

турбокомпрессора. Наличие несгоревшего топлива в выпускных коллекторах при работе дизеля на режиме холостого хода способствует указанному явлению. Снижение давления наддува дизелей, что наблюдается в условиях эксплуатации, естественно приводит к ещё большему ухудшению параметров рабочего процесса дизеля и к снижению надежности работы. Под рациональной генераторной характеристикой следует понимать такой уровень, при котором обеспечивается снижение расхода топлива и надежность работы дизеля.

Проведенные испытания на дизелях 10Д100М показали, что на 6-й регулировочной позиции контроллера машиниста при давлениях наддува воздуха $P_k = 0,11$ МПа ($1,1$ кгс/см²) минимальный удельный расход топлива соответствует мощности генератора около 500 кВт, поэтому при повышении давления наддува воздуха на 0,01 МПа ($0,1$ кгс/см²) количество воздуха увеличивается на 9 %, поэтому и мощность генератора на этой позиции следует увеличивать в такой же пропорции.

Анализ данных по генераторным характеристикам дизелей тепловозов 2ТЭ10М показывает, что количество дизелей мощностью на 6-й позиции более 500 кВт составляет 32 (54 %), менее 500 кВт – 27 (46 %). Количество дизелей мощностью более 550 кВт – 13 (22 %) и более 600 кВт – 9 (15 %).

На 10-й позиции количество дизелей мощностью более нормативного на 100 кВт (1110 кВт) составляет 27 (46 %), более чем на 150 кВт (1160 кВт) – 15 (26 %), более чем на 200 кВт (1210 кВт) – 6 (10 %). На 15 позиции количество дизелей мощностью более 1800 кВт составляет 12 (20 %).

Следовательно, значительное количество дизелей работают по генераторным характеристикам, у которых на позициях от 6 до 12 мощности завышены по сравнению с нормативными от 150 до 350 кВт, что приводит к снижению экономичности и надежности работы дизелей тепловозов 2ТЭ10М.

По данным локомотивных депо Витебск и Гомель, на тепловозах 2ТЭ10М выход из строя турбокомпрессоров дизелей по разрушению в несколько раз превышает выход из строя турбокомпрессоров дизелей тепловозов 2ТЭ10У, тоже самое касается и выхода из строя поршней дизелей этих тепловозов.

Для повышения экономичности и надежности работы дизелей тепловозов 2ТЭ10М при регулировке генераторных характеристик необходимо учитывать давление наддува воздуха дизелей, причем мощность генератора на 15-й позиции необходимо регулировать в пределах 1780 ± 20 кВт, на 6-й позиции давление наддува воздуха 0,01 МПа ($0,1$ кгс/см² – избыточное давление по манометру) – 480 ± 20 кВт, на 10-й позиции (контрольной) – 1010 кВт. При давлении наддува воздуха на 6-й позиции 0,02 МПа ($0,2$ кгс/см²) мощность генератора необходимо регулировать на величину 520 ± 20 кВт, в этом случае на 10-й позиции мощность генератора повышается до 1080 кВт.

При окончательной регулировке мощности дизелей с новыми кулачковыми валами топливных насосов на номинальном режиме необходимо контролировать зазоры между упорами реек и корпусами насосов, которые должны быть в пределах 4,5 – 5,0 мм с разницей между насосами одного дизеля не более 0,3 мм.

УДК 621.833

МЕТОДИКА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

С. Ф. ГОРИЧЕНКО

Белорусский государственный университет транспорта

Проблема повышения прочности зубчатых колес в настоящее время является актуальной из-за их массового использования во всех отраслях народного хозяйства. Предлагаемая методика оценки сопротивления усталости зубчатых колес базируется на использовании статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом. Согласно ей прочность тела (в том числе и поверхностная) определяется областью конечных размеров с критическим уровнем напряжений в ней. Такая область называется опасным объемом.

Рассмотрим формирование опасных объемов при механической усталости. В данном случае опасным является объем V_p , в котором с некоторой вероятностью возможно появление циклических напряжений σ , превышающих нижнюю границу $\sigma_{-1\min}$ рассеяния пределов выносливости σ_{-1} тела.

Таким образом, если известна эпюра распределения напряжений $\sigma(x, y, z)$ по координатным осям x, y, z , то опасный объем вычисляют по формуле

$$V_{Py} = \iiint_{\sigma(x,y,z) > \sigma_{-1min}} dx dy dz. \quad (1)$$

Отсюда следует обобщенное условие усталостного разрушения (условие отказа, условие достижения предельного состояния) $V_{Py} > 0$ с некоторой вероятностью P при доверительной вероятности γ . Если $V_{Py} = 0$, то усталостное разрушение физически произойти не может (так как в этом случае $\sigma < \sigma_{-1min}$), следовательно, это есть обобщенное условие неразрушения (условие безотказной работы, условие недостижения предельного состояния).

Относительный опасный объем является вероятностной мерой поврежденности

$$\omega_{VP} = \frac{V_{Py}}{V_0}, \quad (2)$$

где V_0 – рабочий объем.

Мера поврежденности может изменяться в интервале значений

$$0 \leq \omega_{VP} \leq 1. \quad (3)$$

Когда $\omega_{VP} = 0$, материал элемента конструкции не повреждается при эксплуатации или испытаниях. Когда $\omega_{VP} = 1$, происходит разрушение элемента конструкции в первом цикле нагружения. А если $0 < \omega_{VP} < 1$, случайное событие усталостного разрушения (отказа, достижения предельного состояния) наступает с некоторой вероятностью P . При этом вероятность разрушения тем выше, чем больше опасный объем.

Экспериментально было установлено соотношение

$$\frac{V_{Py}}{V_{st}} = \Pi_{VP}, \quad (4)$$

где V_{st} – опасный (или рабочий) объем объекта, принимаемого в качестве стандартного; $V_{st} \ll V_{Py}$.

Соотношение (4) является интегральным критерием подобия усталостного разрушения. Содержание критерия (4) таково: если для различных типоразмеров объектов численное значение Π_{VP} оказывается одинаковым, то это означает, что и предельные напряжения для них (или их долговечность) будут одинаковыми.

Рассмотрим формирование опасных объемов при трении качения. Если определены эпюры главных напряжений σ_i ($i = 1, 2, 3$), то для изотропного материала можно установить критический тензор напряжений

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_1 = p_{fmin} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 = p_{fmin} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 = p_{fmin} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где p_{fmin} – нижняя граница рассеяния пределов контактной усталости p_f , определяемых наибольшим давлением в центре контактной площадки. Зная (5), запишем тензор динамических опасных объемов T_V и тензор поврежденности T_{ω} :

$$T_V = \begin{vmatrix} V_{1r} & 0 & 0 \\ 0 & V_{2r} & 0 \\ 0 & 0 & V_{3r} \end{vmatrix}; \quad T_{\omega} = \begin{vmatrix} \omega_1 & 0 & 0 \\ 0 & \omega_2 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_3 \end{vmatrix}, \quad (6)$$

где V_{ir} – компоненты динамического опасного объема V_r , обусловленные главными напряжениями σ_i .

В тензоре T_{ω} главные меры поврежденности

$$0 \leq \omega_i = \frac{V_{ir}}{V_k} \leq 1, \quad (7)$$

где V_k – рабочий объем ролика ($V_k \ll V_0$, V_0 – его геометрический объем).

Используя инварианты тензора поврежденности (6), установим тензорную меру поврежденности

$$\omega_p^{(\tau)} = \left[1 - \prod_{i=1}^3 (1 - \omega_i) \right] R_\omega, \quad (8)$$

где R_ω – параметр взаимодействия повреждений (ω_i).

Критерий подобия при трении качения для j -того ролика имеет вид

$$\Pi_j = \frac{V_{\tau}}{V_{st}}. \quad (9)$$

Для экспериментальной оценки сопротивления усталости модели зубчатых зацеплений предлагается метод совмещенных испытаний. Модели зубчатых зацеплений были изготовлены из стали 18ХГТ. Упрочнение поверхностного слоя образца проведено по технологии натурной детали – цементация на глубину $h = 0,4 \dots 0,8$ мм с последующей закалкой до твердости 54 – 64 HRCэ. Рабочие поверхности образцов и роликов шлифовали. Испытания проводили на машине для износоусталостных испытаний УИМ при частоте 3000 мин⁻¹ в условиях нормальной температуры. В зону контакта капельным способом подавали смазку.

Испытания проводили непрерывно до наступления предельного состояния или до базового числа циклов. Сначала при более высоких нагрузках реализуется изгибная усталость. Критерием предельного состояния являлось разрушение образца (разделение образца на две части в результате развития в его опасном сечении поперечной магистральной трещины). База испытаний – 10^7 циклов. По результатам испытаний построена кривая изгибной усталости с абсциссой точки перелома порядка $2 \cdot 10^6$ циклов, и определена предельная нагрузка по критерию изгибной усталости $F_G = 1900$ Н, соответствующая пределу выносливости $\sigma_{-1} = 570$ МПа.

Затем, при более низких нагрузках, реализуется контактная усталость. Критерием предельного состояния являлось предельное сближение осей в силовой системе (100 мкм). База испытаний – $3 \cdot 10^7$ циклов. По результатам испытаний построена кривая контактной усталости с абсциссой точки перелома порядка $3 \cdot 10^7$ циклов и определена предельная нагрузка по критерию контактной усталости $F_R = 200$ Н, соответствующая пределу контактной усталости $p_f = 3100$ МПа.

Критерии подобия (4) и (9) обеспечивают возможность адекватного перехода от натурной конструкции к малоразмерной модели – и наоборот. Это ведет к резкому снижению затрат на испытания как на стадии проектирования, так и в процессе доводки новых машин.

УДК 629.4.08

ИНЕРЦИОННЫЙ ЖАЛЮЗИЙНЫЙ ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЬ

А. В. ГРИЩЕНКО, А. Н. СМЕРНОВ

Петербургский государственный университет путей сообщения

Надежность и срок службы тяговых электрических машин тепловоза в значительной степени определяются эффективностью работы системы их охлаждения. Воздух в систему охлаждения поступает непосредственно из атмосферы или из дизельного помещения. В обоих случаях он содержит взвешенные частицы загрязнения, вредно влияющие на состояние тяговых электрических машин. Качество атмосферного воздуха как рабочего тела характеризуется содержанием в нем аэрозолей, представляющих собой взвешенные в воздухе частицы размером от 0,01 до 8000 мкм. Пыль – одна из разновидностей аэрозолей, т.е. дисперсионных систем, состоящих из твердых или жидких частиц, взвешенных в газовой среде.

Существующие устройства для очистки воздуха в тепловозах имеют существенные недостатки: низкая эффективность, недолговечность, ухудшение характеристик во время эксплуатации, а также необходимость периодического обслуживания. Применяемые на тепловозах ТЭП70 и ТЭП80 пенополиуретановые воздушные фильтры, кроме того, являются пожароопасными.