

копеременного изгиба (рис. 3), что дало возможность предложить методику ускоренного определения низкочастотных пределов выносливости по результатам высокочастотных испытаний со значительным снижением трудоемкости. Для одной и той же частоты нагружения было установлено, что кривые изменения пороговых напряжений закономерно изменяются в

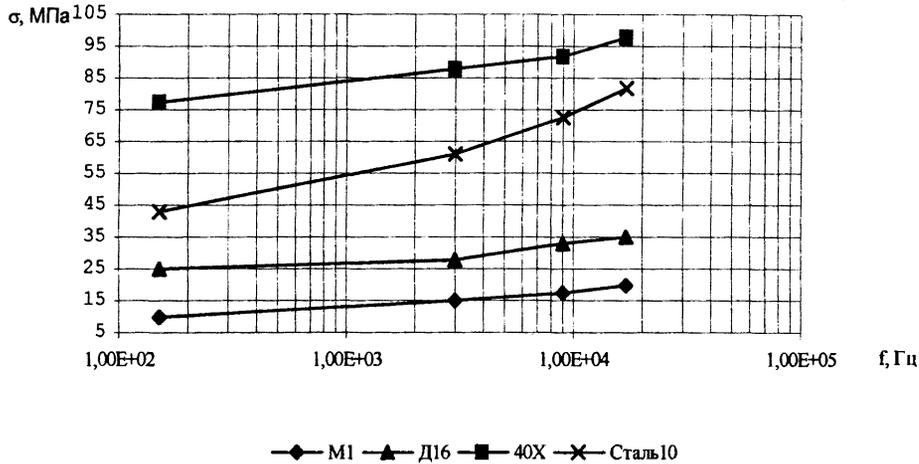


Рис.3. Влияние частоты нагружения на кинетику пороговых напряжений. зависимости как от температуры испытаний, так и от температуры вылеживания после испытаний, уменьшаясь с ростом последней. В то же время, в отличие от времени выдержки, изменение базы числа циклов практически мало влияет на уровень $\sigma_{ап}$, что дает возможность проследить за кинетикой свойств материалов, имеющих различную степень повреждения в течение времени выдержки после нагружения.

Представляется возможным использование данной характеристики (возможно с незначительной модернизацией) для разработки эффективных технологий повышения усталостных характеристик конструкционных материалов и элементов конструкций, работающих в условиях переменных напряжений.

Литература. 1. Усталостные испытания на высоких частотах нагружения / Под ред. В.А. Кузьменко. — Киев : Наук. думка, 1979. 336 с. 2. Dovgyallo I., Tsaruck F., Dolbin N., Dovgyallo A. Estimation of influence of frequency of flexural vibrations of structural sensitive characteristics of 20X13 steel // The 4 Th. International Symposium on Creep and Coupled Processes. — Bialostok. 1992.- P. 57-63.

УДК 629.11:629.85

Грицкевич В.В.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОЕКТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ТРАНСМИССИЙ САМОХОДНЫХ МАШИН

Научный центр проблем механики машин НАНБ
Минск, Беларусь

Трансмиссии современных самоходных машин представляют собой сложную механическую систему, состоящую из взаимосвязанных и взаимодействующих механических и гидромеханических элементов, работающих с переменными режимами нагружения. Поэтому необходима разработка комплексных автоматизированных методов проектирования, учитывающих максимальное число факторов, и обеспечивающих благодаря этому высокую точность при минимальных затратах. К основным элементам механических трансмиссий относятся зубчатые колеса, подшипники, валы, механизмы переключения передач (муфты, тормоза). Долговечность произвольного элемента трансмиссии определяется универсальным выражением $L_c = R_{lim} |R_{IL}$, где R_{lim} – накопленный запас ресурса; R_{IL} – интенсивность расхода ресурса на единицу долговечности. В свою очередь долговечность является функцией нагрузочного режима M и конструктивно-технологических параметров G элемента $L=f(M,G)$. На основе системных методов создана многофункциональная компьютерная система оценки надежности и проектирования трансмиссий самоходных машин, включающая взаимосвязанные этапы по расчету кинематики, геометрии, нагруженности и долговечности трансмиссий (Рис.1). Здесь указаны также основные компьютерные программы и исходная информация для проектирования.

Методы расчета долговечности по известной циклограмме нагружения стандартизованы и обеспечивают достаточно высокую точность расчетов. Проблема заключается в том, что для самоходных машин нагрузочный режим носит вероятностный характер и имеет высокую степень разброса в зависимости от эксплуатационных условий. Долговечность по постоянному расчетному моменту без учета реальных нагрузок отличается в 4-5 раз от эксплуатационной долговечности, что свидетельствует о важности этапа выбора нагрузочного режима.

Основными параметрами нагрузочного режима являются следующие:

- расчетные моменты и частоты вращения на валах и звеньях;
- максимальные динамические моменты;
- коэффициенты нагрузки;
- время работы на передачах;
- эксплуатационные условия и годовая занятость машины по отдельным видам работ.

Долговечность при переменном режиме является функцией коэффициента нагрузки $L=f(k_n M_p)$, который определяется по зависимости

$$k_n = \left(\frac{\int M^m f(M)}{M_p^m} \right)^{1/m}, \quad (1)$$

где $f(M)$ – функция распределения нагрузки; M_p – расчетная нагрузка; m – показатель кривой усталости.

Коэффициент нагрузки определяется для каждого вида работы и для суммарного режима с учетом всех работ

$$k_n = \sum_{j=1}^n \alpha_j k_{nj}, \quad (2)$$

где n – число режимов; α_j – относительная доля j -го режима; k_{nj} – коэффициент нагрузки для j -го режима. Ниже приведены рекомендации по выбору коэффициента нагрузки для основных машин

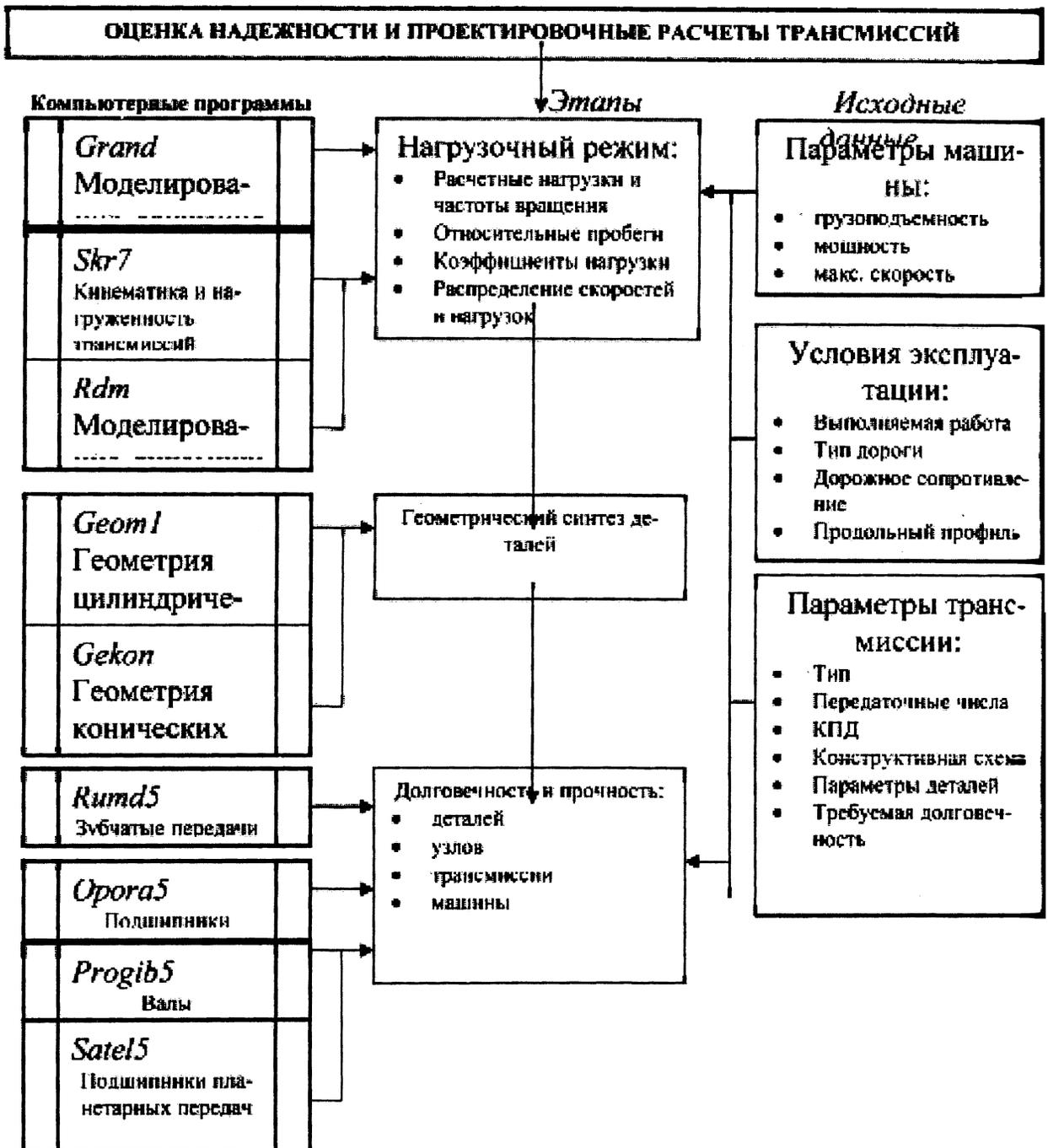


Рис.1. Структура автоматизированной системы проектирования трансмиссий самоходных машин

Машина	Режим, или выполняемая работа	Коэффициент нагрузки k_d
Тракторы	технологические передачи	0,45-0,55
	рабочие передачи	0,55-0,65
	транспортные передачи	0,75-0,85
	задний ход	0,4-0,5
Карьерные самосвалы	рабочие передачи	0,85-0,95
	передачи для разгона	0,6-0,7
	задний ход	0,45-0,55
Автобусы	городской маршрут	0,5-0,6
	междугородный маршрут	0,7-0,8
	задний ход	0,45-0,55
Магистральные тягачи	городской маршрут	0,55-0,65
	междугородный маршрут	0,75-0,85
	задний ход	0,45-0,55

Время работы на передачах является одним из основных параметров нагруженности трансмиссии, зависит от выполняемой работы, характеристик двигателя, трансмиссии и определяется экспериментальными, или расчетно-экспериментальными методами. Относительное время работы машины на i -й передаче с учетом выполнения n различных работ равно

$$\alpha_i = \frac{l_i}{L} = \sum_{j=1}^n \alpha_{ij}, \quad (3)$$

где l_i - продолжительность работы на i -й передаче; L - суммарная занятость на всех режимах; α_{ij} - относительное время работы на i -й передаче для j -го вида работ; n - общее число выполняемых работ для i -й передачи.

Методика расчета относительного времени работы основана на использовании характеристик распределения рабочих скоростей машины. Известно, что рабочие скорости являются случайной величиной, имеющей нормальный закон распределения, при этом среднее значение скорости \bar{v} и среднеквадратическое отклонение σ_v определяются рабочим сопротивлением и технологическими требованиями к выполняемой работе. Методика определения относительного времени использования i -й передачи для j -го вида работ α_{ij} основана на использовании функции нормального закона распределения скоростей движения

На рис.2 изображена функция плотности вероятности нормального закона распределения скорости движения. Начальное v_n и конечное v_k значения рабочих скоростей для некоторого вида работ определяются по зависимости

$$\begin{aligned} v_n &= \bar{v} - 3\sigma_v \\ v_k &= \bar{v} + 3\sigma_v \end{aligned} \quad (4).$$

Снизу графика показано распределение скоростей по диапазонам для трансмиссий, имеющих несколько диапазонов: v_{1i} - скорость на i -й передаче 1-го диапазона, которая определяется исходя из номинальных оборотов двигателя; v_{i-1} - номинальная скорость на передаче $i-1$. Зона рабочих скоростей i -й передачи находится в пределах v_{i-1} - v_i , а относительное время работы на i -й передаче определяется площадью заштрихованного участка на графике функции распределения скоростей

$$\alpha_{ij} = k_{ni} \int_{v_{i-1}}^{v_i} f(v) dv \quad (5).$$

где k_{ni} - коэффициент, учитывающий перекрытие диапазонов для i -й передачи.

Учет перекрытия диапазонов. Если в некотором интервале скоростей v_{i-1} - v_i используются 2 и более диапазона, то производится соответствующее распределение относительного времени работы по диапазонам. Коэффициент перекрытия диапазонов на i -й передаче определяется по зависимости

$$k_{ni} = 0,5(1/N_{ni-1} + 1/N_{ni}) \quad (6)$$

где N_{ni-1} , N_{ni} - число перекрытий диапазонов для $i-1$ и i -й передач.

Разработанный алгоритм положен в основу программы расчета нагрузочного режима трансмиссий самоходных машин Skr7.

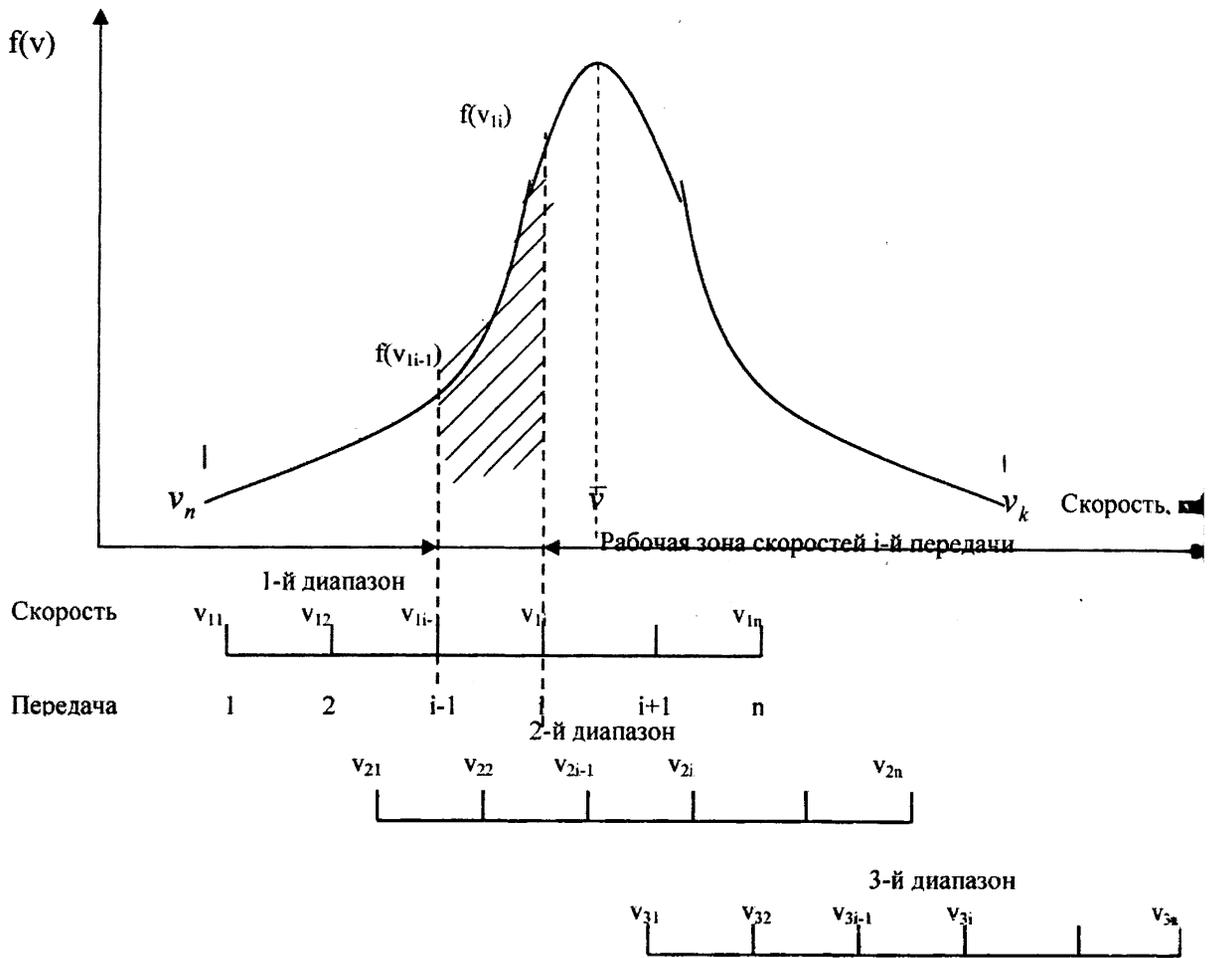


Рис.2. Определение относительного времени работы на передачах по функции нормального распределения скоростей

УДК 621.822.6

В.В. Грицкевич

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ И КАЧЕСТВА СМАЗКИ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Подшипники качения планетарных передач имеют ограниченные радиальные габариты, из-за чего, как правило, отсутствуют внешнее и внутреннее кольца, и подвергаются воздействию высоких нагрузок и скоростей вращения, при этом центробежные ускорения на сепараторах достигают до 300 g, а в некоторых случаях до 1000 g. Для обеспечения долговечности используется комплекс конструктивно-технологических мероприятий, связанных с повышенным качеством изготовления деталей, применением специальных конструкций сепараторов, бочкообразных роликов и т.д. Основное внимание при проектировании следует уделять обеспечению качественной, стабильной и надежной смазки, позволяющей поддерживать оптимальную рабочую температуру и