

АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПОСТРОЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ МОДЕЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ МОСТОВОГО КРАНА И КОНВЕЙЕРА КАК СИСТЕМ С РАСПРЕДЕЛЕННОЙ МАССОЙ И ЖЕСТКОСТЬЮ

Введение. По мере совершенствования промышленных электроприводов в направлении повышения точности и быстродействия и развития алгоритмов синтеза всё больше внимания приходится уделять уточнению описания механической части, по крайней мере, для проверки работоспособности синтезированных регуляторов. Задача же учёта так называемой немоделируемой динамики при синтезе САП пока ещё массово не ставится или решается за счет робастных регуляторов.

Методы описания механических систем, разработанные в теории механических колебаний, в основном ориентированы на другую задачу: на определение частот и форм колебаний, а, кроме того, требуют от специалиста-электрика неадекватно больших затрат времени на их освоение и квалифицированное использование с учётом необходимости стыковки модели механической части с моделью электрической части привода и особенностей технологического процесса. Сходные замечания можно сделать и по отношению к материалу небольшого раздела теории автоматического управления, посвященного системам с распределенными параметрами. Математический аппарат этого раздела оказался практически невостребованным электроприводчиками в их научных статьях, и существует, скорее всего, единственная монография по электроприводу механизмов с распределенной массой и жесткостью [1].

В то же время общеизвестный метод дискретизации объекта с распределённой массой и жесткостью на основании физических представлений требует знания лишь закона Ньютона и закона Гука, а поэтому доступен и школьнику. Поэтому вопрос о целесообразности и эффективности применения того или иного метода описания распределённых систем при решении конкретных электроприводческих задач требует уточнения. Рассмотрим его на примерах динамики балки мостового крана и цепи конвейера, имея в виду, что моделирование собственно балки или стержня не является конечной целью при построении модели механической части этих электроприводов.

1. Моделирование механической части конвейера с упруго-вязкой массивной цепью без петли провиса.

При отсутствии петли провиса цепь имеет достаточное натяжение, чтобы рассматривать её как стержень, концы которого сведены в кольцо и жёстко закреплены на сосредоточенной достаточно большой массе, соответствующей инерционности ротора двигателя. Если бы масса ротора была бесконечно большой, то такая схема соответствовала бы заделке прямого стержня обоими концами, однако столь простого решения, особенно с учётом наличия системы регулирования, нельзя принять к рассмотрению в качестве полной модели. В теории колебаний [2,3] рассмотрен ряд простых типовых расчётных схем, однако для них, в основном, получены собственные частоты и формы колебаний и, кроме того, нет решения уравнений динамики в частных производных для рассмотренной схемы конвейера.

В работе [4] для конвейера тоже определены частоты колебаний, но отсутствует решение уравнений динамики. Упомянутые расчётные формулы для частот колебаний, естественно, очень удобно использовать для проверки правильности работы модели конвейера при модификации его расчётной схемы до схем [2, 3]. Это позволяет оценить эффективность набора модели в Matlab'e поэлементно – например, отдельно для цепи конвейера или при задании момента инерции ротора $J \rightarrow \infty$.

Только в отдельных (к сожалению) работах встречаются решения уравнений динамики стержня, доступные для прямого использования инженером-электриком. Так, в [5] представлена расчётная формула

$$\eta(x,t) = \frac{2P}{IEF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n-1} \cos \lambda_n t \sin k_n x}{k_n^2} \quad (1)$$

для определения перемещений $\eta(x, t)$ точек по длине x однородного массивного упругого стержня при одноконцевой заделке при продольных колебаниях без учёта демпфирования. Решение, как видно, получено в виде суммы ряда гармоник, т.е. является приближённым, качество приближения которого зависит от использованного значения n - количества членов ряда. Графическое представление решения $\eta(x,t)$ при $n=1250$, выполненное автором статьи в пакете Maple, показано на рис.1.

Зависимость $\eta(x,t)$ в этом же пакете была аналитически продифференцирована (после исправления опечаток в тексте учебника) для получения графиков скоростей и ускорений. Они показаны на рис.2, рис.3. Из рис.1 и рис.2 видно, что решения правильно отображают физические процессы прохождения волны по стержню, но форма графиков ускорений, а значит и сил уже не приемлема для рассмотрения при графическом разрешении

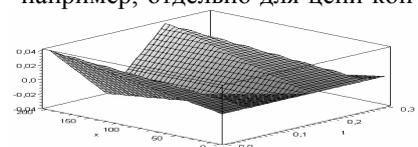


Рис. 1

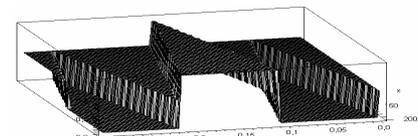


Рис. 2

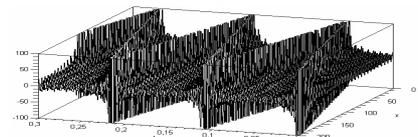


Рис. 3

150×150, а при разрешении 500×500 обработка изображения на экране хорошего компьютера происходит с таким запаздыванием, что развернуть его до нужного ракурса становится практически невозможно.

Возможность применения формулы (1) на этом исчерпывается. Её нельзя использовать для построения графиков динамических процессов в другой расчётной схеме, например, при двусторонней заделке стержня. Даже для расчёта рассмотренной схемы, но с демпфированием в стержне нужно получить другую расчётную зависимость. Последняя представлена здесь же в [5] в виде (2)

$$\eta(x,t) = e^{-ht} \sum \left(A_n \cos \lambda_n^* t + B_n \sin \lambda_n^* t \right) \sin \frac{(2n-1)\pi x}{2l}; \quad \lambda_n^* = \sqrt{\lambda_n^2 - h^2}; \quad \eta(x,0) = Px/(EF), \quad \dot{\eta}(x,0) = 0,$$

$$A_n = \frac{P}{EF} \cdot \frac{\int_0^l x X_n(x) dx}{\int_0^l X_n^2(x) dx}; \quad B_n = \frac{Ph}{EF \lambda_n^*} \cdot \frac{\int_0^l X_n(x) dx}{\int_0^l X_n^2(x) dx}, \quad (2)$$

однако произвести расчёты без нахождения значений коэффициентов A_n и B_n при конкретных граничных условиях уже невозможно. Кроме того, не понятно, почему экспонента e^{-ht} , соответствующая затуханию процесса, оказалась множителем за пределами суммы гармоник и, тем, самым, свободное затухание движений на разных частотах становится однотемповым как для низких частот, так и для высоких. То есть, быстрые получаются хуже демпфированными. Это не физично и тем более не понятно, что в [3] дана другая расчётная формула (3) для решения этой же задачи.

$$u = \sum_{r=1}^{\infty} X_r(x) e^{-n_r t} (A_r \sin p_r^* t + B_r \cos p_r^* t). \quad (3)$$

В ней – для каждой частоты затухающих колебаний своя экспонента и, более того, отмечается, что в силу демпфирования верхние частоты в записи ряда перестают существовать и «...соответствующие члены общего решения будут представлять движения неколебательного характера». Это соответствует общим физическим представлениям о характере процессов демпфирования в конструкционных материалах, однако формулы для расчёта коэффициентов A и B не приведены.

Если подвести итог этого краткого выборочного, но представительного анализа, то следует отметить, что в рассмотренных базовых источниках, к сожалению, отсутствуют завершённые расчётные формулы и, тем более, их сводные таблицы для определения сил, ускорений, скоростей и перемещений разных сечений упруго-вязкого массивного стержня с различными расчётными схемами в смысле граничных условий и наличия присоединительных масс разной величины в различных точках стержня. Это не позволяет инженеру-электрику воспользоваться указанными результатами применения методов теории колебаний механических систем.

Не анализируя ряд других методов теории механических колебаний, в том числе и метод конечных элементов (дающий желаемые результаты, но требующий существенных затрат на освоение), а также разностные методы матфизики, перейдём к рассмотрению метода прямой дискретизации стержня на упругосвязанные массы. Этот метод предельно прост по своей физической трактовке и математическому аппарату, требующему применения всего лишь закона Ньютона и закона Гука при составлении дифференциальных уравнений модели.

Метод прямой дискретизации был использован при построении модели электропривода скребкового конвейера и исследовании в ней динамических процессов [6,7] в нормальном и аварийном режимах работы. Модель была представлена в пакете Matlab структурной схемой 200-массовой упруго-вязкой цепи с моделью электропривода, гидромфты, моделью падения пласта породы, нелинейным трением и т.д. Эта модель была проверена на совпадение частот собственных колебаний с расчётными значениями по [2,3,4,5]. Однако на такой модели расчёт процессов длится достаточно долго и оценивать динамические свойства линейной её части при изменении значений параметров и, особенно, числа масс затруднительно, так как это требует изменения самой структурной схемы.

Для анализа динамических свойств линейной части модели конвейера гораздо более удобной является модель, представленная в разработанном m-файле пакета Matlab в матричном описании. Расчёт и отображение его результатов происходит в несколько раз быстрее, поэтому удаётся отследить и проанализировать большее количество информации. Так, было установлено, что для кольцевой и разомкнутой расчётных схем характерно круговое распределение корней характеристического уравнения модели конвейера, как это показано на рис. 4. Корни размещаются на окружности, начинающейся в начале координат комплексной плоскости. Сначала с ростом частоты демпфированность каждой пары корней нарастает, затем частота начинает уменьшаться и быстрые движения, обусловленные удалёнными левыми корнями, становятся неколебательными, что отмечалось в [3]. В ходе вариации параметров цепи установлено, что радиус этой окружности обратно пропорционален коэффициенту внутреннего вязкого трения β_{12} и прямо пропорционален коэффициенту жесткости c_{12} , постоянен и равен $R = c_{12} / \beta_{12}$.

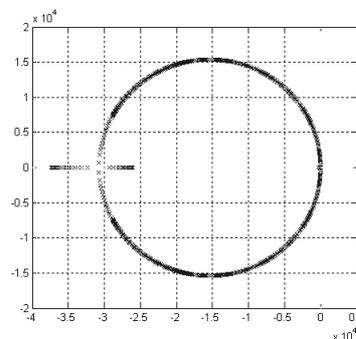


Рис. 4

Целесообразно подчеркнуть, что именно такое значение радиуса окружности размещения корней можно получить в ходе ряда преобразований решения дифференциального уравнения в частных производных [3]

$$c_2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{k}{\rho} \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \text{ описывающего динамику упруго-вязкого стержня зависимостями}$$

$$u = \sum_{r=1}^{\infty} X_r(x) e^{-n_r t} (A_r \sin p_r^* t + B_r \cos p_r^* t), n_r = k p_r^2 / (2E); p_r^* = \sqrt{p_r^2 - n_r^2} = p_r \sqrt{1 - [k p_r / (2E)]^2}. \quad (4)$$

причем это решение - аналитическое, оно получено методом Фурье, а не прямой дискретизацией стержня. Корни же, которые легко получить из представленных зависимостей, совпадают с корнями, полученными для модели с дискретизированными массами (n=50) для 10 ÷ 20 нижних частот, как это видно из рис.5а, а затем начинают смещаться относительно друг друга, оставаясь, тем не менее, на окружности радиуса c_{12} / β_{12} . Тот же характер распределение корней имеет место и для n=200 (рис.5б). Важно отметить, что корни в зависимостях [3] получены для описания динамики стержня с двусторонней концевой заделкой, а корни модели конвейера получены на модели, включающей как массивную упруго-вязкую натянутую цепь, так и привод по системе подчиненного регулирования. Эти результаты позволяют судить и о величине погрешности, вызванной дискретизацией масс, и о мере влияния СПР привода на волновые процессы конвейерной цепи.

Расчёты модели, выполненные при вариации количества масс конвейера от 20 ÷ 30 до 200 для двухприводного конвейера с настройкой систем подчиненного регулирования на симметричный оптимум и недемпфированной или слабодемпфированной моделью цепи показали, что при 60 < n < 120 среди корней характеристического уравнения появляется несколько правых комплексно-сопряженных с малой вещественной частью. Это говорит о том, что моделировать такую систему нужно с числом масс n > 150. Тогда эти корни возвращаются на ось ординат, иначе можно сделать ошибочные выводы о неустойчивости моделируемого объекта, и, хотя для двухприводного конвейера не рекомендуется к применению настройка на симметричный оптимум в силу повышенной колебательности, обусловленной упругой связью через цепь и возможным выпадением в автоколебательный режим при различии заданий на скорость, его частотная характеристика имеет менее выраженную цепочку резонансных пиков, которые мешают строить простые регуляторы при одноприводном конвейере или при настройке двухприводного на модульный оптимум. Таким образом, двухприводной конвейер с настройкой приводов на симметричный оптимум при условии наличия подсистемы выравнивания токов является более благоприятным объектом регулирования при решении задач демпфирования упругих колебаний в рассматриваемой системе с распределенными параметрами. Поэтому можно сделать вывод, что матричная модель в виде m-файла позволяет оперативно получить интересную и полезную информации о системе с массивным упруго-вязким тяговым органом на уровне использования простых инженерных знаний.

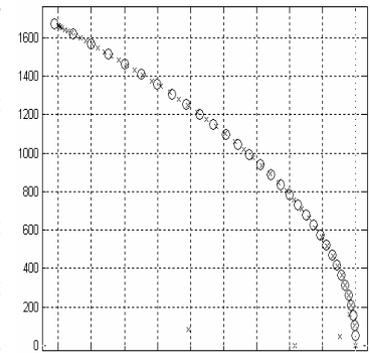
Для проверки матричной модели конвейера, составленной в пакете Matlab, была разработана его же модель в виде структурной схемы и методом графов [14] получены её передаточные функции в пакете Maple. Так как передаточные функции были получены в режиме символьных преобразований, то погрешность итогового расчёта их коэффициентов определяется только количеством достоверных десятичных знаков после десятичной запятой. В Matlab'е это количество равно 16, а в Maple - задаётся пользователем, и было выбрано автором равным 64. Столь жёсткий подход был принят после оценки количества непересекающихся контуров в модели. Для определения их количества в результате анализа структурной схемы и обобщения была получена формула

$$N_k = \frac{1}{k!} \prod_{i=0}^{k-1} (n - (k - 1 + i)),$$

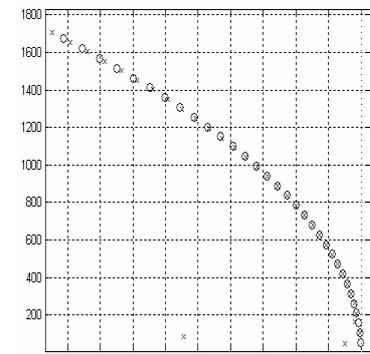
где N_k - общее количество некасающихся контуров по k штук (по два при k=2, по три при k=3 и т.д.) во всех рассматриваемых комбинациях; n - общее количество контуров структурной схемы цепочечной модели стержня Π - знак произведения.

Количество некасающихся контуров в цепочечной модели получается огромным. Оно представлено по оси ординат на рис.6 и для моделей из n=100 и n=200 масс лежит, соответственно, в пределах 10^{40} ÷ 10^{80} . К счастью, контуры однотипные, передаточные функции двоек, троек и т.д. некасающихся контуров записываются просто:

$$W_1(p) = (c_{12} + \beta_{12}p) / mp^2 \quad \text{двух} \quad W_2(p) = ((c_{12} + \beta_{12}p) / mp^2)^2 \quad \text{трех} \quad W_3(p) = ((c_{12} + \beta_{12}p) / mp^2)^3 \quad W_k(p) = ((c_{12} + \beta_{12}p) / mp^2)^k$$



а)



б)

Рис. 5

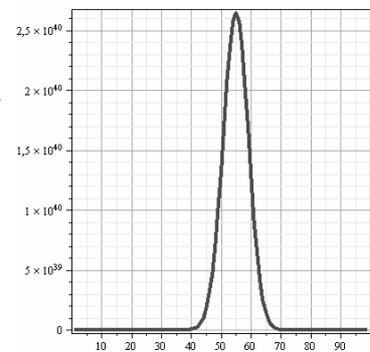


Рис. 6

При этом максимальное значение K равно $K_{max} = n / 2$, где n - число контуров цепочечной модели (оно чётное). С учётом полученных зависимостей передаточная функция всей модели записывается в пакете Maple в общем виде как

$$W(p) = \frac{R(p)}{Q(p)}, \text{ где } R(p) = \frac{1}{mp} \cdot [W_1(p)]^{n/2} \cdot (mp^2)^{n/2}, \quad Q(p) = \Delta \cdot (mp^2)^{n/2};$$

$$\Delta = 1 + N_1 \cdot W_1(p) + N_2 \cdot W_2(p) + \dots + N_k \cdot W_k(p) + \dots + N_{n/2} \cdot W_{n/2}(p).$$

Это позволяет с точностью до 64 и более десятичных знаков коэффициентов, не решая уравнений для отыскания корней характеристического уравнения полученной передаточной функции, построить в пакете Maple частотные характеристики и сопоставить их резонансные частоты с резонансами матричной модели в Matlab'e. Выполненное уравнение показало совпадение резонансных частот моделей, полученных в разных пакетах по разным алгоритмам, что свидетельствует об отсутствии ошибки или погрешности при моделировании.

2. Моделирование упруго-вязкой массивной балки мостового крана с произвольно размещенной широкой тележкой.

В статьях [8,9,10] представлены результаты моделирования и синтеза САР ЭП механизмов передвижения и подъёма мостового крана в трёхмерном пространстве с учётом упругости каната и упругих свойств балки моста. Однако синтез модального регулятора был выполнен, исходя из описания балки на основании свойств её статического прогиба в вертикальном направлении. В то же время известно, что упругие колебания массивной балки моста имеют низкую гармонику с частотой, лежащей в пределах единиц герц, а также высокочастотные гармоники, кратные нижней частоте. Таких гармоник для кранового асинхронного привода с векторным управлением в пределах его стандартной полосы пропускания порядка 20 Гц получается несколько штук, и их влияние на динамику настроенной САР следует оценить. Действительно, во-первых, известно, что САР с настройкой на симметричный оптимум при таких частотных соотношениях слабодемпфированного объекта может стать неустойчивой, а, во-вторых, на существенное влияние высших гармоник, особенно при сопоставимости длины волны и высоты балки, обращают внимание авторы [2,3]. Поэтому задача моделирования балки моста с учётом её волновых свойств при прогибе, как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях становится актуальной, по крайней мере, для полной проверки синтезированных САР.

В данной статье представлены материалы по результатам разработки моделей балки в двух вариантах. В первом варианте балка дискретизирована на треугольники, подобно тому, как это выполняется в методе конечных элементов. В узлах «сетки» сосредоточены массы, соединенные упруго-вязкими связями и образующие такую форму, которая показана на рис. 7. Во втором варианте мост представлен цепочкой упруго связанных масс, на которые действуют силы упругости и изгибающие моменты, пропорциональные углам отклонения $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ от прямой линии. Расчётная схема этой модели показана на рис.8. Конечной целью собственно разработки моделей является обеспечение возможности расчета динамических процессов, которые протекают в так называемой балке Тимошенко, причём, как отмечено в [2], в ней имеют место волны двух типов, распространяющиеся с разными скоростями: волны поперечной силы и волны изгибающего момента. В [2] подчеркивается, что скорость волн изгибающего момента (а значит и соответствующих частот колебаний) существенно ниже скорости распространения продольных волн в стержнях и, соответственно, частот продольных колебаний.

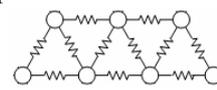


Рис. 7

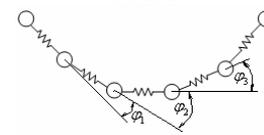


Рис.8

Особенностью постановки задачи разработки модели являются её ориентированность на последующую стыковку с ранее разработанными моделями электроприводов подъёма груза на упругом канате и перемещения тележки и моста [9,10]. Задача моделирования перемещения тележки по мосту потребует, как минимум, плавного изменения значения сосредоточенных масс в той области, где колёса тележки касаются рельсов, причём, не в одной точке моста, а в двух или четырех точках на расстоянии $3 \div 6$ м, соответствующем межосевому расстоянию колес реальной тележки. При такой постановке задачи моделирования становится необходимым дискретизировать балку на достаточно большое количество масс не только для более точного учёта волновых процессов, и вторая модель выглядит более предпочтительно с точки зрения количества решаемых дифуравнений.

Этот вывод станет ещё более актуальным при попытке ввести в модель горизонтальный прогиб балки. В этом случае первая модель, например, тридцатиметровой балки с полуметровым шагом между массами будет описывать деформации моста в объёме и потребует $30 \times 2 \times 2 \times 4 = 480$ дифуравнений и многократно больше алгебраических уравнений для описания упругих связей. Если учесть что система нелинейна и получить её передаточную функцию не удастся, то и оценить корректность решения тоже будет невозможно, тем более что в рассмотренной литературе отсутствуют решения дифференциальных уравнений балки даже только при вертикальном ее прогибе.

Обе вышерассмотренные модели разработаны на основании закона Ньютона, закона Гука и тригонометрических соотношений для треугольников, но не в форме структурной схемы, а в виде программы решения дифуравнений, составленной в m-файле Matlab'a. Это связано с многократно большей компактностью последнего представления и с тем, что параллельно ставилась задача определения количества масс, достаточных для качественного моделирования волновой динамики. Решение систем дифуравнений моделей моста выполнено методом Рунге-Кутта 4-го порядка по программе [11]. Значения жесткостей и масс дискретизированной балки приняты на основании данных из [10] и проверены по соответствию величины статического прогиба моста его ти-

повым значениям, а значение коэффициентов внутреннего вязкого трения подобраны в ходе моделирования так, чтобы обеспечивалось нормированное для промышленных кранов затухание изгибных колебаний балки моста на нижней частоте [12]. Следует отметить, что описание второй модели получилось весьма громоздким (в тригонометрической части), и поэтому чтобы оценить практическую реализуемость программы этой модели, на первом этапе в нее не были введены дифуравнения, описывающие влияние сдвигов и моментов инерции сечений балки при их повороте. Соответственно, несмотря на наличие описания прогиба балки через момент в функции угла φ (рис. 8), волновой процесс второго типа в такой версии второй модели получить не может.

Частоты колебаний данной модели совпадают с частотами колебаний в модели моста [10], полученными на основании расчетов по статической жесткости по формуле Донкерлея. Эти частоты характерны для мостовых кранов. Так, например, осциллограммы нештатного торможения привода подъема в кране KM5+5, полученные в ходе его наладочных работ и переданные автору фирмой-разработчиком ООО «Крановый электропривод», показаны на рис. 9. На них, несмотря на низкую частоту квантования, хорошо видны колебания момента и скорости двигателя подъема с частотой около 2,5 Гц.

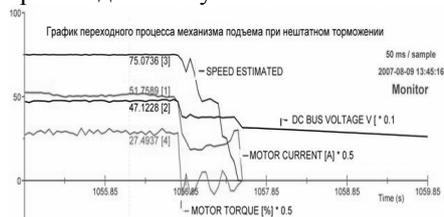


Рис. 9

На рис.10-12 представлены графики динамических процессов в балке: временные и пространственные (фронтальный вид деформирующегося моста), скорости и перемещения. Практика выполнения расчетов для 29-массового представления второй модели балки моста показала, что время расчета заметно превышает время расчета (20 ÷ 30 секунд) 200-массовой цепочечной модели конвейера, описанного выше. Это связано с тем, что коэффициенты жесткости изгибаемой модели моста имеют на порядок большие значения, чем для цепочки масс конвейера, а также с тем, что расчет динамики моста осуществлялся в ходе решений нелинейных дифуравнений методом Рунге-Кутты, а расчет динамики конвейерной цепи – в результате дискретизации его линейных дифуравнений и просчета процессов по полученным рекуррентным уравнениям. Кроме того, в модели моста присутствует большое количество алгебраических и тригонометрических функций (прямых и обратных).

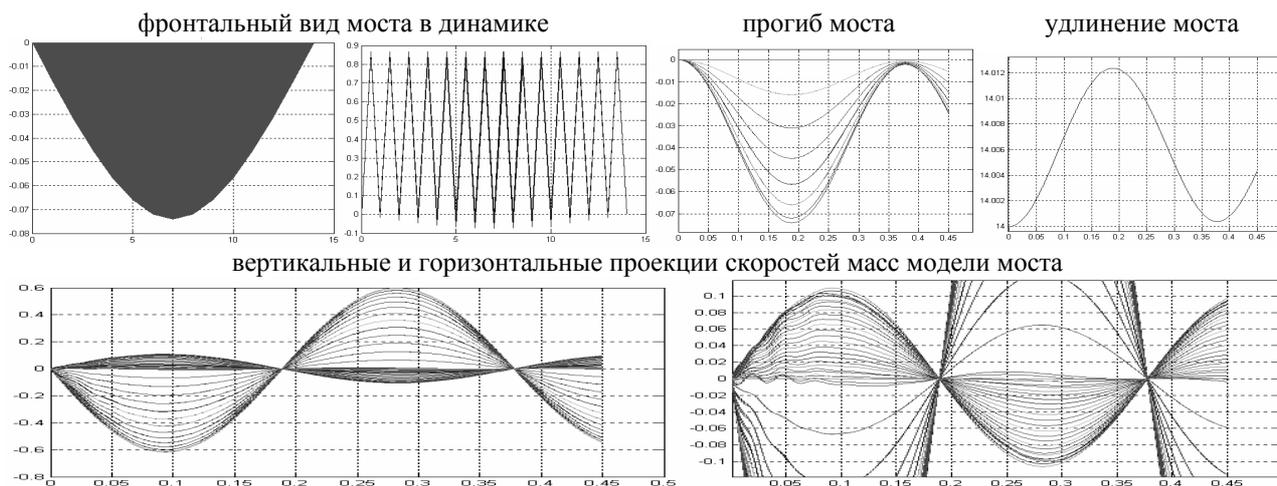


Рис. 10 Динамические процессы в первой модели моста при центральном размещении номинального груза и нулевых начальных условиях по скоростям и положениям.

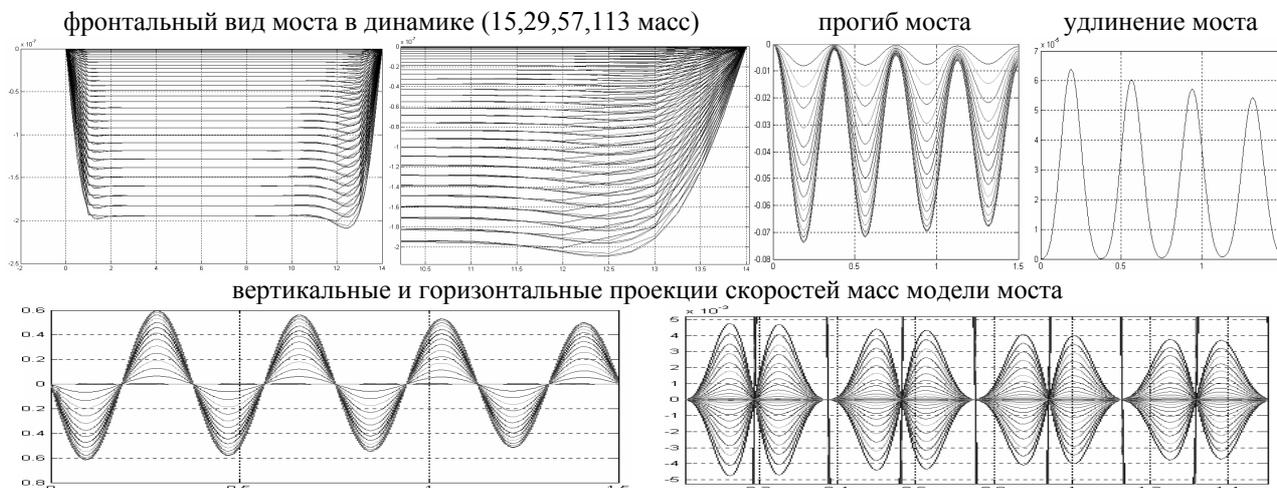


Рис. 11 Динамические процессы во второй модели моста при центральном размещении номинального груза и нулевых начальных условиях по скоростям и положениям.

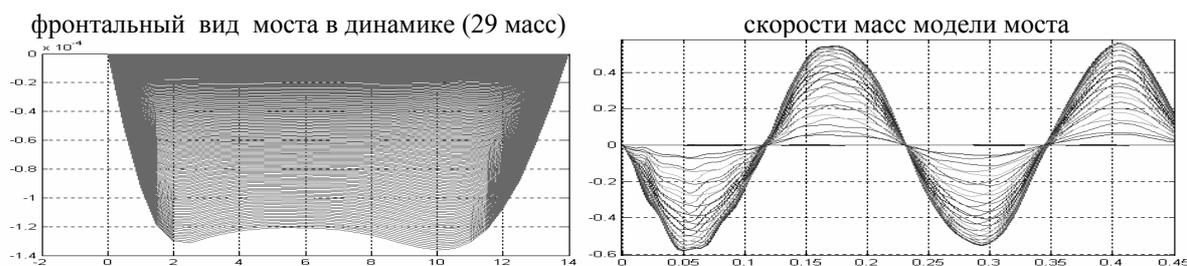


Рис. 12 Динамические процессы во второй модели моста при крайнем размещении номинального груза, малом демпфировании и нулевых начальных условиях по скоростям и положениям.

При расчете динамики балки моста, дискретизированной на 112 масс, для второй модели шаг интегрирования приходится назначать $dt = 1 \cdot 10^{-8}$ с, что не сопоставимо с обычными его значениями в моделях электромеханических систем. При таком соотношении параметров моста целесообразно перейти к решению дифференциальных уравнений методом Гира [14] и откомпилировать m-файл в С-коды, так как этот метод предназначен для решения жестких систем дифференциальных уравнений с большим числом обусловленности.

Анализ рис. 10 – рис. 12 позволяет сделать ряд выводов.

Графики изменения положения (прогиба) и скоростей масс первой модели (рис.10) практически синусоидальны и содержат высшие гармоники только в первом полупериоде колебаний, несмотря на заданное слабое демпфирование, характерное для моста крана. Поэтому можно сказать, что заметных высокочастотных колебаний в первой модели не обнаружено. Также обращают на себя внимание неожиданно большие значения горизонтальных проекций скоростей масс, сопоставимые со значениями вертикальных проекций. В итоге в такой модели в процессе колебаний образуется удлинение моста более 1.2 см, что тоже несколько неожиданно в силу отсутствия горизонтального торцевого воздействия.

Вторая модель представлена более полно. В ней (рис.11) удлинение моста лежит в пределах 70 микрон, колебания скоростей (горизонтальных проекций) – в пределах 5 мм/с, что более естественно. Фронтальный вид моста, представленный в начале «падения» балки от уровня нулевого прогиба под действием сил тяжести, свидетельствует о том, что при дискретизации моста во второй модели на 113 и 57 точечных масс результаты расчета динамики совпадают, при $n=29$ масс появляется небольшое отклонение, а при $n=15$ оно становится чрезмерным, хотя и не изменяет характер процессов. Колебания скоростей и положений практически синусоидальны, начиная со второго полупериода, то есть высшие гармоники визуально не просматриваются. И лишь при крайнем левом размещении тележки с грузом (рис.12) и несколько уменьшенном демпфировании на графиках скоростей хорошо видна несинусоидальность процессов и наличие высокочастотного спектра. На фронтальном виде балки моста четко видна его несимметрия в динамике, что и должно иметь место.

Закключение.

В статье представлены результаты сопоставительного анализа инженерных приемов моделирования механических систем с распределенными массами и упругостями на примере электропривода цепного конвейера и балки мостового крана.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рассудов Л.Н., Мядзель В.Н. Электроприводы с распределенными параметрами механических элементов. –Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отделение, 1987.-144 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. - М.: Высш. Школа, 1980. - 408 с.
3. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника. 1990. – 272 с., ил.
4. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом. М., «Недра», 1976. - 160 с.
5. Гробов В.А. Теория колебаний механических систем. Киев: Вища школа.-1982.-183 с.
6. Осичев А.В., Ткаченко А.А. Разработка семейства компьютерных моделей для исследования динамических процессов в электроприводах скребковых конвейеров. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 3/2008 (50) частини 2. 182 с.– С. 154-157
7. A.V. Osichev, A.A., Tkachenko, O.V. Korolyova. Computer model design and dynamics analysis of armored conveyer electric drives// Технічна електродинаміка. Тематичний випуск. Силова електроніка та енергоефективність. Київ.:2008. – Ч.1. – С. 113-117.
8. Осичев А.В. Королева О. В. Модель трехмерного упруго подвешенного маятника с перемещающейся в пространстве точкой подвеса. – Вісник національного технічного університету «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2004, № 43, с 71-72.
9. Osichev A.V., Korolyova O.V. On design of traveling overhead crane 3-dimensional model with anti-swing control system and its dynamics analysis.// Респ. міжвід. наук.-техн. зб. «Електромашинобудування та електрообладнання». –Київ: «Техніка», – 2006. Вип. № 66. – С. 141-142.
10. Осичев А.В. Королева О. В. Подавление упругих колебаний в электроприводе подъема мостового крана с учетом прогиба моста и деформации грузовых канатов. – Вісник національного технічного університету «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2008, № 30, с. 190-195.
11. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ: Справочник.-М.: Наука, 1989.-240 с.
12. Шабашов А.П., Лысяков А.Г. Мостовые краны общего назначения.-М.: Машиностр., 1980.-304 с.
13. Долбня В.Т. Топологический анализ и синтез электрических и электромеханических систем: Монография. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2005.-356 с.
14. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль.- Томск: «РАСКО», 1991.-272 с.