

ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2101 С ДВИГАТЕЛЕМ УВЕЛИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ

В конструкции и технологии производства коробки передач Волжского автозавода использованы прогрессивные технические решения, которые обеспечивают возможность ее модернизации и применения на перспективных моделях автомобилей.

Рассматриваемая коробка передач (рис. 1) имеет ряд конструктивных особенностей [1]: 1) косозубые шестерни I, II и III передач находятся в постоянном зацеплении; 2) прямозубые шестерни заднего хода расположены консольно вне основного картера; 3) в пяти косозубых шестернях (из восьми) впадина зуба выполнена по дуге окружности; 4) передней опорой промежуточного вала является самоустанавливающийся двухрядный шариковый подшипник; 5) четыре подшипника (из пяти) - высокой степени точности.

Судить об уровне нагруженности зубчатых колес этой коробки можно при сопоставлении напряжений зубчатых колес коробок передач автомобилей ВАЗ-2101, АЗЛК-412 и ГАЗ-24. Расчеты проведены по методике БПИ [2, 3]. Однако из-за того, что некоторые параметры (α_{on} , f_{on} , c_{on}) зубчатых колес коробки передач ВАЗ-2101 выходят из пределов, указан-

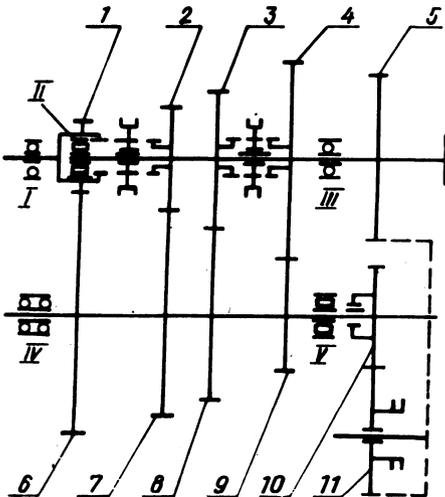


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач автомобиля ВАЗ-2101: № позиции — 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11; z — 17, 21, 27, 33, 34, 29, 24, 20, 15, 19 соответственно.

Таблица 1. Результаты расчета работоспособности зубчатых колес коробки передач Волжского автозавода при установке ее момент которого 15 кгс·м

Наименование передачи	z	Передача	$\sigma_{\text{сим}}, 2$ кгс/мм ²	$P_d, 2$ кгс/мм ²	$S_{\text{э}i}$	$S'_{\text{э}i}$	$i_{(в-к)}i$
ППВ (привод промежуточного вала)	17	I			1,68	6,6	16,13
		II	25,63	4,57	5,85	22,0	9,88
		III			81,0	181,5	6,4
	29	I			1,68	6,6	9,45
		II	27,5	4,57	5,85	22,0	5,8
		III			81,0	181,5	3,76
I	15		37,02	7,89	1,68	6,6	9,45
	33		43				4,3
II	20		48,33	10,98	5,85	22,0	5,8
	27		45,55				4,3
III	21		45,09	6,35	81,0	181,5	3,76
	24		45,47				4,3

Примечание. Норма пробега до 1-го капитального ремонта

ных в этой методике, коэффициенты изгибных напряжений $\sigma_{1и}$ определялись по методике проф. В.Д. Андожского [4]. В ходе расчета найдены коэффициенты коррекции зубчатых колес коробки передач ВА3-2101, так как их значения не указаны на чертежах. Результаты сопоставительных расчетов представлены в виде диаграмм (рис. 2, 3). Из них видно, что симметричные напряжения изгиба $\sigma_{\text{сим}}$ и действительные контактные напряжения P_d зубчатых колес коробки передач ВА3-2101 выше, чем для коробки передач ГАЗ-24, но почти всегда ниже, чем для коробки передач АЗЛК-412. Последнее и дает основание предположить, что коробка передач ВА3-2101 может быть установлена на перспективных моделях автомобилей.

Проведен расчет по определению работоспособности зубчатых колес и подшипников коробки передач ВА3-2101 при работе ее с двигателем, имеющим максимальный крутящий момент

колес коробки передач Волжского автозавода при установке ее момент которого 15 кгс·м

$N_{цэ}$	$N'_{цэ}$	$N_{шг}$	$N'_{шг}$	$S_p,$ км	$S'_p,$ км
-	-				
-	-	$\gg 2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$\gg 10^5$	$\gg 10^5$
-	-				
-	-	$\gg 2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$\gg 10^5$	$\gg 10^5$
-	-				
$3,3 \cdot 10^3$	-	$2 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$6,05 \cdot 10^7$	$\gg 10^5$
$4,2 \cdot 10^3$	-	$4 \cdot 10^6$	$\gg 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	$\gg 10^5$
$2,02 \cdot 10^4$	$7,45 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^5$	$8,05 \cdot 10^6$
$1,5 \cdot 10^4$	$5,53 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$1,08 \cdot 10^7$
$17,8 \cdot 10^4$	-	$3,1 \cdot 10^5$	$\gg 10^7$	$1,74 \cdot 10^5$	$\gg 10^5$
$20,5 \cdot 10^4$	-	$3 \cdot 10^5$	$\gg 10^7$	$1,46 \cdot 10^5$	$\gg 10^5$

- 100 тыс. км [5].

15 кгс. Такое значение крутящего момента обусловлено рекомендациями УГК ВА3 по экспериментальной проверке работоспособности коробки передач. Результаты расчета представлены в табл. 1. Кроме этого, были проведены расчеты зубчатых колес на прочность зубьев по изгибу и на стойкость рабочих поверхностей зубьев смятию при действии максимального динамического момента. Расчет показал, что максимальные напряжения находятся в пределах:

а) по изгибу, кгс/мм² - 32,7 (z = 29 - ППВ) - 103,0 (z = 33 - I пер.);

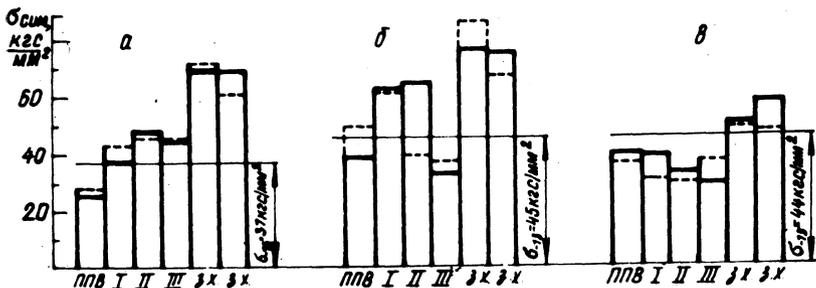


Рис. 2. Сопоставление симметричных напряжений изгиба $\sigma_{\text{сим}}$ с длительным пределом выносливости изгибу σ_{13} шестерня; ----- колесо; а — КП ВАЗ-2101 ;
 б — КП АЗЛК-412; в -- КП ГАЗ-24.

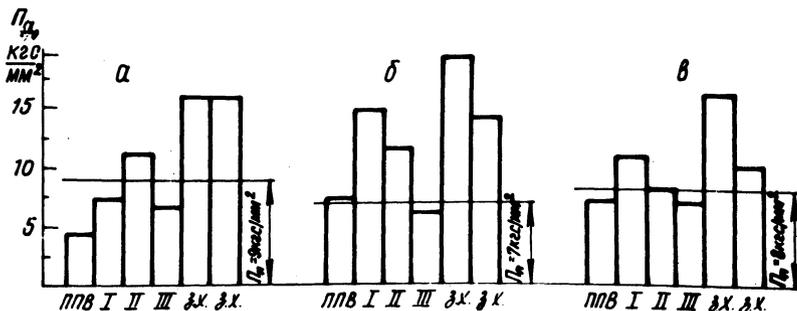


Рис. 3. Сопоставление действительных контактных напряжений Π_d с ограниченным пределом контактной выносливости Π_A шестерня; ----- колесо; а — КП ВАЗ-2101; б — КП АЗЛК-412; в -- КП ГАЗ-24.

б). по контакту, кгс/мм² — 8,0 (ППВ) — 24,6 (I пер.).

Эти величины значительно ниже соответствующих напряжений поломки

$$\frac{\sigma_{\text{пол}}}{1,5} = \frac{180 \dots 190}{1,5} = 120 \dots 127 \text{ кгс/мм}^2 \text{ и смятия}$$

$$\Pi_{\text{см}} = 39 \text{ кгс/мм}^2.$$

Расчет подшипников проводился по методике, разработанной в лаборатории НАМИ-БПИ. Полученный результат оказался несколько неожиданным: расчетные пробеги подшипников коробки

передач с входным моментом 15 кгс·м значительно больше соответствующих величин для подшипников коробки передач с входным моментом 8,9 кгс·м. Это можно объяснить тем, что при увеличении входного момента с 8,9 кгс·м до 15 кгс·м и незначительном увеличении (до 70 кгс) общего веса автомобиля резко возрастают значения удельных тяговых усилий и, как следствие, резко уменьшаются относительные пробеги на промежуточных передачах. Таким образом, у автомобиля с максимальным моментом двигателя 15 кгс·м и средней скоростью движения 70 км/ч (движение по шоссе) почти весь пробег приходится на прямую передачу. Результаты расчета работоспособности подшипников коробки передач Волжского автозавода приведены в табл. 2.

Проведенные расчеты работоспособности зубчатых колес и подшипников показали, что коробку передач Волжского автозавода можно использовать с двигателями, максимальный момент которых достигает 15 кгс·м.

Таблица 2. Результаты расчета работоспособности подшипников коробки передач Волжского автозавода

Номер опоры по схеме (рис. 1)	Обозначение подшипника	Момент на входе в КП $M_{вх}$, кгс·м	Расчетные про- $S_p \cdot 10^6$, км
I	B50706У	8,9	0,5
		15,0	2,3
II	464804Г	8,9	1,54
		15,0	8,1
III	B50306КУ	8,9	0,39
		15,0	5,31
IV	B156704	8,9	0,65
		15,0	2,3
У	B92705К	8,9	1
		15,0	3,28

Примечание. Норма пробега до первого капитального ремонта - 100 тыс. км [5].

1. Шувалов Л.П. Автомобиль "Жигули" (ВАЗ-2101). М., 1972. 2. Цитович И.С. и др. Методика проектирования и расчета зубчатых колес автомобилей и тракторов. Ч. 1 и 2. Минск, 1966. 3. Цитович И.С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962. 4. Андожский В.Д. Расчет зубчатых передач. Л., 1955. 5. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1972.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ
В ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ КАРДАННОГО ВАЛА

Осевая сила, действующая в шлицевом соединении карданного вала, вызывает дополнительное нагружение узлов и деталей, соединенных карданной передачей. В первую очередь осевая сила воспринимается подшипниками карданных шарниров и подшипниковыми узлами коробки передач и заднего моста. Кроме этого из-за наличия силы трения в шлицевом соединении карданного вала массы двигателя и ведущего моста автомобиля образуют взаимосвязанную колебательную систему. В определенных условиях колебания масс этой системы могут привести к дополнительному нагружению трансмиссии автомобиля и подвески двигателя.

Экспериментальные работы, выполненные под руководством В.А. Дзюня, показали, что реализация осевых сил, нагружающих карданный вал, имеет циклический низкочастотный (до 9 - 11 Гц) характер. Величина дисперсии зависит от типа и состояния дорожного покрытия. Это дает основание считать, что осевые силы в шлицевом соединении карданного вала формируются низкочастотными колебаниями масс трансмиссии и подвески.

Известен ряд работ [1, 2], посвященных экспериментальным исследованиям осевых сил в шлицевом соединении карданного вала.

В настоящей статье приводится методика расчета осевых сил, действующих в шлицевых соединениях карданного вала на АВМ.