

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

У роботі розглянуті питання зменшення динамічного впливу колісних пар на колію. На прикладі розрахунку тягового привода третього класу показано методику визначення динамічних параметрів.

В работе рассмотрены вопросы уменьшения динамического воздействия колесных пар на путь. На примере расчета тягового привода третьего класса показана методика определения динамических параметров.

In work questions of reduction of dynamic influence of wheel pairs on a way are considered. By the example of calculation of a traction drive of the third class the technique of definition of dynamic parameters is shown.

В Украине вводятся в эксплуатацию скоростные железнодорожные магистрали, и переход к повышенным скоростям движения выдвигает ряд требований к ходовой части подвижного состава – улучшение динамических характеристик и повышение эксплуатационной надежности.

Для скоростных локомотивов и моторных вагонов электроподвижного состава одной из первоочередных задач является уменьшение динамического воздействия колесных пар на путь за счет уменьшения необрессоренных масс тягового привода.

В практике отечественного и зарубежного локомотивостроения широкое распространение получили тяговые приводы второго класса с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя и опорно-осевым подвешиванием редуктора: на электровозах ЧС-1, ЧС-2, ЧС-4, электровозе Е1 0004 и электропоездах ЭР1, ЭР2, ЭР22.

По сравнению с опорно-осевым приводом, рассматриваемые опорно-рамные тяговые приводы позволяют повысить долговечность зубчатых колес редукторов благодаря более равномерному распределению нагрузки по длине зуба.

ОАО ХК «Лугансктепловоз» разрабатывает проект нового скоростного пассажирского тепловоза ТЭП150 мощностью 4000 л.с. в секции с применением тягового привода третьего класса с полым карданным валом.

Карданный вал должен удовлетворять следующим требованиям: одинаковыми гибкими связями на концах полого вала с большой осевой гибкостью, и в тоже время с малой радиальной и оптимальной круговой гибкостью.

Такая конструкция позволяет (по сравнению

с выше приведенными конструкциями) в значительной степени снизить неподдресоренные массы, приходящиеся на колесную пару, динамические нагрузки на зубчатые колеса, воздействие на путь и стрелочные переводы.

Вышеперечисленные требования к тяговому приводу третьего класса усложняют расчет его динамических параметров.

Целью данной статьи является определение динамических параметров колебательного процесса в приводе применительно к натурному образцу на стадии экспериментальной доводки.

При определении динамических параметров тягового привода с помощью технико-математических моделей необходимо знать численные значения коэффициентов, входящих в уравнения, описывающих колебательные процессы. Коэффициенты зависят от инерционных, квазиупругих, диссипативных и геометрических параметров расчетной схемы тягового привода.

Инерционные и квазиупругие параметры рассчитываются, используя чертежно-техническую документацию масс деталей и элементов. Значения диссипативных параметров принимают приближенно и корректируют на основании опытных данных.

Геометрические параметры (линейные и угловые размеры) определяют по чертежам деталей и узлов.

Следует отметить, что полученные расчетным путем параметры упругих и особенно диссипативных параметров могут существенно отличаться от действительных. Поэтому величины, полученные расчетом, необходимо проверить экспериментальным путем.

Основные характеристики динамической колебательной системы – собственная частота,

которая зависит, в основном, от двух параметров: жесткости и массы.

Зная собственную частоту колебаний системы, форму колебаний которой она соответствует, можно оценить приведенную жесткость упругих элементов.

Анализ результатов испытаний показал, что динамическая нагруженность вала тягового привода определяется в основном двумя видами нагрузок [1, 2]:

– низкочастотными ( $f = 1,5 \dots 1,6$  Гц подпрыгивание тележки с КМБ и галопирование второй формы колебаний рамы тележки на рессорном подвешивании с частотой  $5 \dots 10$  Гц);

– высокочастотными ( $25 \dots 100$  Гц), связанными с возбуждением зубьев редуктора и непосредственным прохождением колесной парой неровности пути и неравномерностью вращения промежуточного звена каждого механизма.

Чтобы определить собственные частоты, соответствующие основным формам колебаний (приведенным к работе), создают условия для получения специальных колебательных режимов тягового привода. Для этого используется «сброс» экипажа с клиньев при наезде колесами на них в так называемом «заторможенном пуске». Сброс с клиньев реализуется на выбеге до полной остановки и производится запись колебаний элементов тягового привода и тележки на рессорном подвешивании.

В режиме при заторможенном локомотиве или электроподвижном составе (колодочное торможение) включают на несколько секунд тяговые двигатели, затем выключают их и производят запись колебательного процесса на осциллограммах. Обработка такой осциллограммы позволяет получить значение собственной частоты колебаний тягового привода (якоря электродвигателя и редуктора).

Частоту колебаний определяют по замеру на осциллограмме периода колебаний. Параметр для демпфирования определяется через логарифмический декремент затухания по формуле:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = nT, \quad (1)$$

где  $A_i, A_{i+1}$  – амплитуды колебаний, которым соответствует искомый декремент;  $n = \frac{\delta}{T}$  – носительный коэффициент затухания;  $T$  – период затухания;  $n = \frac{\delta}{2\pi}$ .

Коэффициент, эквивалентный вязкому трению, определяют по формуле:

$$\beta = 4\pi \cdot I_n \cdot f,$$

где  $I_n$  – момент инерции массы, участвующей в колебательном процессе;  $\text{Нм}^2$ ;  $f$  – частота собственных колебаний массы, Гц

Предлагаемая методика определения динамических параметров привода может быть применена при исследовании динамики привода опытной конструкции, а также приводов других типов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Добрынин Л.К., Соколов Ю.Н. Динамика тяговых приводов электропоезда ЧС4 и моторных вагонов электропоездов ЭР // Вестник ВНИТИ. – 1974. – Вып. 39.
2. Добрынин Л.К., Соколов Ю.Н., Лысак В.А., Голубятников СМ. О динамических нагрузках в тяговом приводе грузового тепловоза с опорным подвешиванием электродвигателя // Вестник ВНИТИ. – 1978. – Вып. 49.