

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ РЕГУЛЯРНЫХ СТРУКТУРНЫХ КОМПОНЕНТОВ

Альгин В.Б., Дробышевская О.В., Ломоносов С.В.,
Максимов С.А., Сорочан В.М., Широков Б.Н.

The paper discusses the techniques and computation problems for transmission as a typical MBS-object. Transmission schematization, representation and calculations on kinematic and dynamic schemes (diagrams) are based on using the rigid and elasto-dissipative constructs. The techniques are proposed to calculate the transmissions in an arbitrary configuration and constituent elements. The paper describes a software family for automated development of kinematic and dynamic schemes as well as assembling schemes for transmission systems with the subsequent calculation procedures. The techniques and associated software is destined for the development of transmissions beginning at the earliest design stage. Software realized on the basis of proposed technique has efficient practice in the machine design on several Belarusian OEM companies.

Введение

Статья посвящена расчетам трансмиссионных систем по кинематическим, динамическим и компоновочным схемам. Общие положения по кинематическим и динамическим расчетам механических систем, представленные в [1], развиваются применительно к трансмиссионным системам. Рассматриваются механические и гидромеханические трансмиссии автомобилей и тракторов, которые могут быть выполнены по различным схемам, с использованием зубчатых передач и планетарных механизмов. Трансмиссии имеют несколько передач, переключение с одной передачи на другую изменяет состояние трансмиссии и уравнения ее движения. Разнообразие типов передач и планетарных механизмов, изменение состояний трансмиссии затрудняет вопросы ее схематизации и расчета как MBS-объекта (объекта типа многомассовой системы), особенно, когда создается новая конструкция. В основе предлагаемых методик расчетов лежит общий подход — использование регулярных структурных компонентов. Большая часть статьи посвящена динамическому расчету. Формирование механической модели объекта реального мира и последующее создание многомассовой расчетной модели (1), описание контактного взаимодействия тел и внешних воздействий (2) — это основные вопросы динамического анализа систем. В статье мы фокусируемся на первом вопросе, который связан с построением расчетной схемы и автоматическим формированием уравнений движения. Второй вопрос в различных методиках решается практически одинаково.

Однако некоторым недостатком известных методик и пакетов [2, 3], особенно при проведении динамического расчета трансмиссий, является их излишняя абстрактность. В частности, они не отображают реальную конфигурацию объекта и привычные для пользователя-механика расчетные схемы. Поэтому предлагается подход, в котором для описания расчетной схемы трансмиссии вводится набор типовых механических компонентов, используемых при схематизации механических объектов. Уровень абстракции приходится повышать, когда необходимо моделировать разнообразные типы и виды трансмиссионных узлов. Для таких случаев предлагаются символические изображения узлов, интуитивно понятные пользователю-механику. По сформированным расчетным схемам формальным образом генерируются математические модели для кинематических и динамических вычислений.

Основными особенностями подхода являются правила схематизации объектов, структурно-силовая матрица, типовые жесткие и упруго-диссипативные структурные компоненты (модули), индикаторы состояния муфт и тормозов, совместное рассмотрение вращательной и поступательной систем, а также моделирование трансмиссии как системы с переменными состояниями, которые имеют место при включении различных элементов управления и пробуксовке движителя.

Расчеты по кинематической схеме

Эти расчеты включают два вида силового расчета моментов (для идеального механизма и с учетом потерь) и расчет скоростей.

Представление структуры трансмиссии

Кинематическая схема трансмиссии рассматривается как объект, состоящий из N_z основных звеньев и $K_{\lambda G}$ устройств их соединяющих. Основные звенья (ОЗ) имеют оси вращения в неподвижном звене. К устройствам относятся дифференциал D (как узел с числом степеней свободы $W=2$), передача P (как частный случай дифференциала с заторможенным звеном, $W=1$), муфта F и тормоз T (как частный случай муфты). Для описания структуры и распределения внутренних крутящих моментов в устройствах вводится структурно-силовая (точнее структурно-распределительная) матрица ССМ. В такой матрице каждое из упомянутых устройств представлено в виде столбца, как показано в табл. 1.

Таблица 1 – Представление устройств

| ОЗ | Дифференциал D | Передача P | Вал S | Муфта F | Тормоз T |
|-----|---------------------|-----------------|------------|--------------|---------------|
| i | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| j | $-u$ | $-u$ | -1 | -1 | 0 |
| k | $-(1-u)$ | 0 | — | — | — |

Здесь u — внутреннее кинематическое передаточное число; при силовом расчете с учетом КПД устройств u заменяется силовым передаточным числом, равным $u\eta^x$, где $x = +1$ или -1 , в зависимости от направления передачи мощности устройством. В таблице представлен также компонент «Вал» S , который используется для схематизации трансмиссии при динамических расчетах. Он может использоваться при кинематическом расчете, если нужно разделить звено на два компонента.

Рассмотренная матрица служит для формализованного составления уравнений во всех видах расчетов трансмиссии, выполняемых по кинематической схеме. Представленное описание устройств является универсальным, оно пригодно для любых их кинематических и конструктивных реализаций, включая случаи, получаемые совмещением основных звеньев (такой прием часто используется в планетарных коробках передач).

Решение задач силового и скоростного расчета трансмиссии

Силовой расчет

При силовом расчете неизвестными являются моменты на первых звеньях устройств M_{1k} и момент на выходном валу M_x . В матричном виде уравнение силового равновесия основных звеньев имеет вид

$$AX = B \quad (1)$$

где A — матрица, формируемая на основе ССМ и состояния муфт и тормозов; X — вектор искомых моментов M ; B — вектор воздействий на основные звенья.

Верхняя постоянная часть матрицы A формируется $K_{\lambda G}$ столбцами с коэффициентами A_{jk} ($j=1, \dots, N_z; k=1, \dots, K_{\lambda G}$), взятыми из ССМ, к которым добавляется $(K_{\lambda G} + 1)$ -й столбец A_{jk+1} для момента на выходном звене. Каждая строка этой (верхней) части матрицы представляет собой уравнение моментов, приложенных к j -му основному звену

$$\sum A_{jk} M_{1k} + A_{jk+1} M_x = 0 \quad (2)$$

Нижняя часть матрицы изменяется в зависимости от состояния устройств управления (муфт и тормозов) на рассматриваемой передаче трансмиссии. Для каждого не включенного устройства управления формируется строка матрицы. В позиции устройства записывается 1, а в столбце B записывается 0.

Процедура нахождения X является стандартной. Обычно расчет выполняется в относительных единицах, если ведущее звено имеет номер j , то $B_j = 1$. В этом случае полученный момент на выходном звене M_x равен передаточному числу трансмиссии на рассматриваемой передаче.

Силовой расчет с учетом потерь

Расчет проводится аналогично предыдущему случаю с использованием силовых передаточных чисел $\hat{u}_i = u_i \eta_i^x$ для передач и дифференциалов. Предварительно определяется значение показателя степени x для каждого механизма. После этого определяются моменты, в том числе момент на выходном звене \hat{M}_x . Общий КПД трансмиссии на передаче η_{0x} равен отношению \hat{M}_x / M_x .

Скоростной расчет

Для расчета скоростей формируется уравнение вида (1), где B — вектор заданных скоростей основных звеньев. Матрица A формируется тремя группами строк.

Группа 1 имеет K_C строк. Это столбцы ССМ, соответствующие зубчатым механизмам (передачам и дифференциалам). Каждая строка имеет вид

$$\sum A_{jk} \omega_k = 0, \quad k = 1, \dots, N_z \quad (3)$$

Группа 2 описывает состояние включаемых устройств управления. Строки являются столбцами ССМ для тех устройств, которые включаются на рассчитываемой передаче или режиме работы трансмиссии, например, на нейтрали.

Группа 3 — уравнения для звеньев с заданными скоростями ω_{0j} . В позициях соответствующих звеньев записываются единицы ($A_{jk} = 1$), а в столбце — значения $B_j = \omega_{0j}$. В обычном случае в столбце B задано одно значение, равное 1, что соответствует стандартному расчету угловых скоростей в относительных единицах.

В результате определяется вектор X , который представляет собой угловые скорости N_z основных звеньев. Они используются для расчета скоростей скольжения муфт и тормозов, а также скоростей относительного движения сателлитов. Если схема имеет дифференциалы нестандартного вида, то для расчета скоростей их сателлитов задаются дополнительные параметры.

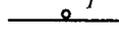
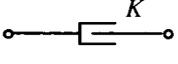
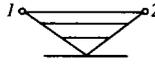
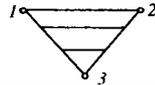
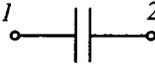
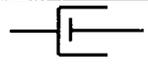
Расчеты по динамической схеме

Представление структуры

Для представления трансмиссии в динамическом расчете к ранее выделенным кинематическим компонентам добавляются инерционный компонент, вал (в жестком и упругом представлении), демпфер и неподвижное звено (стойка). Валы и их комбинации с жесткими кинематическими компонентами передач и дифференциалом образуют компоненты вал S , передачу P и дифференциал D . Они могут быть представлены как в жестком виде (их будем называть M -компонентами), так и в упруго-диссипативном виде (их будем называть E -компонентами). У M -компонентов значения податливостей E и коэффициентов демпфирования K равны 0. Правила расчета обобщенных податливостей и коэффициентов демпфирования E -компонентов приведены в работе [4].

Базовые компоненты для построения динамических схем показаны в таблице 2.

Таблица 2 – Базовые компоненты

| Компонент | Вид | Параметры |
|-----------------------------------|---|--|
| Крутильная (вращательная) система | | |
| Маховая масса |  | J |
| Неподвижное звено (стойка) |  | — |
| Демпфер |  | K |
| Вал S |  | E, K |
| Передача P |  | u, E, K |
| Дифференциал D |  | u, E, K |
| Муфта |  | $M_M =$ $= (1 - \lambda)M_1 + \lambda M_F,$ |
| Линейная (поступательная) система | | |
| Масса |  | m |
| Линейный демпфер |  | k |
| Линейное трение |  | F |

M - и E -компоненты, муфты и тормоза, отдельные демпферы, а также дополнительные компоненты играют роль *соединителей* для инерционных компонентов и неподвижных звеньев. Непосредственная связь (не через массу) для соединителей запрещена. В этом состоит *принцип регулярности* рассматриваемых динамических схем. Его нарушение может привести к неправильной схематизации динамических объектов и ошибкам в расчетах.

Второй принципиальное положение — это использование при схематизации конечных и бесконечных масс и жесткостей. Массы, существенно превышающие величины остальных компонентов, заменяются стойками, а компоненты с высокой жесткостью — M -компонентами. Это также способствует получению корректных результатов для объектов, у которых упомянутые параметры имеют существенное расхождение.

Третья особенность методики состоит в использовании индикаторов состояния λ_k для муфт и тормозов. Их применение позволяет получить универсальные уравнения динамической схемы, которые не зависят от состояния этих устройств управления (замыкание или буксование) [5]. В уравнении момента k -го устройства управления, присутствуют момент трения M_{Fk} и момент в замкнутом устройстве M_{1k} , которые за счет индикатора действуют альтернативно.

Состояние индикатора на i -м и $(i+1)$ -м шагах расчета определяется следующим образом:

$$\lambda_{k_i} = 0 \text{ и } |M_{1k_i}| > M_{Fk_i} \rightarrow \lambda_{k_{i+1}} = 1; \quad (4)$$

$$\lambda_{k_i} = 1 \text{ и } \Delta\omega_{Fk_{i-1}} \Delta\omega_{Fk_i} \leq 0 \rightarrow \lambda_{k_{i+1}} = 0, \quad (5)$$

$$k = 1, 2, \dots, K_\lambda.$$

В общем случае объект описывается *динамической схемой*, которая содержит N_{JS} инерционных звеньев, K_E обобщенных упругодемпфирующих звеньев (E -компоненты) и $K_{\lambda G}$ жестких звеньев. В число $K_{\lambda G}$ жестких звеньев могут входить K_λ муфт/тормозов и $(K_{\lambda G} - K_\lambda)$ M -компонентов. Кроме того, в схеме могут присутствовать дополнительные компоненты, для которых используются специальные математические модели. Характерным компонентом для гидромеханических трансмиссий является гидротрансформатор.

N_J инерционных звеньев связаны с M -компонентами. Часть упомянутых звеньев могут быть связаны с E -компонентами. Остальные $(N_{JS} - N_J)$ инерционных звеньев соединены с E -компонентами и/или со специальными устройствами, которые моделируются в составе объекта.

На каждое инерционное звено J_j может действовать внешний момент M_{Bj} и внешнее демпфирование $M_{Vj} = K_j \omega_j$, где K_j — коэффициент демпфирования, ω_j — угловая скорость инерционного звена J_j .

Формирование и решение уравнений

Особенностью математической модели является то, что необходимо решать алгебраические уравнения для нахождения моментов жесткой части, а также дифференциальные уравнения движения и контролировать состояние индикаторов муфт/тормозов.

Моменты жесткой части определяются с использованием коэффициентов A_{jk} ССМ и индикаторов λ_k муфт/тормозов. В общем случае уравнение движения j -го инерционного звена, связанного с жесткой частью имеет вид

$$J_j \dot{\omega}_j + \sum_{k=1}^{K_{\lambda G}} A_{jk} I_k M_{1k} = M_{Jj} - \sum_{k=1}^{K_\lambda} A_{jk} \lambda_k M_{Fk}, \quad j = 1, 2, \dots, N_J, \quad (6)$$

где J_j и ω_j — момент инерции и угловая скорость j -го инерционного звена; $I_k = 1 - \lambda_k$, если $k \leq K_\lambda$, $I_k = 1$, если $k > K_\lambda$; M_{Jj} — сумма внутренних упругих моментов и внешних моментов, приложенных к этому звену; M_{Fk} — момент k -й муфты/тормоза.

При определении внутренних моментов в жестких компонентах целесообразно исключить из уравнений, члены с производными. Используем кинематические уравнения связей для инерционных звеньев устройств

$$\sum_{j=1}^{N_J} A_{ji} \dot{\omega}_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, N_J \quad (7)$$

Предварительно каждое из уравнений вида (6) умножим соответственно на A_{ji} / J_j , $j = 1, 2, \dots, N_J$. Затем просуммируем выражения, относящиеся к каждому устройству. Получим $K_{\lambda G}$ уравнений. В каждом из них суммы вида (7) обратятся в нуль. Полученные уравнения можно записать в матричном виде следующим образом

$$\sum_{k=1}^{K_{\lambda G}} \alpha_{\lambda ik} M_{1k} = b_i, \quad i = 1, 2, \dots, K_{\lambda G}, \quad (8)$$

$$\text{где } \alpha_{\lambda ik} = \begin{cases} \alpha_{ik}, i = k; \\ I_i I_k \alpha_{ik}, i \neq k \end{cases}, \alpha_{ik} = \sum_{j=1}^{N_j} \frac{A_{ij}}{J_j} A_{jk},$$

$$b_i = I_i \left(\sum_{j=1}^{N_j} \frac{A_{ji}}{J_j} M_{j_j} - \sum_{k=1}^{K_i} \alpha_{ik} \lambda_k M_{Fk} \right);$$

I_i определяется сходно с I_k .

Решением алгебраической системы уравнений (8) на каждом шаге расчета определяют внутренние моменты M_{1k} в M -компонентах. Эта процедура является частью общей процедуры решения дифференциальных уравнений динамики.

Формирование правых частей для производных угловых скоростей инерционных звеньев $\dot{\omega}$, упругих моментов \dot{M} в E -компонентах и удельной работы трения фрикционных муфт/тормозов осуществляется в соответствии со структурой динамической схемы.

Демпфирование

Внутреннее трение механической трансмиссии и связанных с ней систем можно рассматривать как частотно-независимое [5]. Основным параметром для описания демпфирования служит логарифмический декремент δ , который не зависит от частоты колебаний. Данные по этому коэффициенту приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Логарифмические декременты систем

| | |
|---------------------------------------|-----------|
| Машинный агрегат в целом | 0,45—0,95 |
| Трансмиссия (в основном ведущий мост) | 0,13—0,27 |
| Рессора на выкручивание | 1,15—2,45 |
| Шины ведущих колес при кручении | 0,30—0,64 |
| Карданная передача | 0,02—0,04 |
| Коробка передач | 0,06—0,14 |

При решении задач динамики необходимо рассчитывать конкретные значения коэффициентов демпфирования по формуле

$$K = \delta / (\pi E \omega), \quad (9)$$

где E — податливость подсистемы; ω — частота колебаний. Для установившихся колебаний ω — частота вынужденных колебаний, для неустановившихся колебаний — это преобладающая частота переходного процесса.

Система «колесо—масса машины»

Рассмотренные методы схематизации и решения уравнений динамики одинаково пригодны для вращательных и поступательных систем. Для естественного представления поступательных систем могут быть использованы элементы, приведенные в нижней части таблицы 2. Кроме того, можно моделировать комбинированные вращательно-поступательные регулярные системы.

Характерным случаем является подсистема «колесо—масса машины» (рис.1). В ней колесо представлено в двух упомянутых системах. Вращательное движение ведущего колеса через контакт шины с опорной поверхностью трансформируется в поступательное движение колеса и машины в целом за счет M -компонента «передача P » с параметром $u = 1/r$, где r — радиус, связывающий угловую скорость ω и линейную скорость v периферии колеса.

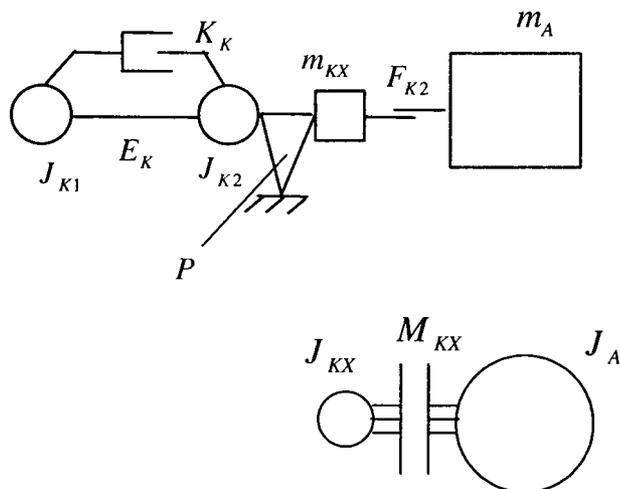


Рис. 1. Система «колесо — масса машины»

При цепных и кольцевых симметричных схемах поступательную часть можно заменить эквивалентной крутильной (вращательной) системой. Это показано в нижней части рис. 1. Однако это не всегда возможно. Например, при моделировании динамики таких объектов как полноприводные машины с различными радиусами передних и задних ведущих колес значения радиусов присутствуют в параметрах динамической схемы и соответственно в уравнениях. В таких случаях динамическая схема содержит необходимое число подсистем «колесо — масса машины», имеющих общую массу машины.

Описанные методики реализованы в виде расчетной основы пакетов программ, для расчета трансмиссий и связанных с ними систем. При практическом использовании пакетов пользователь только составляет (рисует с помощью меню) кинематическую или динамическую схему в зависимости от задачи и задает параметры. Меню включает описанные базовые компоненты, ряд специальных устройств (гидротрансформатор и др.) и внешних воздействий. В пакетах распознается структура системы, а затем ее уравнения генерируются автоматически.

Данное программное обеспечивает автоматизированное построение кинематических, динамических и компоновочных схем для трансмиссионных систем и проведение по ним разнообразных расчетов. Программное обеспечение для построения и расчета кинематических схем реализовано в двух видах. Первый основан на библиотеке распространенных типов передач и дифференциалов. Второй вид применяется, когда используются нестандартные передачи и дифференциалы. В этом случае используются универсальные обобщенные изображения, применяемые также при построении динамических схем. Компоновочные схемы позволяют проверить собираемость, определить силовые и массо-инерционные параметры, а также выполнить анимацию трансмиссионного узла.

Пакет «Кинематика»

Примеры применения пакета версии 2.0 (Kinematics 2.0) приведены в [1]. Пакет обладает интеллектуальными свойствами. Так, наряду с управлением процессом установки на схему элементы отслеживают свои изменения на схеме и соответственно изменяют свое поведение. Например, зубчатые колеса автоматически входят в зацепление, если оказываются на минимальном расстоянии друг от друга. То же относится и к муфтам, которые входят в зацепление с валами, если их совместить на схеме.

Как показывает практика, подобная организация процесса проектирования ускоряет работу и позволяет избежать ошибок в кинематической схеме при ее создании. Это ускоряет этап проектирования структуры кинематической схемы и освобождает конструктора от простых механических действий.

Такой подход несет еще один положительный момент: облегчается распознавание структуры кинематической схемы. Это используется при расчете ее параметров. Кроме того, анализ схемы, в которой изначально исключены ошибочные варианты зацепления, выполняется достаточно быстро и с наименьшими затратами.

Третья версия пакета Kinematics 3.0 основывается на предшествующих версиях, кроме того, в ней реализуется дополнительная функциональность.

Программа основывается на модульной архитектуре. Механизм организации элементов в схему отделен от главного приложения и может быть использован отдельно. Это дает возможность загружать схему, выполнять действия над элементами схемы и вычисления в любой другой программе. Единственное требование, чтобы внешняя программа была написана на технологии .NET.

Описанная выше модульная архитектура также позволяет выполнять наращивание функциональности программы при помощи дополнительных компонент. Они, после подключения к системе могут использовать все сервисы по работе со схемой. Данные компоненты-расширения могут быть написаны сторонними разработчиками, которые не имеют доступа к исходным кодам программы Kinematics 3.0.

Улучшен визуальный интерфейс. Теперь он реализован по технологии «плавающих окон».

Пакет «Динамика»

При построении динамической схем средствами пакета аналогично пакету «Kinematics» разработан набор «активных элементов», соответствующих базовым компонентам динамической схемы. Подобным образом был реализован механизм трансформации графической информации о динамической схеме в структурную. При добавлении элемента в схему происходит анализ его взаимодействий с другими элементами, автоматически устанавливаются связи и добавляются уравнения, описывающие поведение этого элемента, в математическую модель. Таким образом, создание математической модели (системы дифференциальных уравнений) сводится к точному построению (отрисовке) динамической схемы и заданию корректных параметров элементов системы. Рассмотрим пример динамической схемы, построенной с использованием таких элементов-блоков.

На рисунках 2 и 3 приведен пример перехода от механической модели объекта к его динамической схеме.

Представленная планетарная коробка передач состоит из нестандартных дифференциалов с совмещенными звеньями, однако это не является проблемой для создания динамической схемы и проведения расчетов средствами пакета «Динамика».

На рис. 4 показан общий вид динамической схемы системы «двигатель-трансмиссия-двигатель-масса машины», которую можно рекомендовать в качестве типовой для проведения динамических расчетов при трогании автомобиля и переключении передач.

Инерционные звенья: J_1 – двигатель; J_2 и J_3 – насосное и турбинное колеса гидротрансформатора (ТС); J_{10} , J_{12} – элементы привода ведущих колес. Упругие элементы: E_1 – повышающая передача и связанные с ней валы; E_2 – входной вал коробки передач; E_3 – элементы привода ведущих колес. Упругие элементы включают соответствующие демпфирующие звенья K_1, \dots, K_3 . Крутящие моменты: M_1 – момент двигателя; M_2 – моменты сил сопротивления движению машины, F_a – сила сопротивления приложенная к машине.

На рис. 5 показаны результаты моделирования процесса переключения передач (с первой на вторую передачу). При моделировании воспроизведены упругие моменты звеньев. Сплошной линией на рис. 5 показаны экспериментальные значения упругого момента в трансмиссии.

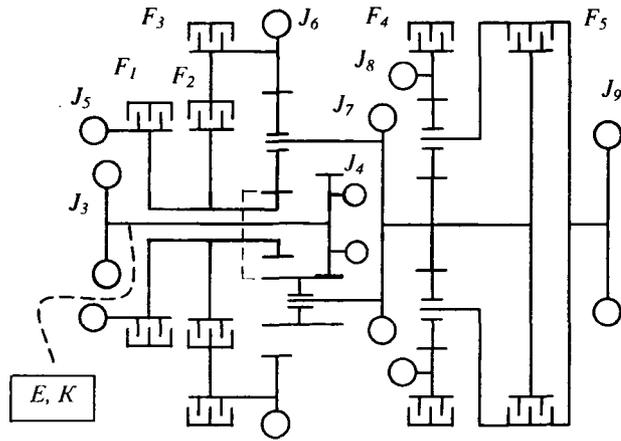


Рис. 2. Механическая модель планетарной коробки передач

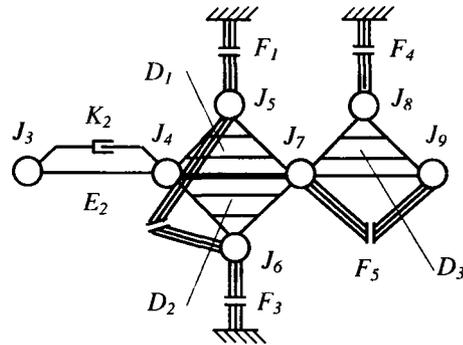


Рис. 3. Динамическая схема коробки передач по рис. 2 в пакете «Динамика»

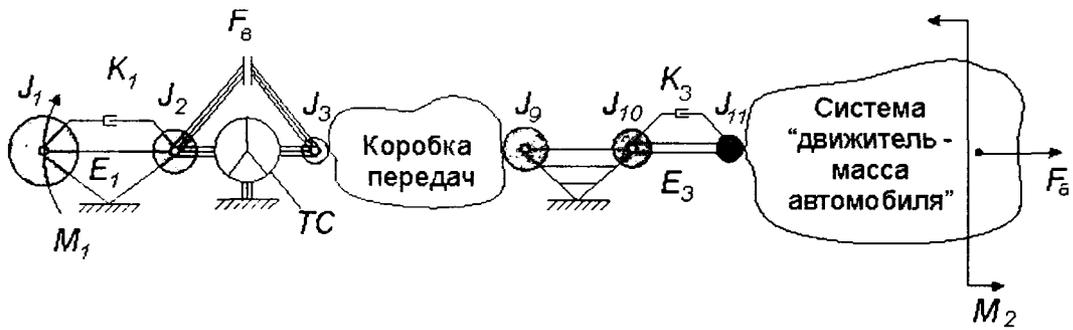


Рис. 4. Обобщенная динамическая схема колесной машины

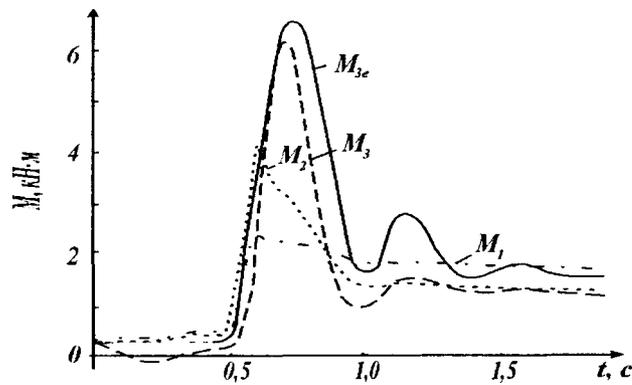


Рис. 5. Результаты расчетов (моменты упругих связей)

Как второй пример типового использования пакета «Динамика» можно привести исследование переходных процессов во время трогания и движения колесного трактора с буксованием движителя. Методика моделирования системы движитель-масса машины представлена вначале данной статьи. Общий вид динамической схемы приведен на рис. 6. Передние и задние колеса трактора отличаются размерами, упруго диссипативными и инерционными параметрами. Поэтому они по-разному представлены в динамической схеме: меньшая масса ($m_{кx1}$) соответствует передним колесам, а большая ($m_{кx2}$) – задним. Эти массы связаны с общей поступательно движущейся массой трактора m_a через фрикционные элементы. Масса J_1 соответствует приведенным массам двигателя и ведущих деталей сцепления, J_2 – массам ведомых деталей сцепления.

На рис. 6 и 7 представлены результаты моделирования для двух случаев. В первом линейные скорости периферии колес одинаковы (рис. 7), во втором – линейные скорости для передних колес выше – опережение на 5% (рис. 8). На рисунках 7 и 8 показаны ω_1 – угловая скорость масс двигателя J_1 , ω_2 – угловая скорость ведомых масс сцепления J_2 , V_a – линейная скорость массы трактора m_a .

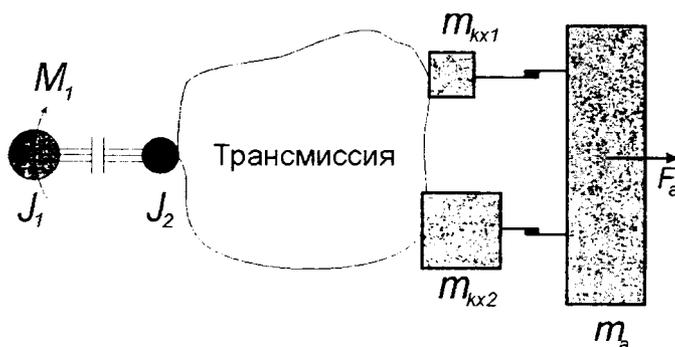


Рис. 6. Общий вид динамической схемы трактора с различными передними и задними ведущими колесами

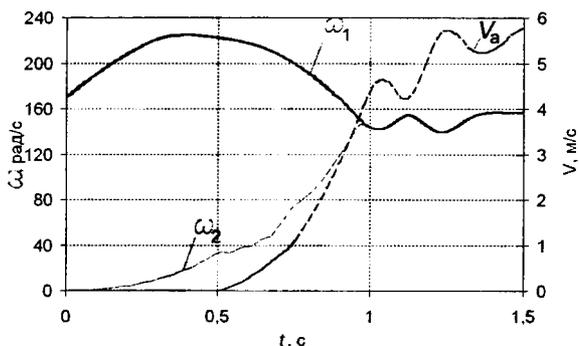


Рис. 7. Результаты расчетов без «опережения»

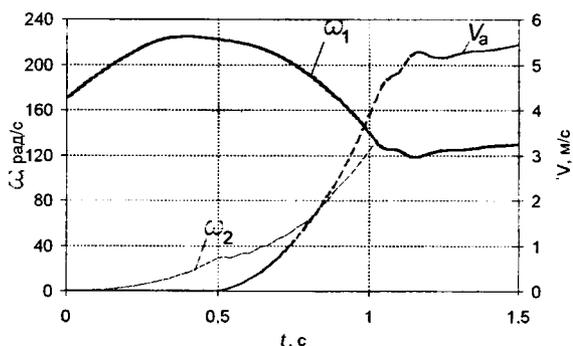


Рис. 8. Результаты расчетов с «опережением»

Для второго случая параметры системы соответствовали реально используемым передаточным отношениям для заднего и переднего моста трактора с рассогласованием линейных скоростей, когда линейная скорость передних колес на 5% превышает скорость задних колес. Видно, что второй случай, реально используемый в практике, лучше в динамическом отношении (колебаний в системе нет).

Пакет «Компоновка»

Компоновочная схема представляет собой продвинутый в пространственном отношении вариант кинематической схемы. Она позволяет описывать трансмиссионные узлы в пространстве. Также она позволяет воспроизвести и определить ряд параметров, необходимых для проведения специфических расчетов (например, сил в зацеплениях передач, реакций в

опорах). Кроме того, так как эта модель пространственная, она может использоваться в дальнейшем на более поздних этапах проектирования при построении трехмерной сборки трансмиссии.

Пакет «Компоновка» также позволяет проводить расчет массо-инерционных параметров механической системы, проверять соответствие геометрических параметров и пространственное расположение элементов трансмиссии, а также выполнять анимацию.

На рисунке 9 приведен вид рассмотренной выше планетарной коробки передач в пакете «Компоновка».

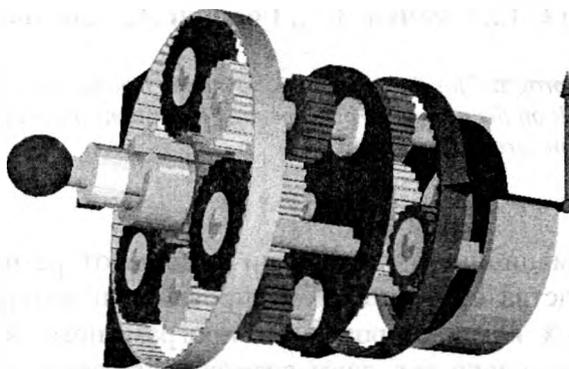


Рис. 9. Вид планетарной коробки передач (смотри рис. 1 и 2) в пакете «Компоновка»

Заключение

Разработанные методики и программные пакеты позволяют автоматизировать построение и расчеты трансмиссионных и связанных с ними систем, включая этап концептуального проектирования, оценить работоспособность, характеристики и свойства проектируемого объекта в том числе в условиях недостаточности исходных данных, автоматизировать рутинные процессы, оптимизировать параметры системы. Они широко используются при проектировании трансмиссий белорусского производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кинематический, динамический и ресурсный расчеты в механике машин / В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская, С.В. Ломоносов и др. // Теоретическая и прикладная механика, 2005. Вып. 19. — С. 42–50.
2. Kane M. and Levinson D. Dynamics Online: Theory and Implementation with Autolev™, 2000.
3. Mukherjee A. and Karmakar R. Modeling and Simulation of Engineering Systems Through Bondgraphs. CRC Press LLC, 2000.
4. Algin V.B., Drabyshevskaya O.V. Transmission Dynamics Based on Regular Dynamic Scheme // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. — Мн., УП «Технопринт», 2001. — С. 23–27.
5. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Мн.: Навука і тэхніка, 1995.