

**С. В. Белокобыльский,
С. В. Елисеев,
В. Б. Кашуба**

**Прикладные задачи
структурной теории
виброзащитных
систем**

ПОЛИТЕХНИКА

Электронный аналог печатного издания: Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, В. Б. Кашуба. — СПб. : Политехника, 2013. — 363 с. : ил.

УДК 531.3
ББК 34.41
Б43



ПОЛИТЕХНИКА
ИЗДАТЕЛЬСТВО
Санкт-Петербург 2015

www.polytechnics.ru

Рецензенты: *П. А. Лонцих* — д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой управления качеством и механики ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет»; *А. И. Федотов* — д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой автомобильного транспорта ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет»

Белокобыльский С. В., Елисеев С. В., Кашуба В. Б.
Б43 Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, В. Б. Кашуба. — СПб. : Политехника, 2015. — 363 с. : ил.

ISBN 978-5-7325-1025-6

Монография посвящена проблемам динамики машин, связанным с поиском и разработкой способов и средств защиты от действия вибрационных возмущений. Предлагается методологическая основа для решения задач оценки и формирования динамического состояния технических объектов, представляющих собой механические колебательные системы. Рассматриваются вопросы построения математических моделей, имеющих прикладное значение в задачах динамического синтеза и разработки конструктивных решений применительно к виброзащитным системам различного назначения. Показаны возможности структурных методов анализа и синтеза, основанные на использовании математических моделей в виде эквивалентных в динамическом отношении структурных схем систем автоматического управления.

Монография может быть полезна специалистам, работающим в области динамики машин, мехатроники, робототехники и вибродиагностики. Полагаем, что монография может быть использована аспирантами и студентами, изучающими различные направления развития инженерной механики.

УДК 531.3
ББК 34.41

© С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев,
В. Б. Кашуба, 2015

ISBN 978-5-7325-1025-6

© Издательство «Политехника», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
Глава 1. СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ МАШИН ...	8
Список литературы.....	21
Глава 2. ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ ЗВЕНЬЯ: ФИЗИЧЕСКИЕ ИНТЕР- ПРЕТАЦИИ, ПРАВИЛА СОЕДИНЕНИЯ	26
2.1. Введение в теорию виброзащитных систем.....	26
2.1.1. Основные положения	26
2.1.2. О возможностях физической реализации элемен- тарных звеньев	34
2.1.3. Об учете особенностей интегрирующих элемен- тарных звеньев	37
2.1.4. Особенности типового звена чистого запаздыва- ния	44
2.1.5. Возможности соединений типовых элементов ...	51
2.2. Введение дополнительных связей. Возможные соотно- шения между квадратичными формами кинетической и по- тенциальной энергии виброзащитных систем	57
2.3. Возможности и формы рычажных взаимодействий в си- стеме соединений типовых элементарных звеньев виброза- щитных систем	65
2.4. Структурные подходы в математическом моделирова- нии динамики колебательных систем.....	72
2.5. Взаимодействия в системах сочлененных твердых тел ...	85
2.6. Сочленения в балочной системе с двумя степенями сво- боды	89
2.7. К вопросу о возможности виртуальных сочленений в ме- ханических колебательных системах	100
2.8. Сочленения как предельные значения параметров зве- ньев	104
Список литературы.....	121
Глава 3. РАЗВИТИЕ ПОДХОДОВ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ ВИБРО- ЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ С СОЧЛЕНЕНИЯМИ	124
3.1. Механические системы с сочленениями. Учет комбини- рованных движений	126
3.2. Сочленения твердых тел в цепных механических систе- мах	141
3.3. Динамическое гашение в виброзащитных системах с сочленениями	152

3.4. Г-образный динамический гаситель колебаний в системе балочного типа	165
3.5. Обобщенные подходы к построению математических моделей механических систем с Г-образными динамическими гасителями колебаний	184
Список литературы.....	205
Глава 4. СТРУКТУРНЫЕ ПОДХОДЫ В ЗАДАЧАХ ТЕОРИИ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ.....	207
4.1. Особенности получения информации о колебательных объектах.....	207
4.2. Передаточные функции каскадных соединений.....	223
4.3. О связи режимов динамического гашения колебаний со структурой системы внешних воздействий.....	236
4.4. Особенности размещения активных или управляемых элементов в структурах виброзащитных систем	249
4.5. Перекрестные связи в механических колебательных системах и возможности их изменения	256
4.6. О соотношении параметров при переходе в механических колебательных системах от соединений «звезда» к соединениям «треугольник»	269
4.7. Непланарность в структурных аналогах механических систем с межкоординатными связями	284
Список литературы.....	301
Глава 5. НЕКОТОРЫЕ ПРИЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ С СОЧЛЕНЕНИЯМИ ЗВЕНЬЕВ	303
5.1. Транспортные подвески. Математические модели. Выбор систем координат	303
5.2. Влияние сочленений твердых тел на динамические свойства виброзащитных систем	319
5.3. Рычажные связи в задачах динамики транспортной подвески	333
5.4. Мехатроника пневматических виброзащитных систем ...	342
Список литературы.....	360
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	362

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ МАШИН

Динамика машин представляет собой область науки и техники, в рамках которой междисциплинарное пространство выстраивается на основе методов теоретической механики, теории механизмов и машин, теории колебаний, теории автоматического управления, прикладной математики, системного анализа и вычислительных технологий.

Отраслевая специфика находит отражение в конструкциях технологических машин, особенностях взаимодействия рабочих органов с внешней средой, однако общими являются задачи, связанные с обеспечением надежности функционирования, снижением уровня динамических нагрузок до нормативного уровня, обеспечением безопасности эксплуатации машин и ограничением их воздействия на окружающую среду.

Обеспечение надежности работы машин требует контроля и управления динамическим состоянием сложных технических систем, состоящих из исполнительных механизмов, снабженных различными сервоприводами и системами сбора и обработки информации. В последние годы получили развитие мехатронные подходы. Компактное сочетание исполнительных механизмов со средствами вычислительной техники создает условия для создания высокопроизводительных и надежных машин, оборудования и аппаратуры. В качестве расчетных схем современных машин выступают механические колебательные системы. В их составе используются электрические, электронные цепи, взаимодействие которых обеспечивает движение соответствующих агрегатов и звеньев машин, где формируются управляющие силы на основе измерения параметров состояния динамических систем, обработки информации, усиления сигналов и их воспроизводства приводами, снабженными устройствами электро-, гидро- и пневмоавтоматики [1–7].

Современные технологические машины, если иметь в виду развитие методологических основ решения комплексных задач различных по своей природе систем, требуют внимания к формированию элементной базы не только в механических системах, но и в системах автоматического управления, включающих в первую очередь электрические цепи, а также ряд других устройств. По-

следнее предполагает поиск и разработку обобщенных подходов, обеспечивающих взаимодействие элементов различной природы. Отдельные стороны упомянутой проблемы нашли отражение в теории активного управления колебаниями [8–10], а также в развитии структурных подходов в динамике механических систем [11–15].

В современных представлениях расчетной схемой технологических машин, включая и транспортные устройства, является механическая колебательная система с несколькими степенями свободы. В составе таких систем могут использоваться элементы и устройства различной природы.

Расчетные схемы предопределяются задачами исследования. В этом плане характерными являются задачи виброзащиты и виброизоляции машин. Изменение параметров и управление динамическим состоянием основано на введении в механическую систему дополнительных устройств, элементов, цепей, контуров управления, средств вычислительной техники. Многие технологические машины представляют собой развитые системы автоматического управления, в свою очередь состоящие из автономных подсистем.

Развитие теории обратной связи в управлении различными системами способствовало использованию в механике структурных моделей колебательных систем в виде структурных схем, эквивалентных в динамическом отношении, систем автоматического управления. В течение последних лет была разработана методологическая основа перехода от математических моделей механических систем в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами к математическим моделям в виде структурных схем систем автоматического управления [3, 16, 17]. Это стало возможным из-за того, что понимание особенностей реализации в различных системах принципа обратной связи позволило найти общую форму отображения динамических свойств систем различной природы [8, 11, 18–20]. Развитие структурных методов в решении задач вибрационной защиты в приложении к различным объектам представлено в обзорной статье [21]. Конструктивно-технические особенности виброзащитных систем на транспорте нашли отражение в работах [22–25].

Структурные подходы основаны на использовании преобразований Лапласа к исходным системам линейных обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Основы теории таких подходов изложены в работах [3, 11, 12, 14].

Передаточная функция в структурных подходах является носителем комплексной информации о динамических свойствах

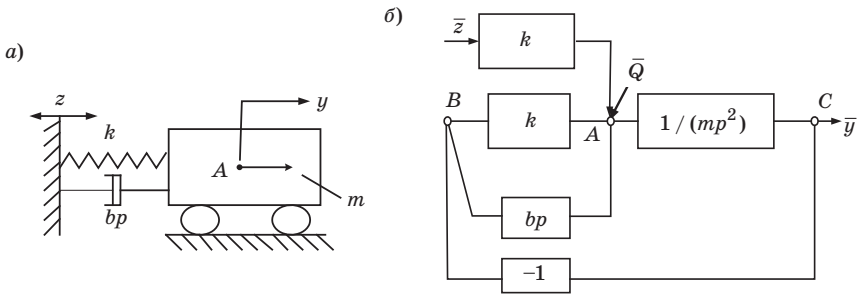


Рис. 1.1. Схемы базовой модели в виде механической системы с одной степенью свободы: *a* — расчетная; *b* — структурная (аналог)

системы; в физическом смысле она является в области преобразований Лапласа отношением выходного сигнала ко входному, которое предполагаются гармоническими. В качестве входных и выходных сигналов могут быть выбраны различные параметры состояния системы. Передаточная функция может быть использована для построения различных частотных характеристик и реакций на ударные воздействия [8, 26].

В качестве расчетных схем в динамике машин наибольшее распространение получили механические колебательные системы с одной, двумя и тремя степенями свободы (рис. 1.1). Такие расчетные схемы можно назвать *базовыми*. На рис. 1.1, *a* базовая схема имеет массоинерционный элемент m в виде материальной точки и две связи в виде упругого и диссипативного элементов (жесткость пружины k , коэффициент сопротивления b — при вязком трении). Материальная точка может быть связана с основанием, которое имеет известный закон движения. Структурный аналог механической системы показан на рис. 1.1, *b* ($p = j\omega$ — комплексная переменная $j = \sqrt{-1}$) [3].

Из структурной схемы (рис. 1.1, *b*) следует, что механическая система, если иметь в виду ее структурный аналог, состоит из трех типовых элементарных звеньев:

- усилительного звена с передаточной функцией $W_1 = k$ — упругий элемент, или пружина, с коэффициентом жесткости k ;
- диссипативного звена (демпфера) с передаточной функцией $W_2 = bp$ дифференцирующего звена первого порядка;
- массоинерционного звена с передаточной функцией $W_3 = 1/(mp^2)$ — интегрирующее звено второго порядка.

Первые два звена W_1, W_2 можно отнести к одной группе. В этих элементарных звеньях входом является смещение, а выходом — сила. Что касается массоинерционного звена W_3 , то оно относится

к другой группе, так как входом в звено является сила, а выходом — смещение. Таким образом, базовая модель (рис. 1.1) состоит из типовых звеньев, относящихся к двум группам. Первая из них: вход «смещение» — выход «сила» — может быть названа группой обобщенных пружин. Вторая группа — это объект защиты — интегрирующее звено второго порядка; в нем входом является «сила», а выходом — «смещение». В работах [3, 11, 12, 27] показано, что первая группа типовых элементарных звеньев может быть расширена путем включения дифференцирующего звена второго порядка, а также интегрирующих звеньев первого и второго порядка. Входным сигналом звеньев также является «смещение», а выходным — «сила».

Между точками A , B и C на структурной схеме (рис. 1.1, б) с помощью элементов первой группы могут быть образованы дополнительные обратные связи, которые формируются из элементов первой группы на основе правил последовательного и параллельного соединения пружин. Такие дополнительные обратные связи могут иметь более сложные передаточные функции, но они уже не относятся к числу элементарных [28]. Введение дополнительных обратных связей (или расширение набора типовых элементов первой группы) в механической колебательной системе можно отобразить на рис. 1.2, где $W_{\text{доп 1}}$, $W_{\text{доп 2}}$, $W_{\text{доп 3}}$ могут быть представлены обобщенными пружинами.

I. В простейшем варианте структурных представлений механической колебательной системой является базовая модель (рис. 1.1, а), состоящая из двух элементов: массоинерционного $1/(mp^2)$ и упругого k . Что касается дополнительных связей

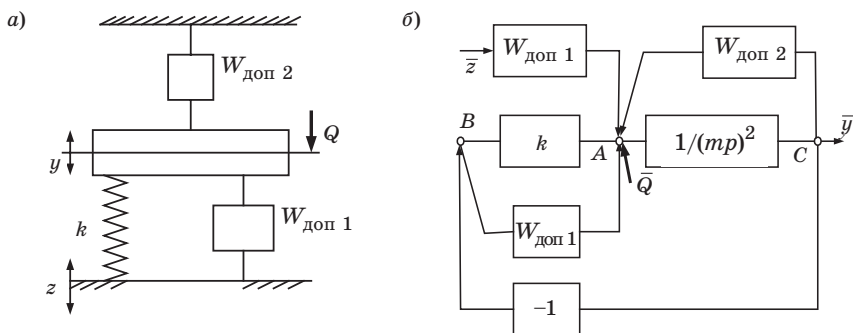


Рис. 1.2. Принципиальные схемы расширения типового набора элементов механической системы: a — введение дополнительных связей между подвижным основанием $W_{\text{доп 1}}$ и неподвижной основой $W_{\text{доп 2}}$; b — дополнительные связи на структурной схеме базовой модели

$W_{\text{доп } 1}$ и $W_{\text{доп } 2}$, то они имеют структуры, состоящие из набора типовых элементов первой группы. Выражение для передаточной функции системы зависит от вида внешнего воздействия. В рассматриваемой структурной схеме (рис. 1.1, б и 1.2, б) их два (Z и \bar{Q}), и они приложены в одной точке A . Полагая, что $z = 0$, а $\bar{Q} \neq 0$, можно найти:

$$W_{\bar{Q}}(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}} = \frac{1}{mp^2 + k + W_{\text{доп } 1} + W_{\text{доп } 2}}; \quad (1.1)$$

при $\bar{Q} = 0$, $\bar{z} \neq 0$

$$W_{\bar{z}}(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{k + W_{\text{доп } 1}}{mp^2 + k + W_{\text{доп } 1} + W_{\text{доп } 2}}. \quad (1.2)$$

В случаях, когда возмущений два и они связаны между собой некоторой зависимостью, например $\bar{Q} = a\bar{z}$ (a — некоторый оператор связи), при $\bar{Q} \neq 0$, $\bar{z} \neq 0$ получим

$$W_{z, \bar{Q}}(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{W_{\text{доп } 1} + a}{mp^2 + k + W_{\text{доп } 1} + W_{\text{доп } 2}}. \quad (1.3)$$

Поскольку оператор связи a может быть выбран произвольно (имеются в виду специально построенные устройства), то свойства системы могут оказаться необычными (вплоть до получения инвариантных систем). Некоторые результаты исследований приведены в работах [29, 30].

Изменение динамических свойств механической системы за счет усложнения ее структуры через введение дополнительных связей позволяет получить ряд интересных результатов, в частности при введении так называемых активных связей или построении активных виброзащитных систем [8–11].

II. Сложные расчетные схемы для систем с несколькими степенями свободы при условии, что объект защиты и агрегаты представляются материальными точками, отображаются структурными схемами эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Такие системы состоят из нескольких парциальных подсистем, каждая из которых является системой с одной степенью свободы и может рассматриваться в определенном смысле как базовая. Если объект защиты ассоциируется с материальной точкой, то остальные части или ветви механической системы могут рассматриваться как дополнительные обратные связи по отношению к базовой модели, связанной

с объектом защиты. В этом случае возможны различные упрощения в представлении структурных схем с использованием понятий о приведенной массе объекта, приведенной жесткости базового упругого элемента и др. [31, 32].

Если базовая модель с объектом защиты (т. е. соответствующая парциальная подсистема) имеет расширенный набор типовых элементов, то они могут быть скомпонованы в обобщенную пружину: ее приведенная жесткость будет зависеть от частоты, что было предметом исследования в работах [3, 33].

При построении структурных схем систем с несколькими степенями свободы возможно построение большого разнообразия механических цепей. Последнее предполагает понимание цепей как некоторой комбинации материальных точек или тел, соединяемых упругими элементами; такие структуры могут быть ветвящимися, иметь замкнутые контуры [34, 35]. Динамические свойства таких цепей изучены в сравнительно узком направлении, т. е. с учетом упругих элементов традиционного, а не расширенного набора типовых элементов. Некоторое представление об изменении динамических свойств при введении дифференцирующих звеньев второго порядка дают работы [36, 37]. В ряде случаев в цепных системах с несколькими степенями свободы могут возникать режимы одновременного динамического гашения по нескольким координатам. Изучение свойств систем с несколькими степенями свободы показало, что большое значение имеет выбор системы обобщенных координат. Это позволяет ввести в рассмотрение различные эффекты совместных движений по нескольким координатам, а также случаи равночастотных собственных колебаний, совпадения частот режимов резонанса и собственных колебаний. Особенностью механических систем, построенных из материальных точек, является то обстоятельство, что чаще всего все движения происходят по одной линии, на которой откладываются координаты точек системы.

Важно отметить, что в системах с несколькими степенями свободы массоинерционные элементы, не являющиеся объектом защиты, могут при построении структур переходить из группы интегрирующих звеньев второго порядка, где входом является сила, а выходом — смещение, в группу обобщенных пружин путем соответствующих соединений. В этом случае в структуре системы по отношению к объекту защиты другие материальные точки могут образовывать элементарные типовые звенья дифференцирующего вида второго порядка. Результаты исследований в этом направлении представлены в работах [38, 39].

Развивая сравнительный обзор задач, решаемых с использованием механических систем с несколькими степенями свободы, можно было бы предложить и новую постановку задачи виброзащиты или виброизоляции, когда объект защиты представляет собой две материальные точки, соединенные между собой элементами расширенного набора типовых элементов. Отметим, что некоторое представление о таком подходе заложено в задачах оптимизации параметров динамических гасителей колебаний [34, 40].

III. Объект защиты в качестве твердого тела, совершающего плоское движение, — это более сложная задача. В простейшем варианте базовая модель (рис. 1.3, *a*) представляет собой балку с массоинерционными параметрами M и I (M, I — масса и момент инерции объекта). Вид структурной схемы системы с двумя степенями свободы зависит от выбора обобщенных координат. В системе с двумя степенями свободы также могут быть введены различные дополнительные обратные связи (W_1, W_2), в том числе и звенья расширенного набора в дополнение к элементам базовой модели. На рис. 1.3 представлена расчетная схема базовой модели, часто используемой в задачах динамики машин [7, 41]. На рис. 1.3, *a* показано, что внешнее возмущение в системе может иметь кинематический характер (z_1 и z_2) либо силовой (Q_1 и Q_2), что связано с рассмотрением движения в координатах y_1 и y_2 (относительно условно неподвижной системы отсчета). В системе имеется центр масс (центр тяжести) с координатой y , а твердое тело может совершать угловые колебания φ относительно центра тяжести A . Его положение определяется через l_1 и l_2 (M_0 и Q — силовые факторы в системе координат y и φ).

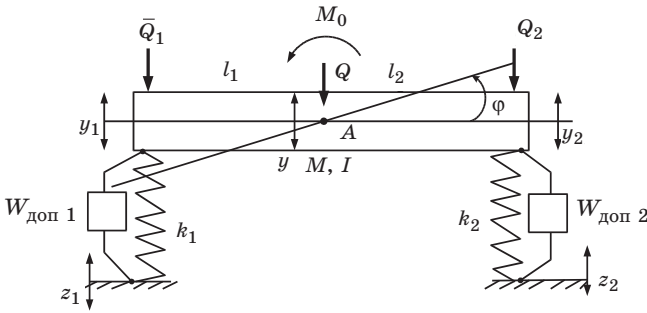
Для оценки возможностей модели используется ряд соотношений:

$$y = ay_1 + by_2; \varphi = c(y_2 - y_1); a = \frac{l_2}{l_1 + l_2};$$

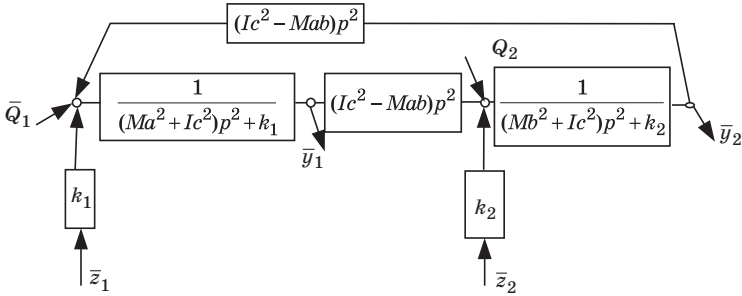
$$b = \frac{l_2}{l_1 + l_2}; c = \frac{1}{l_1 + l_2}; y_1 = y - l_1\varphi; y_2 = y + l_2\varphi.$$

Из расчетной схемы на рис. 1.3, *a* следует, что объект защиты в виде твердого тела (M, I) может быть представлен в зависимости от выбора системы обобщенных координат (y_1, y_2 или y, φ) двумя структурными схемами эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления (рис. 1.3, *б, в*). Из этих структурных схем могут быть получены необходимые для

a)



б)



в)

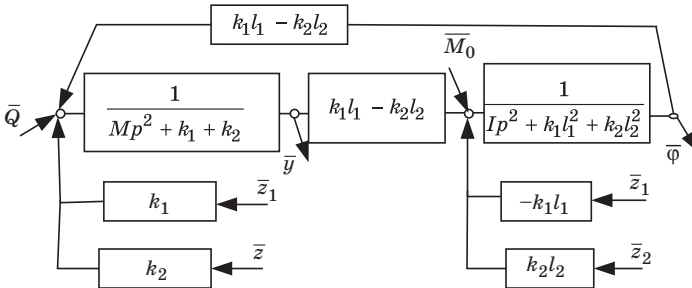


Рис. 1.3. Схемы системы с двумя степенями свободы: а — расчетная; б и в — структурные (б — система координат y_1 и y_2 ; в — система координат y и φ)

оценки динамических свойств передаточные функции, например $W'(p) = \bar{y} / \bar{z}$ (при $z_1 = z_2 = z$, $Q = 0$, $M_0 = 0$) или $W''(p) = \bar{y} / \bar{M}_0$ (при $z_1 = 0$, $z_2 = 0$, $Q = 0$) и т. д. Важным обстоятельством является необходимость соотношения обобщенных сил с системой координат, что делается из условия равенства виртуальных работ обобщенных сил на соответствующих обобщенных координатах [42]. В системах, приведенных на рис. 1.3, б, в, в которых реа-

лизуется естественная, а не искусственная связность движений в силу принципиального различия между материальной точкой и твердым телом в плоском движении, можно отметить следующее. При базовой модели только с упругими элементами k_1 и k_2 между парциальными подсистемами существуют связи. Они могут быть упругими или инерционными (выбор системы обобщенных координат может изменять характер перекрестных связей).

Введение в систему в дополнение к упругим элементам базовой модели k_1 и k_2 (рис. 1.3, б) элементов расширенного набора осуществляется просто [14] — путем введения к элементам k_1 и k_2 параллельно элементов расширенного набора (с передаточными функциями W_1 и W_2). При этом передаточные функции элементарных звеньев складываются. Дальнейшие преобразования структурных схем производятся в соответствии с известными правилами. Динамические свойства механических систем с расчетными схемами, как показано на рис. 1.3, а, изменяются в широких пределах (даже при рассмотрении базовой модели), если ввести в рассмотрение координаты промежуточных точек. При введении в систему большего количества упругих элементов, т. е. при опоре твердого тела не на две пружины, а на большее их количество с закреплением в промежуточных точках, вводится понятие *приведенной жесткости*, что рассмотрено в ряде работ [43–45].

Хотя структурные схемы на рис. 1.3, б и в свидетельствуют о том, что структура механической системы с расчетной схемой на рис. 1.3, а может быть представлена цепной, взаимодействие двух систем, каждая из которых имеет по одной степени свободы, имеет свои существенные особенности. Последние заключаются в том, что при рассмотрении твердого тела, имеющего массу M и момент инерции I в системе координат y_1 и y_2 , приведенные массы принимают соответственно вид: $Ma^2 + Ic^2$ и $Mb^2 + Ic^2$, однако движение этих массоинерционных элементов «стеснено» наличием невесомого стержня длиной $l_1 + l_2$, поворачивающегося вокруг центра тяжести [3, 14]. В интерпретациях взаимодействия систем в координатах y и φ имеются аналогичные особенности. Упомянутое позволяет сделать некоторое заключение, суть которого связана с существованием в системах с твердыми телами рычажных связей. Последние могут иметь различные формы физического представления, но характерным является введение в математические модели передаточных отношений рычага. Рычажная связь — определяющий признак механических колебательных систем, содержащих твердые тела, что в конечном итоге позволяет рассматривать не одномерные динамические

взаимодействия, а двумерные. Результаты исследований в таких представлениях получили отражение в работах [14, 46]. В частности, соотношения, имеющие форму соотношения параметров механических систем, например жесткостей или масс материальных точек, можно найти в работе [34], однако эти соотношения не отражают геометрические свойства или «метрику» системы сил, возникающих в механических системах с твердыми телами. Усложнение таких механических систем за счет введения дополнительных связей, в том числе и звеньев расширенного набора, должно сопровождаться учетом таких особенностей соединений, как координаты точек закрепления элементарных звеньев. Чаще всего звенья имеют вид дуальных элементов, для которых контролируются положения лишь по двум точкам. В этом плане рычаг не рассматривается как самостоятельный элемент типового набора элементарных звеньев механических систем [40], поскольку рычаг — звено с тремя характерными точками. Отмеченное обстоятельство является очень важным, выступая в качестве границы, переход которой должен приводить либо к представлениям о расширении числа пружин типового набора, либо к расширению набора правил соединения типовых элементов. Отдельные вопросы таких направлений динамического синтеза механических цепей представлены в работах [3, 14, 26, 47].

В последние годы интерес к рычажным механизмам в структурах колебательных систем заметно возрос, что нашло отражение в работах [41, 48–51]. На рис. 1.4 приведены схемы механических систем с дополнительными связями в виде рычажных механизмов (защищено российскими патентами [52, 53]).

Включение твердых тел в структуру механических колебательных систем как объектов защиты, имеющих несколько контролируемых параметров состояния (минимум два), представляет собой новое направление исследований, в котором важную роль играют сочленения [54], которые можно рассматривать как своеобразное соединение двух твердых тел (в минимальной форме — двух звеньев). В этом случае два элемента сочленения, имеющие каждый свою обобщенную координату, могут быть описаны специальной координатой относительного движения. Если такая координата может стремиться к нулевому значению, то возникает сочленение [55]. Понятие «сочленение» является более общим понятием по отношению к понятию «кинематическая пара». Вместе с тем понятие «сочленение» можно рассматривать как одну из форм связей в понимании сущности ограничения в соответствии с работой [56]. Понятие сочленения давно используется в теоретической механике, например в работе [57]. Использование соч-

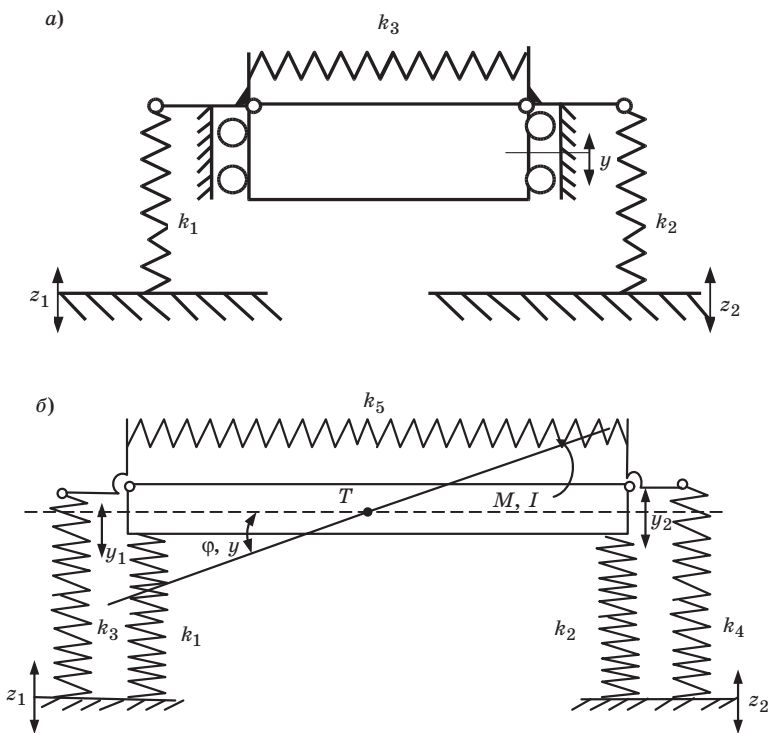


Рис. 1.4. Расчетные схемы механических систем с рычажными связями: *a* — с одной степенью свободы; *б* — с двумя степенями свободы

лений дает возможность строить математические модели широкого класса систем, в которых реализуются различные режимы динамического гашения, создаваемые действием переносных сил инерции. Теоретические основы метода построения математических моделей механических систем с сочленениями приведены в работах [54, 55].

Таким образом, механические колебательные системы как расчетные схемы современных машин различного назначения широко используются в инженерной практике для решения различных задач. Математические модели систем отражают специфику решаемых задач и не остаются неизменными. Модели развиваются в сторону изложенных представлений. Традиционным в описании систем остается использование ряда основных элементов объекта защиты в виде: материальной точки или системы материальных точек; твердого тела в плоском движении или системы твердых тел; твердого тела с тремя и более степенями

свободы или системы связанных твердых тел. Кроме объекта защиты выделяются типовые элементарные звенья в виде упругих и диссипативных элементов, которые формируют систему через связи с массоинерционными звеньями и корпусом машины или неподвижным основанием.

Развитие математических моделей в направлении их усложнения инициируется применением методов математического моделирования в электрических и электронных системах, что характерно для современных машин, имеющих автоматические системы управления. Интеграция математических моделей становится возможной в связи с близостью аналитического аппарата теории колебаний, теории механизмов и машин и теории автоматического управления [16, 17, 38, 58].

Таким образом, в динамике машин механические колебательные системы являются расчетными схемами в решении задач вибрационной защиты, контроля и управления динамическим состоянием транспортных устройств, роботов и манипуляторов. Математические модели в виде цепей широко используются для оценки динамического состояния, выбора параметров систем и специфичных режимов функционирования (динамическое гашение, резонанс и др.).

Детализированное представление о возможностях изменения динамического состояния путем формирования управляющих сил делает перспективным использование структурных моделей в виде эквивалентных в динамическом отношении структурных схем систем автоматического управления.

Элементная база механических колебательных систем развивается путем добавления к известным элементарным типовым звеньям в виде упругих и диссипативных звеньев типовых элементов с передаточными функциями звеньев двойного дифференцирования, одинарного и двойного интегрирования. Список типовых элементарных звеньев может быть расширен.

В качестве элементарных типовых элементов в механических цепях используются дуальные элементы. Соединения дуальных элементов производятся по правилам параллельного и последовательного соединения пружин. Механическая цепь может быть трансформирована в структурную схему эквивалентной системы автоматического управления и обратно. Представления о типовом наборе элементарных звеньев механических систем могут быть изменены в связи с тем, что в развитии нуждаются формы взаимодействия не только между материальными точками, но и между материальными точками и твердыми телами, совершающими и плоские, и пространственные движения.

Для механических колебательных систем, имеющих в своем составе твердые тела (плоское движение), характерными являются рычажные связи, реализуемые рычажными механизмами. В зависимости от форм реализации в таких механизмах могут учитываться жесткость рычагов и их массоинерционные параметры. Сложные механические системы могут рассматриваться как интегральные формы, образованные соединениями базовых моделей, что предполагает возможности описания движения в различных системах обобщенных координат, а также оценку динамических свойств систем через комбинации координат с получением соответствующих особенностей совместных движений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хоменко А. П.** Динамика и управление в задачах виброзащиты и виброизоляции подвижных объектов. — Иркутск: Иркут. гос. ун-т, 2000. — 295 с.
2. **Ермошенко Ю. В.** Управление виброзащитным состоянием в задачах виброзащиты и виброизоляции: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Иркутск.: ИрГУПС, 2002. — 26 с.
3. **Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.** Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. — Новосибирск: Наука, 2011. — 394 с.
4. **Мехатроника виброзащитных систем. Элементы теории/ С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко, И. В. Фомина [и др.].** — Иркутск: ИрГУПС, 2009. — 128 с.
5. **Белокобыльский С. В., Ситов И. С.** Способы и средства изменения динамического состояния технологического комплекса для вибрационного заглаживания // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2007. — Вып. 2 (13). — С. 46–52.
6. **Белокобыльский С. В., Елисеев С. В.** Дополнительные связи в концепции мехатроники крутильно-колебательных систем // Системы. Методы. Технологии. — 2010. — № 6. — С. 9–19.
7. **Белокобыльский С. В.** Динамика с сухим трением и ее приложение к задачам горной механики. — М.: Машиностроение, 2002. — 209 с.
8. **Коловский М. З.** Автоматическое управление виброзащитными системами. — М.: Наука, 1976. — 320 с.
9. **Фролов К. В., Фурман Ф. А.** Прикладная теория виброзащитных систем. — М.: Машиностроение, 1985. — 286 с.
10. **Генкин М. Д., Елезов В. Г., Яблонский В. В.** Методы управляемой виброзащиты машин. — М.: Наука, 1985. — 240 с.
11. **Елисеев С. В.** Структурная теория виброзащитных систем. — Новосибирск: Наука, 1978. — 247 с.
12. **Елисеев С. В., Волков Л. Н., Кухаренко В. П.** Динамика механических систем с дополнительными связями. — Новосибирск: Наука, 1990. — 386 с.
13. **Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.** Структурные интерпретации механических колебательных систем // Материалы VII Всерос. науч.-практ. конф. «Кулагинские чтения». — Чита.: Читин. гос. ун-т, 2007. — С. 33–54.
14. **Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов/ С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко, А. А. Засядко** // Иркутск: Иркут. гос. ун-т, 2008. — 523 с.
15. **Белокобыльский С. В., Елисеев С. В., Кашуба В. Б.** Математическое моделирование в механических колебательных системах. Мехатронные подходы // Проблемы машиностроения и автоматизации. — 2011. — № 3. — С. 56–63.

16. **Возможности** интеграции методов теории цепей и теории автоматического управления в задачах динамики машин / С. В. Елисе-ев, А. О. Московских, Р. С. Большаков, А. А. Савченко // technomag.edu.ru: Наука и образование: электрон. науч.-техн. изд. — 2012. — № 6. — URL: <http://technomag.edu.ru/doc/378699.html> (дата обращения: 10.06.2012).

17. **Концепция** обратной связи в динамике механических систем и динамическое гашение колебаний / С. В. Елисеев, А. Н. Трофимов, Р. С. Большаков, А. А. Савченко // technomag.edu.ru: Наука и образование: электрон. науч.-техн. изд. — 2012. — № 5. — URL: <http://technomag.edu.ru/doc/378353.html> (дата обращения: 10.05.2012).

18. **Хэммонд П. Х.** Теория обратной связи и ее применения. — М.: Иностран. лит., 1960. — 316 с.

19. **Емельянов С. П., Коровин В. К.** Новая теория обратной связи. — М.: Наука, 1999. — 472 с.

20. **Елисеев С. В.** Новые подходы в теории колебаний. Задачи управления динамическим состоянием колебательных систем на основе введения дополнительных связей // Винеровские чтения: материалы IV Всерос. науч.-практ. конф. — Иркутск: ИрГТУ, 2009. — С. 46–60.

21. **Елисеев С. В., Хоменко А. П.** Проблемы динамики машин в инженерных науках. Мехатроника, виброзащита, виброизоляция. Иркутская научная школа механики (1970–2010) // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Спецвыпуск. — Иркутск.: ИрГУПС, 2011. — С. 183–197.

22. **Галиев И. И., Нехаев В. А., Николаев В. А.** Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей. — М.: Учеб.-метод. центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2010. — 340 с.

23. **Говердовский В. Н.** Развитие теории и методов проектирования машин с системами инфранизкочастотной виброзащиты: автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. — Новосибирск, 2006. — 42 с.

24. **Иванов Б. Г.** Разработка методов расчета динамики и прочности агрегатов транспортной техники с рычажно-шарнирными кинематическими связями: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Самара, 2007. — 48 с.

25. **Современное** состояние разработок в области транспортной динамики / С. В. Елисеев, В. Е. Гозбенко, Р. Ю. Упырь [и др.]. — Иркутск: ИрГУПС, 2009. — 129 с.

26. **Гарднер М. Ф., Бэрнс Дж. Л.** Переходные процессы в линейных системах: пер. с англ. — Изд. 3-е. — М.: Физматгиз, 1961. — 460 с.

27. **Система** новых типовых звеньев в структурных представлениях механических колебательных систем / С. В. Елисеев, Р. Ю. Упырь, Д. Н. Насников, А. С. Логунов // Инновационные технологии транспорта и промышленности: тр. 45-й Междунар. науч.-практ. конф. — Т. 3. — Хабаровск: ДВГУПС, 2007. — С. 173–182.

28. **Банина Н. В.** Структурные методы динамического синтеза колебательных механических систем с учетом особенностей физических

реализаций обратных связей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Иркутск: ИрГУПС, 2006. — 28 с.

29. **Хоменко А. П., Елисеев С. В.** О связи режимов динамического гашения со структурой внешних воздействий // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2011. — Вып. № 1 (29) — С. 8–14.

30. **Елисеев С. В., Лонцих П. А.** Влияние управляющей силы в структуре внешних возмущений // Вестн. ИрГТУ. — 2011. — Вып. 4 (51). — С. 26–33.

31. **Хоменко А. П., Елисеев С. В.** Мехатроника виброзащитных систем. Некоторые вопросы обеспечения адекватности расчетных схем и структурные интерпретации // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2012. — Вып. 1 (33). — С. 9–17.

32. **Белокобыльский С. В., Ситов И. С.** Приведенные жесткости двумерных систем // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2006. — Вып. 1 (9). — С. 6–10.

33. **Елисеев С. В., Белокобыльский С. В., Упырь Р. Ю.** Обобщенная пружина в задачах машин и оборудования // Збірник наукових праць (галузеви машинобудування, будівництво). — Т. 1, вып. 3 (25). — Полтава: ПолтНТУ, 2009. — С. 79–89.

34. **Генкин М. Д., Рябой В. М.** Упругоинерционные виброизолирующие системы. Предельные возможности, оптимальные структуры. — М.: Наука, 1988. — 191 с.

35. **Хоменко А. П., Елисеев С. В., Ермошенко Ю. В.** О соотношении параметров при переходе в механических системах от соединений «звезда» к соединениям «треугольник» // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2011. — Вып. 3 (31). — С. 8–16.

36. **О введении** дополнительных элементов в механические системы на основе структурных интерпретаций / С. В. Елисеев, Р. Ю. Упырь, Д. Н. Насников, А. С. Логунов // Научн. вестн. Норил. индустр. ин-та. — 2008. — Т. 3, № 3. — С. 14–20.

37. **Ермошенко Ю. В., Упырь Р. Ю., Пермяков М. А.** Оценка динамического состояния подвижного состава. Структурные методы и интерпретации: сб. ст. междунар. науч.-практ. конф. — Т. II, вып. VI. — Иркутск.: САПЭУ, 2008. — С. 185–196.

38. **Абросимова Ю. О., Московских А. О., Савченко А. А.** Электродинамические связи в механических колебательных системах // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2011. — Вып. 3 (31). — С. 73–81.

39. **Белокобыльский С. В., Упырь Р. Ю.** Влияние связей по ускорению на режимы динамического гашения колебаний // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2009. — Вып. 4 (21). — С. 82–85.

40. **Вибрации в технике: справ. в 6 т.** — Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. — М.: Машиностроение, 1983. — 586 с.