e_d \cdot \Delta e_d. \quad (4)$$

6. Рассчитывается величина поля компенсации:

$$TA_K = TA_{\Delta} - TA_{\Delta}'; \quad (5)$$

где: TA_{Δ} – допуск на монтажное расстояние шестерни (0,07).

7. Определяется координата середины поля компенсации:

$$E_C(A_K) = E_C \cdot (A_{\Delta})' - E_C \cdot (A_d); \quad (6)$$

где: $E_C(A_{\Delta}) = 0,07$ – середина поля допуска на монтажное расстояние колеса.

8. Рассчитываются предельные размеры компенсирующего звена:

$$A_{K, \min}^{\max} = A_K + E_C \cdot (A_K) \pm T \cdot A_K / 2; \quad (7)$$

где: $A_K = 87$ - номинальный размер компенсатора (принимается из условия $A_K^{\min} > 0$).

9. Определяются размеры и количество ступеней компенсатора N . Размер первой ступени $S_1 = 2\delta_{\text{рег}}$. Размеры остальных ступеней определяются по геометрической прогрессии:

$$S_2 = 2^2 \delta_{\text{рег}}; \quad S_3 = 2^3 \delta_{\text{рег}} \quad \text{и т.д., пока } S_n \geq A_{K, \max}; \quad (8)$$

где: $\delta_{\text{рег}}$ – точность компенсации (наибольшая разница между требуемым A_K и действительным $A_{K, \text{д}}$ размерами компенсатора) принимается из условия:

$$\delta_{\text{рег}} \leq T \cdot A_K - T_{\text{комп}}; \quad (9)$$

где: $T_{\text{комп}}$ – допуск на изготовление прокладок ($T_{\text{комп}} = 0,01$ мм).

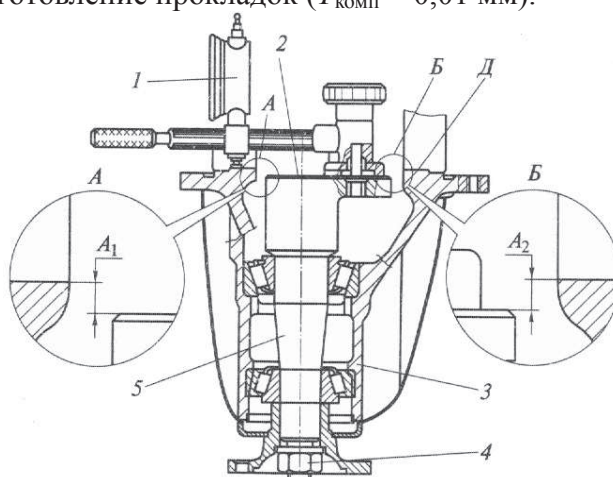


Рисунок 5. Схема определения толщины регулировочной прокладки (кольца) ведущего колеса: 1 – индикатор приспособления; 2 – торец оправки; 3 – корпус редуктора; 4 – гайка; 5 - оправка; Д – посадочные поверхности подшипников дифференциала; A_1 и A_2 – расстояние от торца оправки до нижних точек посадочных поверхностей подшипников дифференциала

Адаптивная сборка конической зубчатой передачи с экспериментальным определением

требуемой величины компенсатора для правильной установки положения ведущей шестерни главной передачи в осевом направлении может быть выполнена следующим образом.

Экспериментальное определение толщины прокладки выполняется в соответствии со схемой на рисунке 5. Корпус редуктора устанавливается в сборочном приспособлении, и в него запрессовываются наружные кольца переднего и заднего конических роликовых подшипников. Затем оправка *б* устанавливается в корпус редуктора *з* без регулировочного кольца, упорной втулки и сальника. Крутящий момент завинчивания гайки *г* в пределах 8...10 Н·м.

На оправку *б* крепится контрольное приспособление с индикатором *и* и измеряются расстояния A_1 и A_2 от торца *б* до нижних точек посадочных поверхностей подшипников дифференциала.

Необходимая толщина T кольца (компенсатора) определяется по формуле:

$$T = 0,5(A_1 + A_2) - (\pm B); \quad (10)$$

где: A_1 и A_2 – расстояние от торца оправки *б* до нижних точек посадочных поверхностей подшипников дифференциала, $\pm B$ – отклонение ведущей шестерни от номинального положения (наносится заводом на валу ведущей шестерни в сотых долях миллиметра).

Из комплекта регулировочных колец выбирается кольцо близкого размера и устанавливается на ведущую шестерню между её торцом и внутренней обоймой заднего подшипника.

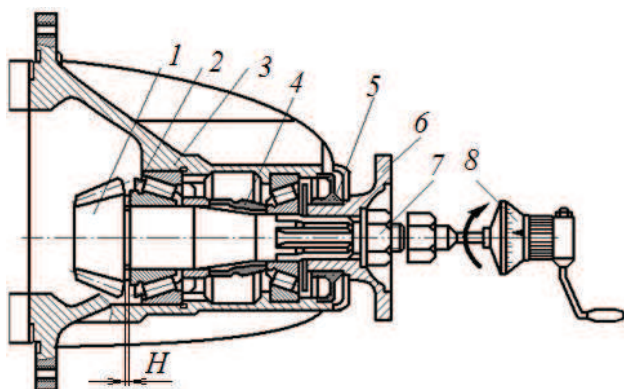


Рисунок 6. Схема проверки момента проворачивания ведущего колеса (без дифференциала): *1* – ведущее колесо; *2* – регулировочное кольцо; *3* – корпус; *4* – распорная втулка; *5* – сальник; *6* – фланец; *7* – гайка; *8* – динамометр; H – толщина регулировочной прокладки

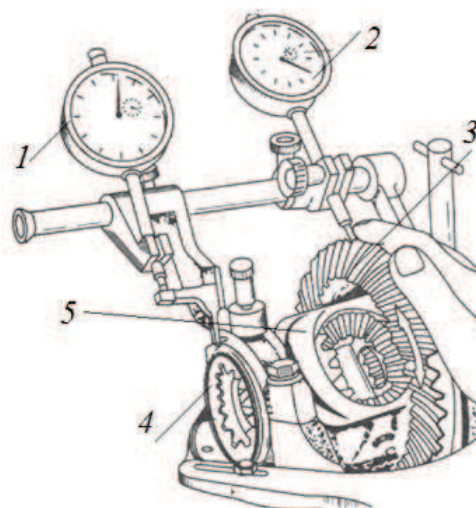


Рисунок 7. Схема регулирования бокового зазора в зацеплении главной передачи с помощью специального контрольного приспособления: *1, 2* – индикаторы часового типа; *3* – ведомое колесо; *4* – регулировочная гайка; *5* – корпус дифференциала

Регулировка предварительного натяга подшипников ведущей шестерни производится на специальном сборочном приспособлении путем подсорки редуктора без дифференциала в соответствии со схемой на рисунке 6, где основными элементами сборочной единицы являются: гайка *г*, фланец *б*, сальник *д*, ведущая шестерня *и*, распорная втулка *ж*, корпус *з*, регулировочное кольцо *к*.

При сборке сальник *д* устанавливается на герметик УГ-6, а гайку *г* затягивают динамометром *з* с моментом 120 Нм.

Проверка момента проворачивания ведущей шестерни осуществляется специальным динамометрическим ключом через фланец *б*. Момент проворачивания шестерни должен составлять: 160...200 Нм.

При превышении момента проворачивания распорную втулку *ж* следует заменить; при

меньшем моменте – гайку 7 надо подтянуть и проверку повторить. При этом момент затягивания гайки 7 не должен превышать 260 Нм.

Правильное зацепление шестерен главной передачи обеспечивается регулировкой бокового зазора в зацеплении, который должен быть в пределах 0,08...0,12 мм.

Для его замера используется специальное контрольное приспособление, показанное на рисунке 7. Зазор измеряется индикатором 2 при покачивании ведомой шестерни 3, при этом ножка индикатора опирается на боковую поверхность зуба.

Регулирование зазора в зацеплении осуществляется перемещением корпуса дифференциала 5 с помощью гаек 4.

Регулирование осевого натяга в подшипниках дифференциала выполняется гайками 4 после установки зазора в зацеплении. Натяг определяется с помощью того же контрольного приспособления (рисунок 8) индикатором 1 по изменению размера D , замеренного по верхним точкам крышек подшипников. Осевой натяг обеспечивается в пределах 0,16...0,20 мм, зазор в зацеплении при этом должен оставаться в пределах 0,08...0,12 мм.

По окончании регулировочных работ необходимо проверить положение пятна контакта в зацеплении.

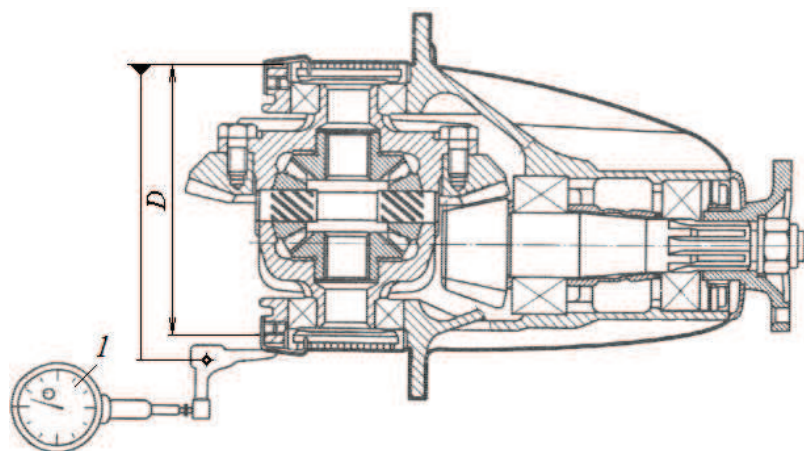


Рисунок 8. Схема регулирования осевого натяга в подшипниках дифференциала с помощью специального контрольного приспособления: 1 – индикатор часового типа; D – расстояние между верхними точками крышек подшипников

В случаях смещения пятна контакта к краям зубьев для получения правильного зацепления ведущую шестерню необходимо переместить относительно ведомой путем изменения толщины регулировочной прокладки.

Если пятно контакта смещено в сторону оси шестерни, то следует отодвинуть ведущую шестерню от ведомой, уменьшив толщину прокладки δ , а при смещении пятна от центра шестерни, наоборот, подвинуть ведущую шестерню к ведомой, увеличив толщину прокладки.

Следует иметь в виду, что для регулировки по пятну контакта требуется разборка редуктора.

Литература

1. Технологические процессы ремонта автомобилей / В.М. Виноградов: М.: Издательский центр «Академия», 2013 – 432 с.
2. Технология сборки кузовов и агрегатов автомобилей и тракторов / В.М. Виноградов: М.: Издательский центр «Академия», 2009 – 208 с.
3. Параметрическая оптимизация зубообрабатывающих операций / В.М. Виноградов, А.А. Черепяхин: Известия Московского государственного технического университета, 2013. т. 2, № 1(15) – с. 22-30.
4. Техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей / И.В. Бухтеева, В.М. Виноградов, А.А. Черепяхин: М., изд. Академия, 2010 – 276 с.