

А. Т. Ковальков

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ИЗНОСОВ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящее время, когда большое внимание уделяется изучению и повышению надежности и долговечности машин, особо важное значение приобретает вопрос о предельных износах.

Предельным принято называть такой износ деталей, при котором отдельные узлы или агрегаты автомобиля не могут работать нормально, т. е. некоторые их показатели ухудшаются настолько, что выходят за допустимые пределы. При этом задача определения величин предельных износов сводится к выявлению значений износа деталей, при которых тот или иной показатель работоспособности узла или агрегата достиг предельно допустимого отклонения. Такими показателями могут быть, например, падение мощности двигателя, увеличение удельного расхода топлива, снижение давления масла в системе смазки, появление стуков в отдельных сочленениях и т. д.

Шлицевые соединения — важнейшая неотъемлемая часть любой трансмиссии автомобиля. Поэтому износ шлицевых соединений влияет на техническое состояние всей трансмиссии.

В технических условиях на капитальный ремонт автомобилей указываются максимально допустимые размеры деталей, в том числе и шлицевых соединений, при которых они могут быть использованы без ремонта. Зная номинальные размеры деталей, можно определить максимально допустимые без ремонта износы отдельных деталей. Значения предельно допустимых износов шлицевых соединений в технических условиях не приводятся, и способов определения их в литературе пока не имеется.

В настоящей работе предлагается методика определения величины предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей.

Техническое состояние агрегатов трансмиссии автомобиля может быть оценено по суммарному угловому зазору и по параметрам вибрации [1]. При превышении суммарного углового зазора отдельными агрегатами трансмиссии определенной величины наступает аварийное состояние агрегата. Методика диагностирования технического состояния агрегатов трансмиссии автомобиля по суммарному угловому зазору и по параметрам вибрации разработана в Харьковском автомобильно-дорожном институте [2].

В настоящей методике суммарный угловой зазор принят за показатель работоспособности агрегата. Методика ХАДИ дает возможность определить оптимальное предельно допустимое значение суммарного углового зазора для агрегатов трансмиссии автомобиля. На основании изучения износов шлицевых соединений агрегатов, поступающих в капитальный ремонт, можно определить долю суммарного углового зазора, приходящуюся на шлицевые соединения, и соотношение интенсивностей износа всех шлицевых соединений внутри агрегата. Имея все эти данные, т. е. оптимальный предельно допустимый суммарный угловой зазор, долю суммарного углового зазора, приходящуюся на шлицевые соединения, и соотношение интенсивностей износа шлицевых соединений, можно определить предельно допустимые значения износа шлицевых соединений агрегатов.

Применение предлагаемой методики для определения предельно допустимых величин износов шлицевых соединений иллюстрируется на примере коробки передач автомобиля ЗИЛ-130.

На кинематической схеме коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 1) показаны все шлицевые соединения и зацепления шестерен.

Ниже приведены формулы для определения суммарного углового зазора на ведомом валу коробки передач при застопоренном ведомом диске сцепления для всех пяти передач:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{02}^I &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_8}{r_8} + \frac{c_{5,6}}{R_5} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_6}{z_5} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{II} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_6}{r_6} + \frac{c_7}{r_7} + \frac{c_{4,7}}{R_4} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_7}{z_4} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_7}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{III} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_6}{r_6} + \frac{c_5}{r_5} + \frac{c_{3,8}}{R_3} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_8}{z_3} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_8}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{IV} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_3}{r_3} + \frac{c_4}{r_4} + \frac{c_{2,9}}{R_2} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_9}{z_2} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_9}{z_2} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^V &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_3}{r_3} + \frac{c_2}{r_2} + \frac{c_1}{r_1}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В формулах:  $z$  — число зубьев шестерен;  $R$  — радиус делительной окружности шестерни;  $r$  — средний радиус шлицевого соединения.

Для определения суммарного углового зазора на ведомом диске сцепления при застопоренном ведомом вале пользуемся формулой

$$\varphi_{01} = \varphi_{02} i_{кп}, \quad (2)$$

где  $i_{кп}$  — передаточное число коробки передач.

Пользуясь рабочими чертежами деталей коробки передач ЗИЛ-130 и [3], определяем номинальные и максимально допустимые без ремонта зазоры в шлицевых соединениях и в зацеплении шестерен (табл. 1).

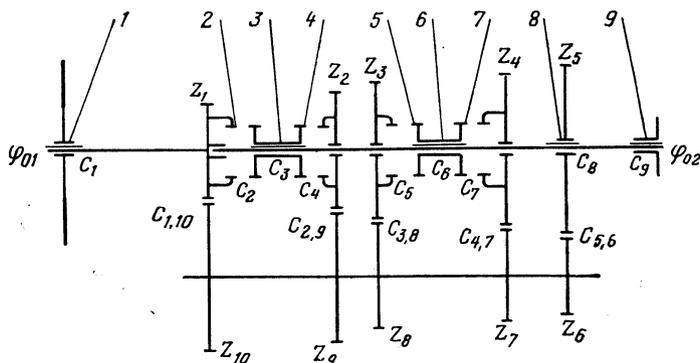


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач автомобиля ЗИЛ-130: 1—9 — номера шлицевых соединений;  $z_1 - z_{10}$  — номера шестерен;  $c_1 - c_9$  — боковые зазоры в шлицевых соединениях;  $c_{1,10} - c_{5,6}$  — зазоры в зацеплении шестерен;  $\varphi_{01}$  — суммарный угловой зазор на ведомом диске сцепления при застопоренном ведомом валу;  $\varphi_{02}$  — суммарный угловой зазор на ведомом валу при застопоренном ведомом диске сцепления.

При определении зазоров в эвольвентных шлицевых соединениях изменение толщины зуба и ширины впадины вычислялось по размеру между измерительными роликами и диаметру измерительного ролика [4].

Таблица 1

Зазоры в шлицевых соединениях и в зацеплении шестерен, мм

Зазоры	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$	$c_6$	$c_7$
Номинальный $\frac{\min}{\max}$	$\frac{0,025}{0,125}$	$\frac{0,065}{0,235}$	$\frac{0,05}{0,15}$	$\frac{0,065}{0,235}$	$\frac{0,055}{0,235}$	$\frac{0,06}{0,18}$	$\frac{0,065}{0,235}$
Максимально допустимый без ремонта	0,24	0,31	0,27	0,44	0,47	0,30	0,42
Зазоры	$c_8$	$c_9$	$b_{1,10}$	$b_{2,9}$	$c_{3,8}$	$c_{4,7}$	$c_{5,6}$
Номинальный $\frac{\min}{\max}$	$\frac{0,06}{0,18}$	$\frac{0,01}{0,11}$	$\frac{0,21}{0,29}$	$\frac{0,22}{0,30}$	$\frac{0,22}{0,30}$	$\frac{0,22}{0,30}$	$\frac{0,22}{0,31}$
Максимально допустимый без ремонта	0,35	0,19	0,705	0,695	0,695	0,74	0,72

Пользуясь формулами (1), по найденным зазорам (табл. 1) и параметрам шестерен и шлицевых соединений (табл. 2 и 3), определяем суммарные угловые зазоры  $\varphi_{02}$  и  $\varphi_{01}$  (табл. 4).

Таблица 2

Параметры шестерен

Номер шестерни на схеме	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$z$	20	26	33	42	45	13	22	31	38	43
$R, \text{ мм}$	38,5	50,1	63,5	80,9	95,6	27,6	42,3	59,7	73,2	82,8

Таблица 3

Параметры шлицевых соединений

Номер шлицевого соединения на схеме	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r, \text{ мм}$	17,2	30,6	20,8	33,3	40,6	28,0	40,6	32,5	20,0

Таблица 4

Суммарные угловые зазоры, град

Угловые зазоры		Передача				
		I	II	III	IV	V
Номинальный	$\varphi_{02}$ $\frac{\min}{\max}$	$\frac{0,3}{0,6}$	$\frac{0,5}{1,1}$	$\frac{0,5}{1,3}$	$\frac{0,8}{1,7}$	$\frac{0,3}{1,3}$
	$\varphi_{01}$ $\frac{\min}{\max}$	$\frac{2,2}{4,6}$	$\frac{1,9}{4,6}$	$\frac{1,2}{2,9}$	$\frac{1,1}{2,6}$	$\frac{0,3}{1,3}$
Максимально допустимый без ремонта	$\varphi_{02}$	1,3	2,2	2,7	3,6	2,1
	$\varphi_{01}$	9,7	9,0	6,2	5,3	2,1
Оптимальный предельно допустимый $\varphi_{02}$ [2]		2,0	3,7	4,8	6,6	6,0

Угол  $\varphi_{02}$  замеряется непосредственно на автомобиле без снятия агрегата, если же имеются отдельные агрегаты, то лучше замерять угол  $\varphi_{01}$ , который больше угла  $\varphi_{02}$ , вследствие чего точность замеров выше.

Данные табл. 4 могут быть использованы для контроля новых и отремонтированных коробок передач автомобиля ЗИЛ-130. В

нижней строке табл. 4 приведены величины оптимального предельно допустимого углового зазора на ведомом вале коробки передач ЗИЛ-130 по данным [2].

На основании исследований, проведенных на Минском авторемонтном заводе, установлено, что на долю шлицевых соединений на I—IV передачах коробки передач ЗИЛ-130 приходится 55—70% суммарного углового зазора. При расчетах для I—IV передач принята цифра 60%, для V передачи — 100%.

В результате исследований, проведенных на Минском авторемонтном заводе, установлено следующее соотношение интенсивностей нарастания зазоров в шлицевых соединениях коробок передач автомобиля ЗИЛ-130:  $c_1 : c_2 : c_3 : c_4 : c_5 : c_6 : c_7 : c_8 = 4 : 5 : 3 : 4 : 3,5 : 1,5 : 3 : 1$ .

По этим данным и величинам оптимальных предельно допустимых зазоров (табл. 4) определяем величины предельно допустимых зазоров в шлицевых соединениях на каждой передаче в отдельности. За окончательную величину предельного зазора для каждого шлицевого соединения принимаем меньшее из значений, полученных для разных передач. Результаты расчета сведены в табл. 5.

Таблица 5

Предельно допустимые зазоры  $c_{п}$  в шлицевых соединениях коробки передач автомобиля ЗИЛ-130, мм

Передача	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$	$c_6$	$c_7$	$c_8$
I	1,15	—	—	—	—	—	—	0,39
II	0,71	—	—	—	—	0,36	0,63	—
III	0,75	—	—	—	0,74	0,38	—	—
IV	0,63	—	0,51	0,70	—	—	—	—
V	0,75	1,01	0,60	—	—	—	—	—
$c_{п}$	0,63	1,01	0,51	0,70	0,74	0,36	0,63	0,39

### Выводы

1. Предлагается методика определения предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей.

2. Методика может быть применена для определения предельно допустимых износов и других деталей (шестерен, отдельных подшипников и т. д.), которые влияют на величину суммарного углового зазора в агрегате.

3. Данные исследования могут быть использованы для разработки методик контроля качества изготовления и ремонта агрега-

тов трансмиссии автомобилей на заводах-изготовителях и авторемонтных предприятиях по величине суммарного углового зазора.

#### Л и т е р а т у р а

[1] *Говорущенко Н. Я.* Диагностика технического состояния автомобилей. М., 1970. [2] *Гогайзель А. В.* Исследование методов диагностирования технического состояния агрегатов силовой передачи автомобиля. Автореф. канд. дисс. Харьков, 1970. [3] Технические условия на капитальный ремонт автомобиля ЗИЛ-130. М., 1966. [4] *Марков А. Л.* Измерение зубчатых колес. Л., 1968.