

$$\lambda^6 - 98602,301\lambda^5 - 36442,6392 \cdot 10^5\lambda^4 - 64981,9433 \cdot 10^9\lambda^3 + 58628,4633 \cdot 10^{13}\lambda^2 - 24762,9757 \cdot 10^{18}\lambda + 35476,1945 \cdot 10^{19} = 0, \quad (14)$$

где  $\lambda = \omega^2$ .

$$\begin{aligned} \nu_1 &= 8,3921 \text{ Гц}; & \nu_2 &= 15,1780 \text{ Гц}; & \nu_3 &= 16,9090 \text{ Гц}; \\ \nu_4 &= 19,3597 \text{ Гц}; & \nu_5 &= 23,3040 \text{ Гц}; & \nu_6 &= 31,4193 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Амплитуды вынужденных колебаний катушек (в установившемся режиме):

$$\begin{aligned} A_1 &= 0,0073 \text{ рад}; & A_2 &= 0,0055 \text{ рад}; & A_3 &= 0,0058 \text{ рад}; \\ A_4 &= 0,0065 \text{ рад}; & A_5 &= 0,0055 \text{ рад}; & A_6 &= 0,0066 \text{ рад}. \end{aligned} \quad (15)$$

Динамические добавки к статическим усилиям натяжения прядей, которые влияют на качество изготовления каната, определяются как

$$\delta N_k^D = \frac{EF_k}{l_k} \cdot \delta l_k, \quad (16)$$

где  $\delta l_k$  - динамические удлинения пряди.

Разработанная модель описания колебаний катушек канатовьющей машины позволяет учесть конструктивные особенности канатовьющей машины и механические свойства свиваемых элементов каната при проведении инженерных расчетов.

## Литература

**1.** Бохонский А.И., Хромов Е.В. Анализ колебательных процессов при перематке длинномерных изделий. Оптимизация производственных процессов. Вестник СевГТУ, Вып. 3. - Севастополь, 2000. - С.70-73. **2.** Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. - М: Машиностроение, 1985. - 472 с. **3.** Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. - Т. 1. Колебания линейных систем. Под ред.В.В.Болотина. - М.: Машиностроение, 1978.-352 с.

Поступила в редколлегию 19.09.2001

УДК 631.3: 752.004.5

## ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ВИБРАЦИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТРАКТОРА

Говорущенко Н.Я., Мигаль В.Д.

*ХГТУСХ, Харьков, Украина*

Project level estimation methodology and technical state alteration estimation methodology of tractors based on vibration level are founded. The vibration is uniform extending criterion of availability index of product at projection, operational development, manufacture, maintenance and repair.

Существующие методы прогнозирования качества проектирования и диагностирования в эксплуатации тракторов несовершенны [1], что обуславливает высокий процент отказов и малый ресурс – 6 тыс. часов до капитального ремонта. Они построены только на усредненных статистических данных исходных структурных параметров, отказов и скоростей изнашивания, которые существенно ограничивают возможности управления качеством трактора при проектировании идентификации индивидуальных свойств механизмов трактора при изготовлении и эксплуатации.

Нами предложен новый современный подход к оценке качества трактора на базе нового показателя – параметра вибрации, который является единым обобщающим критерием технического состояния при проектировании, доводке, изготовлении, эксплуатации и ремонте. Вибрация трактора является естественной реакцией на реально действующие внутренние и внешние, даже незначительные отклонения рабочих процессов, режимов работы, геометрических форм и сопряжений деталей и других состояний от идеального или заданного. В вибрационном сигнале содержится вся объективная информация об изменении всех компонент и их взаимосвязи в динамике, определяющая техническое состояние конкретного механизма. Спектральный анализ вибрации трактора с помощью современных компьютерных и микропроцессорных средств позволяет в реальном времени наблюдать протекающие изменения состояния при изменении конструкции, технологии изготовления, режимов работы и времени наработки механизмов. Существенно расширяются возможности быстрого получения информации, повышается точность диагноза технического состояния и в несколько раз снижается трудоемкость ресурсных и эксплуатационных испытаний и диагностирования.

При таком подходе задача управления качеством проектирования и доводки трактора на заданный ресурс сводится к созданию механизмов заданного уровня вибрации. Сохранение проектного качества на стадии изготовления и эксплуатации достигается нормированием вибрации, контролем и доводкой ее до требований заданных норм на изготовление, эксплуатацию и ремонт. Создаются возможности применения высокоинформативных графоаналитических методов оценки вибрационного состояния трактора.

Для проектирования тракторов заданного ресурса нами разработаны классы вибрации трактора, конструктивные и технические средства снижения вибрации подшипниковых узлов, зубчатых передач и валов до заданного класса [2]. В основу разработанных классов положены найденные допустимые вибрации ( $L_0$ ), представленные на рис. 1 прямой АБ с уровнями от 50 дБ на частоте 5 Гц до 90 дБ на частоте 10 кГц. Если вибрации ( $L_\Phi$ ) превышают значения, ограниченные прямой АБ, то процессы изнашивания и пов-

реждения деталей ускоряются в прямой зависимости от величины превышения ( $L_{\Pi}$ ). Диапазоны классов вибрации Д, Г, В таблице, на рис. 1 определены на основе статистических данных изменения в процессе работы исходных вибрационных и структурных параметров. Изменение вибрационного параметра на 4 дБ указывает на появление дефекта, а изменение на 8 дБ определяет переход механизма в другой класс технического состояния.

Класс вибрации	Диапазоны максимальных допустимых значений виброускорений при максимальных скоростных и нагрузочных режимах работы механизмов				Прогнозируемый ресурс тысяч мото- часов	Оценка качества проектирования по вибрационному состоянию
	в дБ		в м/с <sup>2</sup>			
	на частотах, Гц					
	5	10000	5	10000		
Д	66-58	106-98	0,598-0,238	59,8-23,8	5-10	допустимое
Г	58-50	98-90	0,238-0,0949	23,8-9,49	10-15	хорошее
И	ниже 50	ниже 90	0,0949	9,49	более 15	отличное

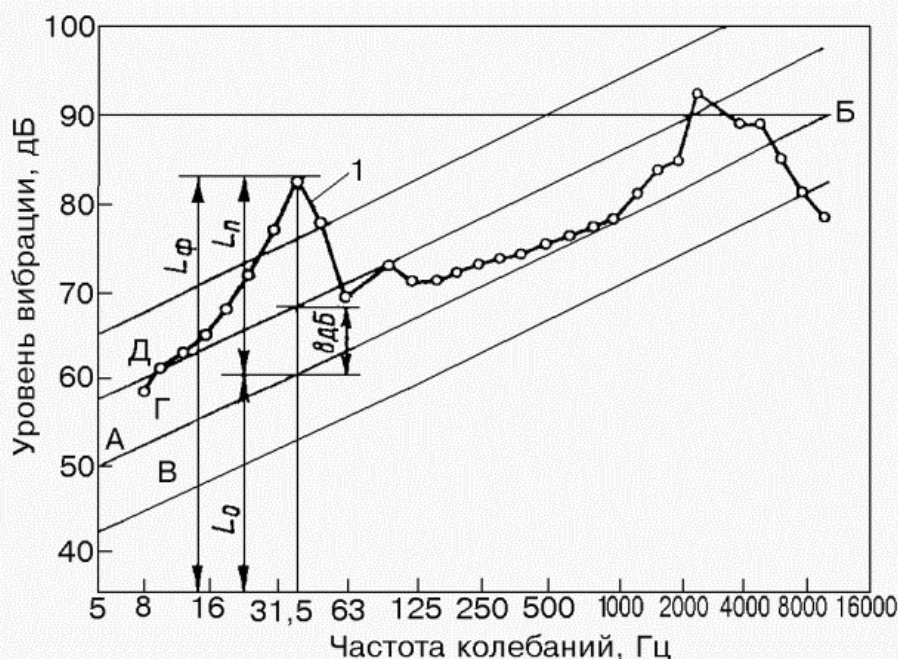


Рис. 1. Диапазоны уровней вибрации трактора типа Т-150-К: Классы вибрации повышенной (В), нормальной (Г), пониженной (Д) надежности и ресурса; 1 – уровни вибрации редуктора ВОМ

Полученная зависимость допустимых уровней вибрации от частоты, представленная на рис. 1 прямой АБ, определяет задаваемые условия равноресурсности деталей и узлов проектируемого механизма. При одинаковых значениях превышения исходной вибрации над прямой АБ низкочастотные и

высокочастотные вибрации возрастают одинаково (параллельно прямой АБ). При других значениях допустимой вибрации – изменения угла наклона прямой АБ, выдвигаются неодинаковые требования к ограничению вибрации, возбуждаемой низкочастотными и высокочастотными источниками вибрации, не делает агрегат (трактор) равноресурсным по всем узлам, приводит к появлению высокоотказных узлов. Спектр вибрации оптимально доведенной конструкции должен находиться в одном классе вибрации. Спектр вибрации редукторов ВОМ трактора (рис. 1) не находится в одном классе.

За оцениваемый параметр вибрации, создаваемой механизмами трактора, приняты максимальные из средних квадратических значений виброускорений (дБ), измеренные в третьоктавных полосах частот не ранее, чем через 30 минут работы механизма в заданном режиме. За установившийся режим принимали значения вибрации, не отличающиеся более, чем на 10% при двух последовательных измерениях через 20 минут.

По вибрационным и ресурсным характеристикам трактора типа Т-150К относят к классу вибрации Д верхнего диапазона и выше [2]. Совместными экспериментальными исследованиями вибрационного и структурного параметров главных передач класса В, Г, Д (рис. 2) по времени ресурсных и эксплуатационных испытаний установлено, что относительное, а не абсолютное увеличение вибрации является наиболее важным показателем изменения технического состояния. Поломка зубьев ведомой шестерни происходила при превышении исходной вибрации на 21-23 дБ, что соответствовало увеличению бокового зазора в зубозацеплении до 2,1-2,4 мм. Увеличение зазора происходило преимущественно за счет ослабления связей между деталями системы “шестерня – подшипниковый узел”, а износ зубьев при этом составлял 0,6 – 1,2 мм. Представленные на рис. 2, а,б зависимости изменения виброускорений в дБ (рис. 2,а) и в  $m/c^2$  (рис. 2,б) по наработке показывают, что главные передачи класса вибрации Д (график 1, рис. 2,б) верхнего диапазона не имеют четко выраженного прямолинейного участка стадии закономерного нормального процесса изнашивания, как это наблюдается в главных передачах класса вибрации В верхнего диапазона (рис. 2,б, график 3). Резкая начальная крутизна характеристики “вибрация–зазор” главных передач класса вибрации Д (рис. 2,а, график 1) объясняется наличием уже в новых изделиях значительных дефектов, равноценных состоянию главной передачи класса вибрации В после образования зазора больше 1,2 – 1,3 мм (рис. 2,б, график 3). Наличие существенных дефектов конструктивного и технологического происхождения в главных передачах описано в работе [3] и подтверждается большим разбросом (15 – 27 дБ) уровней вибрации, измеренных на стадии приемо-сдаточных испытаний главных передач мостов серийного производства. Таким образом, исследование скорости изменения исходного вибрационного параметра

позволяет определить технический уровень и характеристики процессов повреждения и изнашивания механизма. Оптимизация конструктивных и технологических параметров механизмов должна сводиться к уменьшению угла наклона кривых скоростей изменения вибрации. Линейное нарастание вибрации по времени наработки должно наблюдаться на протяжении приблизительно 75% ресурса механизма, что соответствует классу вибрации В. Проектирование тракторов заданного класса вибрации достигается применением разработанных нами способов снижения вибрации [2].

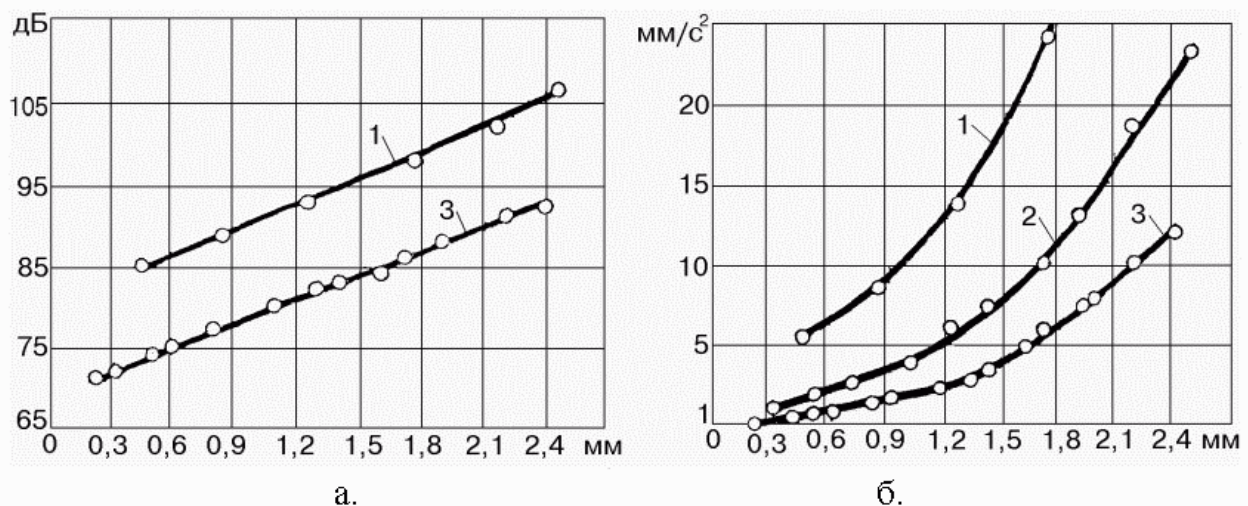


Рис. 2. Зависимости уровней вибрации от зазора в зубозацеплении главной передачи моста класса вибрации Д(1), Г(2), В(3).

Для целей диагностирования разработана модель изменения вибрационного состояния трактора по времени наработки, рис. 3. Она построена на базе экспериментальных исследований изменения виброускорений (дБ) подшипниковых узлов и зубчатых передач агрегатов трансмиссии тракторов и турбокомпрессоров двигателей от сборки до наработки 600 – 10000 часов. Изменение вибрационного состояния механизмов трактора имеет пять характерных участков. Уровни вибрации механизмов на участке 1 после каждой новой сборки имеют большой разброс, который снижается по времени обкатки и стабилизируется после 50 – 100 часов работы. Это состояние обкатанных механизмов является оптимальным для определения исходных индивидуальных норм вибрационного диагностического параметра и времени обкатки трактора. Изменения виброускорений в дБ на участках II – IV, рис. 3, имеет линейный характер, рис. 2.а. Прогнозирование остаточного ресурса на этих участках изменения вибрации сводится к экстраполяции найденного тренда и определению момента его пересечения с линией предельного состояния  $L_4$ , рис. 3. На рис. 3 обозначено: 1 – участок снижения уровней и разбросов вибрации по мере приработки механизма; 2 – стационарный участок при малом разбросе дисперсии; 3 – слабое изменение дисперсии и медленное развитие дефектов; 4, 5 – быстрое развитие дефектов

и границ разброса вибрации; 6 – верхняя граница диапазона статистически учитываемых уровней разброса вибрации; 7 – среднеарифметические значения уровня вибрации механизма;  $L_0$  – исходные значения вибрации ( $L$ ) и зазоров ( $\delta$ );  $L_1$  – удовлетворительное состояние;  $L_2$  – допустимые значения вибрации;  $L_3$  – значения вибрации механизма, требующие принятия мер;  $L_4$  – предельное значение уровней вибрации механизма;  $L_5$  – аварийное состояние.

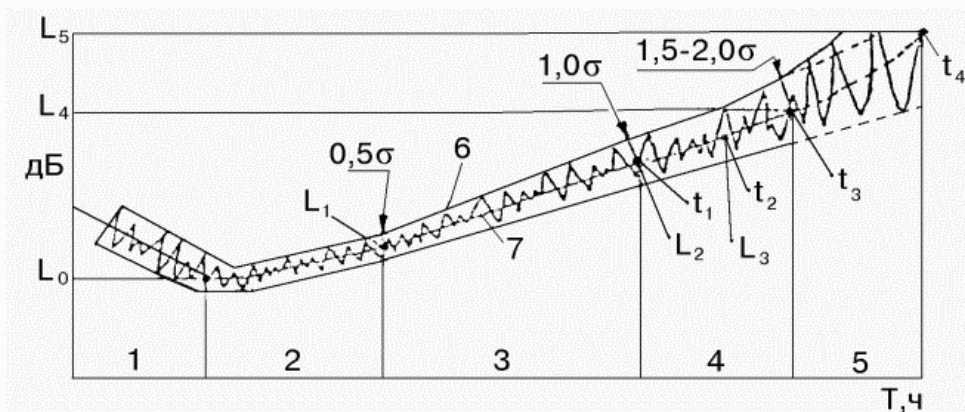


Рис. 3. Графическая модель изменения вибрации механизмов по времени наработки

Для исключения пропуска отказа при диагностировании введем поправку к уровням среднеарифметических значений измеряемых виброускорений [4]. Такой подход объясняется тем, что при больших флуктуациях вибрации, вызванных появлением дефектов и снижении точности поддержания режима диагностирования допущение о неизменности дисперсии неправомерно и пороговое значение смещается в сторону увеличения вибрации. Исходя из этого, истинное значение можно рассматривать как сумму двух случайных величин среднего значения и приращение вибрации, обусловленное флуктуацией дисперсии вибрации

$$L_{\text{ун.}} = \bar{L} + K\sigma, \quad (1)$$

где  $\bar{L}$  – среднеарифметические значения 4 – 6 измерений вибрации в контрольной точке;  $\sigma$  – среднеарифметические отклонения измерений вибрации при определении  $\bar{L}$ ;  $K$  – коэффициент поля допуска.

Значения верхней границы статистически учитываемых уровней вибрации на участках 2 и 3 можно представить

$$L_1 = \bar{L} + 0,5\sigma; \quad (2)$$

$$L_2 = \bar{L} + 1,0\sigma, \quad (3)$$

где  $\bar{L}$  – среднеарифметическое значение уровня вибрации;  $\sigma$  – среднее квадратическое отклонение уровней текущих измерений вибрации от среднеарифметических значений.

Крайнее положение наработки ресурсного элемента на участке 2 ( $L_1$ ) распознают по превышению исходных значений вибрации  $L_0$  на 8 дБ, на участке 3 ( $L_2$ ) – на 12 дБ. Поскольку измерение вибрации производится в логарифмической шкале, то зависимость изменения средних значений вибрации по времени наработки на участке 2 – 4 имеет линейный характер, т.е. линейная зависимость вибрации, выраженной в дБ, от времени означает экспоненциальное возрастание ее абсолютного уровня до момента наступления отказа на участке 5.

Верхняя граница уровней вибрации на участке 4 (рис. 3), где интенсивность появления дефектов и влияния их на разброс результатов измерения выше, чем на участке 3, представляется

$$L_3 = \bar{L} + 1,5...2,0\sigma. \quad (4)$$

Уровни вибрации на участке  $t_1 - t_2$  характеризуются превышениями опорных значений до 16 дБ с выработкой ресурса механизмом класса вибрации Г – В до 75% (рис. 2,б, график 3). Такое повышение вибраций соответствует классу состояния “требует принятия мер”, необходимости проведения регулировочных или ремонтных работ. Для уточнения верхних границ вибрации на участке 4 (рис. 3) необходимо, с целью прогнозирования остаточного ресурса, значительно увеличить периодичность и число измерений вибрации на контролируемой частоте. Число последовательных измерений, необходимых для вычисления среднего значения вибрации, характеризующего техническое состояние механизма, зависит от разброса результатов единичных измерений и требуемой достоверности диагностирования. Согласно приведенным в работе [3] данным, для достоверности 0,9 необходимо 10 последовательных измерений вибрационного параметра, а для достоверности 0,8 достаточно 4 – 5 измерений. Поэтому, основную оценку ошибок прогноза остаточного ресурса на участке 4 проводят при частом контроле вибрации. Увеличение исходной вибрации  $L_0$  в 10 раз (20 дБ) указывает, что уровни вибрации достигли предельной величины  $L_4$ , рис. 3. При линейной зависимости изменения исходного вибрационного параметра ресурсных элементов по наработке до предельного состояния получены приращения вибрации для подшипниковых узлов главных передач моста класса вибрации Г – В 1,0 – 1,2 дБ. Эти данные можно использовать для экспертного прогнозирования остаточного ресурса. Таким образом, простейший способ использования тенденций изменения вибрационного параметра по наработке – это визуальное (или программное обеспечение) сравнение получаемых в процессе эксплуатации графиков тренда с предельными значениями вибрационного параметра или с эталонными кривыми, построенными для конкретного механизма трактора.

Характер изменения вибрации на участке  $t_2 - t_4$  тесно связан с конструктивными и фактическими технологическими погрешностями изго-

товления механизмов трактора, которые определяют класс вибрации трактора, рис. 1. Появление дефектов предельного износа приводит к изменению взаимодействия элементов узла, появлению динамических нагрузок, порождающих изменение вибрационных процессов – появлению резонансов или ослабления механических связей узла и системы. Поскольку механизмы тракторов класса вибрации Д верхнего диапазона и выше уже в новых изделиях имеют дефекты, характерные для состояния стадии III, рис. 3, диагностирование их сводится к устранению дефектов конструкции и технологии производства, а не состояния нормального изнашивания [5]. Полученные данные объясняют причины низкой достоверности 0,5 – 0,6 [6] диагностирования агрегатов трансмиссии серийно выпускаемых тракторов типа Т-150К и Т-150 существующими средствами и очевидные возможности ее повышения при проектировании тракторов класса вибрации Г и В.

Для исключения пропуска отказа и повышения точности определения момента достижения предельного параметра  $L_4$ , рис. 3, необходима оптимальная периодичность и количество последовательных измерений вибрации в каждой контрольной точке. Экспериментальные исследования влияния указанных факторов проводились на главных передачах двух контрольных групп тракторов Т-150К. Одна группа, состоящая из 9 тракторов с уровнями исходной вибрации 80, 83, 84, 86, 87, 88, 89 и 91 дБ, эксплуатировалась в состоянии заводской поставки. На рис. 4 эти трактора обозначены светлыми кружочками. В другой контрольной группе, состоящей из 6 тракторов, до ввода в эксплуатацию были проведены доводочные работы до и после сточасовой обкатки. Уровни вибрации этой контрольной группы при вводе в эксплуатацию составляли 80, 81, 82, 83, 85, 87 и обозначены на рис. 4 черными кружочками. Контроль вибрации тракторов проводили после наработки каждого трактора 1050, 1500, 2250, 3050, 4320 ч. Результаты экспериментальных исследований главных передач мостов представлены на рис. 4. Как видно из рис. 4, уже после наработки 1500 ч 22% главных передач первой группы тракторов соответствовали уровню вибрации состояния “требуется принятия мер” – регулирования осевого зазора подшипников ведущей шестерни. При наработке 2250 ч у 22% тракторов структурные и вибрационные параметры достигают предельных, у 33% тракторов соответствовали классу “требуется принятия мер”. Средняя наработка на отказ первой группы тракторов составили  $\bar{t} = 2460$  ч,  $\sigma = 560$  ч,  $v = 0,23$ , а в другой группе  $\bar{t} = 4200$  ч. Эти исследования показали, что на периодичность (П) контроля технического состояния трактора оказывает влияние технический уровень проектирования, который определяет класс вибрации трактора (рис. 1, 2); качество изготовления и доводки на стадии приемосдаточных испытаний; качество ввода и продолжительность эксплуатации (рис. 3 и 4). Анализ технического состояния тракторов заводской поставки



(рис. 4), поступающих в эксплуатацию в состоянии верхней зоны класса вибрации Д, показывает, что минимальная периодичность контроля состояния составляет 1200 ч, максимальная - 1600 ч, средний ресурс по предельному параметру состояния составляет 2460 ч. После доводки главной передачи до нижних уровней вибрации зоны класса Д при сточасовой обкатке (приработке) мостов средняя наработка на ресурсный отказ по предельному состоянию структурного параметра составила 4200 часов, а минимальная периодичность контроля увеличилась до 2385 ч, рис. 4.

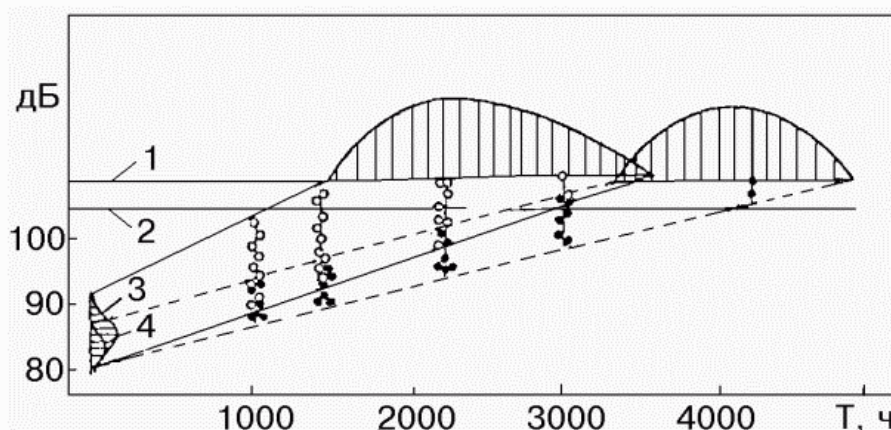


Рис. 4. Влияние регулировочных работ на наработку до предельного состояния главной передачи моста трактора Т-150К: 1 – предельные значения диагностического вибрационного параметра; 2 – нижняя зона технического состояния класса “требует принятия мер”; 3,4 – разброс уровней вибрации на стадии приемо-сдаточных испытаний (3) и после контрольно-регулирующих работ (4).

Периодичность контроля технического состояния главной зубчатой передачи с уровнями исходной вибрации верхней зоны класса Д на стадиях эксплуатации 2, 3, рис. 3, составляет

$$\Pi_{\text{MIN}} = 0,50 t_{\text{CP}}; \quad \Pi_{\text{MAX}} = 0,65 t_{\text{CP}}. \quad (5)$$

Для приработанных зубчатых передач и доведенных до уровня вибрации верхней зоны класса Г периодичность контроля составляет

$$\Pi_{\text{MIN}} = 0,65 t_{\text{CP}}; \quad \Pi_{\text{MAX}} = 0,85 t_{\text{CP}}, \quad (6)$$

где  $t_{\text{CP}}$  — средний ресурс главной передачи.

Минимальная и максимальная периодичность контроля технического состояния при появлении средних и развитых дефектов на участке 4, рис. 3 определяется по формулам

$$\Pi_{\text{MAX}} = (t_{\text{MAX}} - t_1)/2; \quad \Pi_{\text{MIN}} = (t_{\text{CP}} - t_1)/2, \quad (7)$$

где  $t_1$  - наработка в момент измерения вибрации.

Оценку стадии развития дефектов производят по уровням вибрации  $L_1, L_2, L_3, L_4$ , рис. 3.

Контроль технического состояния с  $\Pi_{\text{MIN}}$  (5-7) увеличивает трудоемкость технического обслуживания по диагностированию, а проведение его с  $\Pi_{\text{MAX}}$  снижает адаптацию технического состояния к индивидуальным особенностям механизма.

Контроль вибрации трактора в эксплуатации может осуществляться постоянно встроенными средствами, периодически или выборочно (по заказу) внешними средствами в широких, третьоктавных, узких или смешанных полосах частот диагностирования. Наиболее просто данная задача решается введением карт ручной регистрации, заполняемых обслуживающим персоналом. Для выбора аппроксимирующей функции при ручной регистрации вибрации необходимо использовать метод визуальной субъективной оценки графического представления ряда измеряемых уровней вибрации. Для периодического контроля этим методом замены опыта инженера фактически не существует. Диагност не должен упустить монотонного увеличения или снижения вибрации или больших неожиданных скачкообразных изменений, которые могут быть в результате, например, поломки, резкого ослабления связей, изменения рабочих процессов, режима работы и т.д. Применение переносных и бортовых программируемых микропроцессорных средств позволяет обрабатывать текущие спектры вибрации, сравнивать их с опорными спектрами и выдавать заключение о техническом состоянии с рекомендациями о принятии мер. Контролировать вибрацию необходимо всегда при одном скоростном и нагрузочном режиме диагностирования в заданных контрольных точках.

## Литература

**1.** Состояние и перспективы развития исследований по повышению надежности машин и сооружений в УССР до 2000 года (Прогнозная записка) / Под ред. В.Т.Трощенко. - К.: Наук. думка, 1985. - 115 с. **2.** Мигаль В.Д. Вибрация и повышение качества проектируемых тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2000. - № 7. - С. 36 - 38. **3.** Попков В.И., Мышинский Э.Л., Попков О.И. Виброакустическая диагностика в судостроении. - Л.: Судостроение, 1989. - 251 с. **4.** Говорущенко Н.Я., Варфоломеев В.Н. Техническая кибернетика транспорта. - Харьков: ХГАДТУ, 2001. - 271 с. **5.** Мигаль В.Д. Конструкционные и технологические решения по снижению вибрации и повышения ресурса головной передачи моста трактора типу Т-150К // Вестник Харьк. госуниверситета. Сер. Новые решения в современных технологиях.-2000.-№80. - С. 63 - 65. **6.** Ополоник Т.Н. Эффективность диагностирования тракторов. - М.: Росагропромиздат, 1988. - 124 с.

Поступила в редколлегию 22.09.2001