

мальное удельное давление; G_i — часть массы трактора, приходящаяся на рассматриваемый участок пневмогусеницы; q_{\max} — максимальное удельное давление.

На рис. 2 приведены кривые, построенные по формулам (4)–(6) для пневмогусеничного движителя на суглинке при $k = 0,5 \cdot 10^6 \text{ н/м}^3$; $a = 0,3 \text{ м}$; $b = 0,4 \text{ м}$; $T = 10 \text{ кН}$; $G_i = 10 \text{ кН}$.

Из этого рисунка следует, что возрастание нормальной удельной жесткости пневмоэлементов гусеницы вызывает увеличение максимального удельного давления с асимптотическим приближением к его значению для абсолютно жесткой гусеницы. Минимальное удельное давление уменьшается, также асимптотически приближаясь к своему значению для абсолютно жесткой гусеницы. В соответствии с этим наблюдается рост неравномерности распределения давлений по длине пневмогусеницы.

Полученные зависимости могут быть использованы при теоретическом исследовании проходимости машин с пневмогусеничным движителем и выбора некоторых конструктивных параметров пневмогусеницы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скотников В.А., Янцов Н.Д. Сохранение плодородия почв при воздействии на них ходовых систем. — Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1982, № 8, с. 43–44. 2. Веселов Н.Б. Разработка ленточных пневматических гусениц и исследование взаимодействия системы движитель — полотно пути — транспортное средство: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1981. — 27 с. 3. Армандеров Р.Т., Бочаров Н.Ф., Филишкин А.В. Движители транспортных средств высокой проходимости. — М., 1972. — 102 с. 4. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. — М., 1966. — 196 с.

УДК 629.114

В.В.ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук (БПИ)

ЗАДАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА В РАСЧЕТАХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

Расчеты долговечности деталей трансмиссий колесных машин могут быть выполнены вероятностным или детерминированным методами. Причем, обладающее распространение получил последний метод. Для выполнения расчетов необходимо выбрать нагрузочный режим деталей. Например, при детерминированных расчетах необходимо иметь плотность распределения $f(M)$ крутящего момента (нагрузки). В качестве постоянного расчетного крутящего момента M_p детали следует принять меньший из моментов, подсчитанных по двигателю M_d и по условиям сцепления колес M_c [1].

Влияние переменных нагрузок учитывается коэффициентами приведения режима переменных циклических напряжений к режиму циклического напряжения, соответствующего расчетной нагрузке. Эти коэффициенты называются коэффициентами пробега на разных передачах при расчетах долговечности де-

талей трансмиссий автомобилей [1] и коэффициентами времени работы при расчетах деталей трансмиссий тракторов [2, 3].

Указанные коэффициенты [1] вычисляются на основе кривых распределения нагрузок. Форма каждой кривой зависит от условий эксплуатации машины. Так, при работе трактора на одной и той же передаче выполняются разные сельскохозяйственные операции, осуществляемые в различных почвенных условиях. Поэтому крутящие моменты, нагружающие рассчитываемую деталь при работе на одной передаче, имеют число законов плотностей распределения $f(M)$, равное числу выполняемых на этой передаче операций.

Кроме того, разные операции, выполняемые на одной передаче, имеют различный частотный спектр нагрузок. Это определяет число циклов нагружения детали на каждом уровне нагрузок. Следовательно, задание нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий тракторов должно быть обусловлено не только временем работы T_n на каждой передаче, но и временем выполнения различных сельскохозяйственных операций на каждой из передач с учетом соответствующих им плотностей распределения и частотных спектров нагрузок.

Вместе с тем необходимо отметить, что если для расчетов модернизируемых трансмиссий существующих тракторов имеется достаточное число кривых распределения нагрузок и их спектральных плотностей, то для вновь проектируемых тракторов их недостаточно. Для выполнения всех изложенных требований кривые распределения нагрузок различных операций одной передачи заменим кривой распределения на наиболее энергоемкой из них (с наибольшим математическим ожиданием нагрузки). Приведенное время $T_{пр}$ работы на этой кривой определим из условия соблюдения равенства усталостей $\sum \sigma_i^m N_i [1]$, накопленных при работе на всех операциях и выбранной операции приведения. В соответствии с этим уравнение приведения операций одной передачи к наиболее энергоемкой из них имеет вид (рис. 1)

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{ni}^m N_{ni}^{пр} = \sum_{z=1}^l \left(\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i \right)_z, \quad (1)$$

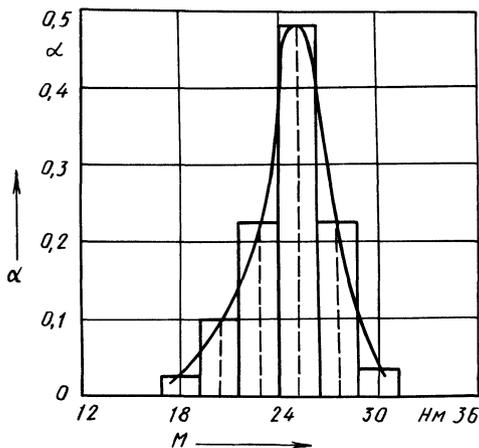


Рис. 1. Гистограмма распределения крутящего момента на ведомом валу муфты сцепления трактора МТЗ-80 при пахоте на IV передаче.

где σ_i и N_i – напряжения в детали и число циклов нагружения ими на i -м интервале кривой распределения нагрузок (индекс "н" относится к операции приведения); N_{ni}^{np} – приведенное число циклов нагружения на i -м интервале нагрузок операции приведения (сумма циклов нагружения на интервалах n имеет продолжительность T_{np}); l – число выполняемых на передаче операций. (Значение m выбирается в зависимости от вида расчета и химико-термической обработки детали.)

Преобразуем (1). Для этого определим число циклов нагружения

$$N_i = \sum_{j=1}^k T_j \omega_j ,$$

где ω_j – одна из k частот линейчатого спектра нагрузки; T_j – доля времени, приходящаяся на частоту ω_j в общем времени T работы на операции.

Если работу рассчитываемой детали на каждой j -й частоте принять равновероятной, то

$$N_i = \sum_{j=1}^k \frac{\alpha_i T \omega_j}{k} = \frac{\alpha_i T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j ,$$

где α_i – частота работы детали на i -м участке кривой распределения нагрузок.

Тогда усталость, накопленная при выполнении одной операции на рассматриваемой передаче, равна

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i = \sum_{i=1}^n \sigma_i^m \frac{\alpha_i T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j = \frac{T}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n \sigma_i^m \alpha_i \quad (2)$$

Напряжение σ связано с нагрузкой M зависимостью

$$\sigma = MP, \quad (3)$$

где P – произведение коэффициентов, характеризующих конструктивные особенности и условия работы детали.

С учетом формулы (3) преобразуем выражение (2) к виду

$$\sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i = \frac{TP^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i . \quad (4)$$

Исходя из (4), запишем уравнение (1) в следующем виде:

$$\frac{T_{np} P_n^m}{k_n} \sum_{j=1}^{k_n} \omega_{nj} \sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni} = \sum_{z=1}^l \left(\frac{TP^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i \right)_z . \quad (5)$$

С помощью уравнения (5) определим приведенное время T_{np} работы на наиболее энергоемкой операции приведения. По истечении времени T_{np} усталость, накопленная деталью при ее работе на режимах нагрузок этой операции, становится равной усталости, которая накапливается в процессе работы на всех операциях данной передачи:

Распределение времени работы трактора МТЗ-80 на IV передаче по выполняемым на ней операциям в условиях Западной и Северо-Западной зоны

Время работы на IV передаче T_{II} , ч	Сельскохозяйственные операции	Время работы на операции (в долях от T_{II})
1640	Вспашка	0,15
	Лущение стерни	0,15
	Культивация	0,15
	Боронование	0,15
	Посев зерновых	0,25
	Сволакивание соломы	0,15

$$T_{пр} = \frac{\sum_{z=1}^l \left(\frac{\Pi \Pi^m}{k} \sum_{j=1}^k \omega_j \sum_{i=1}^n M_i^m \alpha_i \right)_z}{\frac{\Pi^m}{k_n} \sum_{j=1}^{k_n} \omega_{nj} \sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni}} \quad (6)$$

Отметим, что $T_{пр} < T_{II}$ и, следовательно, $K_{пр} = \frac{T_{пр}}{T_{II}} < 1$.

Таким образом, для вновь проектируемых тракторов расчеты можно вести только по одной кривой распределения нагрузок наиболее энергоемкой операции на данной передаче. Причем, за время работы на этой передаче необходимо принимать $T_{пр}$, определенное по значениям $K_{пр}$, взятым из расчетов тракторов-аналогов.

В качестве иллюстрирующего примера рассмотрим определение времени $T_{пр}$ и $K_{пр}$ ведомого вала муфты сцепления трактора МТЗ-80 при его работе на IV передаче.

В табл. 1, составленной на основе данных работ [3–5], приведено распределение времени T_{II} работы трактора МТЗ-80 на IV передаче в соответствии с выполняемыми на ней операциями. При составлении этой таблицы было принято, что на выполнение каждой из операций общего назначения затрачивается одинаковая доля времени T_{II} .

Плотность распределения нагрузок подчиняется либо нормальному [3], либо логарифмически нормальному закону [1]. Для расчетов примем нормальный закон, параметры которого приводятся в [3, 4]. Исследование данных этих работ выявило, что наиболее энергоемкой операцией является вспашка. Частотные спектры нагрузок разных операций приведены в работах [4, 6, 7]. Для упрощения расчетов значения Π в формуле (6) принимали одинаковыми на всех операциях.

Для операции приведения получено

$$\sum_{i=1}^n M_{ni}^m \alpha_{ni} = 822,5 \cdot 10^6.$$

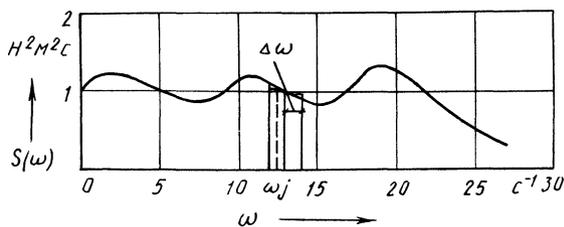


Рис. 2. Спектральная плотность крутящего момента на ведомом валу муфты сцепления трактора МТЗ-80 при пахоте на IV передаче.

Чтобы определить значения ω_j , преобразуем спектральную плотность $S(\omega)$ нагрузок в гистограмму линейчатого спектра с учетом рекомендаций [8] (рис. 2). Площадь каждого участка гистограммы равна средней мощности нагрузок, приходящейся на частоту ω_j в полосе $\Delta\omega$. Такая дискретизация спектральной плотности $S(\omega)$ позволяет определить значения частот ω_j и их общее число k , необходимые для расчетов по формуле (6). После этих преобразований для операции приведения получено

$$\frac{\sum_{j=1}^{k_H} \omega_j}{k_H} = 13,25.$$

Выполнив аналогичные расчеты на остальных операциях, указанных в таблице 1, по формуле (6) находим приведенное время $T_{пр}$. Оно составляет 1086 ч, что меньше времени работы трактора на IV передаче: $T_{II} = 1640$ ч. Соответственно $K_{пр} = 0,66$.

Таким образом, при задании нагрузочного режима в расчетах долговечности трансмиссий вновь проектируемых тракторов предлагается выполнять дополнительный этап. Суть его заключается в приведении времени работы на передаче ко времени работы с законом плотности распределения нагрузки самой энергоемкой из операций, которые выполняются на рассматриваемой передаче.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. — Минск, 1979. — 256 с.
2. Цитович И.С., Вавуло В.А., Хваль Б.Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. — Минск, 1962. — 396 с.
3. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет/В.В.Гуськов, И.П.Ксеневич, Ю.Е.Атаманов, А.С.Солонский. — Минск, 1981. — 383 с.
4. Ксеневич И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. — Минск, 1980. — 320 с.
5. Кацыгин В.В., Кричко М.С., Мельников Е.С. Скоростные энергонасыщенные тракторы. — Минск, 1979. — 176 с.
6. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. — Л., 1970. — 376 с.
7. Кутяков Г.М. Тяговая динамика трактора. — М., 1980. — 215 с.
8. Бендат Дж. Основы теории случайных шумов и ее применения. — М., 1965. — 463 с.