

Н.В. Кислов, Н.И. Бохан, канд-ты техн. наук,
Ю.И. Титов

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Повышение прочности и долговечности мобильных тракторов, торфяных и строительно-дорожных машин связано с их испытанием в реальных условиях работы. Нами на протяжении ряда лет определялась нагруженность корпусов коробки перемены передач и заднего моста тракторов МТЗ-50ПЛ и МТЗ-80, несущей конструкции бура-столбостава Д-578, бульдозера ДЗ-102 и шнекороторной машины Д-601С при рабочих и транспортных режимах [1, 2, 3]. Обработка результатов испытаний показала, что возникающие напряжения в отдельных сечениях несущей конструкции имеют случайный характер и, следовательно, могут быть проанализированы с помощью теории случайных функций.

Для полного анализа нагруженности несущей конструкции тензометрическим методом определялись напряжения в опасных сечениях при выполнении различного вида работ на разных режимах. По напряжениям оценивалась долговечность исследуемых деталей машин. В качестве примера расчета долговечности воспользуемся данными по испытанию бульдозера ДЗ-102 при отрывке траншей размером 2 x 40 x 30 м на плотном суглинке и песчаном грунте. Результаты измерений напряжений в точке крепления рамы бульдозера к отвалу (наиболее опасное место) приведены в табл. 1.

Как видно из данных табл. 1, рама бульдозера ДЗ-102 нагружена переменными напряжениями с изменяющейся по величине амплитудой. Следовательно, долговечность рамы должна определяться режимом переменной напряженности и закономерностями накопления усталостного повреждения [4]. Накопленное повреждение определяется из выражения [4]

$$P = m / N, \quad (1)$$

где m - число циклов нагружения; N - число циклов до появления усталостных трещин.

Число циклов N может быть определено из уравнения кривой усталости, полученного на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений [5],

Т а б л и ц а 1. Амплитуды напряжений и их частоты

Вид работы	Скорость движения, км/ч	Амплитуды напряжений в МПа (числитель) и соответствующие им частоты (знаменатель)					
Отрывка траншей на плотном суглинке	1,262	$\frac{12}{2}$	$\frac{18}{6}$	$\frac{24}{9}$	$\frac{30}{5}$	$\frac{36}{3}$	$\frac{42}{3}$
		$\frac{46}{2}$	$\frac{54}{1}$	$\frac{60}{1}$	$\frac{66}{1}$	$\frac{72}{2}$	$\frac{84}{1}$
		$\frac{12,2}{11}$	$\frac{18,3}{8}$	$\frac{24,4}{13}$	$\frac{31,5}{6}$	$\frac{36,6}{8}$	$\frac{42,7}{2}$
—	0,741	$\frac{48,8}{1}$	$\frac{61}{2}$				
Отрывка траншей на песчаном грунте	1,262	$\frac{12}{4}$	$\frac{18}{2}$	$\frac{24}{2}$	$\frac{36}{1}$	$\frac{42}{2}$	
		$\frac{54}{1}$	$\frac{60}{1}$	$\frac{66}{1}$			
		$\frac{9}{1}$	$\frac{12}{2}$	$\frac{15}{3}$	$\frac{24}{2}$	$\frac{27}{3}$	$\frac{30}{3}$
—	0,741	$\frac{33}{1}$	$\frac{42}{1}$	$\frac{45}{1}$	$\frac{48}{1}$	$\frac{57}{1}$	$\frac{60}{1}$

$$\frac{\sigma^n N}{N_0} = \sigma_{-1k}^n = \text{const} \quad \text{или} \quad N = \frac{N_0 \sigma_{-1k}^n}{\sigma^n}, \quad (2)$$

где $\sigma_{-1k} = \sigma_{-1} / \alpha$ — предел выносливости детали; $n = 3 \dots 10$ — котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости в логарифмических координатах; N_0 — число циклов до перелома кривой усталости (базовое число циклов $N_0 = 2 \cdot 10^6$); σ — амплитуда напряжений данного цикла; σ_{-1} — предел выносливости материала, из которого изготовлена деталь; α — эффективный коэффициент концентрации напряжений ($\alpha = 2 \dots 3$).

Подставив выражение (2) в уравнение (1), получим

$$\Pi = \frac{m \sigma^n}{N_0 \sigma_{-1k}^n}. \quad (3)$$

В выражении (3) переменной, определяющей число циклов, является величина m , которая может быть получена при об-

работке осциллограмм, т.е. m представляет собой частоту или число повторений амплитуд напряжений на пути осциллографирования. Зная на основании обработки осциллограмм функцию плотности распределения вероятности величин напряжений, можем записать

$$\Pi = \frac{1}{\sigma_{-1к}^n N_0} \int_{\sigma_{\text{мин}}}^{\sigma_{\text{макс}}} \sigma^n m_c \phi(\sigma) d\sigma, \quad (4)$$

где m_c - объем (сумма) ряда или число циклов действия всех переменных напряжений за опыт.

Так как в большинстве случаев при обработке осциллограмм производится дискретное считывание амплитуд напряжений, то с удовлетворительной точностью подынтегральное выражение в уравнении (4) можно заменить

$$\int_{\sigma_{\text{мин}}}^{\sigma_{\text{макс}}} \sigma^n m_c \phi(\sigma) d\sigma = \sum_i^b \sigma_i^n m_i$$

Тогда

$$\Pi = \frac{\sum_i^b \sigma_i^n m_i}{\sigma_{-1к}^n N_0}, \quad (5)$$

где i - обозначение разряда, в котором находится значение $\sigma_i = \text{мин}$; b - обозначение разряда, в котором находится $\sigma_i = \text{макс}$; σ_i - амплитуда напряжений данного разряда (уровня); m_i - число повторений амплитуд напряжений данного уровня (разряда).

Так как при проведении тензометрирования деталей машин осциллограммы (продолжительность испытаний) могут быть самой различной длины, то накопленное повреждение должно быть отнесено к единице пути, на котором производилось измерение, т.е.

$$\Pi_i = \frac{\Pi}{l} = \frac{\sum_i^b \sigma_i^n m_i}{\sigma_{-1к}^n N_0 l}. \quad (6)$$

Предполагаемый пробег (в км) по данному участку до появления усталостных повреждений может быть определен из выражения (6)

$$\Pi_k = \frac{1}{\Pi_i} = \frac{\sigma_{-1k}^n N_0 l}{b \sum_i \sigma_i^n m_i} \quad (7)$$

Данные испытаний показывают, что с увеличением скорости движения машин значения напряжений возрастают по кривой, близкой к линейной зависимости. Тогда, умножив значение Π_k на величину, обратную скорости движения v , получим долговечность детали в часах работы

$$T_k = \frac{\Pi_k}{v} = \frac{\sigma_{-1k}^n N_0 l}{\alpha v \sum_i \sigma_i^n m_i} \quad (8)$$

При чередовании режимов работы [6] значение долговечности может быть определено по формуле

$$T_k' = \frac{1}{\frac{\beta_1}{T_{k1}} + \frac{\beta_2}{T_{k2}} + \dots + \frac{\beta_n}{T_{kn}}} \quad (9)$$

где β_i - доля времени работы машины на данном режиме; T_{ki} - долговечность на данном режиме работы.

По данным исследований бульдозера ДЗ-102 (табл.1) произведен расчет предполагаемой долговечности моста крепления отвала к раме бульдозера (табл. 2).

Значение σ_{-1} для материала рамы принято при расчетах равным 168 МПа, а значение $n = 4$.

Из приведенных данных видно, что с увеличением скорости движения в 1,7 раза расчетная долговечность снижается в 4 раза при работе на тяжелом грунте, а на легком - лишь в 2 раза. Можно предположить, что при работе на торфяных грунтах снижение долговечности будет еще меньше.

Т а б л и ц а 2. Предполагаемая долговечность

Вид выполняемой работы	Скорость движения, км/ч	Расчетная долговечность, ч
Отрывка траншей на суглинке	1,262	619
	0,741	2388
Отрывка траншей на песчаном грунте	1,262	1881
	0,741	3774

Приведенная методика расчета предполагаемой долговечности по результатам тензометрических исследований может быть использована при прогнозировании надежности мобильных машин.

Л и т е р а т у р а

1. Бохан Н.И. и др. Статистическая оценка характера нагружения рукавов полуосей колесного трактора с навесным оборудованием Д-578. - "Науч. труды БИМСХ". Минск, 1970, вып. 14. 2. Бохан Н.И. и др. Статистический анализ нагружения корпуса заднего моста трактора МТЗ-52Л с навесным оборудованием Д-578. - "Науч. труды БИМСХ". Минск, 1972, вып. 21. 3. Бохан Н.И. Статистическая оценка нагрузки механизма привода шнекороторных рабочих органов. - В сб.: Технология торф. производства и торф. машины. Минск, 1974, вып. 3. 4. Аснис Д.Е. Динамическая прочность сварных соединений из малоуглеродистых и низколегированных сталей. М., 1962. 5. Серенсен С.В., Кочаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., 1963. 6. Дмитриченко С.С., Стариков В. М. Режим ускоренных испытаний несущей системы колесного трактора. - "Механизация и электрификация соц. сельск. хоз-ва", 1967, № 7.

УДК 629.114.2:629.113.012.52

Ю.Е. Атаманов, В.В. Будько, канд-ты техн. наук
НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ
ТРАКТОРНЫХ ШИН

При решении ряда задач тяговой динамики колесных тракторов необходимо знать упругие и размерные характеристики применяемых шин. Имеющихся в литературе данных по тракторным шинам недостаточно. Нами были проведены лабораторные испытания ряда моделей шин ведущих колес, применяемых для тракторов кл. 14 кН.

В связи с различными деформациями, которым подвергается пневматическая шина, ее радиус качения имеет переменное значение. В теории трактора различают следующие радиусы колеса, снабженного пневматической шиной: свободный, статический, динамический (силовой), кинематический (радиус качения) [1]. В то же время в последних исследованиях А.А. Шабарова, Ю.В. Пирковского, В.А. Петрушова показано, что для расчета