

Модель для расчетов тягового привода



Татьяна МОЧАЛОВА

Tatiana O. MOCHALOVA

Демонстрируется способ создания конечно-элементной модели, которая не противоречит реальной конструкции и предназначена для выполнения динамических расчетов тягового привода локомотива.

Показана необходимость применения метода конечных элементов, поскольку он позволяет полнее отразить упругие, инерционные и диссипативные свойства динамических систем.

В статье обоснованы подходы к моделированию рамы тележки с учетом рессорного подвешивания, тяговых двигателей и тормозных цилиндров на концах рамы, а также осуществлена верификация представленной модели «рама тележки – тяговые двигатели» на согласование с экспериментальными данными.

Ключевые слова: локомотив, железная дорога, модель системы «рама тележки – тяговый привод», метод конечных элементов, формы колебаний, амплитудные спектры ускорений.

Мочалова Татьяна Олеговна – ассистент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.

На современных скоростных электровозах широко применяют двухосные тележки со сварными рамами. Системы компьютерного проектирования позволяют оптимизировать конструкции рам по требуемой прочности при минимальном расходе материала. При этом рамы сварных тележек получают повышенно гибкими по сравнению с рамами литых тележек.

Расположение и монтаж на сварных тележках массивных элементов тягового привода: тяговых двигателей, редукторов, моторно-редукторных блоков – заставляют рассматривать раму тележки как упругую конструкцию, выполняющую функции упругого основания для элементов тягового привода. А что касается возможных колебаний элементов привода на упругом основании, то для их устранения необходимо исследовать динамические свойства таких систем.

УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

Общая масса тяговых двигателей и редукторов превышает или соизмерима с массой рамы, и это обстоятельство требует учета упруго-диссипативных свойств рамы как распределенной системы, а в некоторых случаях и элементов привода.

При исследовании динамических свойств, особенно при расчете собственных частот и форм колебаний подобных систем, следует применять методы теории упругости, которые реализованы в методе конечных элементов (МКЭ) и компьютерных программах. Этот метод позволяет учитывать упругие, инерционные и диссипативные свойства динамических систем и их распределение в пространстве.

Уравнения колебаний для таких систем в общем виде записывается в матричной форме:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [B]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{P\} + \{N\} \quad (1),$$

где $[M], [B], [K]$ – матрицы масс, диссипации и жесткости системы соответственно; $\{\ddot{u}\}, \{\dot{u}\}, \{u\}$ – векторы ускорений, скоростей и перемещений конечных элементов системы;

$\{P\}, \{N\}$ – векторы внешних сил и нелинейных элементов.

Исследование динамических систем обычно предполагает решение ряда задач, среди которых определение собственных чисел и векторов, частот и форм колебаний динамической системы (ее внутренних свойств, структуры, возможных резонансных частот).

Как следует из приведенного уравнения, для адекватного описания реальной физической системы необходимо задавать характеристики масс, диссипации и жесткости. Это обеспечивается техническим проектом или экспериментально, если существует прототип исследуемой системы.

На практике для ограничения объема решаемой задачи, получения ее обзорности приходится оптимизировать размер исследуемой системы.

В данном случае надо создать расчетную модель системы для изучения совместных колебаний тяговых двигателей и рамы тележки.

При такой постановке задачи следует учитывать основные элементы, входящие в систему, а влияние неучтенных элементов задавать через граничные условия.

Граничные условия определяются характером и видом реактивных сил от взаимодействующих с рассматриваемой системой элементов более сложной системы.

Система «рама тележки – тяговые двигатели» взаимодействует с колесными парами через буксовое подвешивание, а с кузовом через центральное рессорное подвешивание.

Граничные условия можно задавать как жесткое закрепление рамы с основанием в местах расположения пружин или моделировать рессорное подвешивание в виде пружин, а для оценки необходимости учета в модели рессорного подвешивания сравнивать базовые параметры, в частности, жесткости основной системы.

Приближенно собственную частоту изгибной формы колебаний рамы тележки можно рассчитать по формуле Рэлея [1] при $l=2,85$ м; $m=2214$ кг; $I=2,45 \cdot 10^{-4}$ м⁴;

$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$ и затем определить эквивалентную жесткость рамы по этой же формуле:

$$f_1 = 0,498\pi \sqrt{\frac{EJ}{ml^4}}. \quad (2)$$

Расчет эквивалентной жесткости рамы для частоты колебаний равной $f_1 = 28,656$

Гц по формуле Рэлея показал, что жесткость рамы имеет тот же порядок величины, что и суммарная жесткость буксового рессорного подвешивания, поэтому её влияние следует учитывать в расчетной модели.

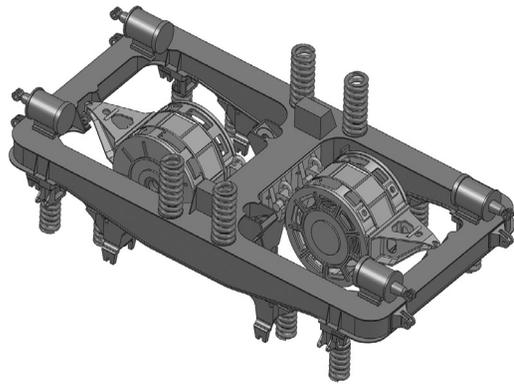
На рис. 1 показана геометрическая расчетная модель рамы тележки электровоза ЭП10 с рессорным подвешиванием, тяговыми двигателями и тормозными цилиндрами на концах рамы, которые подлежат учету, поскольку они могут влиять на величины собственных частот и характер форм колебаний рамы.

Для верификации модели «рама тележки – тяговые двигатели» были нужны экспериментальные данные. Они взяты из протоколов испытаний электровозов ЭП10 (их провели совместно ВЭЛНИИ и МИИТ).

Собственные частоты колебаний тягового двигателя на элементах рамы тележки определялись путем возбуждения ударами в вертикальном и поперечном направлениях по отношению к оси рельсового пути. Частоты фиксировались при обработке записей ускорений и напряжений в боль-



Рис. 1. Расчетная геометрическая модель системы «рама тележки – тяговые двигатели».



Pic. 1. Computed geometric model of a system «frame of bogie – traction engines».

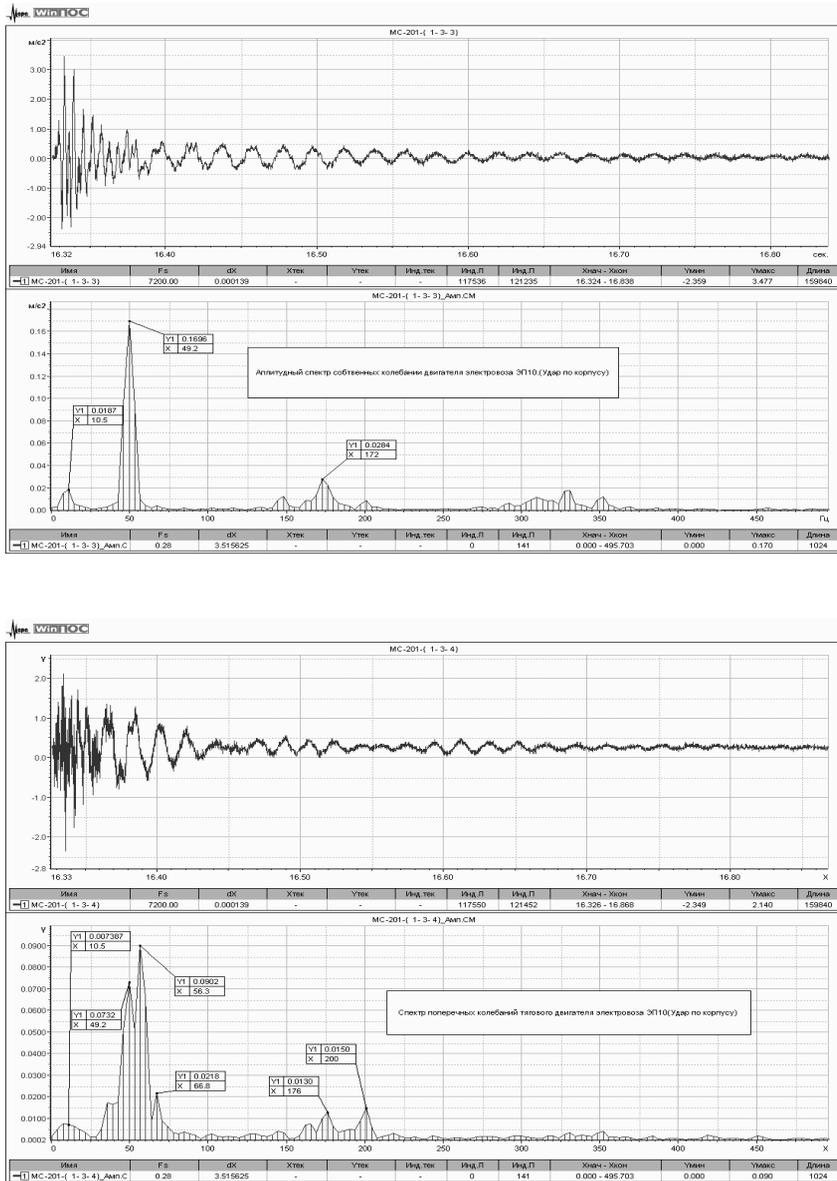


Рис. 2. Амплитудные спектры ускорений на корпусе двигателя при ударном возбуждении колебаний: а – вертикальные ускорения, б – поперечные ускорения.

Pic.2. Amplitude spectrum of accelerations on the engine body caused by quick-response excitation of vibration: vertical accelerations, b – transverse accelerations.

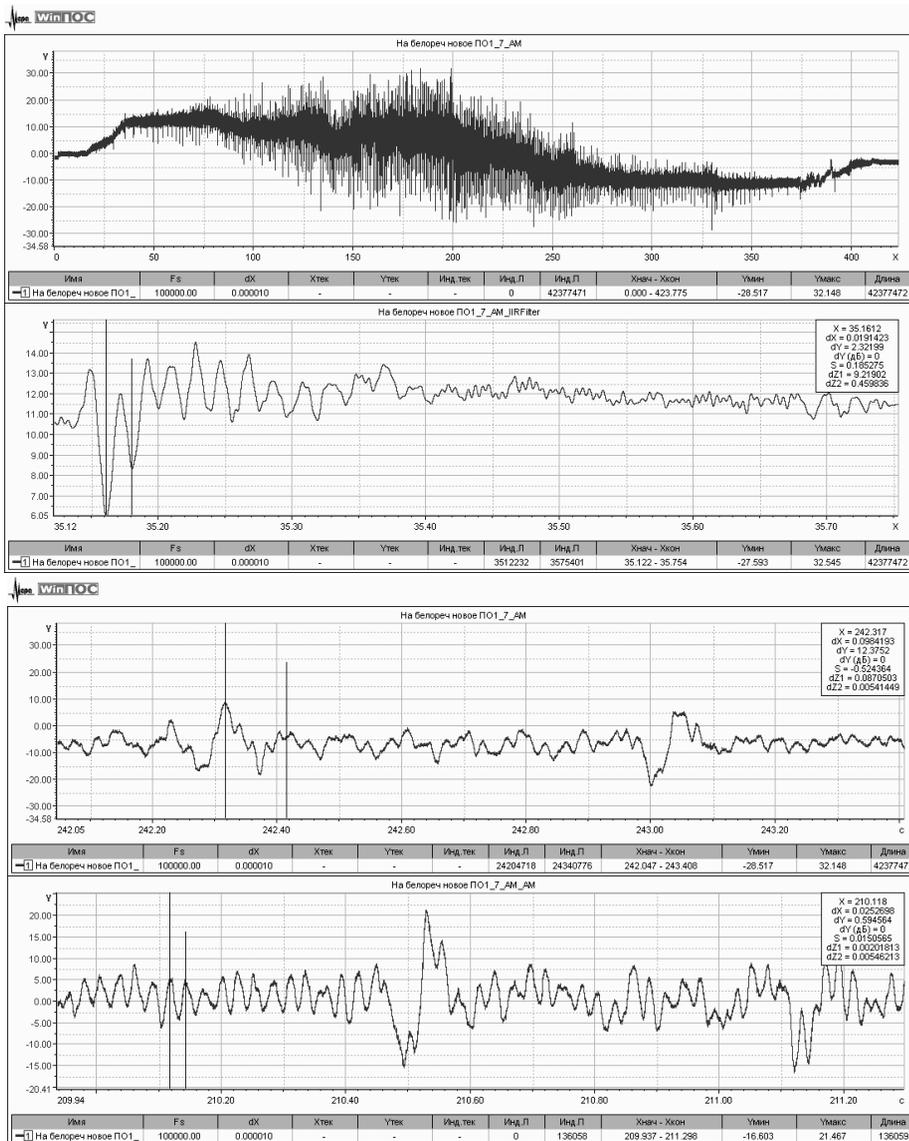


Рис. 3. Фрагменты записей крутящего момента на большом кронштейне крепления тягового двигателя: а – при пуске электровоза, б – при движении с постоянной скоростью 100 км/ч $f=52,24$ Гц, $f=10, 16$ Гц, $f=39,57$ Гц.

Pic.3. Fragments of recordings of torsion moment at the big traction engine mounting bracket: a – at electric locomotive start, b – at moving with constant velocity of 100 km/h $f=52,24$ Hz, $f=10, 16$ Hz, $f=39,57$ Hz.

шом кронштейне крепления тягового двигателя, а также данных о режимах пуска и торможения. При этих режимах происходит «наброс» или «сброс» нагрузки и возбуждаются собственные колебания системы «ротор – тяговый редуктор».

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

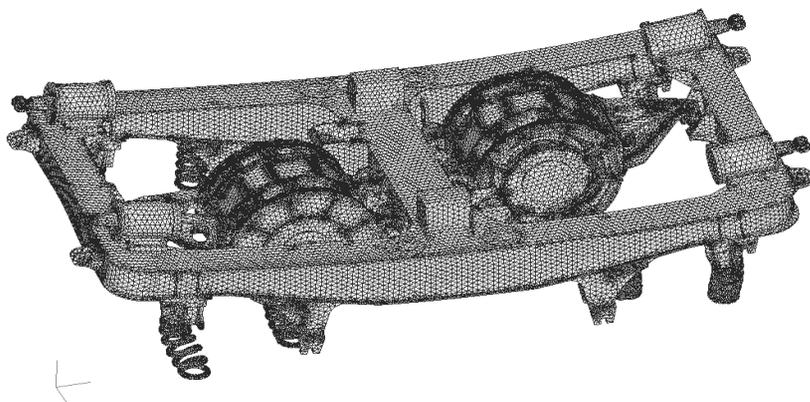
На рис. 2 представлены результаты опытов при возбуждении колебаний двигателя ударами по корпусу.

На рис. 2а показаны затухающие колебания двигателя и спектр, полученный по этому процессу. На спектре видна преобладающая по амплитуде составляющая с центральной частотой 49,2 Гц, которая указывает на вертикальные колебания тягового двигателя на элементах крепления к раме как упругих элементах. На рис. 2б затухающие колебания тягового двигателя, зарегистрированные поперечным датчиком. Этот датчик из-за места расположения



Рис. 4. Колебания модели рамы ЭП10 в сборе на частоте 50,4 Гц.

Рис. 4. Vibration of a model of a frame EP10 at a frequency of 50,4 Hz.



в нижней части корпуса двигателя регистрирует суммарные линейные поперечные колебания и угловые колебания двигателя относительно продольной оси тележки.

На рис. 2б в амплитудном спектре преобладают две частотные составляющие 49,2 и 56,3 Гц, показаны записи поперечных колебаний и полученный при ударе по корпусу двигателя в поперечном направлении спектр, в котором видны составляющие с частотами 49 Гц, 58,4 Гц и 66,4 Гц. Поскольку удары производились вручную, то возбуждались сложные колебания, состоящие частично из вертикальных, поперечных и угловых колебаний, и это отражается в частотных составляющих спектра.

На рис. 3 приведены фрагменты временных записей крутящего момента на корпусе тягового двигателя при пуске электровоза и движении его с постоянной скоростью по железнодорожному пути.

На осциллограммах рис. 3а видны медленно затухающие колебания тягового двигателя с частотой 52,24 Гц при броске пускового тока, а рис. 3б — приведены записи крутящего момента на большом кронштейне двигателя при наезде колеса на стыковую неровность. При этом должны возбуждаться колебания тягового привода (класс II) с частотой, близкой к колебаниям ротора тягового двигателя на упругости муфты. Как следует из данных на осциллограмме, эта частота равна 10,16 Гц. На следующей записи — колебания тягового двигателя с частотой 39,57 Гц при движении электровоза с постоянной скоростью 80–100 км/ч. Они вызваны вынужденными колебаниями двигателя с учетом упругости самой рамы тележки под воздей-

ствием возмущений со стороны пути и, возможно, муфты.

По результатам обработки экспериментальных данных определены частоты совместных колебаний тягового двигателя с рамой тележки, которые лежат в диапазоне 49–63 Гц в зависимости от возбуждаемой формы колебаний. Колебания системы тягового привода происходят с частотой 10–11 Гц, а колебания тягового двигателя совместно с рамой тележки при воздействии неровностей железнодорожного пути — с частотой 36–39 Гц в зависимости от состояния креплений двигателя к раме тележки.

Для выполнения динамических расчетов при вынужденных колебаниях динамических систем необходимо учитывать демпфирование, которое определяется матрицей в приведенном ранее матричном уравнении.

Расчет внутреннего трения в материале и конструкции в настоящее время не имеет однозначного решения с помощью расчетных методик [2].

В аэрокосмической отрасли внутреннее трение в конструкциях определяется путем дорогостоящих испытаний на натуральных образцах с применением специальных стендов и аппаратуры.

В общем машиностроении внутреннее трение в материале и конструкциях замедляют по логарифмическому декременту затухающих колебаний, возбуждаемых ударным воздействием. Можно также определять коэффициент демпфирования по ширине спектральных линий в амплитудных спектрах или спектрах мощности вынужденных колебаний исследуемых

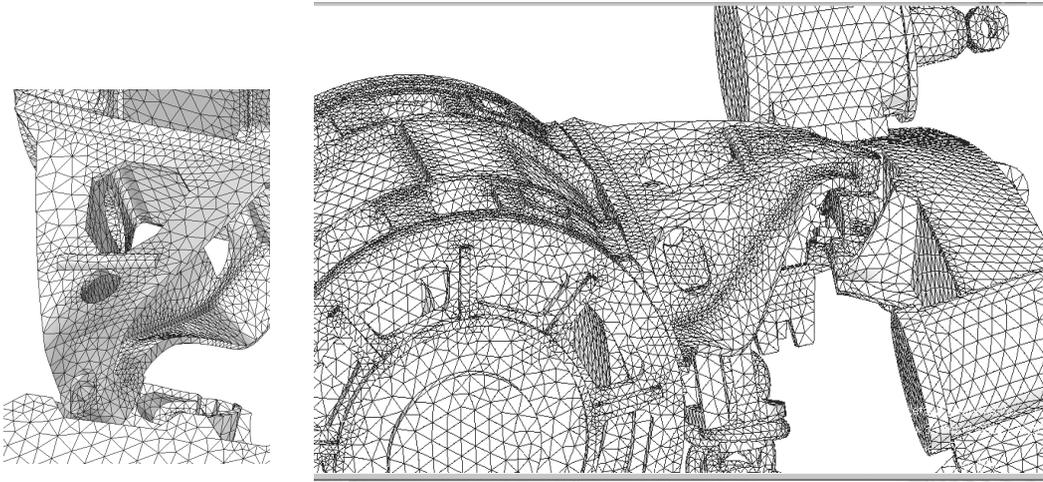


Рис. 5. Деформация большого кронштейна на частотах 50,4 Гц и 63 Гц.

Pic.5. Deformation of a big mounting bracket at the frequencies of 50,4 and 63 Hz.

Таблица 1/Table 1

Сравнение значений расчетных и экспериментальных частот
Comparison of computed and experimental frequencies

Экспериментальные значения	Experimental values	49,0	52,24	58,4	66,4
Расчетные значения	Computed values	46,0	50,4	57,2	63,0
% отличий	% of differency	6,1	3,5	2,05	5,0

систем при соответствующей частотной составляющей.

Поскольку физическая природа демпфирования бывает разнообразной, то при динамических расчетах систем рассматривают сложное демпфирование, но для упрощения расчетов все его виды приводят к вязкому демпфированию, которое соответствует заданным частотам и формам колебаний.

Вязкое демпфирование обычно в расчетах характеризуют коэффициентом вязкого трения, отнесенным к критическому значению. Этот коэффициент называется относительным коэффициентом затухания ζ . Его значение можно получить, вычислив логарифмический декремент затухания по экспериментальным записям затухающих колебательных процессов (рис. 2) по формуле

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right), \quad (3)$$

где Z_1, Z_2 – два смежных пиковых значения на графиках затухающих колебательных процессов.

Вычисленный коэффициент относительного затухания для колебаний системы тягового привода равен 0,1, а тягового двигателя – 0,07.

СРАВНЕНИЕ С РАСЧЕТНЫМИ ДАННЫМИ

Для идентификации расчетных динамических моделей с реальными объектами достаточно на первом этапе сравнить их собственные частоты по основным формам колебаний.

Известно, что собственные частоты являются функциями основных параметров динамической системы – массы и жесткости. Поэтому при совпадении расчетных значений собственных частот и экспериментальных есть основание сделать вывод о непротиворечивости принятой модели и реальной системы.

Для расчета собственных частот модели была решена система матричных уравнений, которая получена из более ранних уравнений:

$$([K] - \omega^2 [M]) \cdot \{\Phi\} = \{0\}, \quad (4)$$





где $\{\Phi\}$ – вектор форм колебаний для частоты ω .

Вектор формы колебаний обычно масштабируется для каждой моды, чтобы выполнялось условие

$$\{\Phi_i\}^T [M] \{\Phi_i\} = 1,0, \quad (5)$$

поэтому формы колебаний, например, на рис. 4, представляются в относительных единицах и показывают только соотношение между перемещениями различных частей системы.

Все расчеты выполнялись с использованием конечно-элементной модели, построенной по геометрической модели (рис. 1) в расчетном пакете «Patran-Nastran».

На рис. 4 и 5 показаны основные формы колебаний с частотами 50,4 Гц и 63 Гц, наиболее близких к формам колебаний, кото-

рые возбуждались в эксперименте. На рисунках видны деформации кронштейнов в увеличенном масштабе, чем подтверждаются колебания двигателей в эксперименте за счет деформаций кронштейнов и прилегающих участков рамы тележки.

Для сравнения в таблице 1 приведены значения расчетных и экспериментальных частот.

Как видно из таблицы, экспериментальные и расчетные значения частот отличаются не более чем на 6%. Это позволяет заключить, что построенная конечно-элементная модель не противоречит экспериментальным данным и ее можно применять при решении динамических задач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер В. Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
2. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М.: ГИФМЛ, 1960. – 186 с. ●

COMPUTED MODEL FOR TRACTION GEAR

Mochalova, Tatiana O. – assistant lecturer at the department of locomotives and locomotive facilities of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

ABSTRACT

The article describes development of finite element model which doesn't contradict real unit and is intended for dynamic computation of traction engines of locomotives. The article argues in favor of use of the method of finite elements because it allows reflecting elastic, inertial and dissipative features of dynamic systems. The approaches towards simulation of the bogie with the account for springing, traction engines, braking cylinders at the edges of the frame are substantiated. The described model of «frame bogie – traction engines» is verified for conformity with experimental data.

ENGLISH SUMMARY

Background. Modern electric locomotives, capable to achieve high speed, use two-axle bogies with welded frames. The welded bogies are more elastic as compared to cast bogies. Positioning of massive elements of traction gear, like traction engines, gear, engine-gear units, on the welded bogies makes it necessary to consider a bogie as elastic structure, functioning as elastic support base for the elements of traction gear.

Objective. In order to neutralize possible vibrations of the elements of gear on an elastic base it is necessary to study dynamic features of such systems. It is also necessary to develop method of computer-aided simulation that permits to optimize frame design in order to achieve the required strength and to minimize the use of materials.

Methods. As the total weight of traction engines and gears exceeds or is equal to frame weight, it

is necessary to account for elastic and dissipative features of the frame, considered as distributed system, and in some case for the mentioned features of gear elements as well.

During the study of dynamic features and especially during computation of own frequencies and vibration forms of similar systems it is necessary to apply methods of the theory of elasticity, which are realized within the method of finite elements and in software. This method allows taking into account of inertial and dissipative features of dynamic systems and their spatial distribution.

Results. Vibration equations for similar systems are generally described by matrix (1), where $[M]$, $[B]$, $[K]$ are respectively matrix of weight, dissipation and rigidity of the system, $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$ are vectors of acceleration, velocity, displacement of finite elements of a system; $\{P\}$, $\{N\}$ are vectors of external forces and non-linear elements.

The study of dynamic systems supposes solution of a set of problems, comprising determining of proper frequencies, figures, vectors, oscillation forms of a dynamic system (as well as of internal features, structures, possible resonance frequencies).

As one can see, the above mentioned equation is necessary to plot characteristics of weight, dissipation, and rigidity. It can be done on the basis of technical specification, or experimentally, if a prototype of studied system exists.

In real practices in order to reduce the volume of the problem it is necessary to optimize the dimension of