

УДК 624.072

В. Н. З у з о в

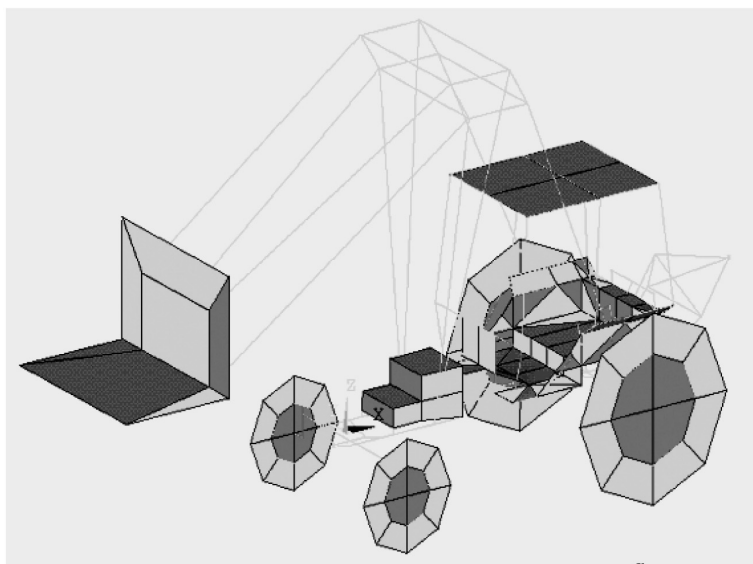
РАЦИОНАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Приведены основные положения методики создания рациональных имитационных моделей колесных машин и их элементов при статическом и динамическом нагружении. Предложены конечно-элементные модели картеров, резьбовых соединений, трансмиссии, которые позволяют в едином подходе исследовать напряженно-деформированные состояния несущих систем типа хребтовой рамы и остова трактора безрамного и полурамного типа при статическом и динамическом нагружении. Определены границы применимости каждого вида моделей на основе сравнительного анализа трудозатрат на их создание и решение задачи МКЭ и получаемой погрешности результатов. Расчеты, проведенные по предложенным моделям, свидетельствуют о высокой эффективности и точности результатов.

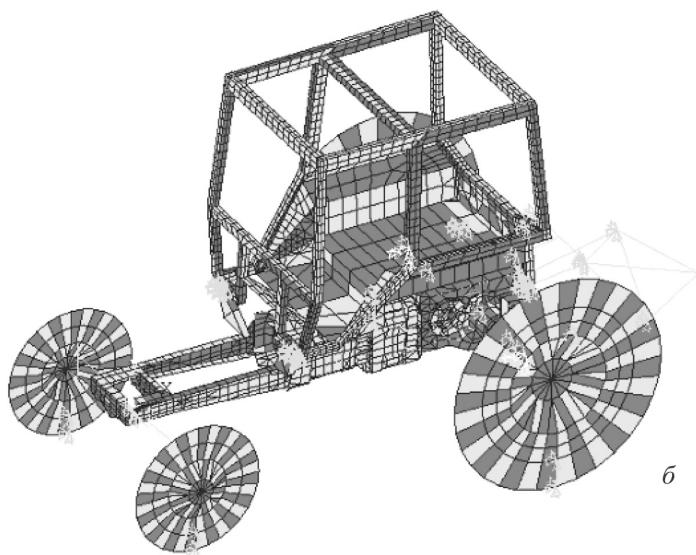
Основные проблемы параметрического синтеза машиностроительных конструкций типа несущих систем колесных машин (КМ) при использовании метода конечных элементов (МКЭ) — это создание рациональных конечно-элементных моделей (КЭМ), обеспечивающих получение результатов заданной точности при минимуме затрат труда и времени на их составление и решение, а также ограничение на количество одновременно варьируемых параметров. Преодолеть эти трудности даже при наличии высокоскоростных компьютеров и совершенных программ без специальных приемов не представляется возможным.

Поэтому целью настоящей статьи является изложение элементов разработанной методики создания рациональных имитационных моделей КМ (на примере трактора) и их элементов применительно к САПР. Методика базируется на использовании системного подхода и на применении различных по степени структурирования КЭМ.

К целостной системе относим колесную машину (трактор) в целом. Подсистемы первого уровня включают в себя остов или раму (несущая система), колеса, систему поддрессоривания, трансмиссию, кабину, навесное оборудование и др. (рис. 1). Подсистемы второго уровня, например, для трактора содержат полураму, картеры (сцепления, коробки перемены передач, заднего моста, рукавов), передний брус, элементы трансмиссии и т.д. (рис. 2, 3). Для этих подси-



a



b

Рис. 1. КЭМ трактора МТЗ:

a — низшего уровня, *b* — среднего уровня

стем могут быть определены связи, поэтому их можно исследовать отдельно. Например, в статической постановке может быть получено решение отдельно для остова (рис. 2–4). В этом случае размерность задачи существенно ниже (чем для аналогичной по характеру разбиения на конечные элементы (КЭ) модели трактора в целом) и, соответственно, меньше время, необходимое на анализ и синтез. Для нестационарных задач решение целесообразно проводить для целостной системы, так как взаимосвязь и взаимодействие подсистем

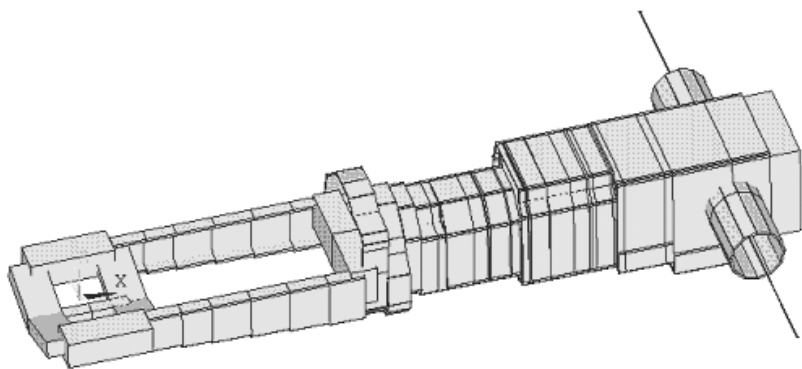


Рис. 2. Объемное представление КЭМ остова трактора, составленной из балочных КЭ

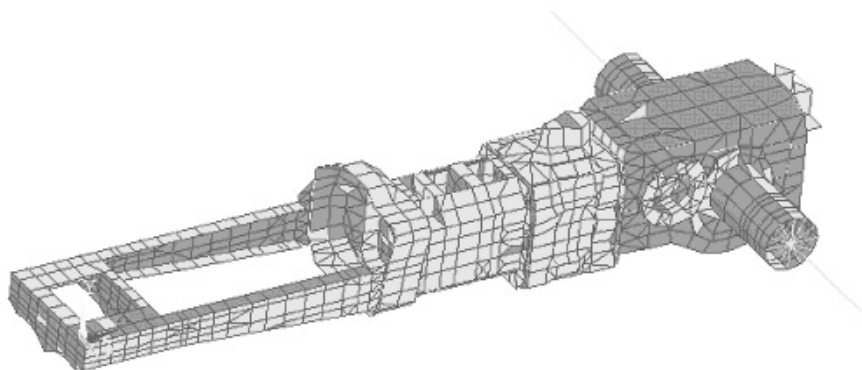


Рис. 3. КЭМ остова среднего уровня

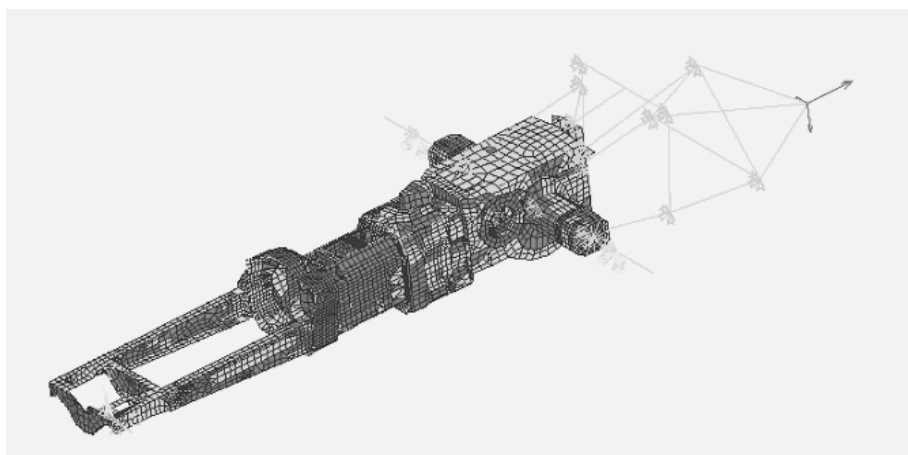


Рис. 4. КЭМ остова высшего уровня

и элементов при этом играет весьма важную роль и их упрощение приведет к существенным погрешностям. Однако, чем сложнее система (или подсистема), тем больше будут затраты времени на анализ и синтез. Поэтому предлагается использовать имитационные модели различного уровня структурирования в зависимости от задачи. Применительно к нелинейной параметрической оптимизации несущих систем КМ и их элементов разработан трехуровневый подход по типам моделей: 1-го уровня (“низший” с числом КЭ в модели до 1000), 2-го уровня (“средний” с числом КЭ до 5000...7000), 3-го уровня (“высший” с числом КЭ до 70000). При этом решение этой задачи рекомендуется проводить в несколько этапов [1].

Предлагаемый алгоритм создания рациональных КЭМ основан на использовании предварительного анализа напряженно-деформированных состояний (НДС), типовых задач и программной оценки погрешностей дискретизации, а также разработанных в рамках системного подхода принципов составления КЭМ разных уровней иерархичности остова, кабин, колес, трансмиссии и навесных устройств, моделей связи изменений крутящего момента в трансмиссии и вертикальных перемещений точек контакта колеса с дорогой. Дана оценка границ их применимости для исследований при квазистатическом и динамическом нагружении (рис. 5).

На первом этапе используется имитационная модель 1-го уровня. Она представляет собой упрощенную (в основном балочную) модель КМ, включающую в себя несущую систему, кабину, трансмиссию, навесные устройства, колеса и систему поддрессорования. Такая модель позволяет оценить только жесткостные параметры, но она составляется при малых затратах труда и времени, и решение осуществляется быстро. Поэтому анализ и синтез может быть многовариантным как для статического, так и для динамического нагружения.

При этом можно вести поиск оптимальной конфигурации поперечных сечений элементов остова (включая определение толщин стенок, размеров и местоположения продольных ребер жесткости) с позиций общей жесткости конструкции.

На втором этапе используется имитационная модель 2-го уровня. Она уже позволит оценить не только деформации с приемлемой точностью, но и напряжения в конструкции при статическом и динамическом нагружении, а также провести поиск оптимальных параметров в отдельных зонах (с позиций общей и локальной задачи). На этой стадии расчетов наряду с оценкой НДС остова и трансмиссии осуществляется анализ жесткости групповых резьбовых соединений и соответствующий подбор оптимальных параметров, чтобы обеспечить максимальную жесткость при минимальной массе и исключить раскрытие

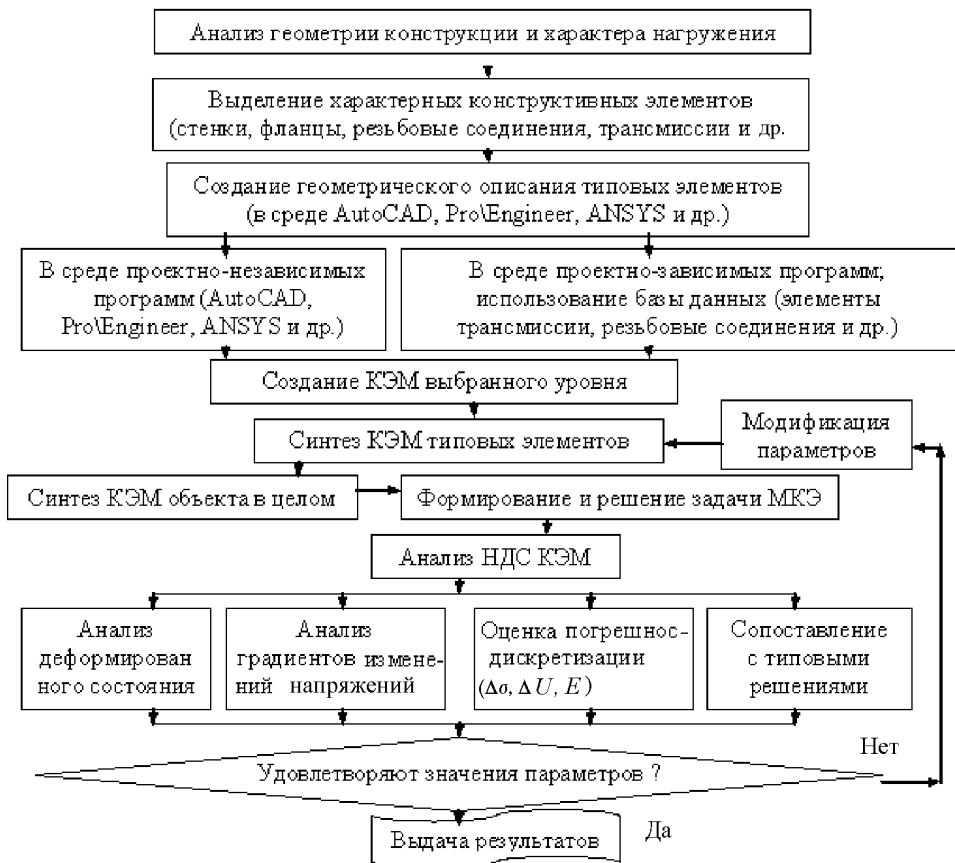


Рис. 5. Схема процесса создания рациональных КЭМ несущих систем КМ

стыков между картерами, образующими остов трактора. Процедура поиска оптимальных решений на этой стадии весьма сложна и требует специальных проработок.

На третьем этапе на базе имитационных моделей 3-го уровня уточняются значения деформаций и напряжений во всей конструкции и, особенно, в зонах их концентрации. Поскольку время, необходимое для анализа и синтеза таких сложных КЭМ, относительно велико, то на этом этапе поиск оптимальных решений не проводится (решают лишь для нескольких вариантов).

Для обоснования правомочности применения предложенных подходов, а также для установления границ их применимости в настоящей работе будут рассмотрены принципы построения имитационных моделей различного уровня, оценены погрешности решения для них, подходы к оптимальному проектированию таких сложных объектов и другие вопросы.

Границы моделей указанных трех уровней условны. По мере развития компьютерной техники и вычислительных программ сложность моделей для каждого уровня будет повышаться, предлагаемый общий подход, очевидно, будет видоизменяться, однако автор предполагает, что принципиальные положения останутся в силе достаточно продолжительное время.

Разработанный метод ориентирован как на использование имеющихся прототипов несущей системы, так и на проектирование новых конструкций, в том числе не имеющих аналогов.

Для разработки рациональных имитационных моделей несущей системы КМ, согласно выработанной стратегии, выделены следующие типовые элементы: стенки (сплошные, подкрепленные ребрами, с подкрепленным отверстием), групповые резьбовые соединения и фланцы, элементы трансмиссии (валы, зубчатые зацепления, подшипники), а также предложены методы их моделирования.

Главные требования к разрабатываемым моделям в рамках настоящей работы: универсальность (как для разных видов конструкций, так и видов нагружения), относительно малые затраты времени и малая трудоемкость создания и решения задач с их использованием, высокая точность результатов.

Стенки – основной конструктивный элемент картерных деталей, определяющих жесткость и работоспособность как несущей системы, так и трансмиссии, расположенной внутри картеров. В целях обоснования правильного выбора типов КЭ и характера разбиения были решены модельные задачи для квадратных, плоских, свободно опережающихся стальных пластин, подверженных действию типовых видов нагружения (сосредоточенной в центре нагрузки и равномерно распределенной по поверхности пластины). Использовали согласованные КЭ двух типов: плоский четырехузловой и объемный восьмиузловой с шестью степенями свободы в узле каждый. Исследовали влияние типов КЭ, характера разбиения стенки на время решения задачи (рис. 6) [2, 3].

Анализируя результаты исследований, выявили, что при моделировании как плоскими, так и объемными КЭ оптимальным с позиции воспроизведения деформированного и напряженного состояний, а также за-

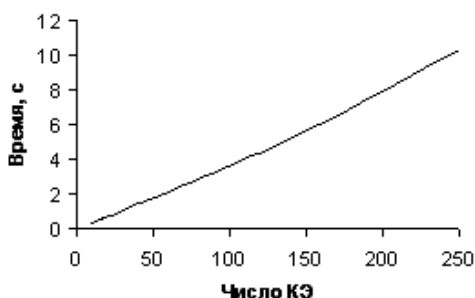


Рис. 6. График изменений затрат времени на решение задач в зависимости от числа КЭ в КЭМ

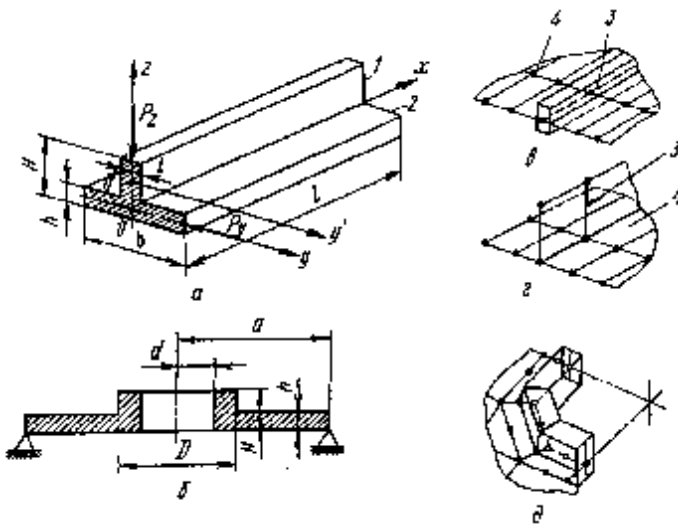


Рис. 7. Моделирование ребер жесткости (а), бобышек и приливов (б) с помощью балочных (в), плоских (г) и объемных конечных элементов (д)

трат времени на решение является моделирование при соотношениях $a'/A = 0,1 \dots 0,12$ (a' — характерный размер конечного элемента, A — длина стороны пластины).

Наиболее важная задача заключается в создании моделей стенок с ребрами жесткости, так как от этого во многом будет зависеть успех решения общей задачи параметрического синтеза остова.

При решении этой задачи рассматривались все возможные способы моделирования ребер жесткости и приливов: объемными, плоскими и балочными КЭ (рис. 7) [2–4]. Однако моделирование плоскими элементами отличается слишком большой погрешностью результатов (до 35...40 %) по сравнению с экспериментальными данными (поэтому в дальнейшем не рассматривается). Специальные исследования показали, что без учета эксцентричного расположения ребер жесткости (т.е. без приведения моментов инерции: $J_y = J_{y'}$) погрешность определения отношения прогиба в точке приложения силы в пластине с ребрами к соответствующему прогибу f_0 в пластине без ребер может стать значительной (20...200 %). Предлагается учитывать эксцентричное расположение ребер жесткости относительно стенки двумя способами. При моделировании первым способом балочными КЭ — момент инерции поперечного сечения относительно оси $O'y'$ проводят к срединной плоскости Oy (простой перенос) оболочечного КЭ, согласно выражению $J_y = J_{y'} + F_p e^2$, где $J_{y'}$ — момент инерции относительно центральной оси ребра $O'y'$; F_p — площадь сечения ребра; e — расстояние от оси $O'y'$ до срединной поверхности пластины Oyx .

Второй предлагаемый способ моделирования — это приведение матрицы жесткости балки к срединной поверхности оболочечных элементов (по соотношениям, выведенным с использованием теории В.З. Власова о неизменяемости контура поперечного сечения [2, 3]). Такое преобразование использовалось в разработанной программе AFEMAS [5].

В обоих случаях важно правильно найти расстояние e . При этом следует использовать рекомендации по определению “активной” высоты ребра, т.е. оценить “неполную работу ребра” [6].

Применительно к расчету деталей картера МКЭ по результатам проведенных исследований также выявлено, что моделирование бобышек, ребер жесткости и приливов целесообразно осуществлять балочными КЭ; необходимо учитывать эксцентриситет продольной оси балки (ребра) по отношению к стенке картера: при $H/h \leq 2$ — коррекцией матрицы жесткости, а при $H/h > 2$ — коррекцией соответствующего момента инерции; моделирование объемными КЭ дает стабильно приемлемые результаты, особенно для относительно высоких ребер и бобышек (при $H/h = 2,5$ погрешность, как у оболочечно-балочной КЭМ, — около 10 %), для менее высоких ребер точность хуже (погрешность выше на 2...10 %) по сравнению с оболочечно-балочной КЭМ; при применении оболочечно-балочных КЭМ время решения (для однотипных КЭМ) сокращается в 2 раза [3].

В современных тракторах картерные детали, образующие остов, соединены групповыми резьбовыми соединениями. От конструкций этих соединений и фланцев во многом зависит работоспособность трансмиссии и остова в целом. Причем, особо опасное явление — раскрытие стыков.

С учетом особенностей корпусных деталей КМ фланцы предлагается моделировать оболочечными КЭ, имеющими шесть степеней свободы в узле, а резьбовые соединения в зависимости от направления действия внешних сил (перпендикулярно или параллельно стыку) несколькими способами. В основном (при перпендикулярном действии сил) моделировать следует фиктивными стержнями, работающими на растяжение–сжатие и имеющими жесткость, равную жесткости соединения. Жесткость соединения моделируется с учетом наличия и отсутствия зон раскрытия стыка и контактной податливости взаимодействующих элементов. Здесь применена простая, достаточно точная и универсальная зависимость, основанная на предположении о конусах давления [7]. Поскольку поведение соединения рассматривается как нелинейное, то решение задачи ведется итерационным способом. Сравнение результатов решений ряда модельных задач с точными значениями

показало, что погрешности при использовании этой модели не превышают 3...5% [2, 3, 8].

Моделирование трансмиссий осуществляется с целью определить взаимовлияние остова и трансмиссии, определить и учесть параметры, влияющие на их работоспособность при имитационном моделировании работы трактора в различных условиях эксплуатации.

В трансмиссиях КМ чаще всего используются прямые валы в форме тел вращения, устанавливаемые в подшипниковых опорах. Поэтому валы моделируют набором балочных КЭ, как имеющих наименьшее число степеней свободы и параметров описаний и обеспечивающих получение приемлемой точности решения. Соединения валов и подшипников моделируем как шарниры. Однако требуется проверка возможности защемления. Для подтверждения этого проведен специальный эксперимент. Сравнение расчетных и экспериментальных данных позволило оценить погрешности по перемещениям вала и углам поворота в опорах погрешности для большинства моделей валов не превышают 3...5%, а в наиболее сложном случае (промежуточный вал коробки передач МТЗ-80) составляют 7% и 8% соответственно.

Разработано моделирование основных видов зубчатых зацеплений, используемых в трансмиссиях КМ, с помощью фиктивных элементов (стержней), характеристики которых принимаются близкими к абсолютно жестким. На рис. 8 в качестве примера приведена стержневая модель зацепления и схема сил, действующих на коническую пару колес с криволинейным зубом в локальной и глобальной системах координат. Выведены формулы, по которым вычисляются отклонения Δx и Δz от полюса зацепления:

$$\Delta x = H / \cos \beta (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta \mp \sin \beta \cos \delta);$$

$$\Delta z = H / \cos \beta (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta \pm \sin \beta \sin \delta),$$

где H — смещение вершины делительного радиуса (узел 1) относительно полюса зацепления (обычно $\Delta y = 0$).

По результатам расчета на ЭВМ определены оптимальные значения

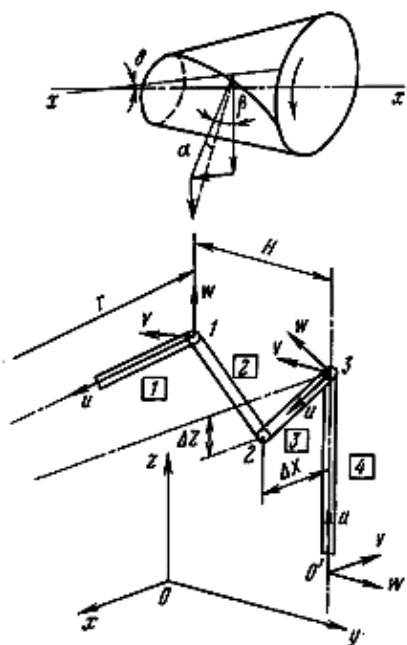


Рис. 8. Стержневая модель зацепления и схема сил, действующих на коническое колесо с криволинейным зубом в локальной и глобальных системах координат

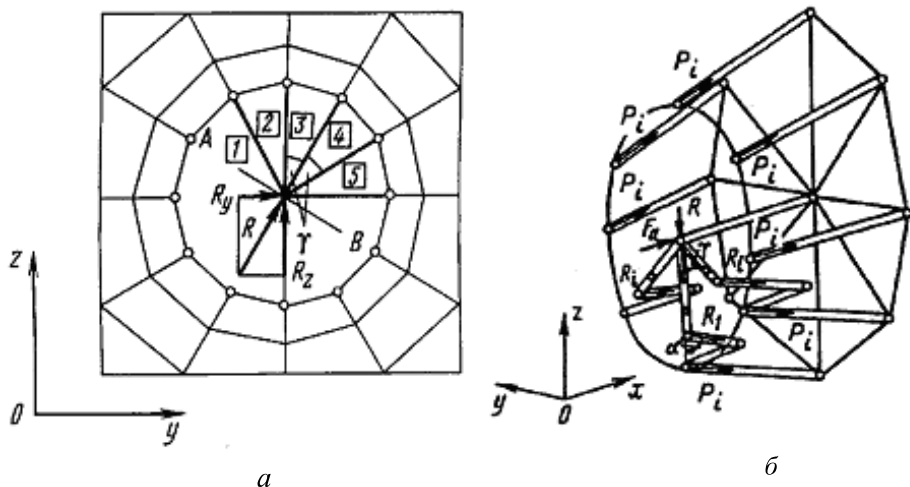


Рис. 9. КЭМ стенки картера (а) и радиально-упорного подшипника (б)

H для КЭМ при различных радиусах шестерни r , из которых можно принять $H = 1,20 \dots 1,25$. Погрешность результатов для моделей разных зубчатых зацеплений составила $2 \dots 5\%$ [2, 3, 9, 10].

Разработаны модели подшипников качения и скольжения из балочных КЭ. Модели стенки картера с отверстием и радиально-упорного подшипника составлены из стержневых КЭ большой жесткости и трех- и четырехугольных двумерных элементов изопараметрического типа (рис. 9, а, б).

В предлагаемых моделях необходимо задавать изменение площадей фиктивных стержней по зависимости $F_i = F_0 \cos^{3/2} i \gamma$. В результате полностью воспроизводится распределение усилий по этим стержням в соответствии с известным законом распределения радиальной силы. Причем, в этом случае погрешность расчета усилий не превышает 3% для наиболее чувствительных к изменению передаваемой силы стержней, расположенных под большими углами к линии действия радиальной силы (стержни 1 и 5, рис. 9). Решение тестовых задач показало, что уже с числом стержней, моделирующих передачу сил через тела качения (шарики и ролики), более восьми погрешность вычислений составляет менее 2% [2, 3, 9].

Конечно-элементная модель валов, зубчатых зацеплений и подшипников применима для любой вычислительной программы МКЭ.

С использованием балочных КЭ (КЭМ низшего уровня) можно получать при минимальных затратах времени достаточно подробную картину деформированного состояния с приемлемой погрешностью, но далеко не всегда удовлетворительную для напряженного состояния. Такие КЭМ ориентированы на оценку общих жесткостных свойств кон-

струкции, в проектной задаче — для определения топологии (конфигурации и размеров сечений) и параметров в параметрической оптимизации.

Для моделирования использовались следующие типы КЭ: балочный элемент, учитывающий эффекты поперечного сдвига, и тонкостенный балочный элемент произвольных поперечных сечений № 24 (ANSYS), имеющие по 6 степеней свободы в узле. Балочная КЭМ остова, составленная по предлагаемой методике, имеет всего 58 узлов и 57 элементов (см. рис. 2).

Конечно-элементные модели среднего уровня строились на основе проведенных исследований [3–5]. В качестве базовых КЭ для КЭМ принимаем пластинчатые согласованные элементы с шестью степенями свободы в узле. Балочными КЭ моделируют ребра жесткости, резьбовые соединения, полуоси и некоторые другие элементы остова. Построенная таким образом КЭМ имеет 2470 узлов и 2860 элементов (см. рис. 3).

Конечно-элементные модели высшего уровня, как отмечалось, предназначены для более точного имитационного моделирования и отличаются использованием значительно большего числа КЭ для моделирования (см. рис. 4). В качестве базового КЭ можно выбрать как пластинчатый, так и трехмерный (объемный). Следует учитывать, что из-за наличия большего числа узлов в трехмерных КЭ размер разрешающей системы уравнений МКЭ и, соответственно, время на решение будут существенно больше, чем для КЭМ из двумерных КЭ.

Конечно-элементные модели навесных устройств составлены из балочных КЭ, соединенных жестко или шарнирно в зависимости от конструкции. Сравнение результатов расчета навесных устройств для различных режимов работы по МКЭ с точным аналитическим при статическом нагружении показало, что погрешность не превышает 1 %.

Конечно-элементная модель трансмиссии состоит из типовых элементов, разработанных в работах [5, 9, 10, 11]. Она включает в себя все передачи реальной конструкции и содержит 102 элемента и 91 узел (рис. 10). Максимальная погрешность значений крутящих моментов на вторичном валу и полуоси, вычисленных для всех передач по МКЭ, по сравнению с аналитическими не превышает 5,0 %.

В результате проведенных исследований выявлено, что значения напряжений и деформаций остова от действия реакций в опорах валов трансмиссии при передаче крутящего момента от двигателя к ведущим колесам соизмеримы со значениями напряжений и деформаций от вертикальных реакций, действующих на остов при движении трактора [11]. Поэтому для прогнозирования работоспособности остова и

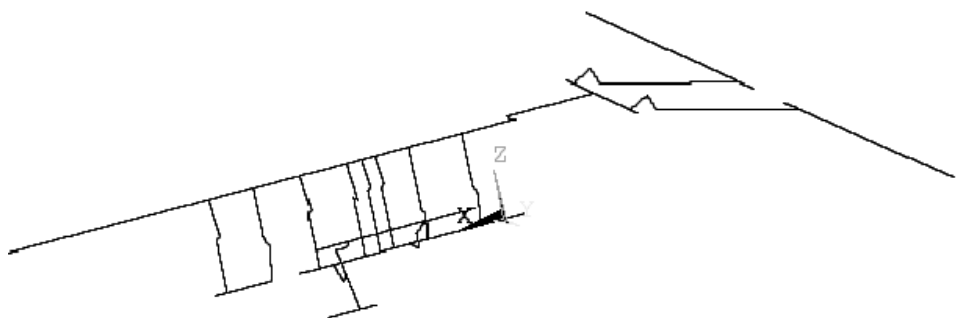


Рис. 10. КЭМ трансмиссии трактора

трансмиссии (особенно при изменении параметров несущей системы) разработаны модели, позволяющие в рамках имитационного моделирования (движения модели КМ по профилю) получить достоверные данные. Изменения крутящего момента в трансмиссии вследствие взаимодействия ведущих колес с дорогой в первом приближении могут быть приняты пропорциональными вертикальной реакции, возникающей в точке контакта колеса с опорной поверхностью дороги. Тогда модель может быть идентична КЭМ зубчатой пары, связывающей вертикальные перемещения полуоси с закручиванием соответствующих шестерен заднего моста, имеющей определенное передаточное отношение.

При разработке КЭМ кабин учитывали, что при попадании в аварийную ситуацию, на кабину начинают действовать нагрузки, во много раз превышающие штатные. В настоящей работе основным объектом исследований выбрана несущая система трактора, поэтому упор сделан на использование КЭМ кабин не как в задачах оценки пассивной безопасности, а как в линейных динамических. Поэтому моделировались адекватно реальной жесткость и масса кабины (см. рис. 1).

Для созданных имитационных моделей при динамическом нагружении помимо несущей системы и кабины были разработаны и включены в общую КЭМ модели двигателя, кронштейнов навесных устройств и агрегатов, элементов системы поддрессоривания (шарниры, рычаги, упругие, демпфирующие элементы) и колес (жесткость). Конечно-элементная модель кабины соединяется с остоном с помощью КЭМ кронштейнов и упругих элементов, которые имеют те же жесткостные и геометрические параметры, что и в реальном объекте. Двигатель представлен плоскими или объемными КЭ таким образом, чтобы можно было воспроизвести его массу, положение центра масс, габаритные размеры и смоделировать узлы крепления. Полученные в результате КЭМ трактора разного уровня имеют: упрощенная — 684 узла и 416

элементов (см. рис. 1, *a*), среднего уровня — 6070 узлов и 6460 элементов (см. рис. 1, *б*).

Задачи расчета колебаний остова и трансмиссии при имитации движения по неровностям дороги рассматриваются в рамках статистической динамики колебательных систем. Микропрофиль задается как ряд случайных нормально распределенных чисел с математическим ожиданием $M = 0$ и среднеквадратическим отклонением S , соответствующим определенному типу дороги. Применительно к исследованиям трактора в настоящей работе выбираем наиболее тяжелые режимы движения: по разбитой грунтовой дороге ($M = 0$, $S = 80$ мм) и по гармоническому профилю, соответствующему колебаниям остова трактора на низших резонансных частотах. Нагружение задаем в виде перемещений точек контакта колес с профилем дороги, имитирующее движение колес по профилю.

Были проведены всесторонние теоретические исследования НДС в несущих элементах остова при квазистатическом и динамическом нагружении для разработанных КЭМ разного уровня структурирования [5]. Цель их проведения — оценить значения НДС (поскольку предложенные модели позволяют получить наиболее полную картину НДС), провести сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований и оценить величины погрешностей, получаемых в результате решений по моделям разного уровня, а также выявить наличие предпосылок для возможности уменьшения материалоемкости конструкции, задать жесткостные и прочностные ограничения для оптимизационной задачи.

Поставленная задача — комплексная. Важнейшими оценочными параметрами при этом являются обобщенные перемещения в картерных деталях, трансмиссии, резьбовых соединениях, фланцах и напряжения в картерах. В соответствии с принятым подходом первоначально решения проводили по упрощенным КЭМ. Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных [12–17] показал, что расхождение прогибов не превышает 15 %. Исследование деформированного состояния позволило выделить зоны пониженной жесткости, определить относительные деформации в зонах подшипниковых опор и стенок картеров.

По КЭМ среднего и высшего уровней определены и оценены также деформации стыков картерных деталей, в том числе возможное их раскрытие (максимальные значения имеют место в следующих зонах стыков: коробки перемены передач и заднего моста — 15 мкм; коробки перемены передач и картера сцепления — 14 мкм; рукавов полуосей и заднего моста — 8 мкм).

Как следует из анализа результатов решений, средняя погрешность расчетных значений по перемещениям по сравнению с экспериментом составляет 7...10 %, по напряжениям — 25...30 %.

Средний уровень погрешности напряжений, полученных при исследовании КЭМ высшего уровня, составляет 10...15 %. Однако время решения задач при использовании таких КЭМ в несколько раз больше, чем при использовании КЭМ среднего уровня. Разработанная КЭМ среднего уровня является рациональной, так как позволяет получить приемлемую точность результатов при относительно малых временных затратах.

Цель исследований имитационных моделей при динамическом нагружении состоит в определении собственных частот и форм колебаний (для вычисления резонансных режимов), амплитудно-частотных характеристик остова для уточнения условий–ограничений в общей оптимизационной задаче, а также в сопоставлении их со значениями, полученными экспериментально (для оценки погрешностей и допустимости принятых положений).

Для обеспечения сопоставимости результатов условия нагружения и граничные условия соответствовали стендовому эксперименту. Расчет проводили на КЭМ низшего и среднего уровней. Конечно-элементным методом исследовали как остов, так и трактор в целом.

Погрешности расчетных значений собственных частот по сравнению с экспериментом составили для КЭМ низшего уровня 27,3 % и 1 % для 1-й и 2-й частоты; для КЭМ среднего уровня 3,3 % и 5,3 % для 1-й и 4-й собственной.

Нагрузочные режимы для КЭМ трактора задавались как наиболее тяжелые эксплуатационные, т.е. движение трактора с навешенной сельскохозяйственной машиной по разбитой грунтовой дороге и по гармоническому профилю на режиме, соответствующем низкочастотному резонансу. Случайное нагружение здесь использовалось для оценки нагруженности картеров, а также для определения ресурса (в перспективе). В целом погрешность по перемещениям составляет 10...15 %, по напряжениям — 25...30 %. Важно отметить, что для однотипной КЭМ среднего уровня статическая задача была решена почти за 30 с, а динамическая решалась в 30 раз дольше.

Для оценки жесткости картерных деталей и остова в целом по найденным компонентам деформации картера были определены величины перекосов шестерен, вызванные деформациями валов, подшипников и картера, и проведено сравнение с допустимыми значениями [5].

Благодаря разработанной модели связи колебаний КЭМ трактора и момента в трансмиссии, были получены значения изменений крутяще-

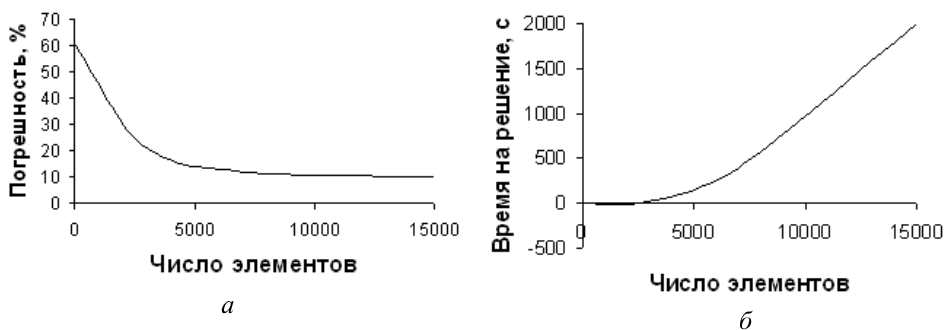


Рис. 11. Графики изменений:

а — погрешности решений по напряжениям, *б* — времени на решение в зависимости от вида КЭМ

го момента от двигателя при имитации движения по гармоническому профилю на резонансном режиме и по случайному профилю и определены НДС в стенках в зонах опор подшипников. Для выбранных условий движения он меняется от -32 Нм до $+30$ Нм при гармоническом нагружении и от -48 Нм до $+32$ Нм при случайном нагружении (максимальные высоты неровностей больше, чем при гармоническом) относительно статического значения. Увеличение уровней напряжений составило около 40 МПа. Это свидетельствует о необходимости учета влияния трансмиссии на изменение НДС в картерах при оптимизации параметров.

Для оценки эффективности применения КЭМ каждого вида для оптимизационных задач построены графики зависимости погрешности решений по напряжениям (рис. 11, *а*) и времени, затрачиваемому на решение (рис. 11, *б*), от вида КЭМ.

На основе проведенных исследований получены следующие результаты: 1. Разработаны методы создания рациональных имитационных моделей КМ и их элементов разного уровня сложности в рамках системного подхода применительно к многовариантным исследованиям при статическом и динамическом нагружении.

2. Предложены конечно-элементные модели картеров, резьбовых соединений, трансмиссии, которые позволяют в едином подходе исследовать напряженно-деформированные состояния несущих систем типа хребтовой рамы и остова трактора безрамного и полурамного типа при статическом и динамическом нагружении.

3. Определены границы применимости моделей каждого вида на основе сравнительного анализа трудозатрат на их создание и решение задачи МКЭ и получаемой погрешности результатов. В том числе модели низшего уровня имеют наименьшие трудозатраты, но дают невысокую точность результатов по напряжениям (поэтому их реко-

мендуют использовать для предварительной оптимизации); модели среднего уровня имеют приемлемые трудозатраты и точность результатов (их рекомендуют как базовый вариант для оптимизации); модели высшего уровня позволяют получить высокую точность результатов, но они наиболее трудоемкие (в десятки раз трудозатраты выше, чем для моделей среднего уровня) и особенно при работе с управляемыми параметрами (их описание, варьирование и др.). Поэтому использование моделей высшего порядка для оптимизации таких конструкций в данный момент нецелесообразно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зузов В. Н. Принципы проектного расчета картерных элементов несущих систем колесных тракторов с выбором оптимальных параметров // Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана. Серия "Машиностроение". – 2002. – № 1. – С. 3–21.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: В 2 т. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др. Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, Л.Ф. Жеглова. – М.: Машиностроение. Т. 1, 1992. – 352 с.; Т. 2, 1994. – 404 с.
3. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др. Под общ. ред. А.А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. Т. 1, 1999. – 488 с.; Т. 2, 2000. – 640 с.
4. Зузов В. Н., Пушкарев В. Г., Носко П. Л. Выбор рационального способа моделирования оребрения картерных деталей автомобилей и тракторов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – № 11. – С. 93–97.
5. Исследование акустических характеристик трансмиссии трактора МТЗ и анализ напряженно-деформированного состояния его корпусов: Отчет о НИР / МВТУ им. Н.Э. Баумана. Руководитель Н.Ф. Бочаров, отв. исп. Зузов В.Н. – К039682; № ГР 01820092336; Инв. № 02860052517. – М., 1986, ч. 1. – 102 с., ч. 2. – 162 с.
6. Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 363 с.
7. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
8. Носко П. Л., Зузов В. Н. Моделирование групповых резьбовых соединений при расчетах остова трактора методом конечных элементов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 2. – С. 25–30.
9. Носко П. Л., Зузов В. Н. Моделирование зубчатых зацеплений и передачи усилий на опоры валов с использованием метода конечных элементов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 7. – С. 48–52.
10. Зузов В. Н., Пушкарев В. Г. Особенности моделирования нагрузок при расчете картера коробки передач автомобиля с помощью МКЭ. – М., 1982. – 7 с. (Деп. в НИИавтопроме 30 сентября 1982 г. 767 ап-Д82).
11. Носко П. Л., Зузов В. Н. Исследование деформированного состояния тракторных трансмиссий методом конечных элементов // Конструирование и производство транспортных машин: Респ. сб. (Харьков). – 1989. – Вып. 21. – С. 13–16.

12. Зузов В. Н., Ким И. В. Оценка динамических характеристик остова колесного трактора в реальных условиях эксплуатации // Изв. вузов. Машиностроение. – 1990. – № 12. – С. 95–99.
13. Ким И. В., Зузов В. Н. Экспериментальное исследование динамической нагруженности остова колесного трактора // Изв. вузов. Машиностроение. – 1987. – № 5. – С. 57–61.
14. Ким И. В., Носко П. Л., Зузов В. Н. Экспериментальное исследование динамических характеристик остова трактора // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. – № 10. – С. 82–85.
15. Зузов В. Н., Носко П. Л. Стендовые исследования прочности и жесткости остова трактора // Машины и технология торфяного производства: Республ. межв. сб. (Минск). – 1986. – Вып. 15. – С. 56–57.
16. Носко П. Л., Зузов В. Н. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния картерных деталей остова трактора // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – № 7. – С. 157.
17. Носко П. Л., Зузов В. Н., Эйдельман А. Л. Экспериментальное исследование прочности и жесткости остова трактора // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – № 11. – С. 61–64.

Статья поступила в редакцию 22.01.2004



Валерий Николаевич Зузов родился в 1953 г., окончил в 1976 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 70 научных работ в области создания несущих систем и кабин колесных машин с оптимальными параметрами, отвечающих требованиям пассивной безопасности.

V.N. Zuzov (b. 1953) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1976. Ph. D (Eng.), assoc. professor of the “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 70 publications in the field of development of bearing systems and cabs for wheeled vehicles satisfying requirements for passive safety, with optimal parameters.