

И. С. Цитович, В. И. Ровдо, Л. Е. Гилелес

НАГРУЖЕННОСТЬ ПОЛУОСЕИ АВТОМОБИЛЕЙ

Существующие расчеты деталей машин требуют задания различных параметров действующих нагрузок.

Так, для расчета валов необходимо знать число циклов нагружения, среднюю величину и амплитуду напряжения при каждом цикле нагружения. Считается, что частота не влияет на усталостную прочность (в пределах частот от 0,01 до 1000 гц), также считается, что нет суммарного наложения многих частот, а весь процесс нагружения состоит из элементарных нагружающих циклов.

Обычно все действующие нагружающие циклы группируют (на 10 групп) по величинам средних напряжений и для каждого среднего напряжения строят кривую распределения амплитуд напряжений [15], затем определяют число циклов эквивалентных напряжений на каждом уровне и, наконец, находят суммарное эквивалентное напряжение и соответствующее ему число циклов. В некоторых работах [9—13] расчет рекомендуется вести так: принимается, что в трансмиссиях автомобилей для всех существующих нагрузок коэффициент асимметрии сохраняет постоянную величину $r = 0,3$. Затем производится суммирование износоусталостных процессов и сопоставление с ресурсом выносливости (РВ) для данного вала

$$\frac{K_3}{a} \sum \tau_i^m N_i = \tau_r^m N_{\text{баз}},$$

где K_3 — коэффициент запаса; a — коэффициент сопротивления перегрузкам; τ_i — величина максимального напряжения при асимметричном цикле; N_i — число циклов; τ_r — предельное напряжение при заданной асимметрии цикла; $N_{\text{баз}}$ — число циклов до разрушения.

Для расчета зубчатых колес и подшипников необходимо знать кривую распределения нагрузок по времени или по пробегу. Даже при постоянном крутящем моменте возникает цикловая нагрузка на рабочих элементах зубчатых колес и подшипников. Для указанных деталей знание числа циклов изменения внешнего крутя-

щего момента, величин амплитуд и средних значений нагрузок, т. е. данных, которые вполне определяют расчет валов, недостаточно. Действительно, определяющим является не число циклов нагружения, а время действия высоких и низких уровней крутящего момента.

В последнее время (1960—1970 гг.) большое развитие получил анализ нагрузок на базе теории случайных функций. По осциллограмме крутящего момента строятся корреляционная функция и спектральная плотность дисперсий. По спектральной плотности с помощью новых методов можно вести расчеты всех деталей трансмиссий.

Каждая деталь трансмиссии автомобиля имеет свой нагрузочный режим, несмотря на то, что детали являются звеньями одной цепи и выполняют одну функцию — передают мощность от двигателя к ведущим колесам. Это объясняется тем, что, кроме «полезных» нагрузок, возникают различные «вредные» нагрузки, обусловленные вибрациями, неточностями изготовления деталей и другими причинами. Для правильного определения нагрузок, действующих на отдельные детали, необходимо воспользоваться теорией передачи сигналов с различных входов на определенное звено системы автоматического регулирования.

Для трансмиссии такими «входами нагрузок» являются дорожные сопротивления; неравномерность вращения маховика; работа органов управления коробкой передач, тормозами и т. д.; неточности изготовления и сборки деталей и узлов; неточности раздачи и объединения моментов и оборотов и т. д.

Точный расчет требует знания спектральных плотностей входных сигналов, передаточных и взаимно корреляционных функций.

Практические расчеты можно строить следующим образом: определять нагрузочную кривую полезных нагрузок, обусловленных сопротивлениями движению, а все остальные нагрузки учитывать с помощью коэффициентов.

Для определения полезных нагрузок необходимо замерять нагрузки на тихоходном валу по возможности вблизи колес. Таким валом является полуось. Таким образом, нагрузочная кривая, замеренная на полуоси, может применяться для расчета всех деталей трансмиссии.

Замеры нагрузок проводились с 1955 по 1969 г. на основных отечественных грузовых и легковых автомобилях в различных дорожных условиях (в том числе на дорогах Крыма, автополигона НАМИ).

1. *Методы измерений нагрузок в трансмиссии автомобилей.* Разработано несколько методов измерений нагрузок в трансмиссиях автомобилей [4—6]. Прежде всего, как указывалось, необходимо произвести замер нагрузок на полуоси. С этой целью на

вал наклеиваются проволочные датчики, выводы которых подсоединяются к токосъемнику. При движении автомобиля датчики деформируются вместе с деформацией вала, их сопротивление изменяется, изменяется и ток, который пропускается через них. По величине изменения тока судят о величине деформации вала и величине нагрузки (крутящего момента), действующей на него. Задача измерения нагрузок на полуоси сводится, таким образом, к фиксации изменения тока, проходящего через датчики. Эта задача может быть выполнена несколькими способами.

Первый способ состоит в том, что усиленное изменение тока, проходящего через датчик, записывается на фотографическую пленку или специальную фотографическую бумагу при помощи шлейфового осциллографа.

Второй способ, разработанный в НАМИ, состоит в записи изменений тока на магнитную ленту при помощи специально сконструированного для этой цели прибора [15, 16].

Эти способы измерения нагрузок в трансмиссии автомобиля (изменение тока пропорционально изменению нагрузки) имеют положительные и отрицательные стороны. При первом способе нельзя вести длительные замеры, так как это связано с большим расходом фотографической пленки или бумаги. Обработка полученных осциллограмм очень трудоемка. При кратковременной записи невозможно охватить все режимы работы трансмиссии (трогание с места, разгон, торможение, переключение передач, движение на различных передачах). Можно записать осциллограмму отдельно каждого режима работы трансмиссии, но тогда неизвестен процент участия каждого режима в общей работе трансмиссии.

При втором способе замеры нагрузок можно проводить более длительное время. При этом магнитная пленка используется несколько раз. Результат записи на магнитную пленку при помощи катодного осциллографа можно просмотреть, а при помощи шлейфового осциллографа отдельные места переписать на фотопленку. Обработка результатов записи на магнитную пленку хотя и механизирована, но все равно трудоемка.

Положительным качеством этих двух способов является то, что можно вести записи сразу нескольких процессов.

При третьем способе измерение нагрузок на полуоси осуществляется специальным прибором — режимомером РМ-ЗА. При этом способе интервал изменения крутящего момента делится на 12 диапазонов, и при помощи режимомера измеряется время действия крутящего момента в пределах каждого диапазона [8]. Этот способ удобен тем, что позволяет делать измерения в течение любого промежутка времени, фиксирует основные режимы работы трансмиссии и требует сравнительно малого времени на обработку результатов измерения.

Существенный недостаток третьего способа состоит в том, что он позволяет вести замер только одного процесса и непригоден к замерам кратковременных режимов, таких, как трогание с места, переключение передач и др. Использование режимомера для замеров длительно действующих нагрузок и осциллографирования для быстропотекающих процессов наиболее целесообразно при изучении вопроса о нагрузках в трансмиссии автомобиля.

2. *Длительность измерений нагрузок.* С методами измерений нагрузок в трансмиссии тесно связан вопрос о длительности их измерений.

Единого мнения о длительности регистрации процесса нагружения трансмиссии автомобиля нет. Так, Н. А. Бухарин и М. Е. Снытин [1] указывают, что наименьшая величина испытательного пробега, обеспечивающая получение достоверных (представительных) статистических характеристик по дорогам с асфальтовым, щебеночным и булыжным покрытием равна 300—500 м. В городских условиях, где чаще повторяются режимы неустановившегося движения, эта величина равна 500—700 м. Еще более продолжительная регистрация (по пути примерно 1000 м) необходима при движении по разбитым грунтовым дорогам, целине и т. д.

О. В. Соколов [14] теоретически обосновывает и экспериментально подтверждает необходимость записи процессов нагружения на участках не менее 30 км при пятикратном повторении, что обеспечивает получение данных с точностью не менее 15%.

Другие авторы [15] конкретно не указывают, какой должны быть длительности регистрации процесса нагружения, но считают, что она должна продолжаться в течение пробега автомобилем нескольких десятков километров.

Как показали наши исследования, нагрузки в трансмиссии автомобиля, кроме основных причин, зависят и от целого ряда дополнительных, например, квалификации водителя, степени знакомства водителя с трассой и т. д. Так, при испытаниях грунтовой автомобилей на скоростной дороге автополигона НАМИ было установлено, что водители могут ехать с максимальной эффективностью, со средней эффективностью и с низкой эффективностью. При этом параметры кривых распределения нагрузок сильно изменялись.

Испытания показали, что для получения достоверных данных о нагрузках в трансмиссии необходимо непрерывную регистрацию процесса нагружения производить при пробегах 350—400 км (при регистрации величины крутящего момента режимомером РМ-ЗА).

Пробег должен производиться по заранее выбранной трассе следующего покрытия: асфальт, булыжник и гравий; кроме того, трасса должна проходить за городом, в городе, по сильно загруженным и малозагруженным магистральным дорогам.

Можно такое испытание проводить по отдельным видам дорог. В этом случае рекомендуются следующие пробеги для общетранспортных машин: по ровному и пересеченному асфальтированному шоссе — 100 км; по булыжной и гравийной дороге, а также по улицам городов — 50 км.

Затем устанавливаются процент пробега по этим дорогам и путем расчета выводят общую кривую распределения нагрузок. При общем суммарном пробеге в 350—400 км среднее значение крутящего момента и среднее квадратическое отклонение будут получены с погрешностями, не превышающими $\pm 15\%$.

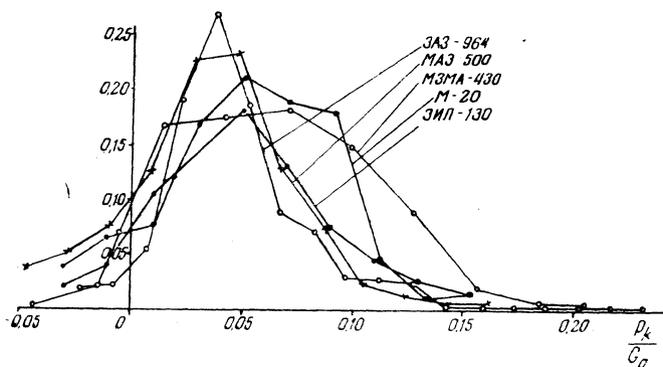


Рис. 1. Экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий автомобилей.

3. *Результаты испытаний.* На рис. 1 приведены экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий (по замерам на полуосях) автомобилей ЗАЗ-964, МЗМА-430, М-20, ЗИЛ-130 и МАЗ-500.

В табл. 1 указаны условия замеров нагрузок.

На рис. 2 приведены экспериментальные кривые распределения удельных тяговых усилий (по замерам на кожухе) автомобиля МАЗ-500 при пробеге по разным дорогам [8]. Здесь же приведена общая кривая распределения, полученная расчетным путем по определенным видам дорог.

На рис. 3 приведены кривые распределения удельных тяговых усилий для автопоездов МАЗ и даны абсолютные величины крутящих моментов на полуосях, а также удельные тяговые усилия. Все кривые найдены расчетным путем по экспериментальным кривым, полученным при пробеге по разным дорогам, причем процент пробега принимался тот же, что для автомобиля МАЗ-500.

Одной из основных задач исследования длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля является задача подбора теоретической кривой распределения плотности вероятности, выравнивающей экспериментальную кривую распределения.

Таблица 1

Данные для построения общей экспериментальной кривой распределения нагрузок

МАЗ-500		ЗИЛ-130		М-20		МЗМА-430		ЗАЗ-964		Примечание
$p_i \cdot 10^2$	a_i	$p_i \cdot 10^2$	a_i	$p_i \cdot 10^2$	a_i	$p_i \cdot 10^2$	a_i	$p_i \cdot 10^2$	a_i	
—4,75	0,037	—3,0	0,0208	—3,06	0,037	—2,25	0,018	—4,26	0,004	МАЗ-500 Асфальт пересеченный 0,275 Асфальт равнинный 0,275 Бульжник 0,225 Гравий 0,225
—2,85	0,051	—1,0	0,0410	—1,02	0,065	—0,75	0,021	—1,42	0,021	
0,95	0,075	1,0	0,1230	1,02	0,077	2,25	0,196	1,42	0,168	
0,95	0,127	3,0	0,2470	3,06	0,171	3,75	0,269	4,26	0,274	
2,85	0,227	5,0	0,2810	5,10	0,213	5,25	0,186	7,10	0,263	
4,75	0,232	7,0	0,1290	7,15	0,188	6,75	0,088	9,92	0,150	
6,65	0,127	9,0	0,0727	9,19	0,176	8,25	0,071	12,78	0,089	
8,55	0,072	11,0	0,0450	11,24	0,046	9,75	0,030	15,63	0,019	
10,45	0,025	13,0	0,0260	13,28	0,011	12,75	0,025	18,47	0,007	
12,35	0,014	15,0	0,0145	15,33	0,014	14,25	0,004	20,91	0,003	
14,25	0,006	—	—	—	—	17,25	0,003	—	—	
16,15	0,005	—	—	—	—	18,75	0,001	—	—	
						20,25	0,001	—	—	
						21,75	0,001	—	—	
						23,75	0,001	—	—	
										ЗИЛ-130 Асфальт —33% Бульжник —13,5% Гравий —13,5% Грунтовая —40%
										М-20 Пробег по трассе Минск—Смолевичи — Смилевичи—Минск
										МЗМА-430 Минск—Смолевичи — Смилевичи—Минск
										ЗАЗ-964 Пробег по трассе Мелитополь—Минск
$p_{cp}=0,0353$		$p_{cp}=0,048$		$p_{cp}=0,053$		$p_{cp}=0,047$		$p_{cp}=0,063$		
$\sigma_{к.о}=0,0377$		$\sigma_{к.о}=0,035$		$\sigma_{к.о}=0,038$		$\sigma_{к.о}=0,033$		$\sigma_{к.о}=0,040$		
$S_K=0,1075$		$S_K=0,502$		$S_K=-0,130$		$S_K=1,22$		$S_K=0,478$		
$E_K=0,500$		$E_K=0,524$		$E_K=-0,140$		$E_K=3,060$		$E_K=0,250$		

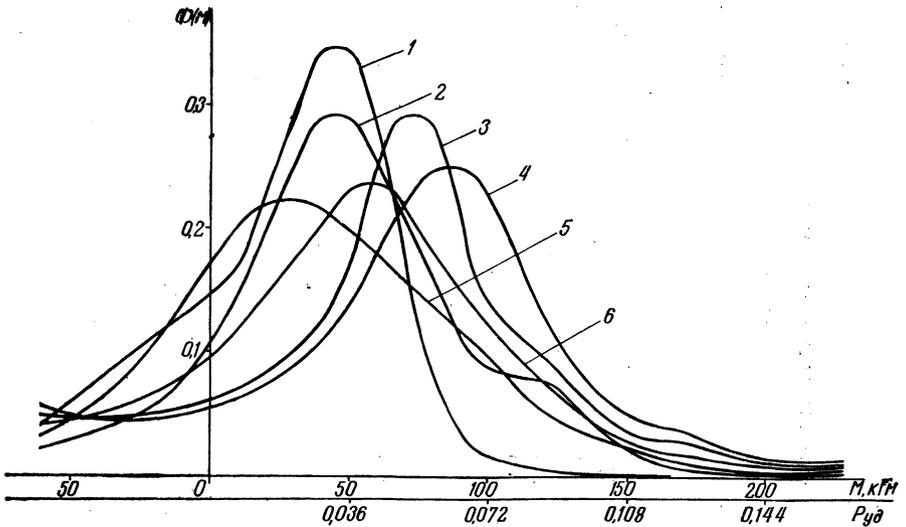


Рис. 2. Плотности вероятности нагрузок на полуоси автомобиля МАЗ-500:

1 — равнинное асфальтированное шоссе; 2 — пересеченный асфальт; 3 — булыжная дорога; 4 — гравийная дорога; 5 — улицы города; 6 — общая кривая распределения нагрузок (асфальт — 40%, булыжник — 25%, гравий — 25%, городские дороги — 10%).

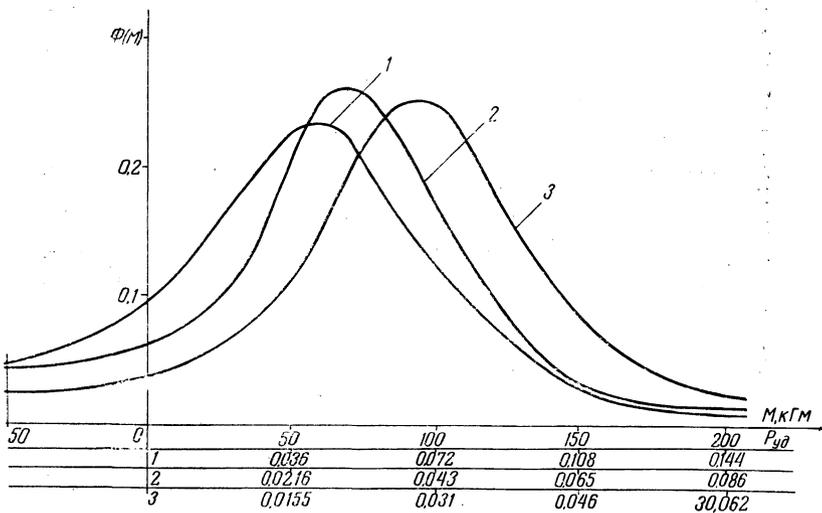


Рис. 3. Плотности вероятностей нагрузок на полуоси автомобиля МАЗ-500:

1 — МАЗ-500; 2 — МАЗ-500 с одним прицепом; 3 — МАЗ-500 с двумя прицепами.

Для подбора теоретической кривой распределения используется метод моментов, сущность которого заключается в том, что за параметры теоретического распределения принимаются их «оценки», полученные в результате эксперимента [2, 3]. В качестве выравнивающих кривых распределения были исследованы четыре вида кривых.

1. Нормальное распределение, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (1)$$

где параметрами являются математическое ожидание m и среднее квадратическое отклонение σ .

2. Распределение типа A [7], являющееся обобщением нормального распределения, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f_A(x) = f(x) - \frac{S_k}{6} f^{III}(x) + \frac{E_k}{24} f^{IV}(x), \quad (2)$$

где $f(x)$ — нормальная функция плотности; $f^{III}(x), f^{IV}(x)$ — ее третья и четвертая производные; S_k — коэффициент асимметрии; E_k — эксцесс.

3. Кривые распределения Пирсона I, IV и VI типов [7]. Уравнение кривой IV имеет вид

$$f_{IV}(x) = k \left(1 + \frac{x^2}{a^2}\right)^{-m} e^{-v \operatorname{arctg} \frac{x}{a}}, \quad (3)$$

где

$$v = \frac{r(r-2)\sqrt{\beta_1}}{\sqrt{16(r-1) - \beta_1(r-2)^2}},$$

$$a = \sqrt{\frac{\mu_2}{16} [16(r-1) - \beta_1(r-2)^2]}.$$

Здесь $r = \frac{6(\beta_2 - \beta_1 - 1)}{2\beta_2 - 3\beta_1 - 6}$,

$$\beta_1 = \frac{\mu_3^2}{\mu_2^2}, \quad \beta_2 = \frac{\mu_4}{\mu_2^2},$$

где μ_2, μ_3, μ_4 — моменты, вычисленные относительно среднего значения.

4. Логарифмически-нормальное распределение, плотность вероятности которого выражается формулой

$$f(x) = \frac{1}{x \sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg x - \lg m)^2}{2\sigma^2}}. \quad (4)$$

На рис. 4. изображены выравнивающие кривые типа А. В табл. 2 приведены данные, по которым построены кривые на рис. 4.

При исследовании вопроса о «согласии» теоретической кривой распределения с выравниваемой экспериментальной кривой были использованы:

- 1) критерий согласия Пирсона, по которому теоретическая кривая согласуется с экспериментальной, если величина вероятности $p(x^2)$ значительно отличается от нуля. Величина x^2 определяется по формуле

$$x^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - \bar{n}_i)^2}{n_i}, \dots \quad (5)$$

где n_i — наблюдаемые, а \bar{n}_i — выравнивающие частоты;

- 2) критерий согласия В. И. Романовского, согласно которому, если

$$\frac{x^2 - k}{\sqrt{2k}}, \quad (6)$$

где k — число степеней свободы, по абсолютной величине < 3 , то расхождение не существенно;

3) критерий согласия Б. С. Ястремского, по которому степень близости теоретического и эмпирического распределений характеризуется величиной

$$I = \frac{|Q - k|}{\sqrt{2k + 4\theta}} \leq 3, \quad (7)$$

где k — число интервалов группировки θ (при $k < 20$ равно 0,6),

$$Q = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - \bar{n}_i)^2}{n_i q_i}.$$

Здесь n_i — эмпирические частоты; \bar{n}_i — соответствующие теоретические частоты; p_i — теоретическая вероятность того, что случайная величина примет значение

$$\bar{n}_i ; q_i = 1 - p_i;$$

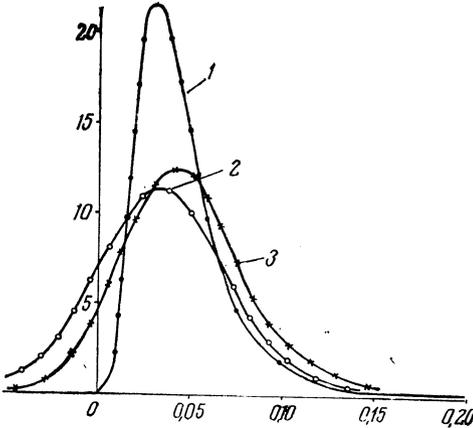


Рис. 4. Кривые распределения нагрузок:

1 — рекомендуемая для расчетов кривая, единая для грузовых автомобилей (усилие-пробег); 2, 3 — выравнивающие кривые типа А соответственно для автомобилей (усилие-время) МАЗ-500 и ЗИЛ-130.

Таблица 2

Данные к построению кривых распределения типа А

$$f_A(x) = f(x) - \frac{S_K}{6} f^3(x) + \frac{E_K}{24} f^4(x)$$

x	f(x)	f^3(x)	f^4(x)	МАЗ-500					ЗИЛ-130				
				p _{ср} =0,0353; σ _{к.о} =0,0377; S _к =0,1075; E _к =0,5					p _{ср} =0,048; σ _{к.о} =0,035; S _к =0,502; E _к =0,524				
				$-\frac{S_K}{6} f^3(x)$	$\frac{E_K}{24} f^4(x)$	f(A)x	Масштаб $\frac{10000 \cdot 37,7}{265,5}$	(x=35,3±y)	$-\frac{S_K}{6} f^3(x)$	$\frac{E_K}{24} f^4(x)$	f(A)x	Масштаб $\frac{10000 \cdot 35}{286}$	(x=48±y)
0	0,399	+0	+1,197	0	+0,0249	0,424	113	0	0	+0,0252	0,4242	122,0	0
0,25	0,387	+0,284	+1,016	-0,00508	+0,0211	0,403	107	9,425	-0,0238	+0,0214	0,3846	110	8,75
0,50	0,352	+0,484	+0,550	+0,00866	+0,0114	0,355	94,2	18,850	+0,0405	+0,0116	0,3231	92,5	17,50
0,75	0,301	+0,551	-0,0176	-0,00986	-0,000366	0,291	77,3	28,275	-0,0461	-0,000371	0,2545	73,0	26,25
1,00	0,242	+0,484	-0,484	-0,00866	-0,0101	0,223	59,2	37,700	-0,0405	-0,0102	0,1913	54,6	35,00
1,25	0,183	+0,328	-0,718	-0,00587	-0,0149	0,162	43,0	47,125	-0,0274	-0,051	0,1405	40,0	43,75
1,50	0,130	+0,146	-0,704	-0,00261	-0,0146	0,113	30,0	56,550	-0,0122	-0,0148	0,1030	29,5	52,50
1,75	0,0862	-0,0944	-0,517	+0,000169	-0,0108	0,0756	20,1	65,975	+0,000790	-0,0109	0,07609	21,8	61,25
2,00	0,0540	-0,108	-0,270	+0,00193	-0,00562	0,0503	13,4	75,400	+0,00904	-0,00569	0,05835	16,7	70,00
2,25	0,0317	-0,147	-0,0544	+0,00263	-0,00113	0,0332	8,81	84,825	+0,0123	-0,00114	0,04286	12,3	78,75
2,50	0,0175	-0,142	+0,0800	+0,00254	+0,00166	0,0217	5,76	94,250	+0,0119	+0,00168	0,03108	8,90	87,50
2,75	0,00909	-0,114	+0,135	+0,00204	+0,00281	0,0139	3,69	103,675	+0,00954	+0,00284	0,02147	6,15	96,25
3,00	0,00443	-0,0798	+0,133	+0,00142	+0,00277	0,00862	2,29	113,100	+0,00668	+0,00280	0,01391	3,99	105,0
-3,00	0,00443	+0,0798	+0,133	-0,00142	+0,00277	0,00578	1,53	113,100	-0,00668	+0,00280	-0,00045	0,134	105,0
-2,75	0,00909	+0,114	+0,135	-0,00204	+0,00281	0,00986	2,62	103,675	-0,00954	+0,00284	+0,002390	0,684	96,25
-2,50	0,0175	+0,142	+0,0800	-0,00254	+0,00166	0,0166	4,41	94,250	-0,0119	+0,00168	+0,007280	2,08	87,50
-2,25	0,0317	+0,147	-0,0544	-0,00263	-0,00113	0,0279	7,41	84,825	-0,0123	-0,00114	+0,01828	5,21	78,75
-2,00	0,0540	+0,108	-0,270	-0,00193	-0,00562	0,0464	12,3	75,400	-0,00904	-0,00569	+0,03927	11,2	70,0
-1,75	0,0862	+0,0944	-0,517	-0,000169	-0,0108	0,0752	20,0	65,975	-0,000790	-0,0109	+0,07451	21,3	61,25
-1,50	0,130	-0,146	-0,704	+0,00261	-0,0146	0,118	31,3	56,550	+0,0122	-0,0148	+0,1274	36,3	52,50
-1,25	0,183	-0,328	-0,718	+0,00587	-0,0149	0,174	46,2	47,125	+0,0274	-0,0151	+0,1953	55,7	43,75
-1,00	0,242	-0,484	-0,484	+0,00866	-0,0101	0,241	64,0	37,700	+0,0405	-0,0102	+0,2723	77,7	35,00
-0,75	0,301	-0,551	-0,0176	+0,00986	-0,000366	0,310	82,3	28,275	+0,0461	-0,000371	+0,3469	99,0	26,25
-0,50	0,352	-0,484	+0,550	+0,00866	+0,0114	0,372	98,8	18,850	+0,0405	+0,0116	+0,4041	115,0	17,50
-0,25	0,387	-0,284	+1,016	+0,00508	+0,0211	0,413	109,6	9,425	+0,0238	+0,0214	+0,4322	124,0	8,75
-0	0,399	-0	+1,197	0	+0,0249	0,424	113	0	0	+0,0252	+0,4242	122,0	0

4) критерий согласия А. Н. Колмогорова, основанный на рассмотрении максимального значения модуля разности между экспериментальной *интегральной* функцией распределения $F^*(x)$ и теоретической $F(x)$.

Применение этих признаков для выравнивающих кривых нормального распределения, логарифмически нормального распределения, распределения типа A и кривых Пирсона различных типов удовлетворительных результатов не дали. Это не значит, что практически нельзя пользоваться выравнивающими кривыми. При решении вопроса о пригодности выравнивающей кривой предлагается новый критерий — критерий согласия по использованию кривой ($k_{с.н}$).

Кривые распределения нагрузок служат для прочностных расчетов. При прочностных современных расчетах производится суммирование износоусталостных явлений. При этом суммировании определяется сумма произведений вероятностей p на величины нагрузок x в различных определенных степенях, т. е.

$$\sum p_i x_i^n.$$

Данную сумму можно определить по экспериментальной кривой и по выровненной.

При современных практических расчетах допустимо колебание данной суммы $\sum p_i x_i^n$ в пределах $\pm 5\%$. Поэтому

$$k_{с.н} = \frac{(\sum p_i x_i^n)_в - (\sum p_i x_i^n)_о}{(\sum p_i x_i^n)_о} 100, \quad (8)$$

где $(\sum p_i x_i^n)_в$ — сумма по выровненной кривой; $(\sum p_i x_i^n)_о$ — сумма по опытной кривой.

Если $k_{с.н}$ в пределах $\pm 5\%$, то выравнивание допустимо.

Выводы

1. При испытаниях следует различать два режима эксплуатации автомобилей: режим испытаний с максимальной эффективностью движения (на максимальных допустимых скоростях с наиболее интенсивным разгоном и торможением) и режим с пониженной эффективностью движения. Для замеров нагрузочных режимов необходимо проводить испытания по режиму максимальной интенсивности.

2. На рис. 5, 6, 7 даны рекомендуемые кривые распределения для расчетов деталей трансмиссий общетранспортных автомобилей и автомобилей повышенной проходимости [17]. Параметры кривых распределения, построенных на рис. 5, 6, 7, приведены соответственно в табл. 3, 4, 5.

3. Наиболее близкие результаты расчетов размеров деталей получаются при выравнивании опытных кривых — логарифмически нормальными кривыми. Это объясняется тем, что на расчеты

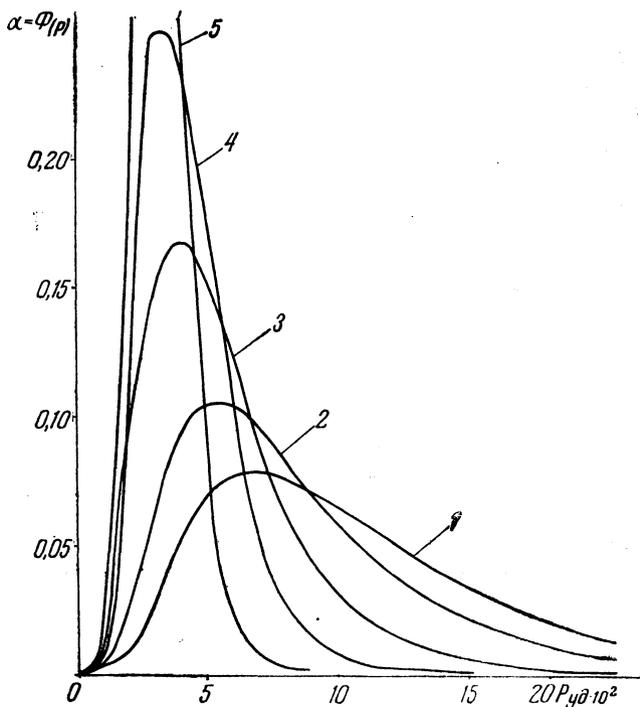


Рис. 5. Логарифмически-нормальные кривые распределения нагрузки по передачам для автомобилей общетранспортного назначения (см. табл. 3).

размеров нагрузки влияют в высоких степенях, а вероятности нагрузок в первой степени, т. е. имеют значение вероятности «вда-

Таблица 3

Параметры логарифмически нормальных кривых распределения

Номер кривой	Логарифмы		Абсолютные величины		Диапазон $P_{уд. max}$
	$\lg(\rho_{cp} \cdot 10^3)$	$\lg \sigma_{к.о}$	$\rho_{cp} \cdot 10^3$	$\sigma_{к.о}$	
1	1,000	0,260	10	1,82	0,220 — 0,400
2	0,875	0,260	7,5	1,82	0,120 — 0,220
3	0,699	0,230	5,0	1,70	0,065 — 0,120
4	0,602	0,176	4,0	1,50	0,045 — 0,065
5	0,477	0,146	3,0	1,40	менее 0,045

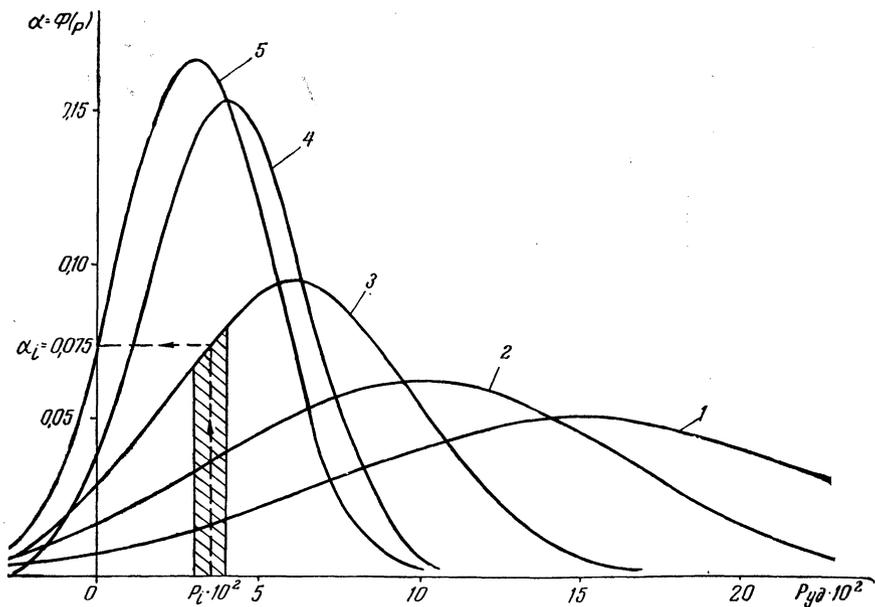


Рис. 6. Кривые нормального распределения нагрузки по передачам для автомобилей повышенной проходимости (см. табл. 3).

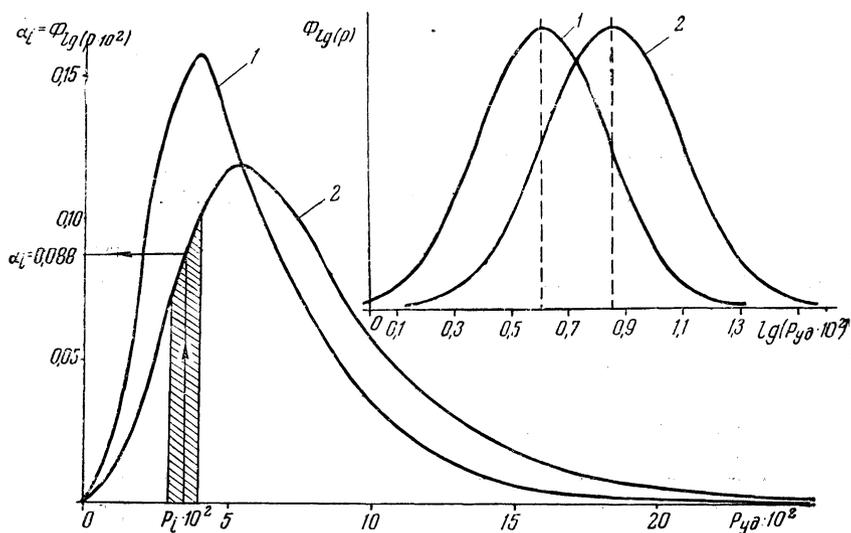


Рис. 7. Логарифмически-нормальные общие кривые распределения нагрузки в трансмиссии грузовых автомобилей общетранспортного назначения (1) и повышенной проходимости (2).

Таблица 4

Параметры кривых нормального распределения

Номер кривой	$\rho_{уд.ср.}$	$\sigma_{к.о}$	Диапазон $\rho_{уд.тах}$
1	0,150	0,075	0,220 и выше
2	0,100	0,060	0,120—0,220
3	0,060	0,040	0,065—0,120
4	0,040	0,025	0,045—0,065
5	0,030	0,023	менее 0,045

Таблица 5

Параметры логарифмически нормальных кривых распределения

Номер кривой	Логарифмы		Абсолютные величины	
	$\lg(\rho_{ср} \cdot 10^2)$	$\lg \sigma_{к.о}$	$\rho_{ср} \cdot 10^2$	$\sigma_{к.о}$
1	0,600	0,230	4,0	1,70
2	0,845	0,240	7,0	1,74

ли» от средних величин. Кривые распределения типа А кажутся более подходящими для выравнивания опытных кривых, так как всегда есть отрицательные и нулевые нагрузки. Однако логарифмически нормальные кривые дают результаты более правильные.

4. Для выравнивания кривых распределения рекомендуется пользоваться новым критерием согласия $k_{с.н}$ (согласие по использованию).

Л и т е р а т у р а

1. Бухарин И. А., Сивгин М. Е. Методика статистической оценки нагруженности агрегатов трансмиссии автомобилей при лабораторно-дорожных и эксплуатационных испытаниях. Тр. ЦАМТИ, вып. 45, 1962. 2. Венцель Е. С. Теория вероятностей. М., 1962. 3. Венцкий П. Г., Кальдишев С. С. Основы математической статистики. М., 1963. 4. Гольд Б. В. Определение нагрузочных режимов трансмиссии автомобиля. Науч. тр. МАМИ, вып. 1, 1954. 5. Гольд Б. В., Смирнов Г. А. О выборе нагрузок для расчета силовой передачи автомобиля на износ. В сб.: «Прочность при неустановившихся режимах переменных напряжений». М., 1954. 6. Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г., Трофимов О. Ф. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., 1967. 7. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М., 1961. 8. Ровдо В. И. Исследование нагрузок, длительно действующих в трансмиссиях автомобилей, при помощи режимомера РМ-ЗА. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей. Материалы Второго Всесоюзного совещания». Т. 2. М., 1966. 9. Серенсен С. В., Козлов Л. А. Несущая способность и расчет на прочность деталей при статистических и переменных напряжениях. «Вестник машиностроения», 1953, № 12. 10. Серенсен С. В., Буглов Е. Г. О программировании испытаний на усталость при статистическом характере нагруженности. «Заводская лаборатория», 1959, № 11. 11. Серенсен С. В., Буглов Е. Г. О прочности деталей в связи с вероятностным представлением

о нагруженности и характеристиках усталости. «Вестник машиностроения», 1960, № 1, 12. *Серенсен С. В., Буглов Е. Г.* О вероятностных представлениях переменной нагруженности деталей машин. «Вестник машиностроения», 1960, № 10. 13. *Серенсен С. В., Бухарин Н. А., Буглов Е. Г., Снытин М. Е.* К установлению режимов переменной напряженности для расчета на усталость. «Вестник машиностроения». 1961, № 1. 14. *Соколов О. В.* Исследование режимов работы механизмов автомобиля в эксплуатационных условиях. М., 1963. 15. *Стефанович Ю. Г., Пожарицкий Л. Н.* Методика исследования нагруженности деталей трансмиссии автомобиля в эксплуатационных условиях с применением методов математической статистики. Тр. НАМИ, вып. 72, 1965. 16. *Стефанович Ю. Г., Пожарицкий Л. Н.* Исследование статистическими методами нагруженности деталей трансмиссий и ходовой части автомобиля ЗИЛ-157К. Тр. НАМИ, вып. 72, 1965. 17. *Цитович И. С., Ровдо В. И., Офенгейм Л. И.* Кривые распределения нагрузок в трансмиссиях грузовых автомобилей (листки для конструктора). Минск, 1968.