

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2014

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Є.Є. Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмак

Члени редколегії:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.М. Внуков

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.С. Воробйов

акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.І. Грабченко

акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.Т. Лебедєв

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Г.І. Львов

акад. АН ВО, д.т.н., проф. О.К. Морачковський

акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Подригало

акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.Б. Самородов

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.В. Тимофієв

акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Ткачук

акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.М. Туренко

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,

НТУ "ХПІ", каф. ІТС КГМ

ім. О.О. Морозова

Тел. (057) 707-63-55

E-mail: mech_mb@meta.ua

ЗМІСТ

Стор

Машинознавство

Атрошенко А.А. Экспериментальное исследование геометрически нелинейных задач на примере полюсов, соединенных болтовым креплением 3

Андриенко С.В., Воронцов Б.С., Устиненко А.В. Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи 11

Бондаренко М.А., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Шинкин Д.Г., Киричук Д.В. Билинеаризация поверхности отклика в оптимизационных исследованиях тонкостенных элементов машиностроительных конструкций 18

Динаміка та міцність машин

Танченко А.Ю., канд. техн. наук; Веретельник О.В. К вопросу о моделировании изменяемой во времени и перемещаемой в пространстве загрузки 24

Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В., Ткачук А.В., Крюков С.Д., Богач А.С. Оценка влияния шероховатости на контактные давления в сопряжении сложнопрофильных тел 29

Мартынченко Г.Ю. Нелинейные явления роторной динамики в системах с магнитными подшипниками 36

Транспортне машинобудування

Волонцевич Д.О., Медведев Н.Г., Зьонг Ши Хуен Определение механических параметров электропривода двухпоточного механизма поворота гусеничной машины 51

Бобер А.В., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминский В.А., Федянин А.В. Сравнительная оценка силовых установок БТР-4 с различными двигателями 58

	Стор.
<i>Васильев А.Ю., Веретельник О.В., Танченко А.Ю., Мартыненко А.В., Грабовский А.В.</i> Моделирование воздействия газодинамических нагрузок на корпуса боевых бронированных машин	68
<i>Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Костяник И.В., Пасечный С.С., Воронцов С.Н., Пылева Т.К.</i> К вопросу оптимизации передаточных чисел планетарной коробки передач бронетранспортера БТР-4 .	75
<i>Ткачук Н.А., Рикунев О.Н., Танченко А.Ю., Малакей А.Н., Мазур А.Н., Мазур И.В., Набоков А.В.</i> Влияние массово-инерционных характеристик боевого модуля, бронекорпуса и подвески на динамические процессы при осуществлении стрельбы	83
<i>Костин Ю.Н., Данышин Ю.А., Дураченко В.В., Горожанин Ю.Г., Афонский П.В.</i> Анализ живучести динамической защиты отечественных танков	92
<i>Назаров В.И.</i> Перераспределение вертикальных нагрузок при экстренном торможении легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальном участке дороги	102
<i>Середина А. И.</i> Использование электропривода в составе информационно-коммуникационной-управляющей подсистемы активного руления автомобиля	111
<i>Стримовский С.В.</i> Анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной гидромеханической трансмиссией и их влияние на ресурс работы гидромеханической коробки передач	116
<i>Рикунев О.Н., Набоков А.В., Мазур И.В., Белов Н.Л., Шейко А.И., Ткачук Н.А.</i> Специализированные программно-модельные комплексы для анализа динамических процес сов	123
<i>Толстоуцкий В.А., Павлюченко А.А., Рассказов И.И., Толстоуцкая Т.В.</i> Сравнение водоходных качеств изделий БТР-3Е и БТР-4Е	128

Управління в технічних системах

<i>Гурко А. Г., Янчевский И. В.</i> Решение обратной задачи кинематики плоского шарнирного избыточного манипулятора	136
---	-----

Технологія машинобудування

<i>Чепурной А.Д., Брагина Л.Л., Литвиненко А.В., Бердник И.В., Ткачук Н.А., Грабовский А.В.</i> , Технологическое обеспечение свойств термообрабатываемых сталей	148
<i>Каналес О, Литвинов А.А., Маркович С.Е., Долматов А.И.</i> Вычислительное моделирование гидродинамики сопла холодного напыления низкого давления	157
<i>Каналес О., Зольфагари М.Р., Маркович С.Е., Долматов А.И.</i> Исследование покрытий $AL + AL_2O_3 + ZN$, нанесенных холодным напылением низкого давления, и влияние параметров напыления на свойства покрытий	164

До обговорення

<i>Александрова Т.Е., Лазаренко А.А., Зейн А.В.</i> Оптимизация параметров нерекурсивных низкочастотных фильтров цифровых систем управления и диагностики	169
<i>Вимоги до статей</i>	179

Механіка та машинобудування: наук.-техн. журнал. –Харків : НПКП "Механіка", 2014. – № 1. – 182 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© Академія наук вищої освіти України, відділення механіки та машинобудування, НПКП "Механіка", 2014

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 539.3

Атрошенко А.А., аспирант НТК "ХП"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНЫХ ЗАДАЧ НА ПРИМЕРЕ ПОЛОС, СОЕДИНЕННЫХ БОЛТОВЫМ КРЕПЕЖОМ

Введение. В процессе проектирования машиностроительных конструкций возникают задачи обеспечения достоверности расчетных методик, применяемых для исследования нелинейных процессов с привлечением методов твердотельного параметрического моделирования систем с конечным числом степеней свободы и метода конечных элементов. Для применения тех или иных расчетных схем необходимо учитывать верифицированные значения параметров численных моделей, в т.ч. жесткостные характеристики, граничные условия, краевые условия и нагрузки. От точности этих данных зависит погрешность полученных численных результатов. В последующем при использовании данных моделей в специализированных системах автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем обеспечивается и точность исследований, и заданные прочностные, ресурсные, нагрузочные, а также жесткостные характеристики проектируемой конструкции. В конечном итоге обеспечиваются высокие технические характеристики и конкурентоспособность выпускаемой продукции [1-9].

Необходимо отметить, что существующие в настоящее время численные методы моделирования процессов в нелинейных системах не обеспечивают только за счет своих внутренних средств контроль точности результатов моделирования по сравнению с поведением натуральных объектов.

В связи с этим возникает необходимость оценки достоверности полученных результатов реальному процессу или объекту. Для этого проводится экспериментальная проверка достоверности разработанных численных моделей и точности полученных результатов [1-5]. Экспериментальное исследование дает основу для установления более точного соответствия между изучаемыми параметрами и свойствами исследуемого объекта.

Анализ основных достижений и литературы. Опираясь на проведенные численные и экспериментальные исследования, представленные ранее в статьях [1-5], цель численных исследований заключалась в разработке усовершенствованной расчетной модели и экспериментальном сравнении полученных результатов для анализа геометрически нелинейных контактных задач на примере системы двух пластин, соединенных болтовым крепежом с зазором и нагруженных равномерно распределенным по верхней кромке поперечным усилием. В данной работе предлагается провести экспериментальное исследование для системы пластин, соединенных между собой болтовым крепежом с различными компоновками для подтверждения достоверности полученных результатов.

В данной статье описываются экспериментальные исследования, **цель** которых заключалась в исследовании системы пластин на поперечные прогибы, соединенных между собой болтовым крепежом с различными вариациями компоновок:

- соединение болтового крепежа с зазором между внутренней поверхностью отверстия и болтом;

- соединение с применением пластиковой шайбы, которая заполняет зазор во время затяжки болтового крепежа;
- соединение четырех пластин болтовым крепежом с применением пластиковой шайбы.

Затем описанные системы нагружаются по верхней кромке плавным поперечным усилием с циклической нагрузкой и разгрузкой. В ходе эксперимента определяются аналитические, численные и экспериментальные зависимости сдвигающей силы от поперечного усилия и характера поведения сдвигов пластин относительно друг друга при определенной затяжке болтового крепежа, применении пластиковой шайбы и использовании ряда пластин.

Методика экспериментального исследования. В качестве объекта исследования является система пластин, соединенных между собой болтовым крепежом с различной компоновкой. Схема исследуемой системы проиллюстрирована на рис. 1.

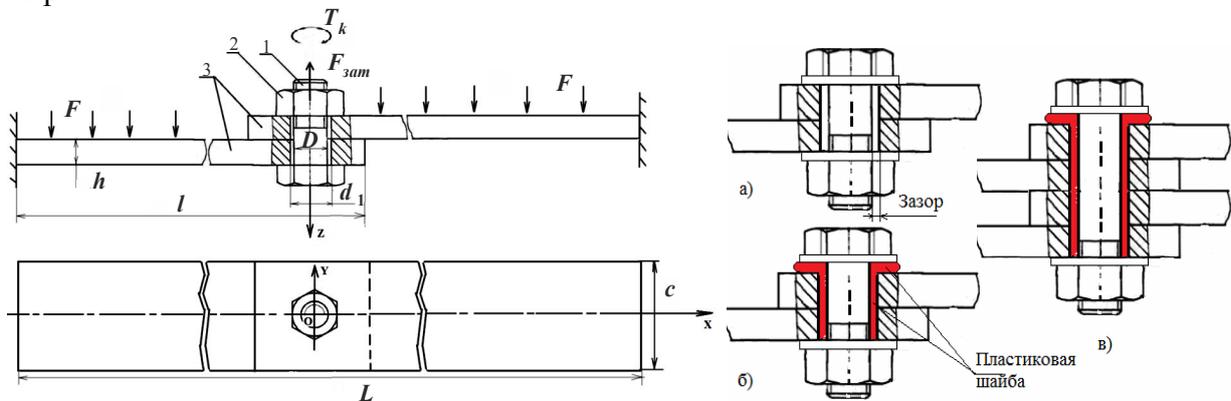


Рис. 1. Система пластин с различными компоновками болтовых соединений

Рассмотрим геометрические параметры данной системы: длина одной пластины $l = 500$ мм, ширина $C = 50$ мм, толщина $h = 1,5$ мм, общая длина соединенных пластин $L = 960$ мм. Диаметр отверстия $d_1 = 12$ мм, диаметр болта $D = 10$ мм, зазор между болтом и внутренней поверхностью отверстия пластин $k = 1$ мм. Пластины изготовлены из материала Сталь 3. Болтовое соединение представляет собой следующие компоновки:

- 1) болт 1 вставлен в отверстие двух пластин 3 с зазором и затянут гайкой 2 до момента затяжки T_k (рис. 1. а);
- 2) болт 1 вставлен в отверстие двух пластин 3 с пластиковой шайбой и затянут гайкой до момента затяжки, при котором пластиковая шайба деформируется и заполняет зазор (рис. 1. б);
- 3) болт 1 вставлен в отверстие четырех пластин с пластиковой шайбой и затянут гайкой до момента затяжки, при котором пластиковая шайба деформируется (рис. 1. в).

Прикладываемая внешняя нагрузка уравнивается силой трения в месте соединения пластин, которая возникает при затяжке болтового крепежа ($F_{зам}$ сила затяжки). При воздействующей внешней нагрузке, которая будет превышать силу трения в стыке двух пластин, будет наблюдаться сдвиг относительно контактирующих поверхностей пластин [3, 6].

Задачи, возникшие в процессе экспериментальных исследований, в данном случае дают ответы на следующие вопросы:

- определение характера выборки зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия в пластинах;

- характер поведения проскальзывания между пластинами при определенной затяжке болтового крепежа и плавном нагружении;
- определение максимальных поперечных перемещений системы пластин, зависящих от нагружения;
- определение влияния использования пластиковой шайбы на поперечные прогибы системы двух пластин;
- определение поперечных прогибов системы пластин, состоящей из четырех пластин и пластиковой шайбы в болтовом крепеже;
- определение величины заполнения пластиковой шайбы зазора между внутренней поверхностью отверстия и болтом;
- проведение нагружения системы пластин до выборки зазора с дальнейшим циклическим нагружением и разгрузением систем.

Расчетные зависимости болтового соединения рассматривались ранее в статье [3]. Определив для данной силы затяжки момент завинчивания и силу сдвига, можно построить теоретическую зависимость силы сдвига от момента завинчивания [6].

Материалы исследования. Описание проведения эксперимента. Рассмотрим схему экспериментальной установки, представленную на рис. 2 .

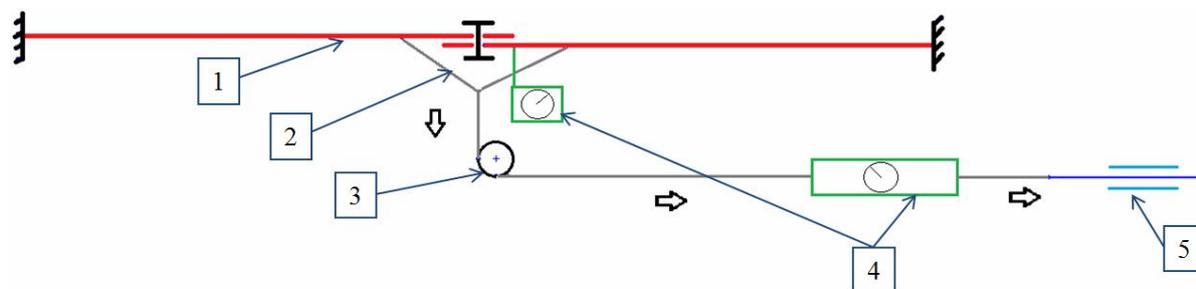


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

В схему экспериментальной установки входит: 1 – система пластин, 2 – соединительный трос, 3 – поворотный ролик, 4 – измерительное оборудование и 5 – механизм натяжки. Таким образом система пластин фиксируется по краям в станине, затем соединительный трос закрепляется вблизи болтового крепежа, и с помощью механизма натяжки производится натяжение троса с сопровождением поперечных перемещений пластин. Величина поперечных перемещений системы пластин фиксируется измерительным прибором расположенным под системой пластин, а усилие, воздействующее на верхнюю кромку пластин, – с помощью прибора расположенного между тросом и механизмом натяжки. По этой схеме была собрана натурная экспериментальная установка (рис. 3).

Установка для проведения экспериментальных исследований состоит из следующих приспособлений: станина с отдельными узлами для закрепления системы пластин по краям (рис.3, 1); измерительное оборудование поперечных перемещений (штангенциркуль цифровой ШЦЦ-I-150 0,01 ГОСТ 166-89 и индикатор часового типа ГОСТ 577-68) (рис.3, 2); поворотный ролик (рис.3, 3); измерительное оборудование прикладываемой нагрузки (весы ГОСТ ДСТУ-ЕН 45501:2007) (рис.3, 4); винтовой механизм натяжки (рис.3, 5). Дополнительное оборудование: динамометрический ключ ГОСТ 25603-83 и две видеокамеры, использовавшиеся для фиксации данных.

Проведение экспериментальных исследований заключалось в следующих этапах:

- подготовка экспериментальной установки и оборудования;

- плавное нагружение системы пластин с фиксацией поперечных перемещений и усилий нагружения;
- циклическая разгрузка и нагрузка системы пластин;
- разъединение системы пластин для фиксации выбранного зазора;
- повторное проведение всех этапов для различных компоновок болтовых соединений;
- обработка полученных данных.

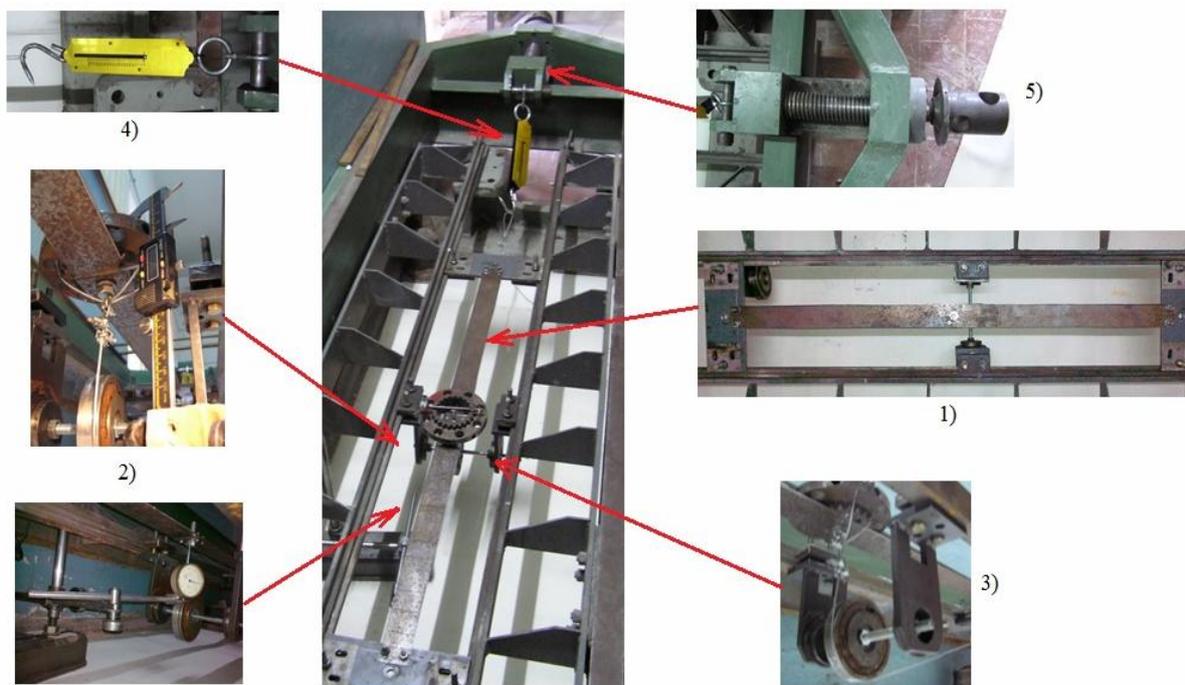


Рис. 3. Натурная экспериментальная установка

Для концентричной компоновки центрального отверстия в пластинах, выполнялись дополнительные отверстия, с помощью которых пластины фиксировались между собой. После данной компоновки выполнялось в сборе центральное отверстие диаметром 12 мм. Для концентрической фиксации болтового крепежа, зазор в отверстии заполнялся эластической компонентой в виде пластилина, которая не позволяла болту сдвигаться в стороны (рис. 4). При использовании пластиковой шайбы болтовой крепеж центрировался благодаря форме шайбы.



Рис. 4. Центровка болта

Затем с помощью динамометрического ключа болтовой крепеж затягивался с определенным моментом затяжки, который равен 10 Н/м. Данный момент заворачивания обеспечивает силу затяжки, равную 6600 Н [3, 6]. Рассмотрим вариант заворачивания болтового соединения с применением пластиковой шайбы. На рис. 5 проиллюстрировано поведение пластиковой шайбы при затяжке болтового крепежа.

После сборки системы пластин и экспериментальной установки выполнялась серия экспериментальных исследований. Нагружение системы пластин проводилось плавным увеличением нагрузки от 0 до 400-900Н. После выборки зазора на пластины прикладывалась циклическая нагрузка в виде полного нагружения и разгрузки исследуемой системы пластин. Поперечные перемещения и нагрузка, действующая на систему пластин, фиксировались двумя видеокамерами.



а

б

Рис. 5. Деформация пластиковой шайбы:
а – начальное положение; б – деформация при затяжке

В процессе нагружения системы пластин с зазором наблюдалось ступенчатое вертикальное перемещение пластин, которое сопровождалось также ступенчатой выборкой зазора между болтом и внутренней поверхностью отверстия (рис. 8). В вариантах с использованием пластиковой шайбы с двумя и четырьмя пластинами наблюдались плавные нелинейно возрастающие вертикальные перемещения, сопровождающиеся выборкой зазора с деформацией пластиковой шайбы.

После выполнения всех этапов экспериментального исследования, пластины разъединялись и проводился анализ выборки зазора (рис. 9-10).



а

б

Рис. 8. Поперечные прогибы пластин:
а – системы пластин с зазором; б – системы пластин с пластиковой шайбой

Судя по представленным картинкам, наглядно виден сдвиг пластин относительно друг друга с выборкой зазора между внутренней поверхностью отверстия и болтом. В варианте с применением пластиковой шайбы наблюдается полное заполнение зазора, и во время сдвига пластин шайба деформируется.

Результаты экспериментальных исследований. В ходе проведения экспериментальных исследований были получены характеристики вертикальных перемещений системы пластин с различной компоновкой болтового соединения. Также были получены результаты зависимостей при воздействии на систему пластин циклической нагрузки. Результаты поперечных перемещений и воздействия циклической нагрузки показаны на рис. 11. По оси X обозначена сила нагружения в Н, по оси Y – максимальные вертикальные перемещения в мм.



а



б



Рис. 10. Деформация шайбы

Рис. 9. Выборка зазора:
а – системы пластин с зазором; б – системы пластин с пластиковой шайбой

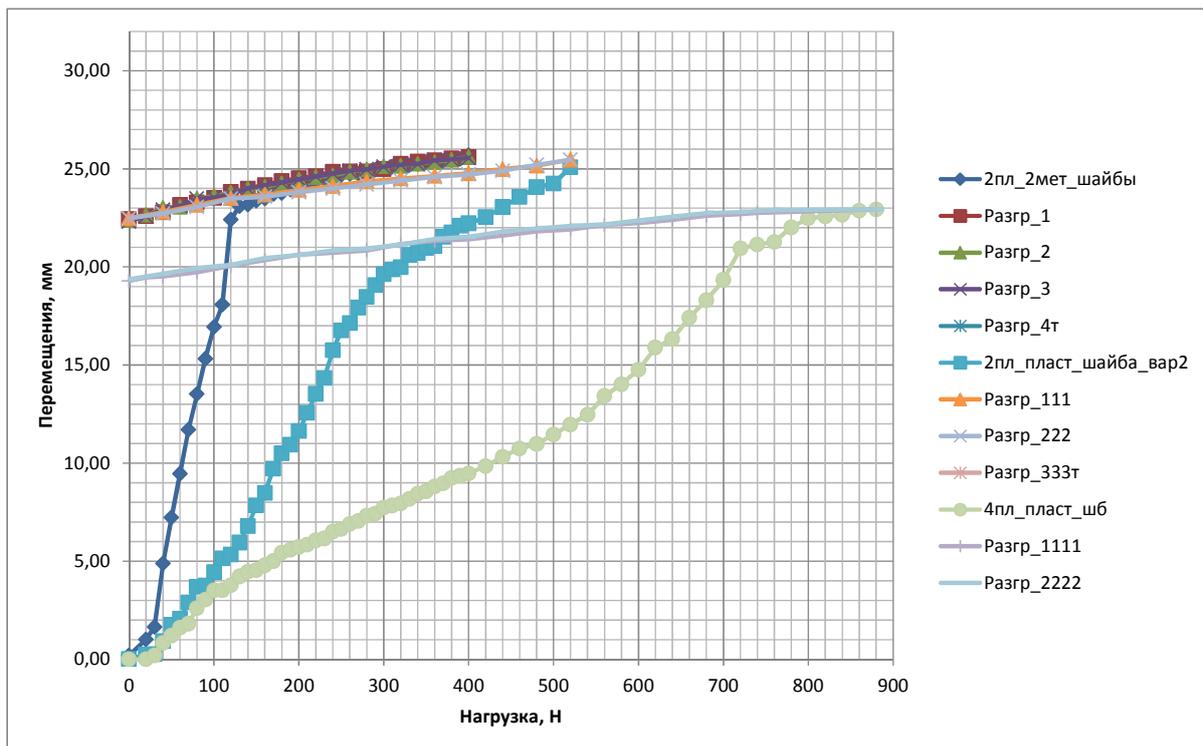


Рис. 11. Зависимость стрелы прогиба системы пластин от действующей силы и циклической нагрузке

Из графика видно, что вертикальные перемещения составляют около 27 мм. Во время нагружения системы пластин проявляется нелинейный сдвиг с трением между поверхностями контактирующих пластин. Определены большие продольные и поперечные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже. Также определена зависимость при циклическом нагружении: разница в уровне перемещений между нагруженной и разгруженной системой составляет порядка двух мм. Система пластин с

зазором, которая показана на графике первой: полная выборка зазора происходит при нагружении 120 Н. Система пластин с пластиковой шайбой, показанной на графике второй: полная выборка зазора происходит при нагружении 520 Н. Система пластин состоящая из четырех пластин и болтового крепежа с пластиковой шайбой показана на графике третьей: полная выборка зазора происходит при нагружении 850 Н. Данное отличие объясняется тем, что при применении пластиковой шайбы зазор заполняется, и при смещении пластин относительно друг друга материал внутри зазора деформируется, на его сжатие необходимо дополнительное усилие. В варианте с четырьмя пластинами, кроме влияния пластиковой шайбы, также влияет увеличенная сила трения между соединениями. Это связано с тем, что количество контактирующих поверхностей увеличено с трех до пяти.

Выводы. Основываясь на полученных результатах экспериментальных исследований, можно сделать вывод, что во время плавного нагружения системы пластин наблюдается нелинейная выборка зазора, сопровождающаяся сдвигом между контактирующими поверхностями пластин. Определены большие поперечные и продольные перемещения при выборке зазора в болтовом крепеже с различными компоновками.

Проведено циклическое нагружение системы пластин, которое прояснило характер поведения возникающих перемещений. Во время данного нагружения система пластин перемещается на 2 мм, при этом выбранный зазор не возвращается в первоначальное положение, а также в этом случае наблюдается увеличение напряжений в зоне контакта пластин с болтом, что сопровождается работой болта на срез.

Определена необходимая сила затяжки болтового крепежа с пластиковой шайбой, которая составляет 6600Н.

Полученные экспериментальные результаты хорошо качественно и удовлетворительно количественно совпадают с результатами, полученными при решении задачи в численной постановке [2].

Список литературы: 1. Атрошенко О.О. Обґрунтування розрахункових моделей елементів силосу / В.Б. Третьяков, И.И. Иванцов, О.В. Веретельник, О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПИ». Серія.: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. О.О. Атрошенко Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом. в геометрически нелинейной постановке / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПИ». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2013. №1 (975). – с. 3-14. 3. О.О. Атрошенко Экспериментальное исследование системы пластин, соединенных болтовым крепежом / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПИ».Серія.: Транспортне машинобудування. – 2014. №14 (1057). – с. 105-112. 4. О.О. Атрошенко Анализ влияния геометрической нелинейности на решение задачи об изгибе полосы / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПИ».Серія.: Транспортне машинобудування. – 2014. №22 (1065). – с. 84-89 5. О.О. Атрошенко Изгиб полосы с учетом больших перемещений и влияния продольных усилий/ О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХПИ». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2014. №29 (1072). – с. 3-13.6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с. 7. Сазанбаев С.К. Экспериментальные исследования металлических навивных силосов / С.К. Сазанбаев, С.В. Салиев // Проблемы повышения эффективности капитального строительства: Сб. науч. тр., т. I. Алма-Ата, 1983. - С. 34. 8. Алексеев С.А. Экспериментальное исследование нагрузок на сферические оболочки, создаваемых воздушным потоком / С.А. Алексеев // Расчет пространственных конструкций, вып XIII. М., 1970. - 39-42 с. 9. Архипов В.Н. К моделированию пологих ортотропных гибких пластин и оболочек / В.Н.

Архипов, Ю.С. Гордеев // Сб. Расчет пространственных систем в строительной механике. Саратов: СГУ, 1972. - 25-29 с.

Bibliography (transliterated): 1. Atroshenko O.O. Obgruntuvannya rozrahunkovih modeley elementiv silosu / V.B. Tretyakov, I.I. Ivantsov, O.V. Veretelnik, O.O. Atroshenko // *Visnik NTU «HPI»*. Seriya.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. – 2013. – № 1. – S. 139-154. 2. O.O. Atroshenko Chislennoe issledovanie kontaktnykh zadach dlya sistemy plastin, soedinennykh boltovym krepzhom. v geometricheski nelineynoy postanovke / O.O. Atroshenko // *Visnik NTU «HPI»*. Tem.vip.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. – 2013. №1 (975). – s. 3-14. 3. O.O. Atroshenko Eksperimentalnoe issledovanie sistemy plastin, soedinennykh boltovym krepzhom / O.O. Atroshenko // *Visnik NTU «HPI»*. SerIya.: *Transportne mashinobuduvannya*. – 2014. №14 (1057). – s. 105-112. 4. O.O. Atroshenko Analiz vliyaniya geometricheskoy nelineynosti na reshenie zadachi ob izgibe polosyi / O.O. Atroshenko // *Visnik NTU «HPI»*. SerIya.: *Transportne mashinobuduvannya*. – 2014. №22 (1065). – s. 84-89 5. O.O. Atroshenko Izgib polosyi s uchetom bolshih peremescheniy i vliyaniya prodolnykh usilyi/ O.O. Atroshenko // *Visnik NTU «HPI»*. Tem.vip.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. – 2014. №29 (1072). – s. 3-13.6. Anurev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya: v 3-h t. / V.I. Anurev – M.: Mashinostroenie, 2006. – 928 s. 7. Sazanbaev S.K. Eksperimentalnyye issledovaniya metallicheskiy navivnykh silosov / S.K. Sazanbaev, S.V. Saliev // *Problemyi povyisheniya effektivnosti kapitalnogo stroitelstva: Sb. nauch. tr., t. I. Alma-Ata, 1983. - S. 34*. 8. Alekseev S.A. Eksperimentalnoe issledovanie nagruzok na sfericheskie obolochki, sozdavaemykh vozdushnym potokom / S.A. Alekseev // *Raschet prostranstvennykh konstruktsiy, vyip XIII. M., 1970. - 39-42 s*. 9. Arhipov V.N. K modelirovaniyu plogikh ortotropnykh gibkikh plastin i obolochek / V.N. Arhipov, Yu.S. Gordeev // *Sb. Raschet prostranstvennykh sistem v stroitelnoy mehanike. Saratov: SGU, 1972. - 25-29 s*.

Атрошенко О.О.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНО
НЕЛІНІЙНИХ ЗАДАЧ НА ПРИКЛАДІ СМУГ, З'ЄДНАНИХ
БОЛТОВИМ КРІПЛЕННЯМ**

Представлена робота присвячується експериментальному дослідженню системи пластин, з'єднаних між собою болтовим кріпленням з різним компонуванням. Експериментальне дослідження дає основу для встановлення більш точної відповідності між досліджуваними параметрами і властивостями досліджуваного об'єкта.

Атрошенко А.А.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ
НЕЛИНЕЙНЫХ ЗАДАЧ НА ПРИМЕРЕ ПОЛОС, СОЕДИНЕННЫХ
БОЛТОВЫМ КРЕПЕЖОМ**

Представленная работа посвящается экспериментальному исследованию системы пластин, соединенных между собой болтовым крепежом с разной компоновкой. Экспериментальное исследование дает основу для определения более точного соответствия между исследуемыми параметрами и свойствами исследуемого объекта.

Atroshenko A.A.

**EXPERIMENTAL OF GEOMETRIC NONLINEAR CONTACT ANALYSIS
OF SYSTEMS OF PLATES JOINTED WITH BOLT JOINT**

This work is devoted to experimental investigation of plates jointed with bolt different layouts. Experimental investigation provides a basis for establishing a more exact match between the studied parameters and properties of the object.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Введение. Актуальность задачи.

Общеизвестно, что основной причиной выхода из строя цепных втулочно-роликовых передач является абразивный износ шарниров цепи [1]. Однако во многих случаях на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа рабочих профилей зубьев звездочек. К таким случаям относятся:

- передачи сельскохозяйственного и горного машиностроения, работающие в условиях повышенной запыленности [2];
- передачи со втулочными цепями без роликов, часто применяемые в автомобилестроении с целью экономии массы;
- звездочки ведущих колес гусеничной техники [3] (по своей геометрии и кинематике они аналогичны цепной втулочной передаче).

Поэтому разработка новых профилей зубьев звездочек цепных передач и ведущих колес, обеспечивающих уменьшение проскальзывания ролика (или цевки для гусеничного движителя) и, соответственно, снижение интенсивности износа, является актуальной научно-практической задачей современного машиностроения.

Постановка задачи.

Рабочий профиль зуба звездочки втулочно-роликовой цепи в настоящее время стандартизован по ГОСТ 591-69 [4]. По этому стандарту он описывается дугами окружностей, которые образуют выпуклый профиль на головке зуба и вогнутый во впадине. Такой профиль не отвечает требованиям теории зацеплений, поэтому при работе происходит неравномерная передача нагрузки и быстрый износ зубьев.

Цепные втулочно-роликовые передачи (также как и цевочные) относятся к передачам зацеплением, особенностью которых является известная заранее круглая форма контактирующей поверхности одного из элементов зацепления. Для цевочной передачи это цевочное колесо, а для цепной – втулка или ролик цепи. Еще одной особенностью цепной передачи является наличие, помимо фаз входа и выхода зуба из зацепления, фазы выстоя. Для осуществления правильного зацепления в передаче должно выполняться не только основное уравнение зацепления [5], но и соблюдаться условие плавного пересопрежения зубьев, которое обеспечивается единством мгновенного центра скоростей шатуна заменяющего четырехзвенного механизма [6, 7] и общей центроидой.

Если рассмотреть профиль зуба звездочки (рис. 1), то на нем можно выделить три основных участка:

- головка I с выпуклым профилем, которая в наибольшей мере подвержена износу;
- переходная вогнутая дуга II, служащая для сопряжения головки и впадины;
- впадина между зубьями III, служащая для размещения ролика или втулки цепи

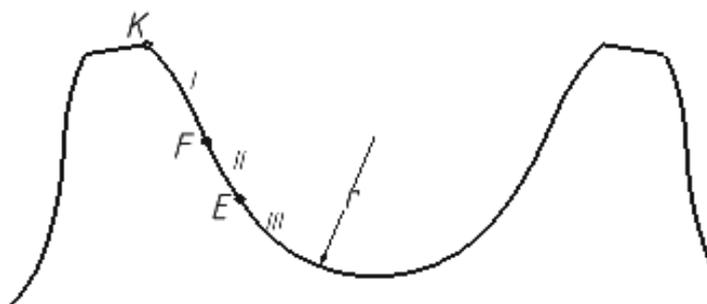


Рис. 1 – Схема профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи:

I+II – активный профиль; III – впадина

© С.В Андриенко, 2014

в фазе выстоя. Профиль впадины выполняется по дуге окружности и при любом подходе к синтезу ее радиус r должен быть равным или несколько большим радиуса втулки или ролика.

Сумма участков I и II представляют собой активный профиль зуба звездочки.

В процессе решения задачи синтеза требуется найти профиль зуба на участках I и II и обеспечить плавное сопряжение активного профиля и впадины в граничной точке E .

Для решения поставленной задачи представляется целесообразным применить метод синтеза так называемого эволютного зацепления на основе построения Бобилье, предложенный А.И. Павловым [7, 8]. Построение Бобилье заключается в замене зубчатого зацепления эквивалентным четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом, исследование которого существенно упрощает задачу синтеза. Также несомненным достоинством вышеуказанного метода является возможность получения профилей зубьев по заданным геометро-кинематическим характеристикам передачи, в том числе и с учетом коэффициента трения в зацеплении.

Решение задачи синтеза выполняется в следующей последовательности.

1. Выполнение построения Бобилье для цевочного и цепного втулочно-роликового (втулочного) зацепления.

3. Задание начальных условий для синтеза.

2. Решение дифференциального уравнения, описывающего построение Бобилье.

Построение Бобилье для цевочного зацепления.

Это построение, справедливое и для цепного зацепления, выполнено в работах [9, 10]. На его основе получено следующее обыкновенное дифференциальное уравнение (ОДУ) 2-го порядка, описывающее профиль эволютного зуба, находящегося в зацеплении с цевкой или втулкой (ниже будем вести все рассуждения для случая цепной втулочной передачи, как наиболее подверженной износу профиля зуба):

$$\frac{1 + y_0'^2}{y_0''} = \frac{x_0}{y_0'} + \frac{r_0 k f}{(r_0 f - k)(1 - A y_0')}, \quad (1)$$

где x_0, y_0 – координаты точек профиля зуба звездочки в системе координат, центр которой совпадает с полюсом зацепления P , а ось x_0 является касательной к делительной окружности радиусом r_0 (рис. 2); f – коэффициент трения скольжения в зацеплении; $k = h \sin \alpha_0$ – так называемый коэффициент разновидности зацепления [8] (один из важнейших параметров, позволяющий управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи, здесь h – расстояние между полюсом зацепления и центром вращения шатуна заменяющего механизма; α_0 – угол зацепления в полюсе);

$$A = \frac{k}{\sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}}.$$

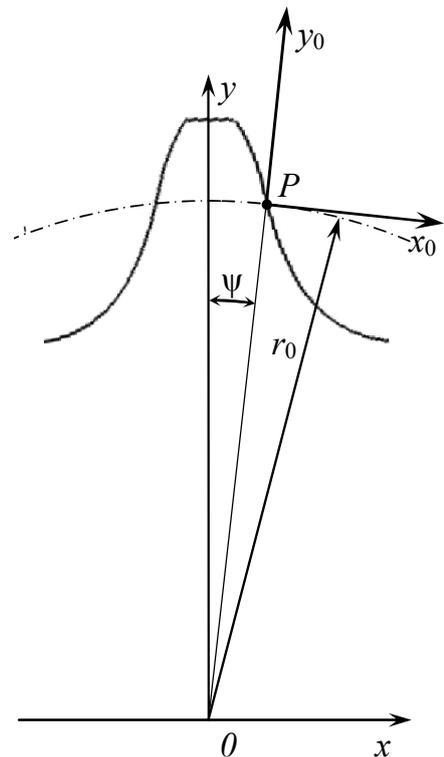


Рис. 2 – Системы координат, применяемые при синтезе профиля зуба звездочки:
 P – полюс зацепления;
 r_0 – радиус делительной окружности

Для удобства решения запишем ОДУ (5) в форме Коши,

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)(r_0 f - k)(1 - Ay')}{x(r_0 f - k)(1 - Ay') + y'r_0 kf}, \quad (2)$$

и приведем его к системе двух ОДУ 1-го порядка,

$$\begin{cases} y' = y_1; \\ y'' = \frac{y'(1 + y_1^2)(r_0 f - k)(1 - Ay_1)}{x(r_0 f - k)(1 - Ay_1) + y_1 r_0 kf}. \end{cases} \quad (3)$$

В качестве начальных условий будем использовать прохождение кривой, описывающей профиль зуба звездочки, в начальный момент зацепления через полюс P . Значения коэффициента разновидности k выбираются из рекомендаций [8].

Решение дифференциального уравнения, описывающего построение Бобилье.

Для решения ОДУ (2) или равноценной системы (3) могут быть применены следующие методы.

1. Аналитические. Рассматриваться не будут, ввиду их громоздкости и неудобства дальнейшей компьютерной реализации при построении профилей звездочек и исследовании их геометро-кинематических и прочностных характеристик.

2. Приближенное решение в виде степенных рядов. Этот подход был успешно реализован А.И. Павловым при синтезе исходных контуров эволютных зубчатых передач, а в дальнейшем применен авторами для синтеза профиля зуба звездочки [8, 10]. В качестве средства программной реализации использовался комплекс "Vissim". Преимущество такого подхода заключается в простоте получения решения и удобстве построения профиля зуба, нахождения его кривизны и исследования характеристик. Недостаток – решение получается в виде полиномов высоких нечетных степеней (обычно 7-й степени), что приводит к его неустойчивости и большим отклонениям от теоретически точного профиля в приполюсной зоне (в особых точках и их окрестностях при смене знака кривизны профиля).

3. Численное решение на основе современных методов, таких как метод Рунге-Кутты [11]. Может быть выполнено при помощи программных пакетов, например Maple или MathCAD [12]. В этом случае решение представляет собой набор координат точек профиля зуба звездочки. Преимущество такого подхода заключается в простоте компьютерной реализации, а недостаток – в отсутствии уравнения профиля зуба, что не дает возможность напрямую исследовать характеристики зацепления. Однако этот недостаток может быть устранен двумя факторами:

– исследование контактного взаимодействия зуба и втулки целесообразно выполнять методом конечных элементов (МКЭ). Для его применения вполне достаточно иметь координаты точек профиля зуба;

– при исследовании качественных показателей зацепления (кривизны профиля, скоростей скольжения, контактных давлений, интенсивности износа и т.д.) можно применить подход, предложенный в работах [13, 14]. Он заключается в аппроксимации профиля сплайнами, например, кривыми Безье. В дальнейшем по этой аппроксимации можно получить значения кривизны профиля и других геометро-кинематических характеристик.

Таким образом, в дальнейшем исследованиях мы будем опираться на численное решение задачи синтеза. Для этого воспользуемся методом Рунге-Кутты IV порядка точности [11], как наиболее распространенного в наше время при решении ОДУ в связи с достаточной точностью и относительной простотой. Программная реализация будет выполняться в системе MathCAD [12] при помощи встроенной функции **Rkadapt**:

$$\mathbf{S}=\mathbf{Rkadapt}(y, x_1, x_2, n, \mathbf{F}),$$

которая возвращает матрицу решений **S** методом Рунге-Кутты IV порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения для системы ОДУ с начальными условиями в векторе **y**; правые части уравнений записаны в символьном векторе **F**; x_1, x_2 – начальное и конечное значения интервала решения; n – число шагов.

В качестве примера на рис. 3 показан синтезированный по предложенной методике профиль зуба звездочки со следующими основными параметрами: число зубьев $z=20$; шаг цепи $t=25,4$ мм; коэффициент трения скольжения $f=0,2$; коэффициент разновидности $k=-5$. Для удобства моделирования звездочки и передачи в целом профиль построен в системе координат x, y , центр которой совпадает с центром вращения колеса, а ось y совпадает с осью симметрии зуба (рис. 2),

$$\begin{cases} x = r \sin \psi + x_0 \cos \psi + y_0 \sin \psi; \\ y = r \cos \psi - x_0 \sin \psi + y_0 \cos \psi, \end{cases} \quad (4)$$

где ψ – центральный угол, соответствующий половине толщины зуба по дуге делительной окружности.

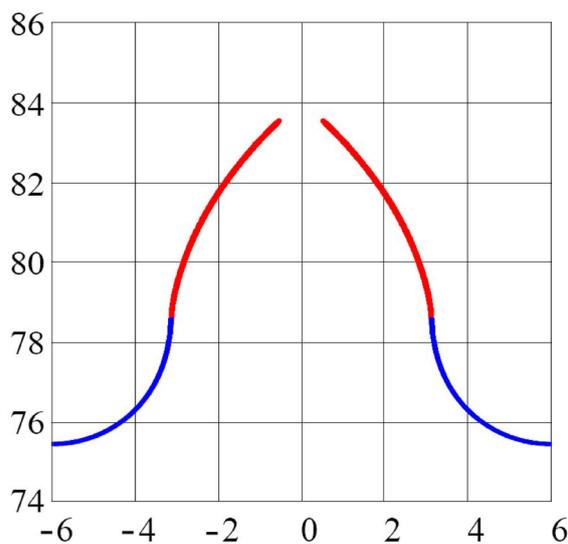


Рис. 3 – Синтезированный профиль зуба звездочки:
 $z=20; t=25,4$ мм; $f=0,2; k=-5$

Аппроксимация профиля зуба кривыми Безье.

Как известно [11], любую кривую, представленную как аналитически, так и таблично, можно аппроксимировать с достаточной степенью точности различного вида сплайнами. В качестве универсального описания предлагаются кривые и поверхности Безье, которые широко используются в системах автоматизированного проектирования и обладают целым рядом свойств, удобных для построения математических моделей управляемого синтеза и оптимизации передач зацеплением. Более подробно использование кривых Безье описано в работах [13, 14].

Запишем уравнения кривой Безье третьего порядка в следующем виде:

$$\begin{cases} x_i = (1 - \lambda_i)^3 x_0 + 3(1 - \lambda_i)^2 \lambda_i x_1 + 3(1 - \lambda_i) \lambda_i^2 x_2 + \lambda_i^3 x_3; \\ y_i = (1 - \lambda_i)^3 y_0 + 3(1 - \lambda_i)^2 \lambda_i y_1 + 3(1 - \lambda_i) \lambda_i^2 y_2 + \lambda_i^3 y_3, \end{cases} \quad (4)$$

где x_i, y_i – текущие координаты точек кривой; λ_i – текущий параметр, изменяющийся в пределах $0 \leq \lambda_i \leq 1$ и соответствующий i -й точке кривой; x_0, y_0, x_3, y_3 – координаты на-

чальной P_0 и конечной P_3 опорных точек кривой; x_1, y_1, x_2, y_2 – координаты управляющих точек P_1, P_2 .

При задании кривой табличным способом нам известны координаты точек x_i, y_i , полученные в процессе численного решения задачи синтеза профиля зуба. В случае аппроксимации кривой Безье третьего порядка неизвестными являются координаты управляющих точек P_1, P_2 и значения λ_i , соответствующие i -м точкам кривой. Для их нахождения необходимо применить один из алгоритмов оптимизации.

В нашем случае управляемыми параметрами являются координаты управляющих точек. Перебирая значения x_1 и x_2 из первого уравнения системы (4), определяем значения $\lambda_i = f(x_i, x_1, x_2)$.

Целевую функцию запишем, используя метод наименьших квадратов,

$$S = \sum_{i=1}^n \delta_i^2 = \min, \quad (5)$$

где δ_i – отклонение текущих значений координат y_{iB} кривой Безье, полученных из второго уравнения системы (4), от заданных табличных значений y_i ,

$$\delta_i = y_i - y_{iB} = y_i - \left[(1 - \lambda_i)^3 y_0 + 3(1 - \lambda_i)^2 \lambda_i y_1 + 3(1 - \lambda_i) \lambda_i^2 y_2 + \lambda_i^3 y_3 \right].$$

Для определения оптимальных значений координат управляющих точек использовался метод главных осей, разработанный Р.П. Брентом [15] и являющийся одним из лучших среди семейства методов оптимизации, не требующих информации о градиенте функции.

Рассмотренный метод был реализован одним из авторов в виде программы "Аппроксимация кривыми Безье" [16], ее интерфейс представлен на рис. 4. Исходными данными являются текущие координаты точек кривой x_i, y_i , а результатом расчета – координаты x_{iB}, y_{iB} аппроксимированного профиля с заданной частотой сетки.

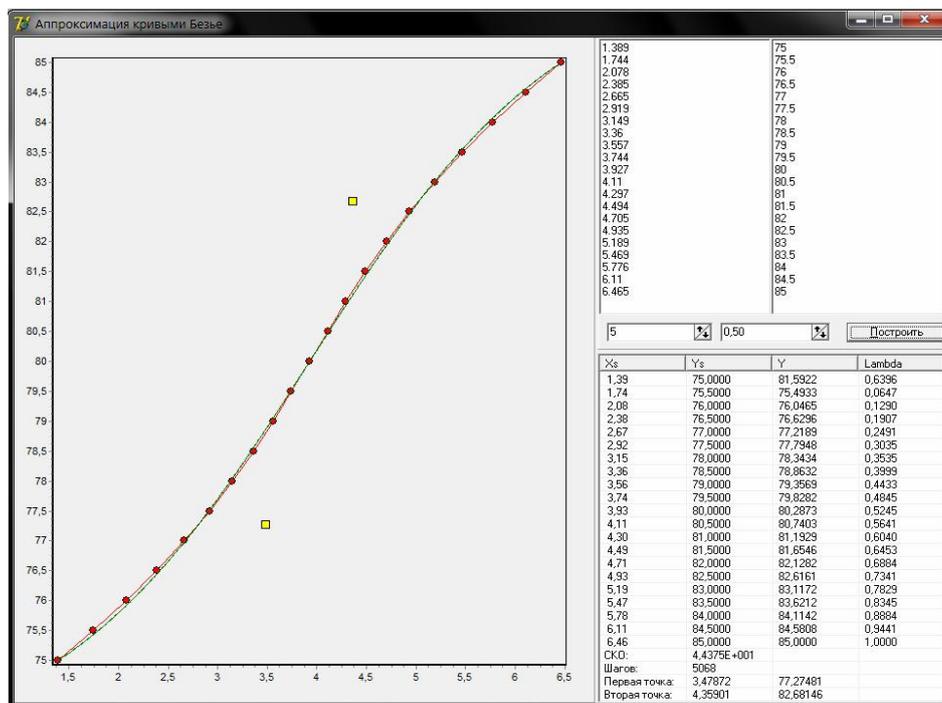


Рис. 4 – Интерфейс программы аппроксимации кривыми Безье

Выводы.

1. Разработана методика численного моделирования профиля зуба звездочки цепной втулочной передачи. Ее достоинствами являются:

- относительная простота решения задачи синтеза цепного зацепления с требуемыми характеристиками;
- возможность аппроксимации уравнения профиля с целью получения на ее основе значений кривизны профиля и скоростей скольжения в точке контакта.

2. В дальнейшем применение разработанной методики планируется:

- в процессе исследования контактного взаимодействия зуба с роликом на основе формулы Герца и методом конечных элементов;
- при разработке математической модели износа профиля зуба и ролика.

Литература: 1. Глуценко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. – Львов: Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226с. 2. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462с. 3. Платонов В.Ф., Леашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296с. 4. ГОСТ 591-69. Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 70с. 5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 6. Павлов А.И. Обкатная цепная передача // Труды междунар. конф. "MicroCAD-98". – Харьков: ХГПУ, 1998. – С.127-129. 7. Павлов А.И. Особенности зацеплений с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – Вып.6, т.1. – С.43-45. 8. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 9. Павлов А.И., Андриенко С.В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.8, т.3.– С.43. 10. Андриенко С.В., Павлов А.И., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2013. – №40(1013). – С.5-8. 11. Турчак Л.И., Плотников П.В. Основы численных методов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002 – 304с. 12. Дьяконов В.П. Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832с. 13. Бочарова І.А., Воронцов Б.С. Модифікація твірної поверхні з використанням кривої Безье третього порядку // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Праці / Таврійська державна агротехнічна академія. – Вип.4, т.30. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – С.116-120. 14. Воронцов Б.С. Интерактивное управление синтезом зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – №40. – С.182-187. 15. Brent R.P. Algorithms for minimization without derivatives. – N.J.: Prentice-Hall. Inc., 1973. – 195p. 16. Воронцов Б.С., Бочарова І.А., Чаплинский Д.А. Унифікація геометрії робочих поверхностей зубьєв при синтезі передач зацепленням // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2008. – №29. – С.24-28.

Bibliography (transliterated): 1. Gluschenko I.P. Osnovyi proektirovaniya tsepnyih peredach s vtulochno-rolikovymi tsepyami. – Lvov: Izd. Lvovskogo un-ta, 1964. – 226s. 2. Detali mashin i osnovyi konstruirovaniya / Pod red. M.N. Erohina. – M.: KolosS, 2005. – 462s. 3. Platonov V.F., Leishvili G.R. Gusenichnyie i kolesnyie transportno-tyagovyie mashinyi. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 296s. 4. GOST 591-69. Zvezdochki k privodnyim rolikovyim i vtulochnym tsepyam. Metodyi rascheta i postroeniya profilya zuba i instrumenta. Dopuski. – M.: Izd-vo standartov, 2001. – 70s. 5. Litvin F.L. Teoriya zubchatyih zatseplenyi. M.: Nauka. – 1968. – 584s. 6. Pavlov A.I. Obkatnaya tsepnaya peredacha // Trudyi mezhdunar. konf. "MicroCAD-98". – Harkov: HGPU, 1998. – S.127-129. 7. Pavlov A.I. Osobennosti zatseplenyi s vyipuklo-vognutyim kontaktom dlya silovyih zubchatyih peredach // Vestnik NTU "HPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyip. "Tehnologii v mashinostroenii". – Harkov: NTU

"HPI", 2002. – Вып.6, т.1. – С.43-45. 8. Pavlov A.I. *Sovremennaya teoriya zubchatyih zatsepleniy*. – Harkov: HNADU, 2005. – 100s. 9. Pavlov A.I., Andrienko S.V. *Postroenie rabochey poverhnosti zubev zvezdochki tsepnoy peredachi // Vestnik NTU "HPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyip. "Tehnologii v mashinostroenii"*. – Harkov: NTU "HPI", 2003. – Вып.8, т.3. – С.43. 10. Andrienko S.V., Pavlov A.I., Ustinenko A.V. *Modelirovanie profilya zuba zvezdochki tsepnoy peredachi na osnove postroeniya Bobile // VIIsnik NTU "HPI": Zb. nauk. prats. SerIya "Problemi mehanIchnogo privodu"*. – Harkov: NTU "HPI", 2013. – #40(1013). – С.5-8. 11. Turchak L.I., Plotnikov P.V. *Osnovyi chislennyih metodov*. – M.: FIZMATLIT, 2002 – 304s. 12. Dyakonov V.P. *Entsiklopediya MathCAD 2001i*, 11. *Biblioteka professionala*. – M.: Solon-Press, 2004. – 832s. 13. Bocharova I.A., Vorontsov B.S. *Modifikatsiya tvIrnoYi poverhnl z vikoristannyam krivoYi BezE tretogo poryadku // Prikladna geometriYa ta Inzhenerna grafIka. PratsI / Tavriyska derzhavna agrotehnlchna akademIya*. – Vip.4, т.30. – MellItopol: TDATA, 2005. – С.116-120. 14. Vorontsov B.S. *Interaktivnoe upravlenie sintezom zubchatyih peredach // Vestnik NTU "HPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyip. "Problemy mehanicheskogo privoda"*. – Harkov: NTU "HPI", 2005. – #40. – С.182-187. 15. Brent R.P. *Algorithms for minimization without derivatives*. – N.J.: Prentice-Hall. Inc., 1973. – 195p. 16. Vorontsov B.S., Bocharova I.A., Chaplinskiy D.A. *Unifikatsiya geometrii rabochnih poverhnostey zubev pri sinteze peredach zatsepleniem // Vestnik NTU "HPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyip. "Problemy mehanicheskogo privoda"*. – Harkov: NTU "HPI", 2008. – #29. – С.24-28.

Андрієнко С.В., Воронцов Б.С., Устиненко О.В.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОФІЛЮ ЗУБЦЯ ЗІРОЧКИ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

У статті описано методику моделювання профілю зуба зірочки. Вона базується на побудові Бобил'є, складається з числового розв'язання диференціального рівняння, що описує профіль зуба та апроксимації отриманого рішення кривими Без'є. Її застосування дозволить суттєво спростити задачу створення ланцюгових передач з пониженою інтенсивністю зносу профілю зірочки.

Андрієнко С.В., Воронцов Б.С., Устиненко А.В.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБЦА ЗВЕЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье описана методика моделирования профиля зуба звездочки. Она базируется на построении Бобилье, состоит из численного решения дифференциального уравнения, описывающего профиль зуба и аппроксимации полученного решения кривыми Безье. Ее применение позволит существенно упростить задачу создания цепных передач с пониженной интенсивностью износа профиля звездочки.

Andrienko S.V., Vorontsov B.S., Ustinenko A.V.

NUMERICAL SIMULATION OF THE SPROCKET TOOTH PROFILE FOR CHAIN DRIVE

The article describes a technique for modeling the sprocket tooth profile. The technique is based on Bobillie constructing, consists of a numerical solution of the differential equation which describing the tooth profile and the approximation of the solution by the Bezier curves. Its application will greatly simplify the task of creating chain drives with reduced wear intensity of sprocket profile.

БИЛИНЕАРИЗАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В ОПТИМИЗАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Введение. На сегодня большое количество используемых конструкций исчерпывают свою нагрузочную способность из-за отсутствия современных методик для научного обоснования их рациональных параметров в ходе проектных исследований. Высокие темпы научно-технического прогресса и необходимость ускорения темпов разработки и освоения новых видов продукции машиностроения, особенно сложных конструкций, обусловили использование методов оптимизации решений при их проектировании и технологической подготовке производства [1–6].

Данная статья посвящена одному из трех основных типов моделей, на сегодня используемых в оптимизационных исследованиях – модели поверхности отклика.

Метод решения. Характерной чертой поверхности отклика является то, что в данной модели рассматриваемая система состоит из аппроксимирующих уравнений выбранного вида, коэффициенты которых определяются на основе полученной информации о ее поведении. Это позволяет использовать модель поверхности отклика в случаях, когда отклик системы непредсказуем, в частности, на стадии ее проектирования.

Для определения рациональных параметров системы нужно дать описание поверхности отклика в широком интервале варьирования независимых переменных. Решение данной задачи осуществляется при помощи метода линеаризации [7, 8], который заключается в проведении серии критериальных опытов, что позволяет описать поверхность отклика полиномами первого порядка. В статье [8] на тестовых задачах показано, что погрешность линеаризованной зависимости перемещений, напряжений, критических усилий и собственных частот составляет около 4–6 %.

Если требуется более точно определить оптимальное решение, поверхность отклика необходимо описать полиномами второго, а то и третьего порядка. Такой подход требует проведения большего количества опытов, что, соответственно, усложняет задачу.

Математический смысл метода билинеаризации таков. Предположим, в системе две управляющие переменные. По теореме Тейлора для функции, определяющей поверхность отклика, имеет место равенство:

$$\begin{aligned}
 f(p_1, p_2) = & f(p_1^0, p_2^0) + \frac{1}{1!} \left(\frac{\partial f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_1} (p_1 - p_1^0) + \frac{\partial f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_2} (p_2 - p_2^0) \right) + \\
 & + \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_1^2} (p_1 - p_1^0)^2 + 2 \frac{\partial^2 f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_1 \partial p_2} (p_1 - p_1^0) (p_2 - p_2^0) + \right. \\
 & \left. + \frac{\partial^2 f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_2^2} (p_2 - p_2^0)^2 \right) + R(x, y)
 \end{aligned} \quad (1)$$

или с удержанием меньшего количества членов ряда:

$$f(p_1, p_2) = f(p_1^0, p_2^0) + \frac{\partial f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_1} (p_1 - p_1^0) + \frac{\partial f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_2} (p_2 - p_2^0) + \frac{\partial^2 f(p_1^0, p_2^0)}{\partial p_1 \partial p_2} (p_1 - p_1^0)(p_2 - p_2^0) + R(x, y). \quad (2)$$

Билинейное приближение получается в результате игнорирования остаточного члена $R(x, y)$.

Основным вопросом при использовании, в частности, представления (2) является определение коэффициентов при приращениях параметров p_i , т.е. вычисление соответствующих частных производных. В данной работе для их аппроксимации предлагается использовать конечно-разностное представление с привлечением так называемых «реперных» решений [8]. «Реперными» называются точные численные решения задач, полученные, например, при помощи метода конечных элементов (МКЭ) [9-10] при варьировании параметра p_i на некоторую вперед заданную величину $(p_1 - p_1^0)$, $(p_2 - p_2^0)$.

$$\Delta p_1^* \quad \Delta p_2^*$$

Тогда

$$\frac{\partial f}{\partial p_1} \approx \frac{f(p_1, p_2) - f(p_1^0, p_2^0)}{\Delta p_1^*}; \quad (3) \quad \frac{\partial f}{\partial p_2} \approx \frac{f(p_1, p_2) - f(p_1^0, p_2^0)}{\Delta p_2^*}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial p_1 \partial p_2} \approx \frac{f(p_1^0 + \Delta p_1^*, p_2^0 + \Delta p_2^*) - f(p_1^0, p_2^0) - \frac{\partial f}{\partial p_1} \Delta p_1^* - \frac{\partial f}{\partial p_2} \Delta p_2^*}{\Delta p_1^* \Delta p_2^*}. \quad (5)$$

В результате подстановки (3–5) в частную сумму ряда (2) допускается определенная погрешность. В общем случае произвольной функции f общего вида априорно оценить данную погрешность затруднительно. В соотношении (5) присутствуют значения частных производных, вычисляемые по приближенным равенствам (2), (3).

Таким образом, было решено оценить допускаемую погрешность при использовании предложенного подхода и целесообразность его применения на частных примерах. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

Задача 1. Расчет боковой стены грузового полувагона на распорную нагрузку от сыпучего груза. Нагрузка прикладывалась к стойкам на высоте 1/3 высоты стойки от уровня пола [11, 12].

На рис. 1 представлены эпюры распределений перемещений и эквивалентных напряжений по Мизесу.

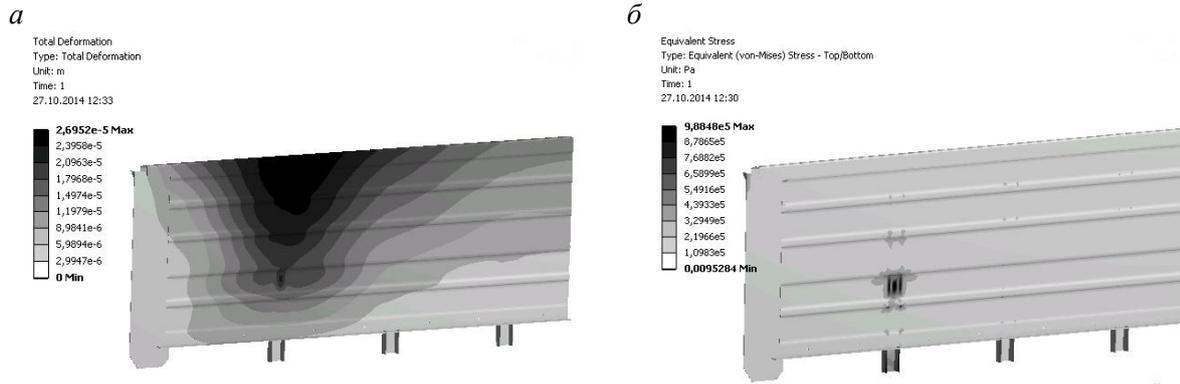


Рис. 1. Распределение полных перемещений (а) и эквивалентных напряжения (б) в боковой стене вагона

Варьируемые параметры в задаче оптимизации – толщины листа боковины (p_1) и швеллера стойки (p_3). В исходной конструкции они имеют значения 4 мм и 8 мм соответственно (для базового варианта). Поверхности отклика для максимальных перемещений и эквивалентных напряжений представлены на рис. 2.

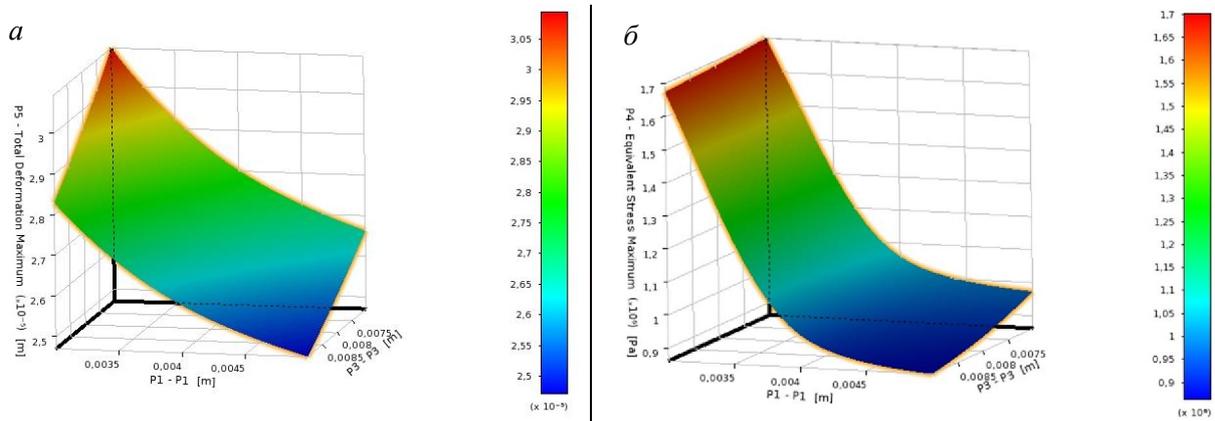


Рис. 2. Поверхности отклика максимальных перемещений (а) и эквивалентных напряжений (б) в стенках вагона как функции параметров p_1, p_3

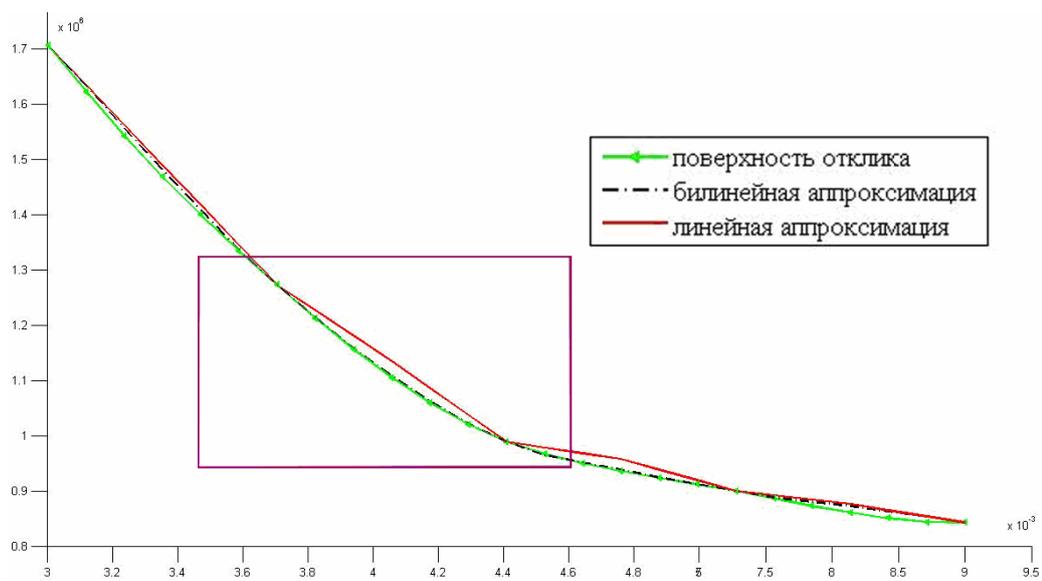


Рис. 3. Билинеаризованная зависимость эквивалентных напряжений от параметров p_1, p_3

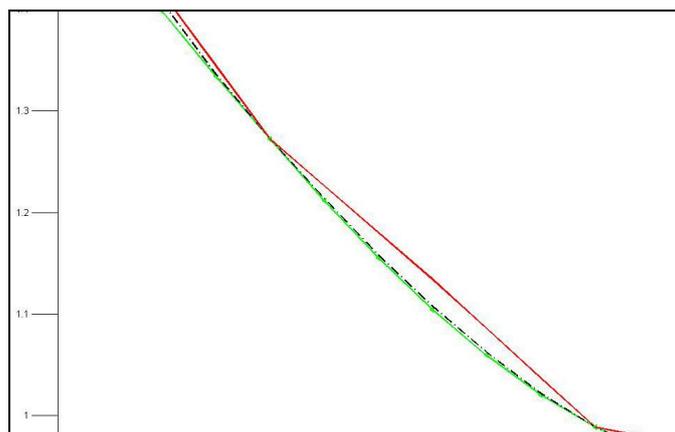


Рис. 4. Билинеаризованная зависимость эквивалентных напряжений от параметров p_1, p_3

При детальном рассмотрении сечения модели поверхности отклика эквивалентных напряжений (рис. 3, 4) видно, что квадратичная кривая с билинейной аппроксимацией более точно описывает целевую функцию (с погрешностью 3 %), но при этом на некоторых участках погрешность направлена не в сторону запаса прочности, как при линейной аппроксимации.

Задача 2. Расчет собственных частот колебаний железнодорожной цистерны. Исследовалось влияние толщин стенок цистерны (толщина днищ p_1 и толщина обечайки p_3) на величины собственных частот.

Рассмотрим влияние варьирования параметров, например, на 3-ю собственную частоту цистерны (рис. 5).

На рис. 6, 7 изображено сечение точной поверхности отклика, ее линейризованной и билинеаризованной аппроксимаций. Видно, что погрешность метода билинеаризации составляет около 2 %.

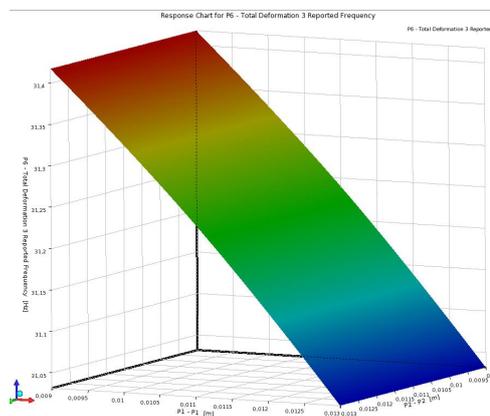


Рис. 5. Поверхность отклика 3-ей собственной частоты цистерны на варьирование параметров p_1, p_3

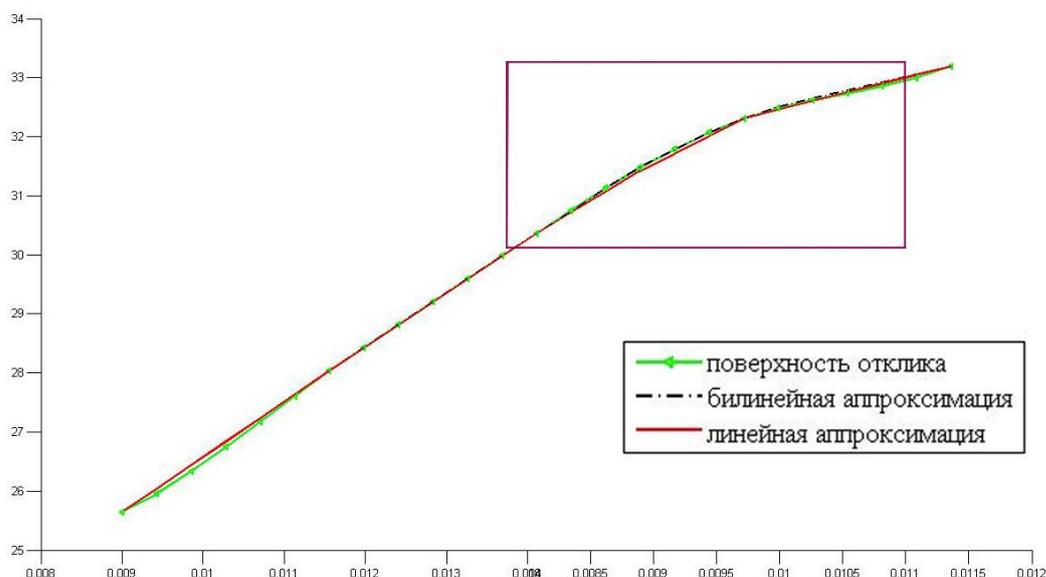


Рис. 6. Линейризация и билинеаризация поверхности отклика

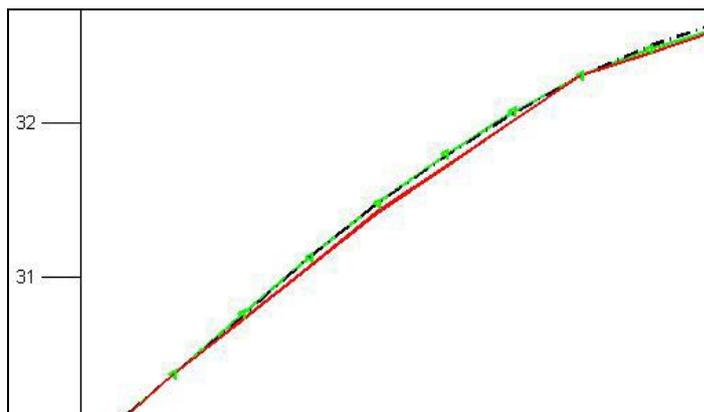


Рис. 7. Линеаризация и билинеаризация поверхности отклика

Выводы. Предложен подход к построению модели поверхности отклика в оптимизационных исследованиях объектов машиностроения – билинеаризация поверхности отклика. Он был опробован на задачах анализа прочности и вибрационных характеристик возмущенной конструкции. Подход доказал свою применимость для машиностроительных конструкций. При этом хотя получаемая поверхность отклика и имеет погрешность относительно истинной, но она очень мала (в рассмотренных случаях – до 3 %). В то же время в отдельных случаях следует ожидать более точной аппроксимации точной поверхности отклика, чем при использовании линейной аппроксимации. Получаемые модели могут быть использованы в других исследованиях прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов машиностроительных конструкций при варьировании их параметров и обосновании рациональных наборов последних.

Список литературы: 1. Пляскин И. И. Оптимизация технических решений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1982. – 176 с. 2. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. – М.: Мир, 1982. – 235 с. 3. Карманов В. Г. Математическое программирование. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 264 с. 4. Ж. Сеа. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 5. Г.Реклейтис, А.Рейвиндран, К.Рэгсдел. Оптимизация в технике. Том 1/ М.: Мир, 1986. – 348 с. 6. Г.Реклейтис, А.Рейвиндран, К.Рэгсдел. Оптимизация в технике. Том 2/ М.: Мир, 1986. – 320 с. 7. Ткачук Н. А., Литвиненко А.В., Костенко Ю.В., Танченко А.Ю., Грабовский А.В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины //Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. – № 14(1057). – С. 138-154. 8. Литвиненко А.В., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Бондаренко М.А./ Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. – 2014.– №31(1074). – С. 88-98. 9. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 542. 10. Стренг Г., Фікс Дж. Теория метода конечных элементов. М.: Мир, 1977. – 351 с. 11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм (несамоходных), М., ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 12. Чепурной А.Д., Литвиненко А.В., Баранов А.Н., Шейченко Р.И., Бондаренко М.А. / Экспериментальные исследования грузового вагона // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014.– №22(1065). – С. 44-61.

Bibliography (transliterated): Pliaskin I.I. Optimizatsiya tehnikeskikh resheni v mashinostroenii. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 176 s. 2. Shup T. Reshenie inginernih zadach na EVM. – M.: Mir, 1982. – 235 s. 3. Karmanov. V.G. Matematicheskoe programmirovaniye. – M.:

FIZMATLIT, 2004. – 264 s. 4. G. Sea. Optimizatsiya. Teoriya i algoritmi. – M.: Mir, 1973. – 244 s. 5. G. Rekleitis, A. Reivindran, K. Regsde. Optimizatsiya v tehnikе. Tom 1/ M.: Mir, 1986. – 348 s. 6. G. Rekleitis, A. Reivindran, K. Regsde. Optimizatsiya v tehnikе. Tom 2/ M.: Mir, 1986. – 320 s. 7. Tkachuk N.A., Litvinenko A.V., Kostenko J.V., Tanchenko A.J., Grabovski A.V. Linearizatsiya funktsii otklika prochnostnih i dinamicheskikh karakteristik tonkostennih konstruktsii na izmenenie tolshini // *VIIsnik NTU «HPI»*. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2014. №14 (1057). – s. 138-154. 8. Litvinenko A.V., Cheichenko R.I., Graborov R.V., Bondarenko M.A./ Metod linearizatsii poverhnosti otklika v zadache obosnovaniya proektnih parametrov tonkostennih elementov mashinostroitel'nykh konstruktsiy. // *VIIsnik NTU «HPI»*. Seriya: Problemi mehanichnogo privodu. – 2014.– №31(1074). – С. 88-98. 9. Zenkevich O. Metod konechnih elementov v tehnikе / O. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 542 s. 10. Strng G., Fix J. Teoriya metodu skinchennih elementiv. M.: Mir, 1977. – 351 s. 11. Normi dlya rascheta I proektirovaniya vagonov jeleznih dorog kolei 1520 mm (nesamohodnih), M., GosNIIV-VNIIT, 1996. 12. Chepurnoy A.D., Litvinenko A.V., Baranov A.N., Sheychenko R.I., Bondarenko M.A. / Eksperimentalnie issledovaniya gruzovogo vagona // *VIIsnik NTU «HPI»*. Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – 2014.– №22(1065). – S. 44-61.

Бондаренко М.О., Шейченко Р.І., Граборов Р.В., Шинкин Д.Г., Киричук Д.В.

БІЛІНІАРИЗАЦІЯ ПОВЕРХНІ ВІДГУКУ В ОПТИМІЗАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕННЯХ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

У статті запропоновано підхід до побудови моделі поверхні відгуку в задачі оптимізації тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій. Він полягає в описі цільової функції поліномами другого порядку. На прикладі задач аналізу міцності і вібраційних характеристик конструкції показано застосовність запропонованого підходу для розрахунку об'єктів машинобудування. Оцінена похибка методу.

Бондаренко М.А., Шейченко Р.И., Граборов Р.В., Шинкин Д.Г., Киричук Д.В.

БИЛИНЕАРИЗАЦИЯ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В ОПТИМИЗАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В статье предложен подход к построению модели поверхности отклика в задаче оптимизации тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Он заключается в описании целевой функции полиномами второго порядка. На примере задач анализа прочности и вибрационных характеристик конструкций показано применимость предложенного подхода для расчета объектов машиностроения. Оценена погрешность метода.

Bondarenko M.A., Sheychenko R.I., Graborov R.V., Shinkin D.G., Kyrychuk D.V.

BILINIARIZATION OF RESPONSE SURFACE IN OPTIMIZATION RESEARCH OF THIN-WALLED ELEMENTS OF ENGINEERING CONSTRUCTIONS

The article suggests an approach to construct the response surface model in the problem of optimization of thin-walled elements of engineering constructions. It is in description of the objective function by the second order polynomials. On the example of the problems of analysis of strength and vibration characteristics of construction the applicability of the proposed approach for the analysis of mechanical engineering objects is shown. The error of the method is evaluated.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 519.651: 517.518.45: 623.52

Танченко А.Ю., канд. техн. наук; Веретельник О.В.

К ВОПРОСУ О МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗМЕНЯЕМОЙ ВО ВРЕМЕНИ И ПЕРЕМЕЩАЕМОЙ В ПРОСТРАНСТВЕ НАГРУЗКИ

Введение. Множество процессов характеризуются подвижной изменяемой составляющей активного нагружения – начиная от перемещения активного тела-объекта (снаряда, машины, тележки) и заканчивая распространением ударной волны. Во всех случаях процесс изменяется во времени и пространстве, причем можно явно выделить зону активного влияния и ту часть пространства, на которую еще не переместилась нагрузка. Таким образом, существует граница раздела активной и пассивной зон процесса нагружения. Данная граница раздела несет резкий качественный и количественный скачок: так, скажем, при движении снаряда по орудийному стволу давление вдоль этой границы резко изменяется от нуля до сотен мегапаскалей. С другой стороны, процессы внутренней баллистики довольно хорошо изучены и получены зависимости изменения давления от действия пороховых газов внутри канала ствола по мере продвижения снаряда [1-3] (рис. 1).

Подобный график (изменения давления) наглядно демонстрирует рост и падение давления в зависимости от развития процесса сгорания пороховых газов. Однако, он никоим образом не характеризует динамическую составляющую процесса стрельбы – возможность возникновения колебательного процесса вследствие прохождения "бегущей" нагрузки [4].

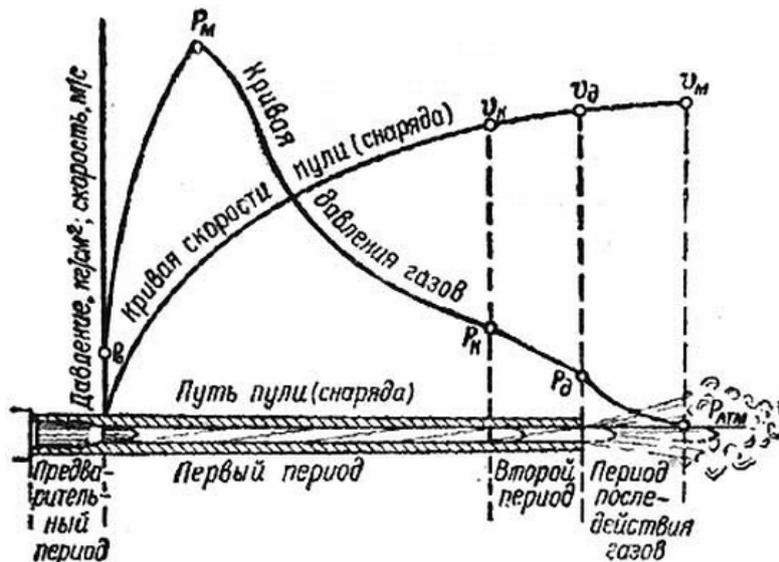


Рис. 1. Графики зависимостей изменения давления, действующего на дно снаряда в канале ствола и набора им скорости под воздействием пороховых газов

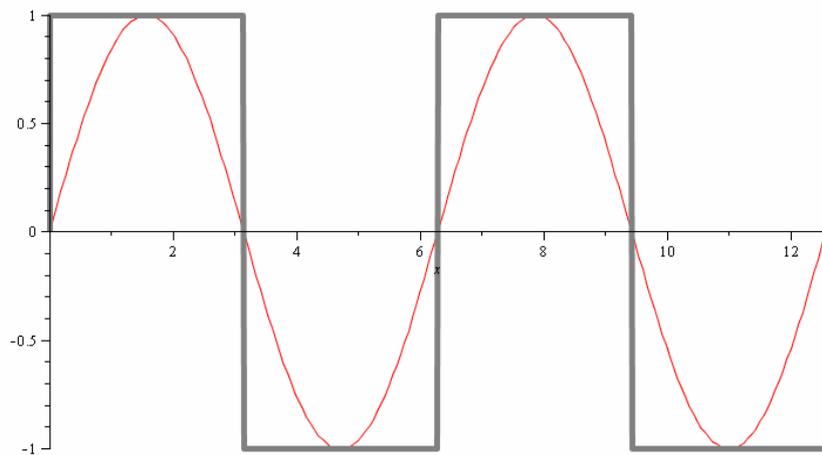
Цель данной работы – развитие методов моделирования изменяемой во времени и перемещаемой в пространстве нагрузки на основе модификации Фурье-преобразования ступенчатых функций с привлечением ядра Фейера.

© А.Ю. Танченко, 2014

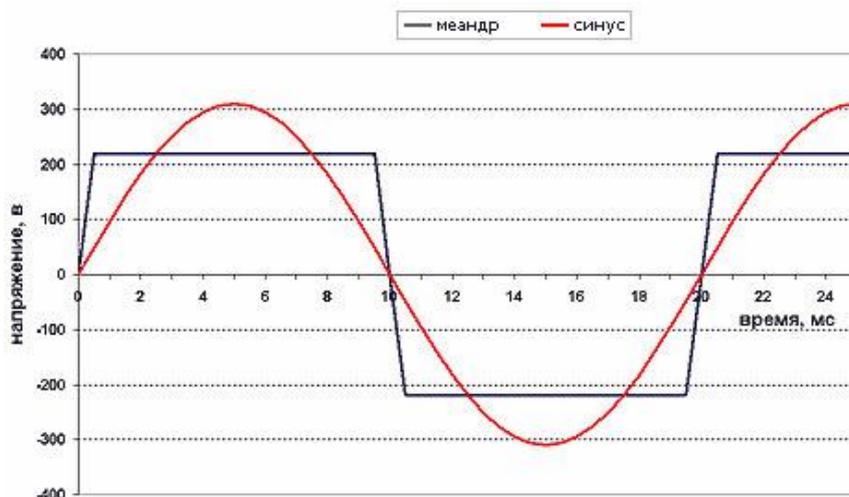
Постановка задачі. Рассмотрим задачу на примере действия пороховых газов на поверхность канала ствола.

Подвижную нагрузку от действия пороховых газов можно представить в виде суперпозиции двух функций: самого распределения величины давления вдоль ствола и некоторой функции, отвечающей за инициацию процесса приложения давления, т.е. псевдологической функции с результатом "да" либо "нет". Примером такой функции может быть дельта-функция, которая обращается в ноль везде, за исключением активной точки. Однако в данном случае дельта-функция не подходит для описания динамики изменения давления, поскольку процесс после инициации остается в активной фазе, т.е. давление после приложения остается остаточным в той области, до которой оно уже переместилось. Таким образом, здесь хорошо подходят "ступенчатые" функции типа Хевисайда, которые характеризуются интересующим нас логическим элементом ("1" либо "0") и некоторой продолжительностью импульса. Примерами таких функций могут быть $\text{signum}(\sin(x))$ либо $|x|/x$ – рис. 2а.

В случае отсутствия резкого скачка на границе раздела двух зон, вернее наличия некоторого наклонного участка, характерного для инерционных, индукционных характеристик процесса, в линейном приближении могут быть применены трапецевидные опорные импульсы – меандры, либо любые другие, характеризующие величину нарастания (угасания) процесса – рис. 2б.



а



б

Рис. 2. Графики ступенчатой функции (а) и меандра (б), полученные на основе периодической

Сложность в данном случае будет заключаться в аналитическом описании "опорного" импульса, но всегда может быть применен универсальный механизм Фурье-преобразования. С другой стороны, в случае Фурье-преобразования ступенчатых функций на первый план могут выйти паразитные изменения в наиболее значимых для аппроксимации местах – областях смены зон моделируемого процесса. Порой даже удержание довольно значительного количества членов ряда (десятки и сотни) не в полной мере улучшает картину описания ступенчатого изменения – рис. 3. Из представленных графиков видно, что вблизи излома имеет место существенное отклонение от заданной ступенчатой траектории, которое, при классическом разложении, практически неустранимо и характеризуется величиной локального отклонения порядка 10–15% (рисунок 3 д). Кроме того, рост числа удерживаемых членов ряда, направленный на повышение точности описания исходной функции, сам по себе может стать инициатором паразитного колебательного процесса, который обусловлен лишь математическим аппаратом аппроксимации и ничем более. Особенно опасна подобная аппроксимация при использовании такой функции в качестве кинематической нагрузки.

Однако, существует метод, позволяющий нивелировать паразитные искажения получаемого графика: для этого предлагается выбрать особым образом базис элементарных функций, на котором будет строиться разложение в ряд и сформировать ядро – так называемое ядро Фейера [5].

Из графиков, представленных на рис. 4, видно, что при использовании такого подхода (2) результирующая функция получается на много более плавной, и с ростом количества удерживаемых членов точность описания исходного ступенчатого импульса повышается без внесения искусственных осцилляций (также известных как явление Гиббса).

Данный подход предусматривает замену классического базиса функций $\sin(nx)$, $n = 1..N$, базисом $\sin(nx + x/2)/(\sin(x/2))$ (где n – номер базисной функции, N – количество удерживаемых членов ряда). На основе подобранных таким образом базисных функций может быть получено ядро $\sin^2(nx/2)/(n \cdot \sin^2(x/2))$, также известное как ядро Фейера (1).

$$F_n(x) = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} \frac{\sin(k + 1/2)x}{\sin(x/2)} = \frac{1}{n} \frac{\sin^2(nx/2)}{\sin^2(x/2)}. \quad (1)$$

При этом сама аппроксимирующая функция с использованием ядра Фейера запишется следующим образом:

$$F_n(x) = \frac{1}{T \cdot n} \int_0^T f(\xi) \cdot \left(\frac{\sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot \frac{n(\xi - x)}{2}\right)}{\sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot \frac{\xi - x}{2}\right)} \right)^2 d\xi. \quad (2)$$

Здесь T – период функции,
 $f(\xi)$ – аппроксимируемая функция (в нашем случае
 $f(\xi) = \text{signum}(\sin 2\pi\xi/T)$).

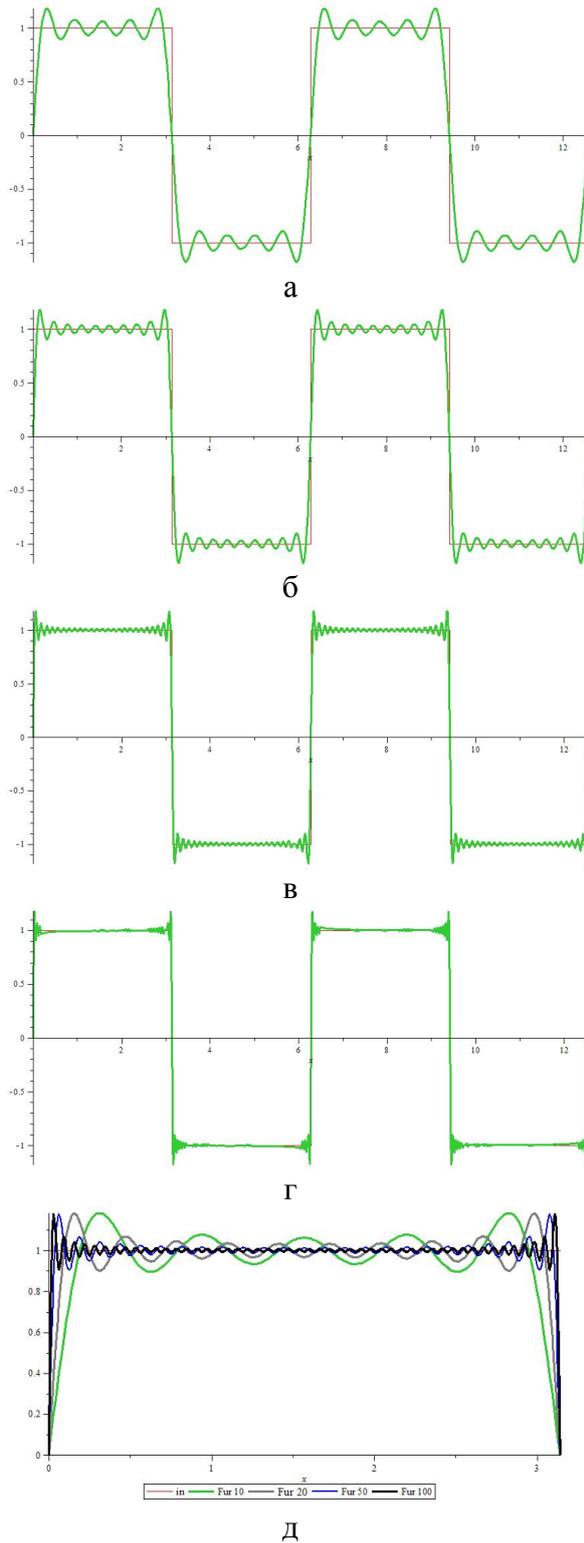


Рис. 3. Аппроксимация ступенчатой функции частичными суммами Фурье:
а – 10 членов, б – 20, в – 50, г – 100,
д – их взаимное наложение

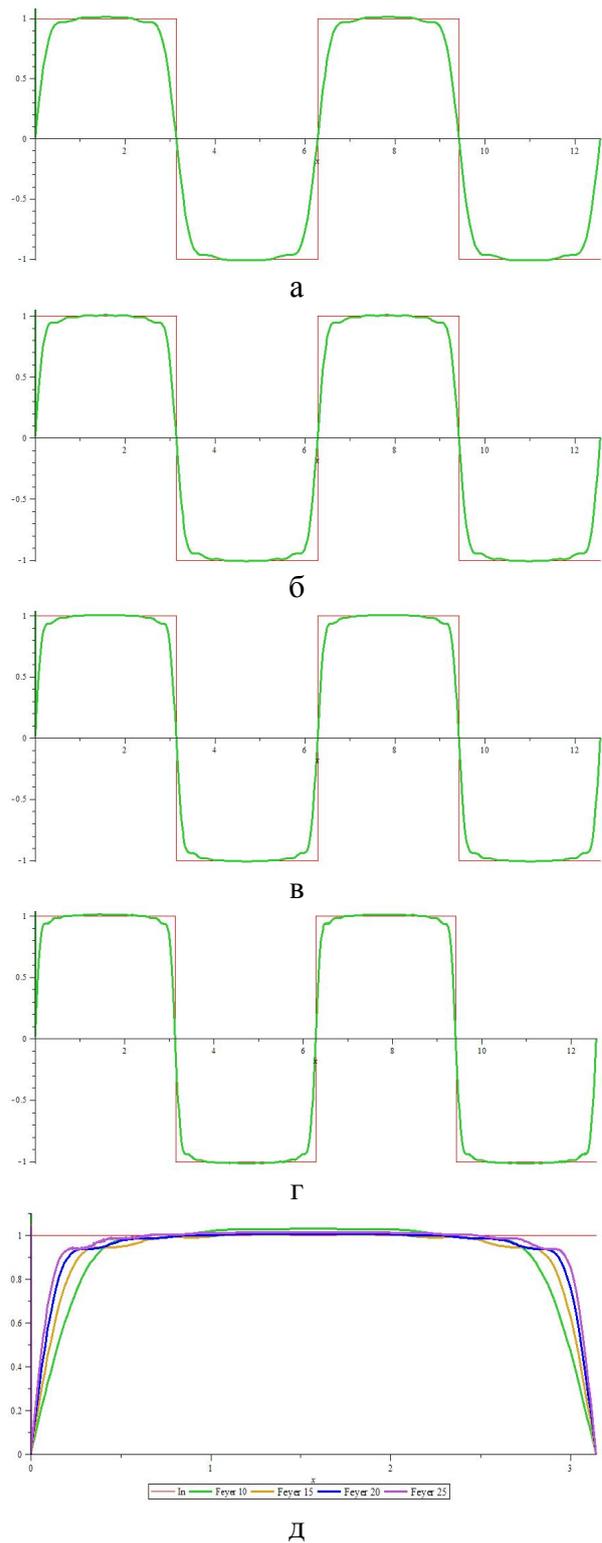


Рис. 4. Аппроксимация ступенчатой функции чезаровскими суммами Фурье с использованием ядра Фейера:
а – 10 членов, б – 15, в – 20, г – 25,
д – их взаимное наложение

Анализ результатов. Заключение.

Из представленного графического материала (см. рис. 3,4) видно, что аппроксимация функции, имеющей особенность в виде разрыва, требует особого

контроля и учета этого факта. Использование универсального классического Фурье-преобразования вносит в результирующую аппроксимационную зависимость неустранимые искажения (явление Гиббса). Однако существуют методики, позволяющие полностью избавиться от паразитных осцилляций. Примером такого подхода является использование при разложении ядра Фейера. В дальнейшем представленный подход будет применен к моделированию подвижной нагрузки на различные элементы машин.

Литература: 1. Горохов М.С. Внутренняя баллистика ствольных систем. – М.:ЦНИИ информации, 1985. – 160с. 2. Серебряков М.Е. Внутренняя баллистика ствольных систем и пороховых ракет. – М: Государственное научно-техническое издательство Оборонгиз, 1962, - 705 с. 3. Чурбанов Е.В. Внутренняя баллистика артиллерийского орудия. – Воениздат, 1973. – 104с. 4. Мартыненко А.В., Танченко А.Ю., Бруль С.Т., Васильев А.Ю., Веретельник О.В. Компьютерное моделирование динамики и напряженно-деформированного состояния элементов объектов бронетанковой техники, подвергающихся воздействию гидрогазодинамических нагрузок // Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск "Машинознавство та САПР" – Харьков: НТУ "ХПИ", 2014. – № 29. – С.289-294 5. Лодкин А.А. Иллюстрации к теме "Ряды Фурье". - СПб.: С-Петербург. гос. ун-т, 2004. - 7 с.

Bibliography (transliterated): 1. Gorohov M.S. Vnutrennyaya ballistika stvolovyih sistem. – M.:TsNII informatsii, 1985. – 160s. 2. Serebryakov M.E. Vnutrennyaya ballistika stvolnyih sistem i porohovyih raket. – M: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatelstvo Oborongiz, 1962, -705 s. 3. Churbanov E.V. Vnutrennyaya ballistika artilleriyskogo orudiya. – Voenizdat, 1973. – 104s. 4. Martyinenko A.V., Tanchenko A.Yu., Brul S.T., Vasilev A.Yu., Veretelnik O.V. Kompyuternoe modelirovanie dinamiki i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov ob'ektov bronetankovoy tehniki, podvergayushchisya vozdeystviyu gidrogazodinamicheskikh nagruzok // Vestnik NTU "HPI". Tematicheskii vyipusk "Mashinoznnavstvo ta SAPR" – Harkov: NTU "HPI", 2014. – # 29. – S.289-294 5. Lodkin A.A. Illyustratsii k teme "Ryadyi Fure". - SPb.: S-Peterb. gos. un-t, 2004. - 7 s. perevoda Танченко А.Ю., Веретельник О.В.

К ВОПРОСУ О МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗМЕНЯЕМОЙ ВО ВРЕМЕНИ И ПЕРЕМЕЩАЕМОЙ В ПРОСТРАНСТВЕ НАГРУЗКИ

Статья посвящена развитию методов моделирования сложной перемещаемой нагрузки на примере моделирования распределения давления внутри канала ствола при стрельбе. Рассмотрены проблемы аппроксимации функций, имеющих особенность. Продемонстрирован один из методов возможного устранения негативных явлений при аппроксимации функции (явление Гиббса) при Фурье-преобразовании.

Танченко А.Ю., Веретельник О.В.

СТОСОВНО МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ЗМІНЮЄТЬСЯ В ЧАСІ ТА ПЕРЕМІЩУЄТЬСЯ В ПРОСТОРІ

Стаття присвячена розвитку методів моделювання складного переміщуваного навантаження на прикладі моделювання розподілу тиску всередині каналу ствола при стрільбі. Розглянуто проблеми апроксимації функцій, що мають особливість. Продемонстрований один з методів можливого усунення негативних явищ при апроксимації функції (явище Гібса) при Фур'є-перетворенні.

Tanchenko A., Veretelnyk O.

MODELING OF THE LOAD THAT VARY IN TIME AND MOVE IN SPACE

The article is devoted to the development of methods for modeling movable complex load by the example of the pressure distribution inside barrel bore when firing. The problems of approximation of functions which are used in the simulation have a singularity were covered. Demonstrated by one of the methods possible to eliminate negative effects in the approximation of the function (the Gibbs phenomenon) with the Fourier transform.

УДК 539.3

*Ткачук Н.Н., канд. техн. наук, Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В., канд. техн. наук,
Ткачук А.В., Крюков С.Д., Богач А.С., канд. техн. наук*

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ НА КОНТАКТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В СОПРЯЖЕНИИ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ

Введение. Значительное количество машиностроительных конструкций содержит узлы, основное силовое воздействие в которых передается посредством контакта сложнопрофильных тел (СПТ). Это и зубчатые передачи с модификацией формы рабочих поверхностей, и кулачки различных видов, и роликоподшипники с модификацией боковых поверхностей, а также разнообразные конструкции транспортных, технологических, подъемных машин и т.п. При проектировании деталей данных конструкций производится расчет контактных давлений и напряженно-деформированного состояния (НДС) контактирующих тел. Однако традиционные методики, основанные на модели Герца или ее модификациях [1, 2], имеют ограниченные области применения, особенно для СПТ. Например, во многих случаях распределение первоначального зазора между контактирующими телами не может быть представлено в виде квадратичной формы от координат точек общей касательной плоскости к этим телам. В результате возникают недопустимые погрешности в решении задачи анализа НДС сложнопрофильных тел с учетом контактного взаимодействия, что приводит к назначению необоснованных проектных параметров СПТ. С другой стороны, применение современных пакетов для численного решения контактных задач [www.ansys.com, http://www.mscsoftware.com, http://www.3ds.com] приводит, во-первых, к ощутимому росту требуемых для этого вычислительных ресурсов, а, во-вторых, к аппроксимации контактирующих поверхностей, а, значит, и зазора между СПТ, функциями формы того или иного конечного элемента. Последнее приводит "нефизические" эффекты в получаемые распределения контактных давлений и напряжений в сложнопрофильных телах.

Таким образом, для сложнопрофильных тел существует т.н. "геометрический барьер", т.е. проблема выбора способа аппроксимации геометрической формы контактирующих участков поверхностей этих тел, который давал бы возможность избегать недопустимых погрешностей при анализе их контактного взаимодействия.

Кроме того, еще одним препятствием для применения упомянутых методов и моделей является неучет множества иных факторов, которые могут оказать значительное влияние на результаты решения контактной задачи для сложнопрофильных тел. В первую очередь это можно отнести к тому, что реальные детали машиностроительных конструкций не являются гладкими телами, как их принято представлять во многих расчетных моделях. Их поверхность – шероховатая, со сложным стохастическим распределением микронеровностей [3-5]. Соответственно, вклад податливости, порождаемой слоем шероховатости, в общую картину распределения контактных давлений можно оценить только вводя в рассмотрение какую-либо модель слоя шероховатости, а затем анализируя результаты расчетов. Однако корректные и точные модели для учета данного фактора, доведенные до численной реализации, в настоящее время отсутствуют.

В результате сложилась ситуация, когда противоречие между потребностями практики и возможностями науки в расчетах контактного взаимодействия сложнопрофильных тел является препятствием в совершенствовании технического уровня создаваемых машин. Это порождает, в свою очередь, актуальную и важную задачу разработки новых, более совершенных методов расчета.

© Н.Н. Ткачук, 2014

Постановка задачі. Целью работы является создание методов анализа контактных давлений между сложнопрофильными телами с учетом наличия между ними слоя шероховатости, а также установление закономерностей влияния формы поверхности этих тел и податливости шероховатого слоя на распределения и уровень контактных давлений.

Для решения поставленной задачи привлекается метод граничных интегральных уравнений (МГИУ) в варианте, предложенном в работах [6-9]. Для дискретизации разрешающих соотношений МГИУ в этом случае применяется подход метода граничных элементов (МГЭ) [10]. В результате, следуя [6-9], получаем систему разрешающих уравнений (рис. 1-3):

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{в контакте};$$

$$\sum_m C_{nm}^{\Sigma} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{вне зоны контакта.}$$
(1)

Здесь $p_m = p(x_m, y_m)$ – искомые узловые значения контактных давлений в узлах J_m , $h_n = h(x_n, y_n)$ – узловые значения первоначального зазора, а $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарное сближение контактирующих тел.

Коэффициенты матрицы влияния вычисляются как сумма

$$C_{nm}^{\Sigma} = C_{nm} + \lambda \delta_{nm}.$$
(2)

Здесь C_{nm} – коэффициенты влияния, характеризующие глобальную податливость контактирующих гладких тел исходя из их деформации как упругих полупространств, λ – локальная податливость, обусловленная наличием линейно упругого слоя, моделирующего шероховатость контактирующих поверхностей, а $\delta_{nm} = \{1, \text{ если } n = m; 0, \text{ если } m \neq n\}$ – символ Кронекера.

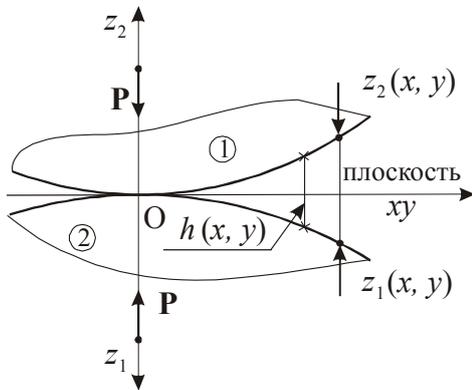


Рис. 1. Представление локального зазора между контактирующими телами

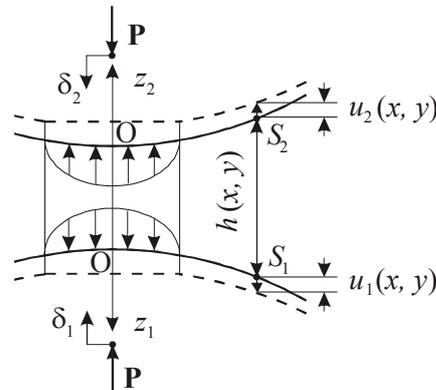


Рис. 2. Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия

В данном случае использовалась модель шероховатости винклеровского слоя [5]:

$$u \sim = \lambda p.$$
(3)

Здесь $u \sim$ – перемещение точек упругого слоя, λ – податливость слоя, а p – контактное давление.

Тогда, вводя в рассмотрение параметры L и θ , запишем:

$$L = \lambda / C_{nn}; \operatorname{tg} \theta = L, \quad (4)$$

где C_{nn} – диагональные члены матрицы податливости C гладкого тела при принятой схеме дискретизации (см. (1), (2) и рис. 1-3), можно, варьируя L и θ , анализировать получаемые распределения контактных давлений p . Для этого решается система соотношений (1), причем изменяемыми являются и L (или θ), и зазор между телами $h = h(x, y)$ (в дискретном варианте – набор h_n , см.

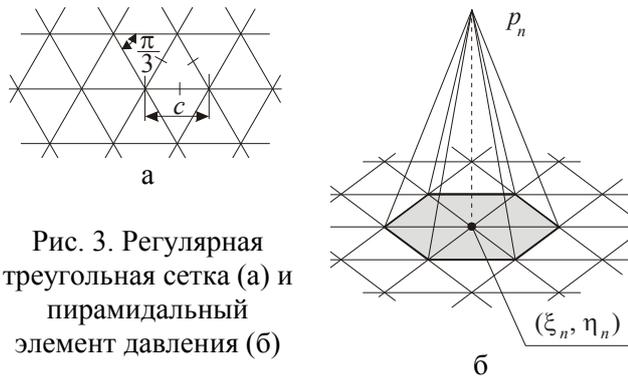


Рис. 3. Регулярная треугольная сетка (а) и пирамидальный элемент давления (б)

(1)). В результате варьирования этих параметров в процессе многовариантных расчетов можно установить параметрические семейства распределений контактных давлений

$$p = p(x, y, L, h) \text{ или } p = p(x, y, \theta, h). \quad (5)$$

Результаты решения частных задач. В соотношениях (5) присутствуют числовые параметры L и θ , а также распределенный параметр $h = h(x, y)$. Во многих практических случаях, однако, геометрическая форма поверхностей сложнопрофильных тел задается всего несколькими параметрами. Так, для гидрообъемных передач (ГОП) [6, 11] таковыми являются радиусы скругления беговой дорожки и ее ширина (рис. 4, 5).



Радиальная гидропередача ГОП-900 (ХКБМ)

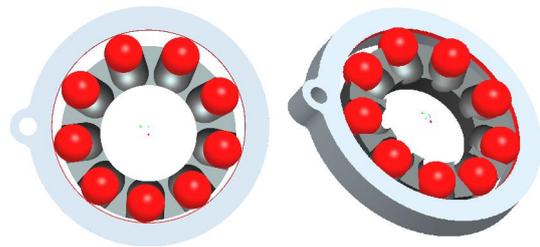
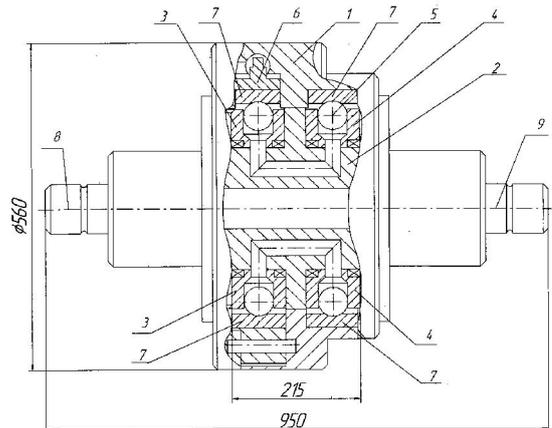


Рис. 4. Гидропередача ГОП-900 с шариковыми поршнями:
1 – корпус; 2 – блок цапфенных распределителей; 3 – блок цилиндров насоса (ротор); 4 – блок цилиндров гидромотора (ротор); 5 – шарик-поршень; 6 – статор насоса; 7 – обоймы (беговые дорожки) насоса и гидромотора; 8 и 9 – входной и выходной валы гидропередачи



Соответственно, можно, вводя, например, параметр, отражающий относительную разницу радиусов поршня и центральной части беговой дорожки $\chi = (R_t - R_p) / R_p$, где R_t – радиуса желоба, а R_p – радиус шарового поршня (см. рис. 5), провести анализ влияния физико-механических свойств поверхностного слоя, моделирующего шероховатость (за это отвечают параметры L и θ) и формы беговой дорожки (за это ответствен в (5) введенный

параметр χ) на распределение контактных давлений. Эта задача и была решена с использованием специализированного программно-модельного комплекса, реализующего разработанный в статье метод расчета.

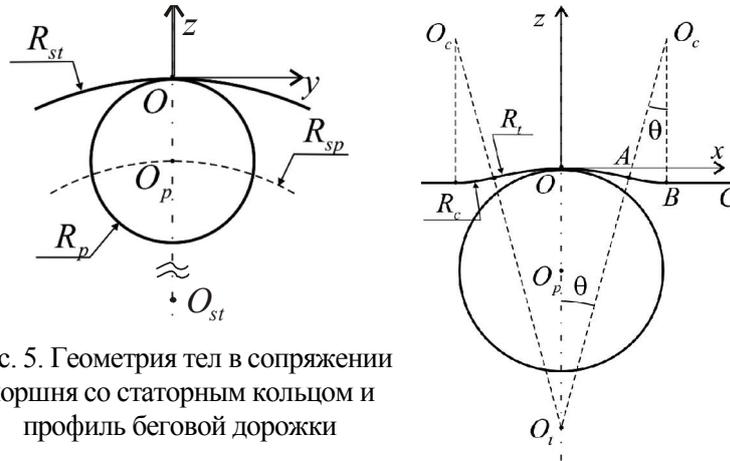


Рис. 5. Геометрия тел в сопряжении поршня со статорным кольцом и профиль беговой дорожки

На рис. 6 представлены характерные распределения контактных давлений, получаемые при варьировании θ в пределах от 0 до 1,55, χ – от -0,2 до 0,2. Результаты получены при значениях $R_p = 0.03175$ м – радиус поршня, $R_{sp} = 0.128$ м – радиус круговой траектории центра поршня, $R_{st} = 0.15975$ м – радиус статорного кольца, $R_{rot} = 0.145$ м – радиус корпуса ротора, $\delta = 0.012$ м – максимальный эксцентриситет; упругие постоянные материала поршня и статора: $E = 200$ ГПа – модуль упругости и $\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона; а также при силе прижатия шара к тору силой $P = 100$ кН. На рис. 7 – распределения контактных давлений вдоль большой оси пятна контакта при разных χ и варьируемом L .

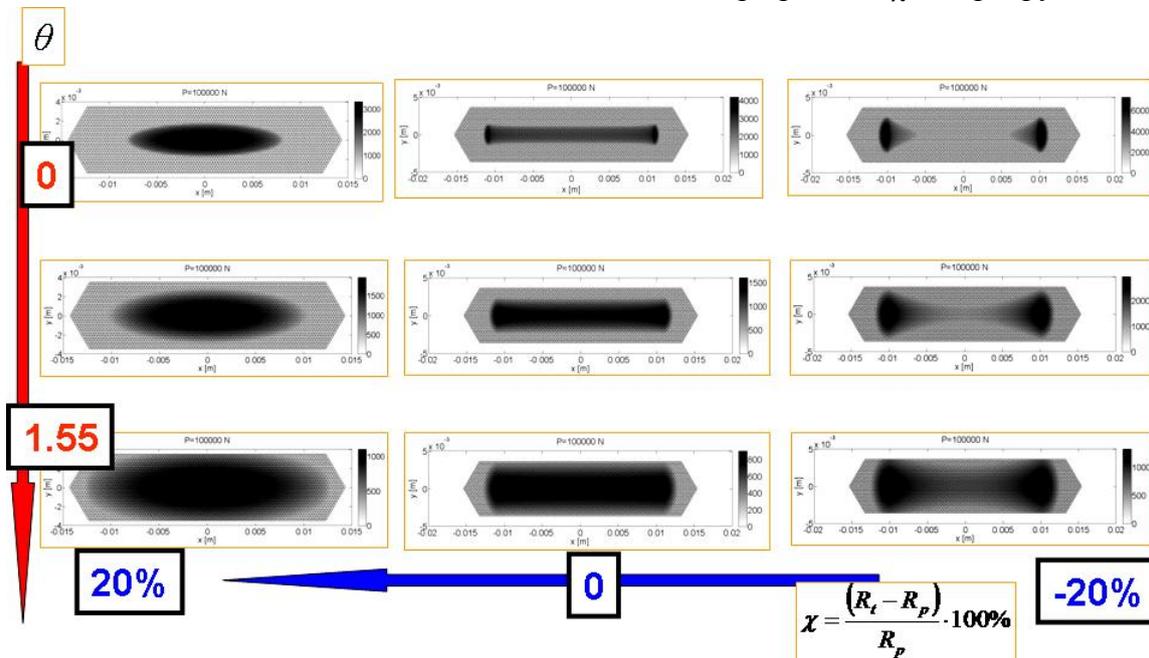


Рис. 6. Характерные распределения контактных давлений в сопряжении шарового поршня радиальной ГОП с тороидальной беговой дорожкой (см. рис. 4, 5)

Анализ результатов. Как видно из полученных результатов, распределение контактных давлений p , расположенное в левом верхнем углу мозаичной картины (см. рис. 6), практически совпадает с распределением, получаемым в модели Герца. Здесь $\theta = 0$, а

$\chi = 0,2$, и применима модель Герца. Получаем эллипсоидальное распределение $p(x, y)$.

С ростом θ характер распределения $p(x, y)$ изменяется, приближаясь к параболическому. При этом, однако, пятно контакта во многом напоминает эллипсовидное (в модели Герца – эллипс), хотя с ростом θ увеличивается, а, подходя к границам детали, приобретает вид прямоугольника со скругленными краями. Однако, как и в первом случае, максимум давлений – в центре пятна контакта, а на границе – давления обнуляются.

При уменьшении χ от 0,2 до -0,2 происходит постепенная трансформация овального пятна контакта в две изолированных каплевидных области, а, соответственно, видоизменяются и распределения контактных давлений. В частности, они приобретают форму двух шатров с максимумами в средней части двух каплевидных пятен контакта ближе к периферии контактирующих поверхностей.

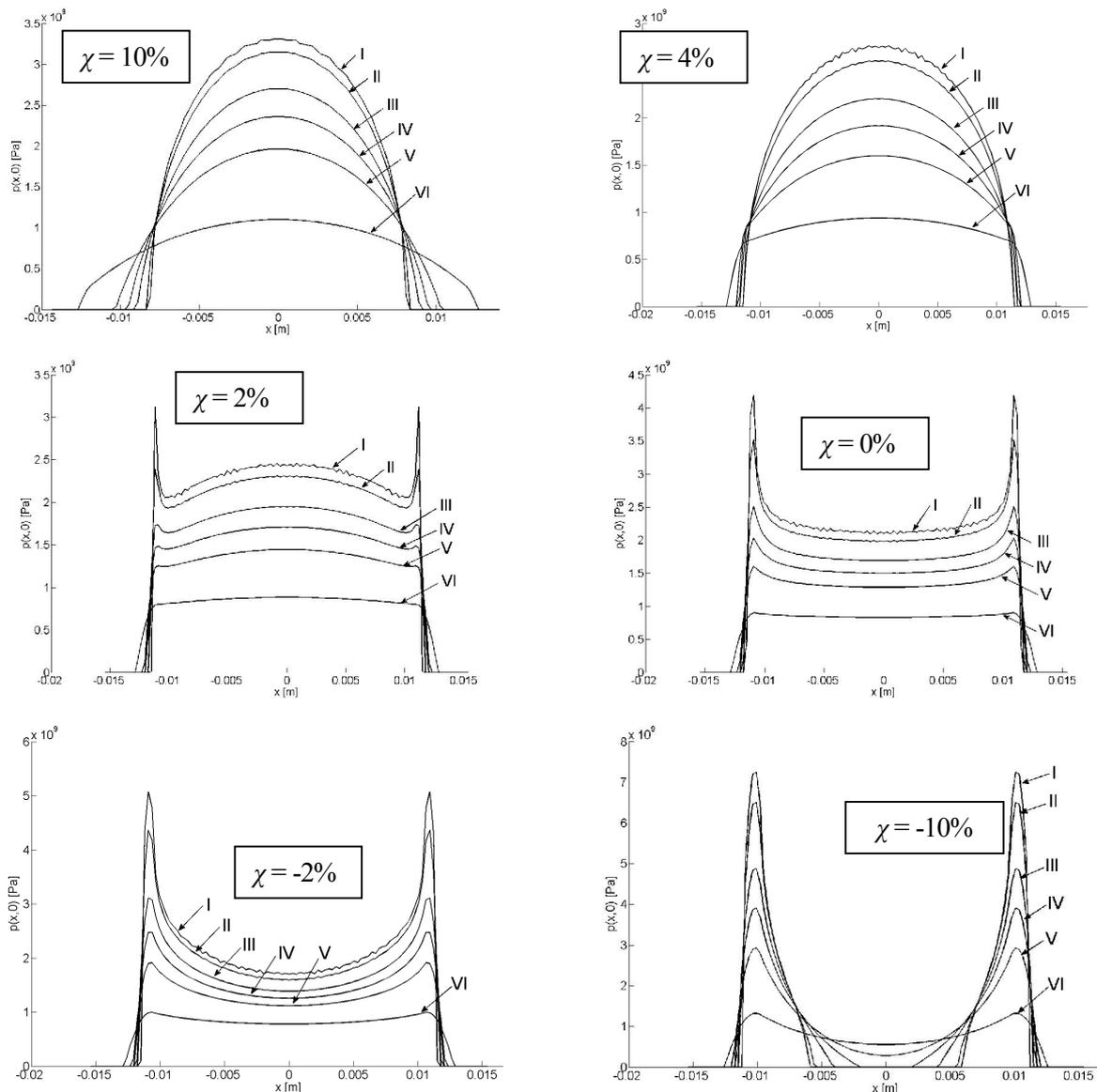


Рис. 7. Картины распределение контактных давлений для различных значений χ при варьировании параметра податливости L упругого слоя, имитирующего шероховатость контактирующих поверхностей поршня и статора ГОП:
I – $L = 0$; **II** – $L = 1$; **III** – $L = 5$; **IV** – $L = 10$; **V** – $L = 20$; **VI** – $L = 100$

При одновременном уменьшении θ и χ (на рис. 6 – вдоль диагонали слева вниз на-

право) контактное пятно из овального превращается в гантелеобразное, а, кроме максимума в центре, появляются и возрастают, становясь доминирующими, локальные максимумы на периферии.

Таким образом, можно заключить, что путем варьирования геометрической формы поверхности и физико-механических характеристик винклеровского слоя, моделирующего шероховатость этих контактирующих поверхностей, можно в широких диапазонах изменять уровень контактных давлений, а также форму контактных пятен и распределения давлений между сложнопрофильными телами.

Выводы.

1. В статье предложен метод расчета контактного взаимодействия сложнопрофильных тел с учетом влияния локальной податливости слоя шероховатости.

2. Анализ полученных распределений контактных давлений и формы контактных пятен показывает, что при изменении и формы сложнопрофильных тел, и свойств податливости винклеровского слоя, моделирующего шероховатость поверхностей контактирующих СПТ, они кардинально видоизменяются. При этом получаемые картины и характеристики оказываются не просто не совпадающими, а резко отличающимися от предсказываемых при использовании моделей Герца и ей подобных.

3. В получаемых при помощи предложенного варианта МГЭ распределениях контактных давлений отсутствуют резкие локальные нефизичные всплески, что отличает в положительном смысле применяемый численный метод дискретизации от других, например, метода конечных элементов.

Область применимости предложенного метода расчета достаточно широка, а точность – удовлетворительна, что дает возможность применять его в дальнейших исследованиях для анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел разнообразной формы и с различной шероховатостью контактирующих участков поверхностей.

Полученные результаты планируется в дальнейшем применить при проектных исследованиях широкого класса машиностроительных конструкций, содержащих шероховатые сложнопрофильные тела, находящиеся в условиях силового контакта.

Литература: 1. Hertz H. *Über die Berührung fester elastischer Körper* / H. Hertz // *J. Reine Angew. Math.* – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 2. Джонсон К. *Механика контактного взаимодействия* / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 3. Крагельский И.В. *Основы расчетов на трение и износ* / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, Камбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 576 с. 4. Демкин Н.Б. *Контактирование шероховатых поверхностей* / Н.Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 228 с. 5. Решетов Д.Н., Портман В.Т. *Точность металлорежущих станков* / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с. 6. Ткачук Н. Н. *Методы и модели для исследования контактного взаимодействия шарового поршня с беговой дорожкой в радиальной гидropередаче* / Н. Н. Ткачук // *Вестник НТУ „ХПИ“*. – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 2008. – Вып. 2. – С.159–166. 7. Ткачук Н.Н. *Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс... канд. техн. наук: спец. 05.02.09.* – Харьков, 2011. – 203 с. 8. *Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения* / Н.Н. Ткачук, И.Я. Мовшович, Н.А. Ткачук и др. // *КШП. ОМД.* – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 3 – С. 3-10. 9. *Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения* / Н.Н. Ткачук, И.Я. Мовшович, Н.А. Ткачук и др. // *КШП. ОМД.* – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 4 – С. 3-8. 10. Крауч С., Старфилд А. *Методы граничных элементов в механике твердого тела.* – М.: Мир, 1987. – 328 с. 11. Аврунин Г.А. *Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП–900: характеристики и технический уровень* / Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. // *Механіка та машинобудування.* – 2004. – №1. – С.14-21.

Bibliography (transliterated): 1. Hertz H. *Über die Berührung fester elastischer Körper* / H. Hertz // *J. Reine Angew. Math.* – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 2. Dzhonson K. *Механика контактного взаимодействия* / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 3. Kragelskiy I.V. *Osnovyi raschetov na trenie i iznos* / I.V. Kragelskiy, M.N. Dobyichin, Kambalov V.S. – М.: Mashinostroenie, 1977. – 576 с. 4. Demkin N.B. *Kontaktirovaniye sherohovatyih poverhnostey* / N.B. Demkin. – М.: Nauka, 1970. – 228 с. 5. Reshetov D.N., Portman V.T. *Tochnost metallovezhushchih stankov* / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – М.: Mashinostroenie, 1986. – 336 с. 6. Tkachuk N. N. *Metodyi i modeli dlya issledovaniya kontaktnogo vzaimodeystviya sha-rovogo porshnya s begovoy dorozhkoy v radialnoy gidroperedache* / N. N. Tkachuk // *Vestnik NTU „HPI”*. – Harkov: NTU „HPI”. – 2008. – Vyip. 2. – S.159–166. 7. Tkachuk N.N. *Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya slozhnoprofilnyih elementov mashinostroitelnyih konstruksiy s kinematicheski sopryazhennyimi poverhnostyami: diss... kand. tehn. nauk: spets. 05.02.09.* –Harkov, 2011. – 203 с. 8. *Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i sherohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya* / N.N. Tkachuk, I.Ya. Movshovich, N.A. Tkachuk i dr. // *KShP. OMD.* – М.: ООО „Tiso Print”, 2014. – # 3 – S. 3-10. 9. *Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i sherohovatyih tel metodom granichnyih elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya* / N.N. Tkachuk, I.Ya. Movshovich, N.A. Tkachuk i dr. // *KShP. OMD.* – М.: ООО „Tiso Print”, 2014. – # 4 – S. 3-8. 10. Krauch S., Starfeld A. *Metodyi granichnyih elementov v mehanike tverdogo tela.* – М.: Mir, 1987. – 328 с. 11. Avrunin G.A. *Ob'emnaya gidroperedacha s sharikovymi porshnyami GOP-900: harakteristiki i tehniceskij uroven* / Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V. // *Mehanika ta mashinobuduvannya.* – 2004. – #1. – S.14-21.

Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук А.В., Литвиненко А.В., Крюков С.Д., Богач А.С.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ НА КОНТАКТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В СОПРЯЖЕНИИ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ

В статье для определения распределения контактного давления между сложнопрофильными телами предлагается использовать метод граничных элементов. Влияние шероховатости поверхностей контактирующих тел моделируется с помощью винклеровского слоя. Установлены закономерности распределения контактного давления в зависимости от распределения зазора между телами и податливости винклеровского слоя.

Ткачук М.М., Скрипченко Н.Б., Ткачук Г.В., Литвиненко О.В., Крюков С.Д., Богач А.С.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ШОРСТКОСТІ НА КОНТАКТНИЙ ТИСК У СПРЯЖЕННІ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ТІЛ

У статті для визначення розподілу контактного тиску між складнопрофільними тілами пропонується використовувати метод граничних елементів. Вплив шорсткості поверхонь контактуючих тіл моделюється за допомогою вінклеровського шару. Установлені закономірності розподілу контактного тиску залежно від розподілу міжтілового зазору та податливості вінклеровського шару.

Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk A.V., Litvinenko O.V., Krukov S.D., Bogach A.S.

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF ROUGHNESS ON CONTACT PRESSURE BETWEEN COMPLEX-SHAPED BODIES

In this paper boundary element method is proposed for the analysis of pressure distribution in the contact of complex-shaped bodies. The effect of surface roughness is modelled by Winkler elastic layer. The character of the contact pressure distribution is determined with respect to the gap geometry and the compliance of the Winkler layer.

НЕЛИНЕЙНЫЕ ЯВЛЕНИЯ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ В СИСТЕМАХ С МАГНИТНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ

Введение. Работа роторных машин (турбогенераторов, центробежных компрессоров, турбодетандеров, детандер-компрессорных агрегатов) сопровождается вибрацией, которая при достижении определенного уровня может привести к выходу из строя как самой машины в целом, так и ее конструктивных элементов: корпуса, вала, опор. Одной из причин повышенных вибраций является работа ротора на резонансных режимах, прямо связанных с критическими скоростями вращения. Снижение уровня вибраций обеспечивается использованием эффекта самоцентрирования ротора [1] уменьшением значения первой критической скорости вращения и обеспечением безопасного перехода через критические скорости в диапазоне до максимальных рабочих скоростей вращения [2]. Это достигается за счет уменьшения жесткости динамической системы «ротор – опоры», установкой ротора в упруго-демпферные опоры с заданными жесткостью и демпфирующими свойствами [2]. Одним из самых перспективных в настоящий момент видов упругих опор являются магнитные подшипники (МП) [3-4], которые характеризуются рядом преимуществ: отсутствием смазочных систем; сокращением потерь на трение [4]. Но при использовании этого вида опор кроме опасных режимов работы на критических скоростях возможно возникновение других резонансных режимов из-за нелинейной взаимосвязи механических величин, таких как перемещения и восстанавливающие силы в МП ввиду магнитной или электромагнитной природы последних.

1. Постановка задачи. К наиболее часто применяемым типам магнитных подшипников относятся активные магнитные подшипники (АМП) и пассивные магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ) [4]. АМП являются управляемыми электромеханическими устройствами, в которых стабилизация положения ротора реализуется силами магнитного притяжения, что позволяет гибко варьировать характеристики опор за счет подбора вида и параметров закона управления токами в обмотках электромагнитов. МППМ не нуждаются в источниках электроэнергии, им не нужна система автоматического регулирования, которая составляет основную часть стоимости АМП, но они имеют относительно низкую жесткость, которая не может изменяться. Конструктивно МППМ выполняются с использованием двух или более магнитных колец с осевой или радиальной намагниченностью, а стабилизация положения ротора осуществляется силами магнитного притяжения или отталкивания. Кроме того возможна реализация полного магнитного подвеса ротора с одновременным применением МППМ и АМП, как показано на рис. 1. Такая схема наиболее перспективна для опирания высокоскоростных роторов, например, детандер-компрессорных агрегатов.

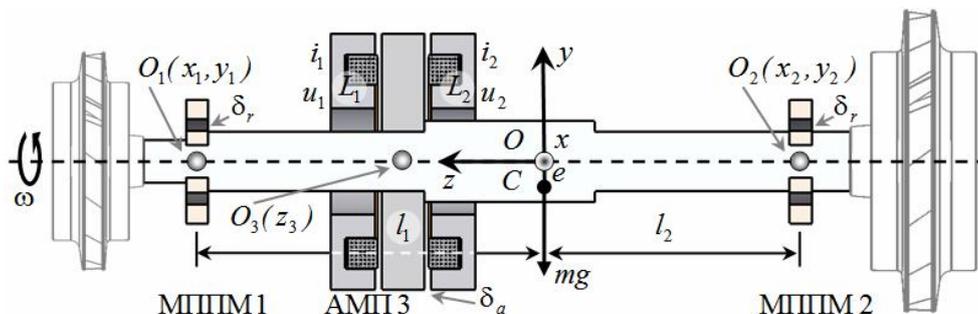


Рис. 1. Схема полного магнитного подвеса ротора турбодетандера

К целям данной работы относится обнаружение особенностей колебательных явлений, обусловленных нелинейной взаимосвязанностью электрических, магнитных и механических процессов в роторных системах с магнитными подшипниками разных типов. Решение этих задач позволит повысить достоверность прогнозирования вибрационного состояния роторных машин с МП с целью исключения повышенных вибраций и оценки опасности каждой критической скорости вращения или любого другого возможного резонансного режима. Для анализа динамического поведения жестких роторов в одном из наиболее рациональных вариантов полного магнитного подвеса, представленного на рис. 1, предлагается использовать аналитическую модель, предложенную в [5]. Кроме того, одной из целей является выявление преимуществ, связанных с применением этой математической модели по сравнению с другими для корректного описания динамики роторов при возможном возникновении супер- и субгармонических, комбинационных, хаотических и других нелинейных колебаний.

2. Объект исследований. На рис. 2а представлена лабораторная установка, реализующая полный магнитный подвес ротора, представленный на рис. 1, с двумя радиальными МППКМ 1,2 и одним осевым АМП 3 двустороннего действия с двумя обмотками $L_{1,2}$. Она включает в себя основание (1) с четырьмя стойками (2 и 3) для крепления неподвижных колец радиальных МППМ (4) и статоров осевого АМП (5), а также сам ротор из дюралюминия (6), на котором размещены диск осевого АМП (7) из ферромагнитного материала, кольцевые постоянные магниты с осевой намагниченностью радиальных МППМ, обеспечивающие самоцентрирование в радиальном направлении за счет сил отталкивания, и диск (8) системы регистрации (измерения). Силовые характеристики восстанавливающих сил в МППМ носят нелинейный характер (близкий к кубическому) по отношению к радиальным смещениям роторных магнитов [6]. На основании размещен блок управления осевым АМП (9) и электродвигатель (10), а на стойках радиальных МППМ – оптические датчики системы измерения осевого положения ротора (11). Статоры осевого АМП выполнены из стали, каждый с двумя полюсами – внутренним и внешним. Между полюсами статоров АМП в цилиндрических пазах размещены обмотки управления. Стабилизация положения ротора в осевом направлении осуществляется силами магнитного притяжения, а его устойчивость обеспечивается СУ с отрицательной обратной связью, реализующей принятый алгоритм управления, то есть алгоритм изменения управляющих напряжений $u_{1,2}$ [7]. Они подаются на обмотки АМП 3 в зависимости от положения ротора, которое определяется с помощью оптических датчиков. При центральном положении ротора, с которым связана неподвижная правая декартова система координат Ox_1y_2 (см. рис. 1), центры масс подвижных и неподвижных магнитов совпадают, а диск находится посередине между статорами.

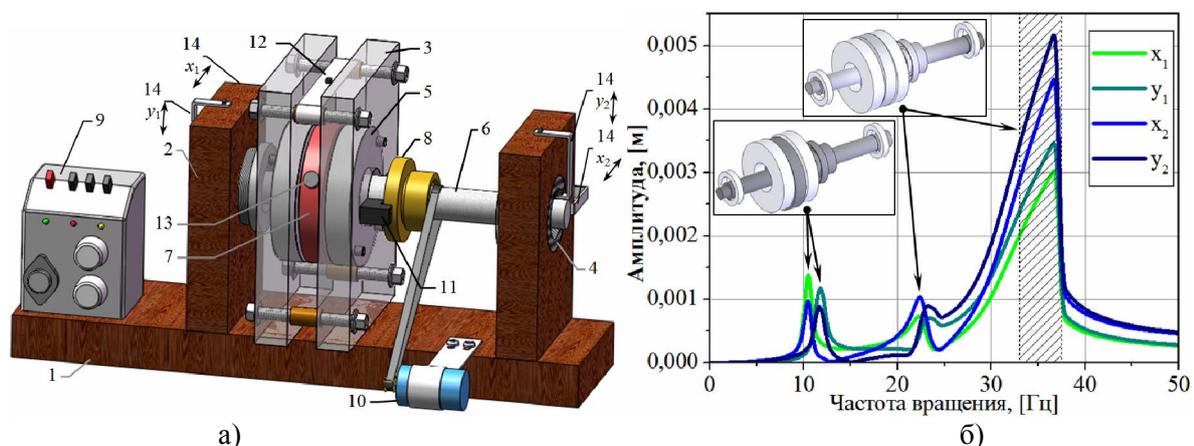


Рис. 2. Полная геометрическая модель лабораторной установки ротора в МП и экспериментально полученная амплитудно-частотная характеристика ротора

На данной установке были проведены экспериментальные исследования по изучению динамики модельного ротора при изменении угловой скорости вращения в диапазоне от 0 до 3000 об/мин. Для измерения частоты вращения ротора в системе используется датчик Холла (12), который выдает импульсы напряжения с частотой, пропорциональной скорости вращения ротора. Управляющим элементом является магнитная метка на диске осевого АМП. Определение горизонтальных (x_1 и x_2) и вертикальных (y_1 и y_2) отклонений центров опорных участков ротора в МППМ основано на измерении величины напряженности магнитного поля в зазорах этих подшипников с помощью датчиков Холла (14). Результатом серии экспериментов является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), которая представлена на рис. 2б. Она позволяет оценить наличие резонансных режимов в исследуемой области и вид движения ротора, соответствующего различным значениям частоты вращения. Так, обнаружено: раздвоение и первого ($\sim 10,5$ и ~ 12 Гц), и второго ($\sim 22,5$ и ~ 33 Гц) резонансов вследствие неодинаковой жесткости МППМ в горизонтальном и вертикальном направлениях (анизотропия опор) из-за разных положений статического равновесия ($x_{1ст}=x_{2ст}=0$, $y_{1ст}$ и $y_{2ст}\neq 0$) относительно центров подшипников, возникающих при действии силы тяжести; прямая ($\sim 10,5$ Гц) и обратная (~ 12 Гц) цилиндрические прецессии, а также прямая ($\sim 22,5$ Гц) и обратная (~ 35 Гц) конические прецессии (на рис. 2б показаны формы колебаний, соответствующие этим движениям); срыв колебаний с переходом с одного устойчивого режима на другой устойчивый режим (на рис. 2б заштрихованная область). Кроме того анализ результатов позволил выявить в системе, наряду с гармоническими колебаниями с частотой возбуждения (вращения), суб- и супергармонические колебаний, кратные суб- и суперрезонансы, а также обнаружить связь между радиальными и осевыми колебаниями. Более подробное описание этих результатов приведено в [8].

3. Математическое моделирование. Аналитическая нелинейная модель динамики жесткого ротора модельной установки с МП различных типов базируется на предложенном ранее в работах [5, 8] общем подходе. Она основана на дифференциальных уравнениях Лагранжа-Максвелла в форме Рауса относительно двух групп переменных – обобщенных координат x_1, \dots, z_3 (перемещений центров опорных участков ротора O_1, O_2, O_3) и потокосцеплений Ψ_{c1}, Ψ_{c2} (полных магнитных потоков через контуры катушек) (рис. 1). Примем, что все обобщенные координаты перемещения ротора x_1, \dots, z_3 , параметры неуравновешенности e_1, e_2 (линейные) и γ_1, γ_2 (угловые), а также зазоры в МП – δ_r (радиальный в МППМ), δ_a (осевой в АМП) – имеют одинаковый порядок малости. Тогда, учитывая это предположение о малости обобщенных координат и их производных, нелинейные слагаемые уравнений движения можно считать малыми по сравнению с линейными членами [8]. Исключая из рассмотрения слагаемые уравнений движения, порядок малости которых выше третьего, приходим к полностью связанной системе семи нелинейных дифференциальных уравнений (СДУ), описывающих динамику рассматриваемой электромагнитомеханической системы [5]:

$$\begin{cases} m_{11}\ddot{x}_1 + m_{12}\ddot{x}_2 + j(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + f_{x1}'' + f_{x1}''' + b_{x1}\dot{x}_1 = -F_{Mx}(x_1, y_1) + Q_{x1} + H_{x1}(t); \\ m_{22}\ddot{x}_2 + m_{12}\ddot{x}_1 - j(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + f_{x2}'' + f_{x2}''' + b_{x2}\dot{x}_2 = -F_{My}(x_1, y_1) + Q_{x2} + H_{x2}(t); \\ m_{11}\ddot{y}_1 + m_{12}\ddot{y}_2 - j(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f_{y1}'' + f_{y1}''' + b_{y1}\dot{y}_1 = -F_{Mx}(x_2, y_2) + Q_{y1} + H_{y1}(t); \\ m_{22}\ddot{y}_2 + m_{12}\ddot{y}_1 + j(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f_{y2}'' + f_{y2}''' + b_{y2}\dot{y}_2 = -F_{My}(x_2, y_2) + Q_{y2} + H_{y2}(t); \\ m\ddot{z}_3 + f_{z3}'' + f_{z3}''' + b_{z3}\dot{z}_3 = -F_{Mz}(x_1, y_1, z_1) - F_{Mz}(x_2, y_2, z_2) - \frac{\partial W}{\partial z_3} + Q_{z3} + H_{z3}(t); \\ \dot{\Psi}_{c1} + r_{c1} \frac{\partial W}{\partial \Psi_{c1}} = u_{c1}(x_1, y_1, x_2, y_2, z_3); \quad \dot{\Psi}_{c2} + r_{c2} \frac{\partial W}{\partial \Psi_{c2}} = u_{c2}(x_1, y_1, x_2, y_2, z_3); \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса ротора; m_{ks}, j – инерционные и гироскопические коэффициенты; b_{x_1, \dots, z_3} – коэффициенты вязкости; f'' и $f'''(x_1, \dots, z_3)$ – нелинейные слагаемые уравнений движения, обусловленные силами инерции и потенциального поля второго и третьего порядка по отношению к обобщенным координатам и их производным по времени, т.е. порядка, сравнимого с порядком зависимостей магнитных сил в МППМ 1,2 $F_{Mx}(x,y), F_{My}(x,y), F_{Mz}(x,y,z)$ [6]; Q_{x_1, \dots, z_3} – другие обобщенные силы, в частности, сила тяжести; $H_{x_1, \dots, z_3}(t)$ – внешние гармонические возмущающие силы, вызванные линейной и угловой неуравновешенностями; ω – угловая скорость ротора; $r_{c1,2}$ – активные сопротивления в цепях обмоток АМП 3 (рис. 1); $W=W(x_1, \dots, z_3, \Psi_{c1}, \Psi_{c2})$ – магнитная энергия в АМП 3.

Выражения в уравнениях (1) внешних возмущающих сил, вызванных неуравновешенностью, а также инерционных и гироскопических коэффициентов имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{11}=(ml_2^2+J_1)/l^2; m_{12}=(ml_1l_2-J_1)/l^2; m_{22}=(ml_1^2+J_1)/l^2; j=\omega J_3/l^2; \\ H_{x1}(t)=M_{11}E_x+J\Gamma_x; H_{x2}(t)=M_{22}E_x-J\Gamma_x; \\ H_{y1}(t)=M_{11}E_y-J\Gamma_y; H_{y2}(t)=M_{22}E_y+J\Gamma_y; \\ E_x=e_1 \cos(\omega t)-e_2 \sin(\omega t); E_y=e_1 \sin(\omega t)+e_2 \cos(\omega t); \\ \Gamma_x=\gamma_1 \sin(\omega t)+\gamma_2 \cos(\omega t); \Gamma_y=\gamma_1 \cos(\omega t)-\gamma_2 \sin(\omega t); \\ M_{11}=ml_2\omega^2/l; M_{22}=ml_1\omega^2/l; J=\omega^2(J_1-J_3)/l. \end{array} \right. \quad (2)$$

Слагаемые второго порядка в уравнениях движения в (1) равны:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{x1}''=-m\ddot{z}_3E_x/l; f_{x2}''=m\ddot{z}_3E_x/l; f_{y1}''=-m\ddot{z}_3E_y/l; f_{y2}''=m\ddot{z}_3E_y/l; \\ f_{z3}''=m\left[\left(\ddot{x}_2-\ddot{x}_1\right)-\omega^2\left(x_2-x_1\right)+2\omega\left(\dot{y}_2-\dot{y}_1\right)\right]E_x+ \\ \quad +\left[\left(\ddot{y}_2-\ddot{y}_1\right)-\omega^2\left(y_2-y_1\right)-2\omega\left(\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)\right]E_y/l. \end{array} \right. \quad (3)$$

Нелинейные слагаемые третьего порядка ввиду громоздкости записей здесь не приводятся (они даны в [9]), однако именно в них проявляется полная взаимосвязь между всеми обобщенными координатами посредством членов, не зависящих от параметров неуравновешенности.

Выражение для магнитной энергии W для связи между потокоцеплениями $\Psi_{c1,2}$ и токами $i_{1,2}$ (рис. 1) получено на основе рассмотрения эквивалентных схем замещения электромагнитной цепи АМП 3 и схематизации путей магнитных потоков [5]:

$$W=\frac{1}{2}\left[\left(R_{mcs1}+R_{g1}+R_{g2}\right)\frac{\Psi_{c1}^2}{w_1^2}+\left(R_{mcs2}+R_{g3}+R_{g4}\right)\frac{\Psi_{c2}^2}{w_2^2}+R_{mcr}\left(\frac{\Psi_{c1}}{w_1}+\frac{\Psi_{c2}}{w_2}\right)^2\right] \quad (4)$$

где R_{mcs1}, R_{mcs2} и R_{mcr} – магнитные сопротивления стальных магнитопроводов первого и второго статоров и ротора; $R_{g1}=R_{g1}(x_1, \dots, z_3), R_{g2}=R_{g2}(x_1, \dots, z_3)$ и $R_{g3}=R_{g3}(x_1, \dots, z_3), R_{g4}=R_{g4}(x_1, \dots, z_3)$ – магнитные сопротивления воздушных зазоров между полюсами статоров и ротором соответственно; w_1 и w_2 – количество витков в обмотках АМП.

4. Результаты решения задачи о вынужденных нелинейных колебаниях. Исследуемая система – это ротор массой 2,5 кг в полном магнитном подвесе (рис. 1).

Основные параметры имеют такие значения: $l_1=0,106$ м, $l_2=0,176$ м, $J_1=0,0107$ кг·м², $J_3=0,0034$ кг·м², $\delta_r=5,5 \cdot 10^{-3}$ м, $\delta_a=3 \cdot 10^{-3}$ м, $\gamma=0,003$ рад, $e=6 \cdot 10^{-5}$ м и $b_{x1,\dots,z3}=2,325$ кг/с.

Для предварительной оценки возможных в системе резонансных режимов, а также для проверки адекватности математической модели были выполнены расчеты собственных частот и форм колебаний невращающегося жесткого ротора в МП, которые представлены на рис. 3а. Эти расчеты выполнялись с использованием линеаризованной системы уравнений без учета демпфирования. Их результаты приведены в таблице 1. Уточнение значений критических скоростей выполнялось с помощью Кэмпбелл-диаграммы, представленной на рис. 3б. Сравнительный анализ критических скоростей (табл. 1), определенных без и с учетом зависимости от ω , показал, что наибольшее влияние этот учет оказывает на критические частоты, соответствующие конической прецессии ротора (рис. 3б). Кроме того, на рис. 3б штрихпунктирными линиями показаны не только критические скорости, при которых ротор совершает колебания с основной частотой (вращения), но и другие резонансные режимы с кратными частотами. А в табл. 1 даны значения резонансных частот с целью их сравнения с экспериментальными данными. Так, видно, что значения этих частот отличаются не более чем на 1,5%, что подтверждает корректность используемой математической модели.

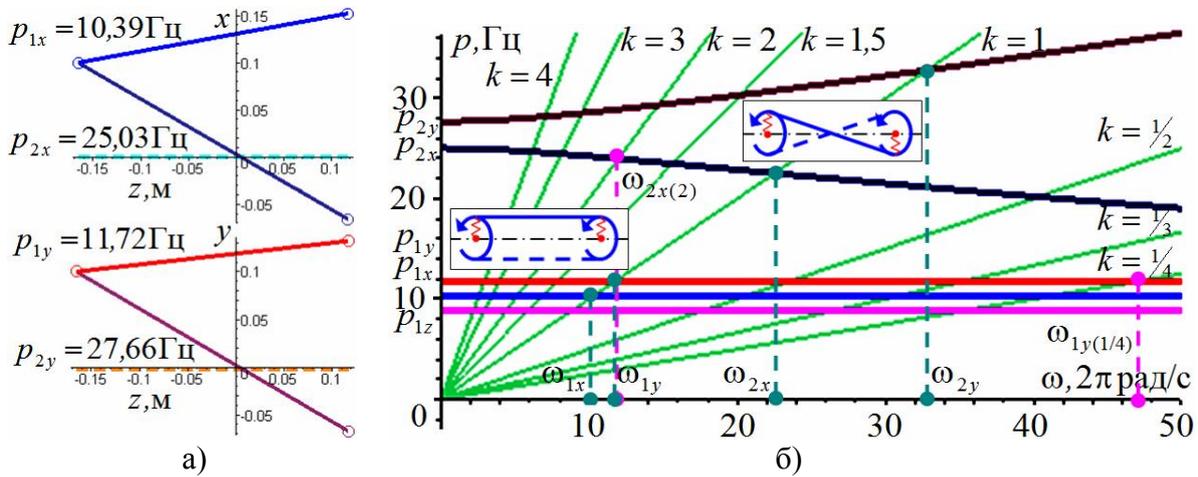


Рис. 3. Собственные частоты и формы невращающегося ротора (а) и резонансная диаграмма Кэмпбелла (б)

Таблица 1.

Собственные частоты, критические скорости и резонансные режимы ротора

Расчетные исследования				Эксперимент [8]
Собственная частота, Гц	Критическая скорость, 2π рад/с	Критическая скорость при $p=p(\omega)$, 2π рад/с	Резонансные частоты, 2π рад/с	Резонансные частоты, 2π рад/с
$p_{1z}=8,87$	$\omega_{1z}=8,87$	$\omega_{1z}=8,90$	$\omega_{1z}=8,9$	$\omega_{1z}=9,0$
$p_{1x}=10,39$	$\omega_{1x}=10,39$	$\omega_{1x}=10,36$	$\omega_{1x}=10,4$	$\omega_{1x}=10,5$
$p_{1y}=11,72$	$\omega_{1y}=11,72$	$\omega_{1y}=11,71$	$\omega_{1y}=11,7$	$\omega_{1y}=11,9$
$p_{2x}=25,03$	$\omega_{2x}=25,03$	$\omega_{2x}=22,50$	$\omega_{2x}=22,5$	$\omega_{2x}=22,5$
$p_{2y}=27,66$	$\omega_{2y}=27,66$	$\omega_{2y}=32,80$	$\omega_{2y}=37,0$ (срыв)	$\omega_{2y}=37,5$ (срыв)
-	-	$\omega_{2x(2)}=11,81$	$\omega_{2x(2)}=11,8$	$\omega_{2x(2)}=12,0$
-	-	$\omega_{1y(1/4)}=47,10$	$\omega_{1y(1/4)}=48,5$	$\omega_{1y(1/4)}=48,5$

Анализ вынужденных колебаний ротора, вызванных динамической неуравновешенностью, выполнялся путем решения нелинейной СДУ (1) численно методом Рунге-Кутты 7-8 порядков для фиксированных значений угловой скорости. При этом с помо-

щью специального подхода была обеспечена высокая сходимость решения. Результаты расчетных исследований вынужденных колебаний – это решения на стационарных участках для обобщенных координат x_1, y_1, x_2, y_2, z_3 в диапазоне угловой скорости $0-100\pi$ рад/с. Они представляют собой графики зависимостей обобщенных координат от времени (зависимости $y_{1,2}$ и $x_{1,2}$ от t). На рис. 4 эти графики приведены для первых двух резонансных частот, на которых ротор совершает движение типа прямой и обратной цилиндрических прецессий, о чем можно судить по представленным здесь же траекториям движения центров опорных участков радиальных МППМ (зависимости $y_{1,2}$ от $x_{1,2}$ при согласованном t). Эти частоты получаются вследствие раздвоения первого резонанса из-за анизотропии опор. Анализ таких сигналов с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ) сначала позволяет получить спектры перемещений, соответствующие каждой из частот, на которых выполнялось решение СДУ, а потом выполнить графическое отображение результатов порядкового анализа путем сочленения этих двумерных спектров в трехмерные. На рис. 4 они представлены в виде спектрограмм обобщенных координат, где: f – частота спектра, ω – угловая скорость (частота вращения), A – амплитуда соответствующей обобщенной координаты. Их анализ позволяет обнаружить наличие в системе таких нелинейных явлений как суб- и супергармонические колебания с частотами, кратными основной частоте возбуждения (вращения).

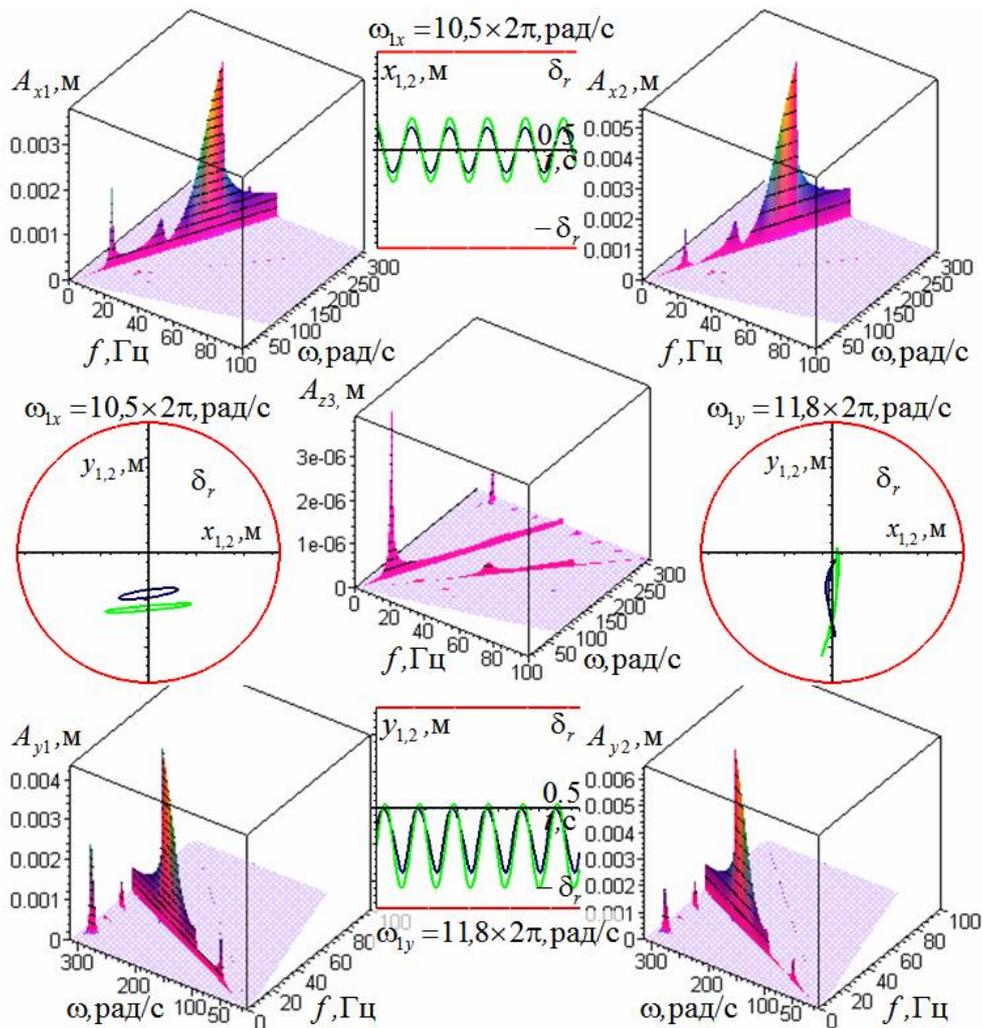


Рис. 4. Результаты порядкового анализа виброграмм движения ротора в направлениях обобщенных координат в диапазоне частоты вращения $0-50$ Гц ($0-100\pi$ рад/с) с разложением на гармоники с помощью БПФ

Более подробное изучение этих колебаний может быть выполнено с помощью рассмотрения зависимостей амплитуд гармоник A , полученных с помощью БПФ, от угловой частоты вынуждающей силы ω_0 , вызванной собственной неуравновешенностью ротора (эта частота соотносится с угловой скоростью ротора как $\omega_0 = \omega$). Они представлены на рис. 5, где приняты обозначения: $A_{(1)}$ – амплитуды первых гармоник, $A_{(1/n)}$ – суб- и $A_{(n)}$ – супергармоник (рис. 5а,в и б,г соответственно), а число в скобках – кратность частоты гармоники основной частоте ω_0 , причем пунктирными линиями показаны скелетные кривые. Приведенные на рис. 5 характеристики, иллюстрирующие динамическое поведение ротора в исследуемом диапазоне, по сути, являются проекциями трехмерных спектров на координатные плоскости $O\omega A$. При этом зависимость амплитуды первой гармоники вынужденных колебаний $A_{(1)}$ от частоты гармонической вынуждающей силы является амплитудно-частотной характеристикой, а графическое изображение этой зависимости (рис. 5) – резонансной кривой.

Выявлено, что первый резонансный режим (ω_{1z}) отвечает осевым колебаниям (рис. 5в).

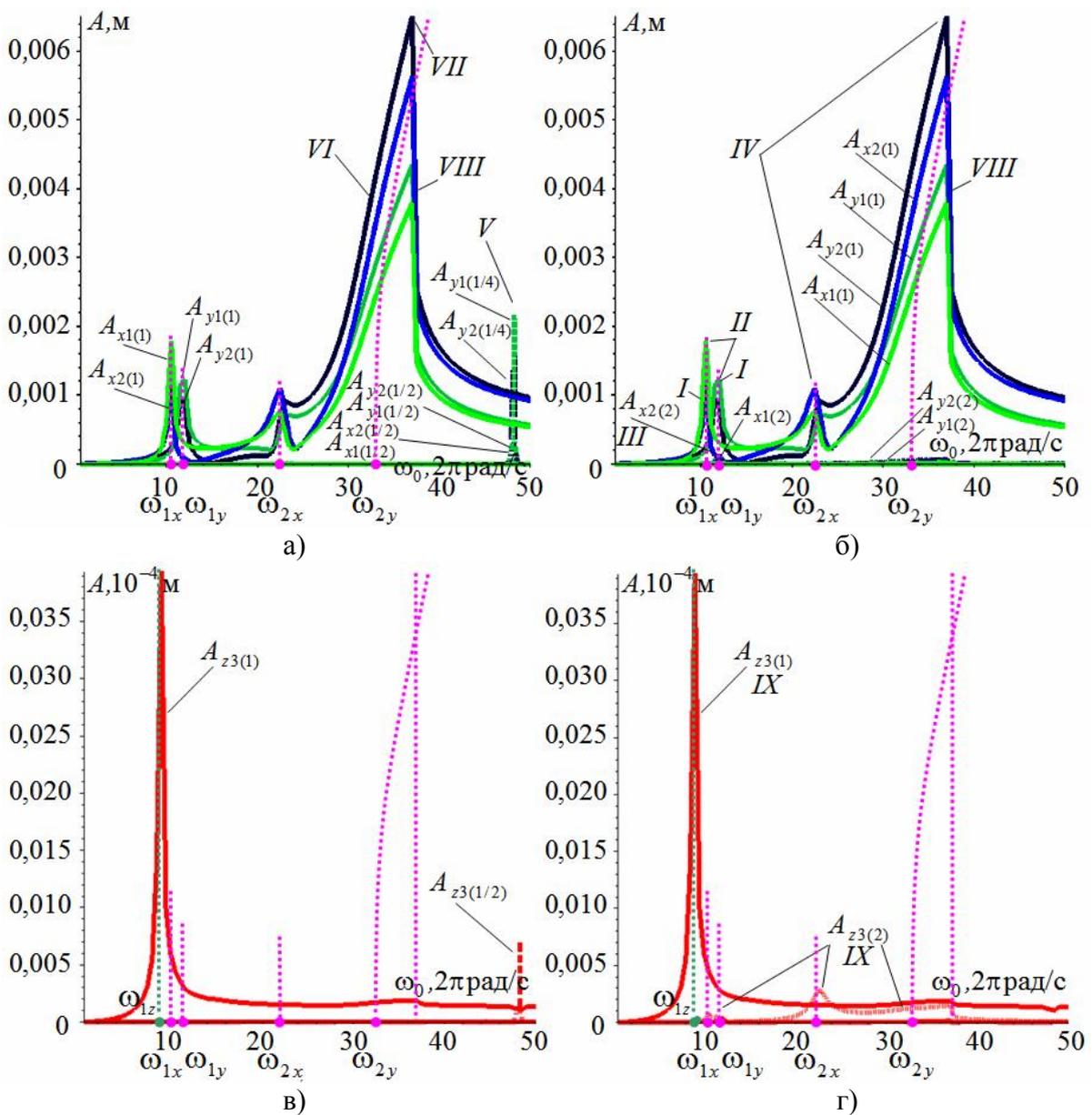


Рис. 5. Зависимости амплитуд основной, суб- и супергармоник от частоты вынуждающей силы: а, б) x_1, y_1, x_2, y_2 ; в, г) z_3

Далее при анализе данных результатов обнаружено: супергармонические колебания в области второго резонансного режима (*I*); раздвоение второго резонанса вследствие анизотропии жесткости МППМ в горизонтальном и вертикальном направлениях, причем при $\omega < \omega_{1x}$ и $\omega > \omega_{1y}$ ротор совершает движение типа прямой, а в диапазоне между этими критическими скоростями $\omega_{1x} < \omega < \omega_{1y}$ – типа обратной цилиндрической прецессий (рис. 3б) (*II*); суперрезонансные колебания $\omega_{2x(2)}$, которые совпадают и с внутренним резонансом $\omega_{2x(2)} = \omega_{1y}$ (рис. 3б) (*III*); раздвоение третьего резонанса вследствие анизотропии жесткости МППМ, причем при $\omega < \omega_{2x}$ и $\omega > \omega_{2y}$ ротор совершает движение типа прямой, а в диапазоне между этими критическими скоростями $\omega_{2x} < \omega < \omega_{2y}$ – типа обратной конической прецессий (рис. 3б) (*IV*); субрезонансные колебания $\omega_{1y(1/4)}$, которые усиливаются внутренним резонансом $\omega_{1y(1/4)} = 4\omega_{1y} = 4\omega_{2x(2)}$ (рис. 3б, 5а,б), причем эти субгармонические колебания возникают при относительно больших частотах возбуждения, а их амплитуды значительно превосходят амплитуды первой гармоники (*V*) [10, с. 31]; вид резонансных кривых в области третьего резонансного режима (ω_{2x} , ω_{2y}) характерен системам с жесткими характеристиками восстанавливающей силы, что справедливо для МППМ (*VI*); третий резонансный режим более опасен, чем второй, так как сопровождается значительным увеличением амплитуд из-за того, что при движении типа конической прецессии (угловых колебаниях) нарушается плоскопараллельность зазоров в осевом АМП, что приводит к возникновению момента, совпадающего по направлению с угловым отклонением ротора (*VII*); в области частот, в которых возможны два устойчивых режима вынужденных колебаний с двумя различными амплитудами наблюдается срыв колебаний (*VIII*); основные и супергармонические резонансные колебания в осевом направлении возбуждаются нагрузкой, действующей в радиальном направлении (собственной неуравновешенностью ротора), причем пики суперрезонансных осевых колебаний совпадают с пиками основных радиальных колебаний (рис. 5в,г и а,б), что является следствием учета взаимосвязи между радиальными и осевой обобщенными координатами посредством нелинейных членов уравнений движения (1) (*IX*). Причем, следует отметить, что в силу жесткой силовой характеристики максимум амплитуд при некоторых резонансах ($\omega_{1y(1/4)}$, ω_{2y}) на АЧХ сдвигается вправо по отношению к критическому значению, определенному по диаграмме Кэмбелла (см. табл. 1).

Эти же резонансные режимы и явления были обнаружены в системе и при проведении экспериментальных исследований [8], а об адекватности математической модели, представляющей собой систему нелинейных полностью связанных между собой посредством обобщенных механических координат x_1, \dots, z_3 и потокосцеплений Ψ_{c1} , Ψ_{c2} с учетом закона управления – напряжений $u_{1,2}$, также зависящих от x_1, \dots, z_3 , можно судить по результатам сравнения расчетных данных (рис. 5) с экспериментально полученными АЧХ (рис. 2б) и зависимостями от частоты вынуждающей силы амплитуд гармоник, отличных от первой [8]. Так, сравнительный анализ результатов позволил установить тождественность как по качественному отображению происходящих в системе процессов, так и по количественному определению их параметров – по амплитудам отличие не превышает 2-3%, а по значениям резонансных частот – 0,2-0,5%.

Оценка динамического поведения ротора на нерезонансных, около резонансных и резонансных режимах может быть выполнена при рассмотрении графиков, характеризующих движение ротора при соответствующих частотах вращения, представленных на рисунках 6 и 7. Здесь для радиальных МППМ 1,2 даны виброграммы установившегося движения центров опорных участков ротора в зазорах в вертикальном $y_{1,2}(t)$ и горизонтальном $x_{1,2}(t)$ направлениях с учетом положений статического равновесия от действия силы тяжести и траектории движения в зазорах $y_{1,2}(x_{1,2})$, а для осевого АМП 3 представлен график движения в зазоре центра опорного участка в осевом направлении $z_3(t)$. Эти графики позволяют выполнить предварительную оценку устойчивости движения на различных режимах по характеру движения и величине размахов колебаний.

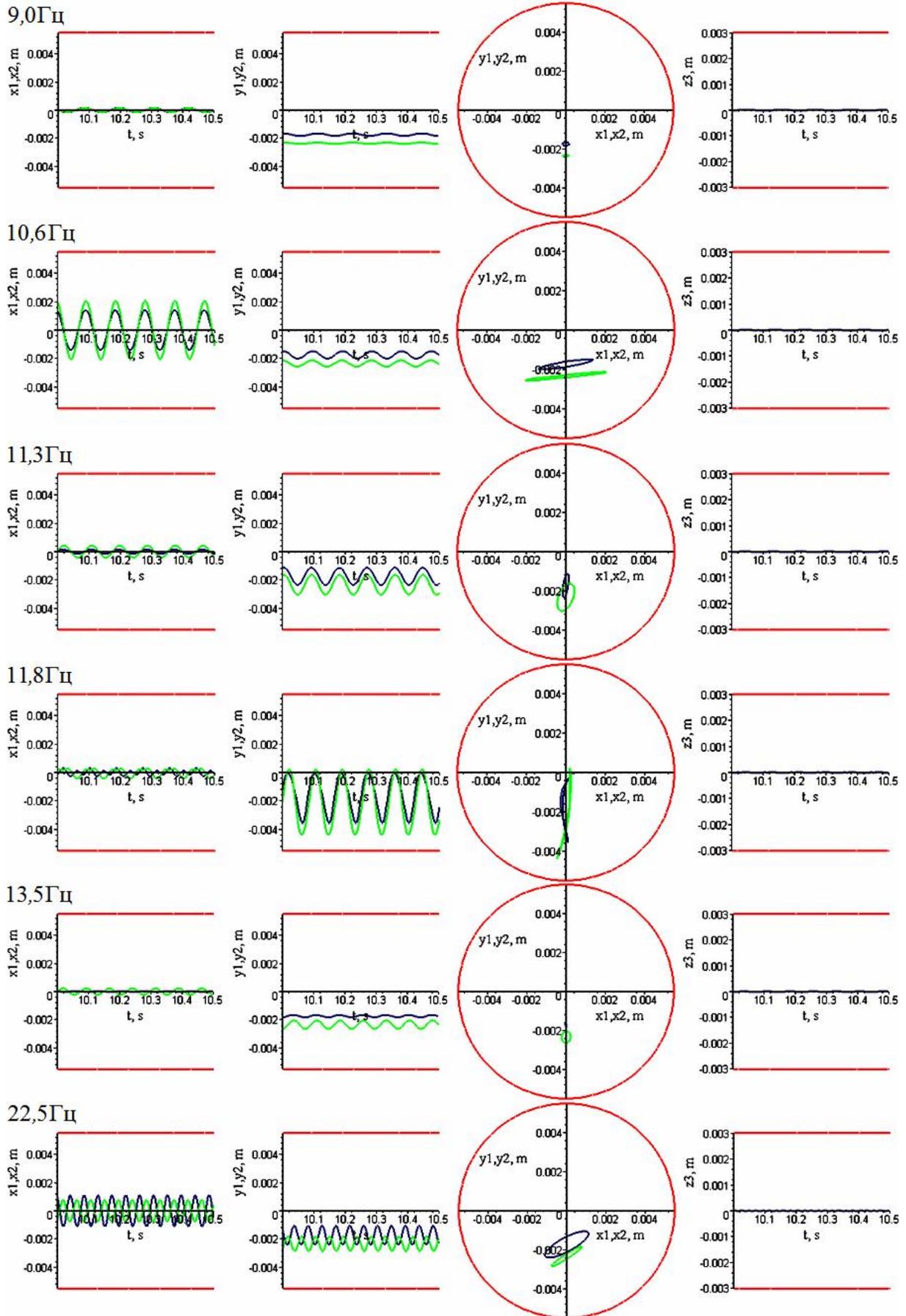


Рис. 6. Виброграмми и траектории движения опорных участков ротора

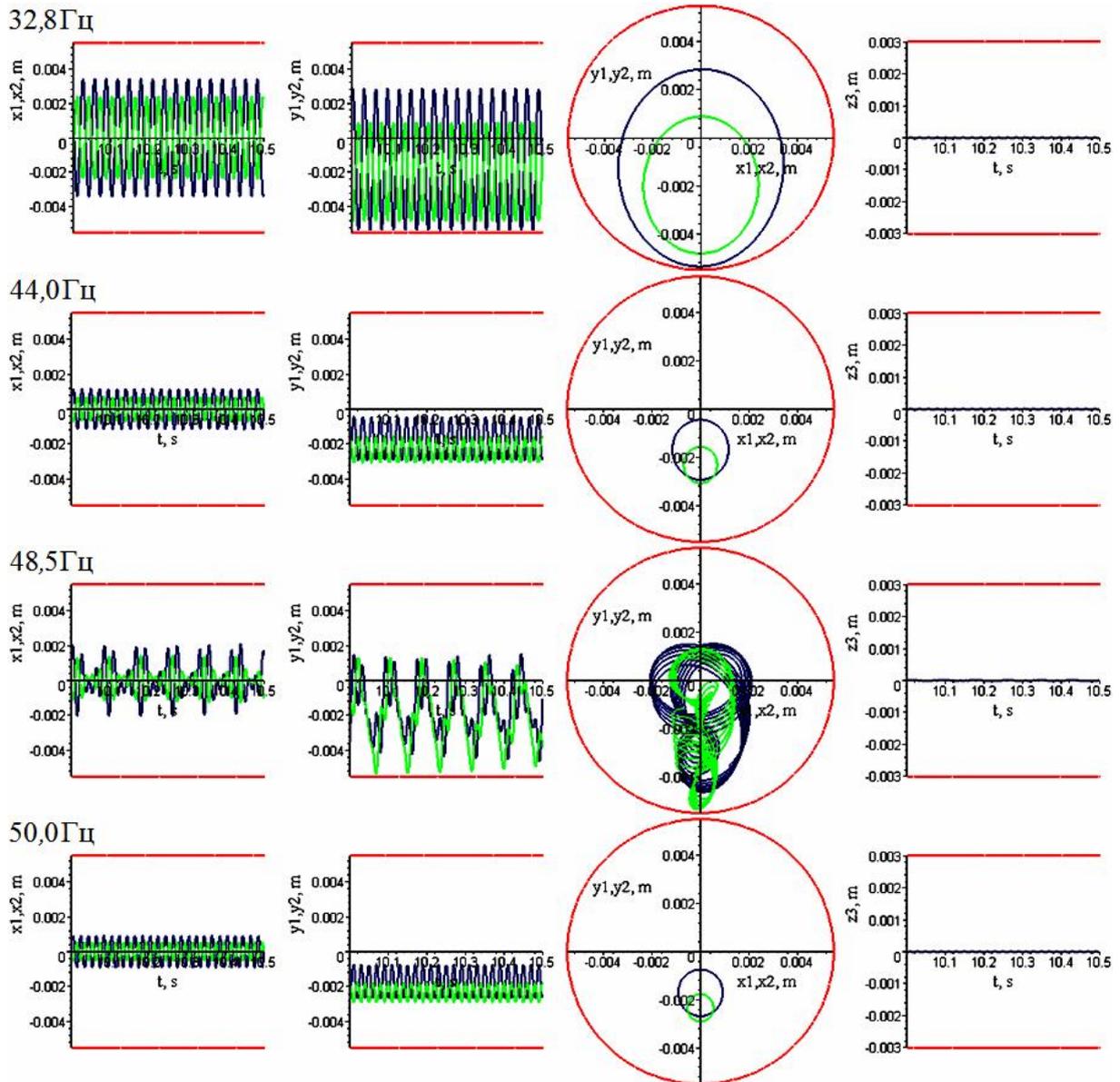


Рис. 7. Виброграмми и траектории движения опорных участков ротора

При приближении частоты к критическим значениям амплитуды колебаний возрастают, а движение носит преимущественно горизонтальный (10,6 и 22,5 Гц) или вертикальный (11,8 и 32,8 Гц) колебательный характер. В до- и зарезонансных областях, а также между резонансными режимами (9,0; 11,3; 13,5; 44,0; 50,0 Гц) цапфы ротора совершают практически круговые движения с частотой синхронной прецессии, что обнаруживается при анализе виброграмм и траекторий движения (рис. 6 и 7). Характер такого движения и амплитуды колебаний, значительно меньшие величин зазоров, свидетельствуют об устойчивости движения ротора на этих режимах. Поэтому для суждения об устойчивости движения ротора во всем исследуемом диапазоне необходимо выполнить углубленный анализ на резонансных частотах. Однако кроме резонансных режимов, соответствующих критическим скоростям, неустойчивость движения возможна на частоте 48,5 Гц, так как здесь наблюдаются субгармонические резонансные колебания.

5. Анализ устойчивости движения ротора на резонансных режимах. Для более детальной оценки устойчивости движения могут быть рассмотрены результаты углубленных расчетных исследований, представленные на рисунках 8-12, а именно: спектры сигналов (а,б,г), фазовые траектории (д,ж) и сечения Пуанкаре (е,з) [11].

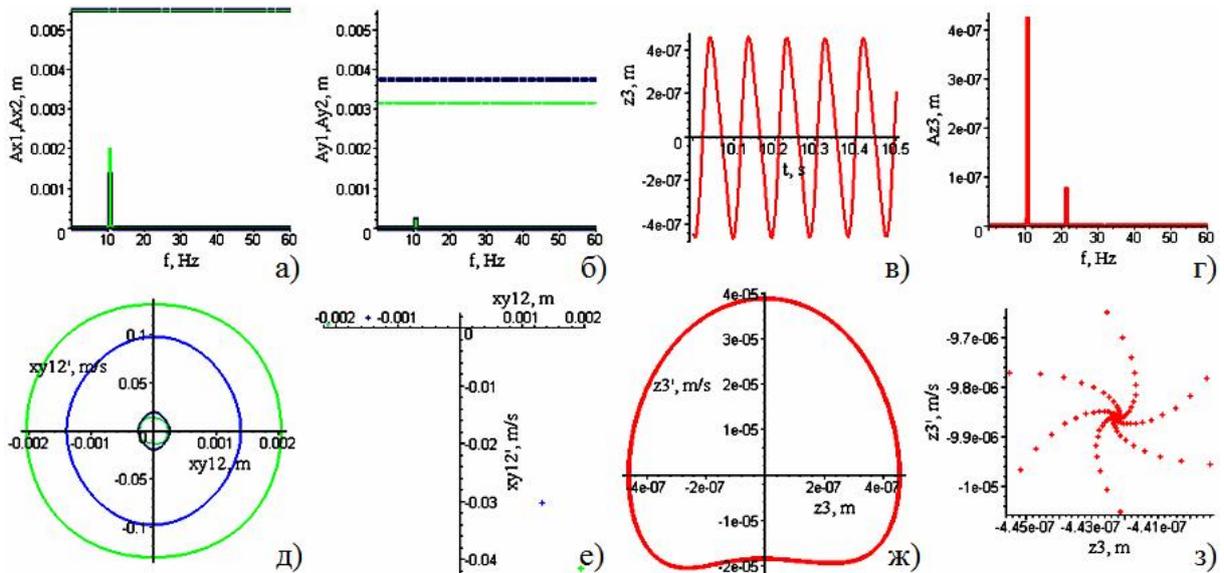


Рис. 8. Характеристики динаміки ротора при частоті вращения 10,6 Гц

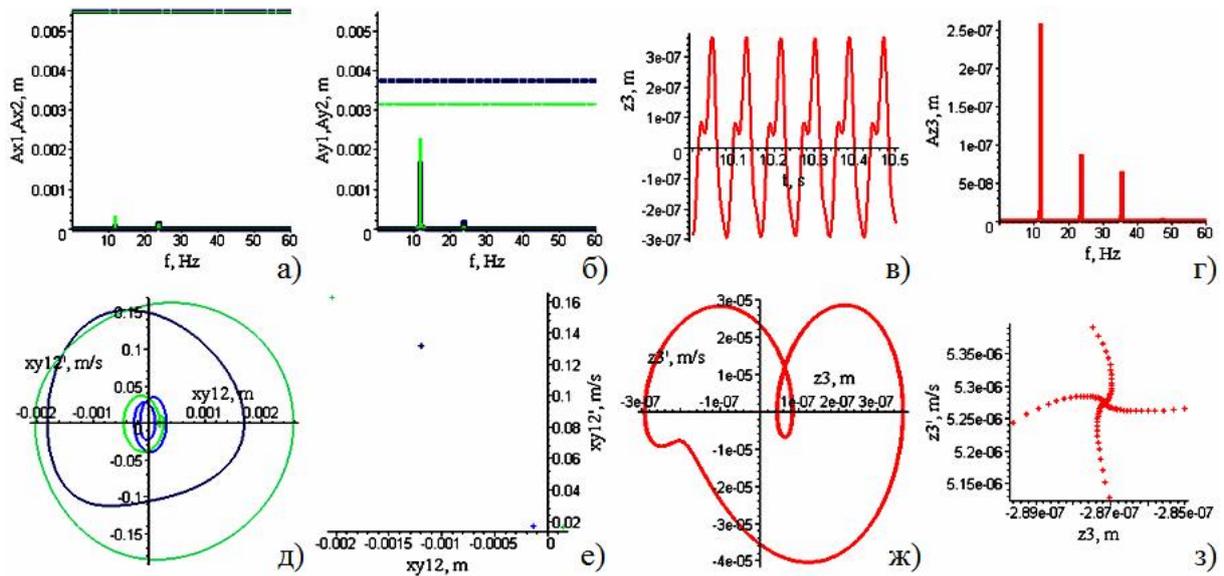


Рис. 9. Характеристики динаміки ротора при частоті вращения 11,8 Гц

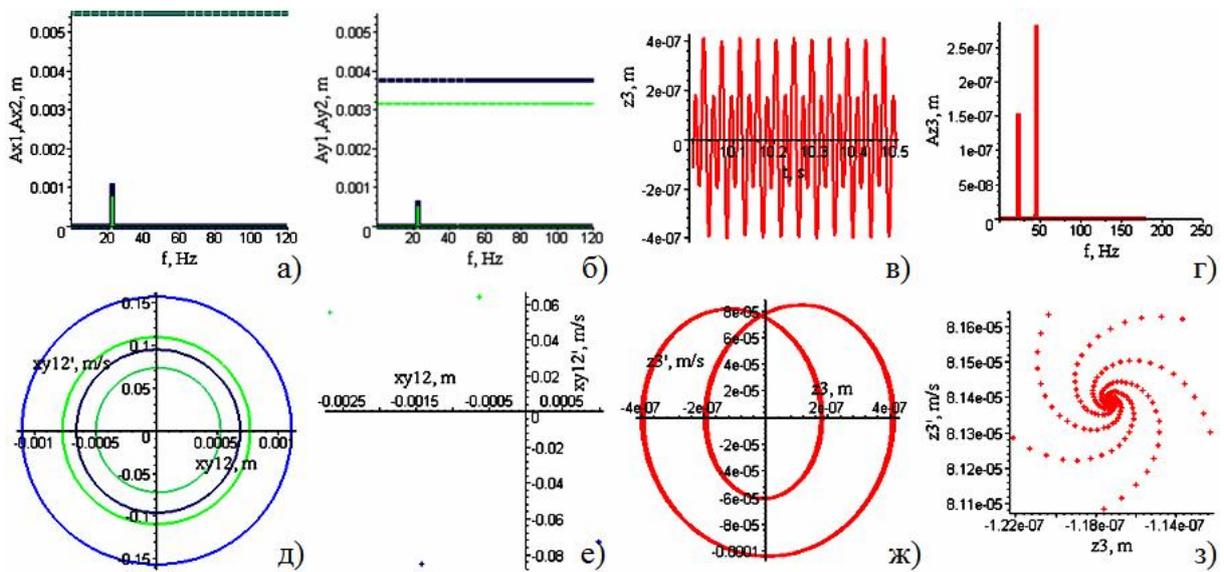


Рис. 10. Характеристики динаміки ротора при частоті вращения 22,5 Гц

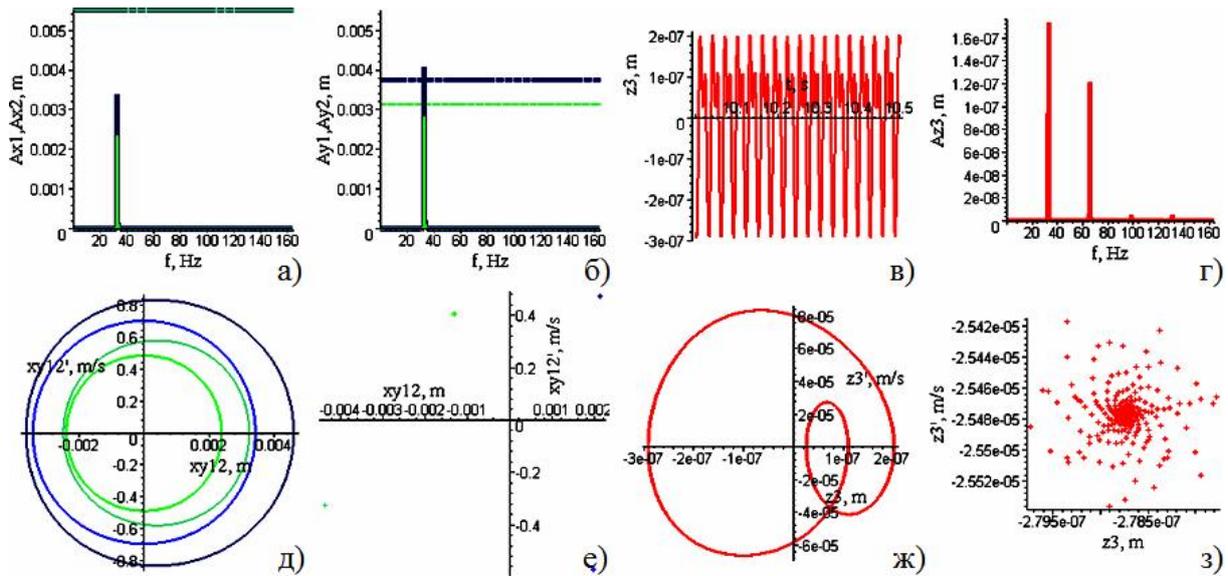


Рис. 11. Характеристики динаміки ротора при частоті вращения 32,8 Гц

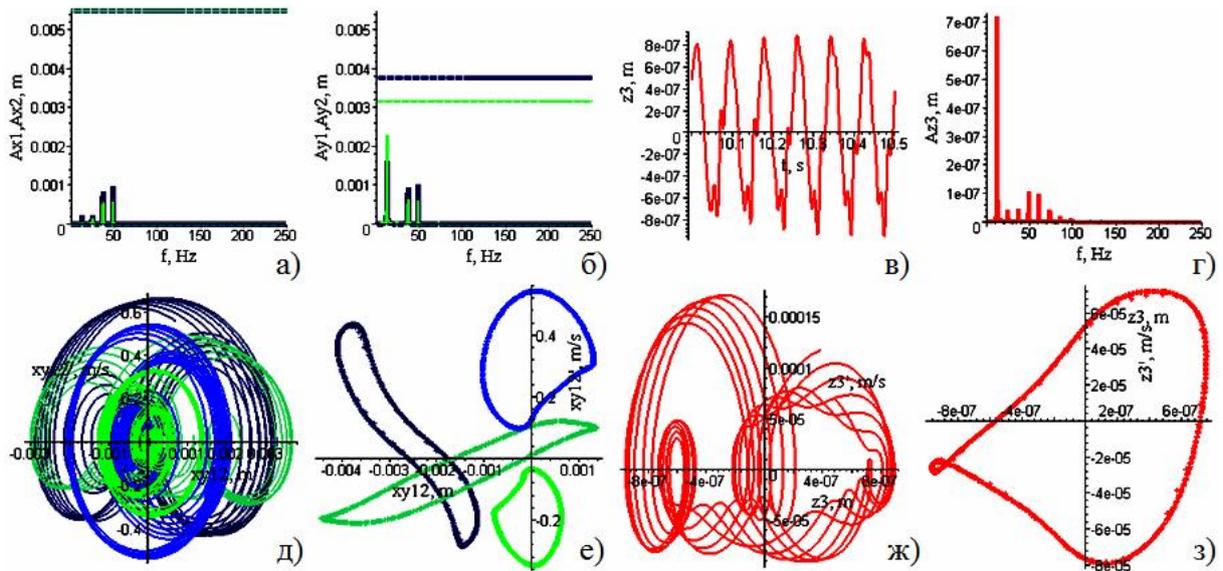


Рис. 12. Характеристики динаміки ротора при частоті вращения 48,5 Гц

Анализ радиальных колебаний (прецессионных движений) на резонансных режимах 10,6, 22,5 и 32,8 Гц позволил определить, что ротор совершает гармонические колебания с основной частотой, то есть с частотой вращения. Об этом свидетельствуют спектры сигналов, представленные на рис. 8а,б, 10а,б и 11а,б. Оценка, выполненная по этим спектрам, а также по фазовым траекториям (рис. 8д, 10д и 11д) и сечениям Пуанкаре (рис. 8е, 10е и 11е) – стробоскопическим отображениям за период внешней силы [11 с. 208-211, 233], свидетельствует об устойчивости движения ротора. Так, на фазовых траекториях наблюдаются особые точки типа «центр» [10 с. 24], а сечения Пуанкаре представляют собой стробоскопические точки для каждой из обобщенных координат x_1, y_1, x_2, y_2 [10 с. 101], то есть наблюдается рациональное отношение периодов колебаний и воздействия [11 с. 233] (в данном случае они просто равны).

Анализ колебательных явлений на других резонансных частотах возбуждения 11,8 и 48,5 Гц позволил выявить наличие суб- и супергармонических колебаний и резонансов (рис. 9а,б и 12а,б). При первом из этих резонансов наблюдаются наравне с основными и супергармонические колебания, причем вид фазовых траекторий (рис. 9д) и сечений Пуанкаре (рис. 9е) позволяет доказать устойчивость движения. Второй резонансный режим является субгармоническим, причем наблюдается наличие гармоник $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ (рис. 12а,б). При этом на фазовых траекториях изображения (рис. 9д) отличны от структур фазовых диаграмм вблизи особых точек при устойчивом равновесии [10 с. 24] и носят характер, близкий к хаотическому. Однако анализ стробоскопического сечения Пуанкаре (рис. 12е) позволяет определить устойчивость движения, несмотря на отсутствие стробоскопических точек, так как вид траекторий соответствует устойчивым резонансным орбитам [11 с. 234]. При этом движение является квазипериодическим, так как оно допускает представление в виде комбинации колебательных составляющих с разными, в данном случае кратными, частотами [11 с. 237].

Анализ осевых колебаний на всех резонансных частотах указывает на наличие суб- и супергармоник (рис. 8в,г-13в,г). Для более подробной визуализации виброграммы осевых колебаний на рис. 8в-12в с целью оценки характера движения не отмасштабирована зазором осевого АМП 3. При этом полуразмахи колебаний значительно меньше величины зазора осевого АМП 3, а движения являются устойчивыми, так как на фазовых траекториях (рис. 8ж-11ж) наблюдаются особые точки типа «центр», а на стробоскопических отображениях (рис. 8з-11з) наблюдается точка, «медленно» перемещающаяся по направлению к точке, отвечающей устойчивому периодическому процессу [10 с. 101]. На частоте 48,5 Гц происходят резонансные осевые суб- и супергармонические колебания, устойчивость которых подтверждает рассмотрение фазовой траектории (рис. 12ж) и стробоскопического отображения (рис. 12з). Этот факт позволяет проведением расчетных экспериментов подтвердить корреляцию суб- и суперрезонансов осевых с резонансами радиальных колебаний, что также наблюдалось при анализе АЧХ при нанесении на характеристики осевых колебаний скелетных кривых радиальных колебаниях (рис. 5в,г) и обнаружено при проведении экспериментов [8].

В закритической области при частоте возбуждения (вращения), равной 50 Гц, ротор остается жестким, но наблюдается проявление эффекта самоцентрирования [8]. При этом амплитуды радиальных и осевых гармонических колебаний, происходящих только с основной частотой, значительно снижаются, центры радиальных опорных участков (цапф) совершают практически идеально круговые движения, а движение самого ротора соответствует прямой синхронной конической прецессии (рис. 7).

Заключение. В работе предложена аналитическая модель, которая учитывает нелинейную взаимосвязь механических и электромагнитных процессов в системе «ротор в магнитных подшипниках». Ее адекватность и применимость для изучения нелинейной динамики жестких роторов в МП различных типов подтверждена экспериментально. При проведении численных экспериментов с использованием этой модели для лабораторной установки, реализующей комбинированный магнитный подвес ротора установлено, что при действии на ротор кругового возбуждения, вызванного собственной неуравновешенностью, вектор силы которого действует в радиальном направлении, кроме гармонических колебаний с частотой возбуждения одновременно происхо-

дят супер- и субгармонические колебания не только в радиальных направлениях, но и в осевом, а также возникают и другие нелинейные явления роторной динамики, такие как супер- и субрезонансные колебания, при которых ротор совершает движения типа прямой и обратной цилиндрической или конической нерегулярных прецессий.

Список литературы:

1. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандратский. -М.: Машиностроение, 2008. – Т. 4. –204 с. 2. Кельзон А.С. Динамика роторов в упругих опорах / А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев. -М.: Наука, 1982.–280 с. 3. *Magnetic Bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery* / [G. Schweitzer, E.H. Maslen, H. Bleuler, and other]; Editors G. Schweitzer and E.H. Maslen. –Berlin: Springer, 2009. –535 p. 4. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение / Ю.Н. Журавлев. –СПб: Политехника, 2003. –206 с. 5. Мартыненко Г.Ю. Общій підхід к моделюванню нелинейной динамики жестких роторов в магнитных подшипниках различных типов / Г.Ю. Мартыненко // Доповіди НАН України. –2012. –№3. –С. 78-84. 6. Мартыненко Г.Ю. Определение зависимостей радиальных и осевых сил от смещений роторного магнита в радиальном магнитном подшипнике на двух кольцевых постоянных магнитах/ Г.Ю. Мартыненко // Проблемы машиностроения. –2010. – Т.13, №1. –С. 52-64. 7. Ульянов Ю.М. Система управління осьовим рухом ротора на комбінованому магнітному підвісі з пасивними радіальними і активним осьовим підшипниками / Ю.М. Ульянов, Г.Ю. Мартыненко, М.М. Смирнов // Зб. наук. пр. УкрДАЗТ. -2008. -Вип. 97. – С. 107-118. 8. Мартыненко Г.Ю. Результаты экспериментальных исследований и анализ динамики модельного ротора в магнитных подшипниках разных типов/ Г.Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПИ»: зб. наук. праць. –Х.: НТУ «ХПИ», 2013. –№63. –С. 90-101. 9. Мартыненко Г.Ю. Математическое описание динамического поведения ротора в магнитных подшипниках в зависимости от принятых упрощений. Часть 1. Жесткий ротор/ Г.Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПИ»: зб. наук. праць. –Х.: НТУ «ХПИ», 2009. –№30. –С. 95-119. 10. Вибрации в технике: [справ.]. В 6-ти т. –Т. 2: Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. –М.: Машиностроение, 1979. –351 с. 11. Кузнецов А.П. Нелинейные колебания: [Учеб. пособие для ВУЗов] / А.П. Кузнецов, С.П. Кузнецов, Н.М. Рыскин. –М.: Изд-во физ.-мат. лит., 2002. –292 с.

Bibliography (transliterated): 1. Inozemtsev A.A. Osnovyi konstruirovaniya aviatsionnyih dvigateley i energeticheskikh ustanovok / A.A. Inozemtsev, M.A. Nihamkin, V.L. Sandratskiy. M.: Mashinostroenie, 2008. –T. 4. –204 s. 2. Kelzon A.S. Dinamika rotorov v uprugih oporah / A.S. Kelzon, Yu.P. Tsimanskiy, V.I. Yakovlev. M.: Nauka, 1982.–280 s. 3. *Magnetic Bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery* / [G. Schweitzer, E.H. Maslen, H. Bleuler, and other]; Editors G. Schweitzer and E.H. Maslen. –Berlin: Springer, 2009. –535 p. 4. Zhuravlev Yu.N. Aktivnyie magnitnyie podshipniki: Teoriya, raschet, primenenie / Yu.N. Zhuravlev. –SPb: Politehnika, 2003. –206 s. 5. Martynenko G.Yu. Obschiy podhod k modelirovaniyu nelineynoy dinamiki zhestkih rotorov v magnitnyih podshipnikah razlichnyih tipov / G.Yu. Martynenko // DopovIdI NAN UkraYini. –2012. –#3. –S. 78-84. 6. Martynenko G.Yu. Opredelenie zavisimostey radialnyih i osevyih sil ot smescheniy rotorogo magnita v radialnom magnitnom podshipnike na dvuh koltsevyih postoyannyih magnitah/ G.Yu. Martynenko // Problemyi mashinostroeniya. –2010. –T.13, #1. –S. 52-64. 7. Ulyanov Yu.M. Sistema upravlnnya osovim ruhom rotora na kombInovano-mu magnItnomu pIdvIsI z pasivnimi radIalnymi I aktivnim osovim pIdshipnikami / Yu.M. Ulyanov, G.Yu. Martinenko, M.M. Smirnov // Zb. nauk. pr. UkrDAZT. 2008. Vip. 97. –S. 107-118. 8. Martynenko G.Yu. Rezultatyi eksperimentalnyih issledo-

vaniy i analiz dinamiki modelnogo rotora v magnitnyih podshipnikah raznyih tipov/ G.Yu. Martyinenko // *VIsnik NTU «HPI»: zb. nauk. prats.* –H.: NTU «HPI», 2013. –#63. –S. 90-101. 9. Martyinenko G.Yu. *Matematicheskoe opisanie dinamicheskogo povedeniya rotora v magnitnyih podshipnikah v za-visimosti ot prinyatyih uproscheniy. Chast 1. Zhestkiy rotor/ G.Yu. Martyinenko // VIsnik NTU «HPI»: zb. nauk. prats.* –H.: NTU «HPI», 2009. –#30. –S. 95-119. 10. *Vibratsii v tehnikе: [sprav.]. V 6-ti t. –T. 2: Kolebaniya nelineynyih mehanicheskikh sistem / Pod red. I.I. Blehmana.* –M.: Mashinostroenie, 1979. –351 s. 11. *Kuznetsov A.P. Nelineynnye kolebaniya: [Ucheb. posobie dlya VUZov] / A.P. Kuznetsov, S.P. Kuznetsov, N.M. Ryiskin.* –M.: Izd-vo fiz.-mat. lit., 2002. –292 s.

Мартиненко Г.Ю.

НЕЛІНІЙНІ ЯВИЩА РОТОРНОЇ ДИНАМІКИ В СИСТЕМАХ З МАГНІТНИМИ ПІДШИПНИКАМИ

Описана методика оцінки динамічної поведінки жорстких роторів у пасивних і активних магнітних підшипниках. Її особливістю є застосування нової аналітичної моделі, яка враховує нелінійний взаємозв'язок механічних і електромагнітних процесів в системі. Проведено чисельні дослідження для одного з можливих варіантів магнітного підвісу роторів турбодетандерів. Достовірність математичної моделі підтверджена експериментальними даними. Виконано аналіз лінійних і нелінійних явищ роторної динаміки, виявлених у розглянутій лабораторній моделі з магнітними підшипниками.

Мартыненко Г.Ю.

НЕЛИНЕЙНЫЕ ЯВЛЕНИЯ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ В СИСТЕМАХ С МАГНИТНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ

Описана методика оценки динамического поведения жестких роторов в пассивных и активных магнитных подшипниках. Ее особенностью является применение новой аналитической модели, которая учитывает нелинейную взаимосвязь механических и электромагнитных процессов в системе. Проведены численные исследования для одного из возможных вариантов магнитного подвеса роторов турбодетандеров. Достоверность математической модели подтверждена экспериментальными данными. Выполнен анализ линейных и нелинейных явлений роторной динамики, обнаруженных в рассмотренной лабораторной модели с магнитными подшипниками.

Martynenko G.Yu.

NONLINEAR PHENOMENA OF ROTORDYNAMICS IN SYSTEMS WITH MAGNETIC BEARINGS

The methodology for estimation of dynamic behavior of rigid rotors in passive and active magnetic bearings is described. Its feature is the use of new analytical model that takes into account the nonlinear relationship between mechanical, electric and magnetic processes in the system. The numerical researches for one possible variant of turbo-expanders magnetic suspension of rotor are carried out. The reliability of the model is confirmed by experimental data. Analysis of linear and nonlinear rotordynamics phenomena observed in the laboratory model with magnetic bearings is described.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.114.2.001

Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Медведев Н.Г., канд. техн. наук; Зьонг Ши Хиен

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Введение. Потребность в гибридных трансмиссиях для транспортных средств в последнее время приобрела большое значение из-за экономических и экологических проблем.

Возможность значительного сокращения расхода топлива и выделения токсичных газов при работе двигателя достигается только при применении гибридной трансмиссии, в которой избыточная энергия во время работы ДВС и генератора тока при езде накатом накапливается в АКБ и используется во время ускорения либо при резком возрастании сопротивления движению по каким-либо причинам. Такие решения использованы во многих уже серийно выпускаемых автомобилях, среди прочих Toyota Prius и Honda Civic, а также в автомобилях большой тройки США: Ford, GM и Chrysler.

Работы над применением гибридных трансмиссий для военной техники ведутся уже длительное время [1-9], Однако у нас в стране разработка и применение гибридных трансмиссий для нужд армии происходит очень медленно.

Анализ основных достижений и литературы. Исходя из результатов исследований, проведенных авторами в [10], следует, что:

1) Для гусеничной машины типа МТ-ЛБ при переходе на электромеханические механизмы поворота целесообразно применить вариант двухпоточной трансмиссии с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, остановленными при прямолинейном движении. Это позволит не использовать электропривод при прямолинейном движении без необходимости дополнительной мощности.

2) Величину затрат мощности на поворот целесообразно рассчитывать не по существующим фиксированным радиусам поворота, а по оптимальным, находящимся ориентировочно или на границе зоны поворота без заноса и с частичным заносом или между границами частичного и полного заноса на тяжелом грунте с $\mu_{\max}=0,8$. Это связано с жесткой схемой существующего механизма, приводящей к выходу не только в зону частичного, но и полного заноса машины даже на грунтах с хорошим сцеплением в случае использования фиксированных радиусов поворота и полной мощности двигателя.

Цель исследования и постановка задачи. Для дальнейшего анализа величины мощности, необходимой для динамичного поворота машины с трансмиссией на основе МТ-ЛБ, прямолинейное движение необходимо рассматривать на замедленном ряду при остановленных солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов. Соответственно, в границах каждой передачи механической ветви трансмиссии необходимо определить максимально возможные угловые скорости вращения солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов, которые выводят машину на

© Д.О. Волонцевич, 2014

уровень частичного и полного заноса при движении по тяжелому грунту с $\mu_{\max}=0,8$. Далее для полученных значений скоростей необходимо посчитать силы сопротивления движению в повороте и определить крутящие моменты и мощности по бортам машины. **Материалы исследований.** Определение минимальных радиусов поворота для всех передач замедленного ряда, вычисление необходимых крутящих моментов и угловых скоростей на управляющих элементах проводим по следующему алгоритму:

1) Из [12] определяем скорости прямолинейного движения машины на всех передачах замедленного ряда при режиме максимальной мощности двигателя (см. табл.).

2) По формулам из [10, 11] находим радиусы поворота R_2^* , соответствующие границе начала заноса машины для каждой из определенных на предыдущем шаге скоростей (см. табл.).

$$v_C < \sqrt{\mu g \left(R_2^* - \frac{B}{2} \right)}, \text{ где } \mu = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2^*}{B}}.$$

Проведя подстановку и преобразования, получим

$$v_C^2 = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2^*}{B}} g \left(R_2^* - \frac{B}{2} \right), \text{ откуда } R_2^* = \frac{\mu_{\max} g \frac{B}{2} + a v_C^2}{\mu_{\max} g - \frac{(1-a)v_C^2}{B}}.$$

Здесь: $\mu_{\max}=0,8$ – максимальное значение коэффициента сопротивления повороту; $B=2,5$ м – колея машины; $a=0,85$ – коэффициент; v_C – скорость прямолинейного движения машины; $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

3) По формулам из [1, 2] находим радиусы поворота R_2^{**} , соответствующие началу полного заноса машины для каждой из определенных на предыдущем шаге скоростей (см. табл.).

$$v_C = \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2^{**} - \frac{B}{2} \right)}, \text{ откуда } R_2^{**} = \frac{v_C^2 + \frac{B}{2} \mu_{\max} g}{\mu_{\max} g}.$$

4) Определяем угловую скорость поворота корпуса машины ω_C относительно вертикальной оси

$$\omega_C = \frac{v_C}{R_2 - \frac{B}{2}}$$

и проверяем ее на превышение 1,5 с⁻¹, что соответствует максимально допустимым горизонтальным ускорениям для экипажа. При необходимости увеличиваем радиус до значения, при котором $\omega_C = 1,5$ с⁻¹. Принятые для дальнейших расчетов значения R_2 заносим в табл.

5) Пересчитываем значения линейных скоростей забегающего v_2 и отстающего v_1 бортов по формулам

$$v_2 = \frac{v_C R_2}{R_2 - \frac{B}{2}} \quad \text{и} \quad v_1 = \frac{v_2 (R_2 - B)}{R_2}$$

и заносим их в табл.

6) Находим величину центробежной силы, возникающей при повороте с вычисленными характеристиками

$$F_Y = m \frac{v_C^2}{R_2 - B/2},$$

где $m = 10000$ кг – масса машины.

7) Относительное смещение полюсов поворота χ_0 под действием силы инерции находим по формуле

$$\chi_0 = \frac{F_Y}{\mu mg}.$$

Если полученные значения больше единицы, то принимаем $\chi_0 = 1$ и пересчитываем коэффициент сопротивления повороту по формуле $\mu = \frac{F_Y}{mg}$.

8) Находим нормальные реакции под забегающим Q_2 и отстающим Q_1 бортами

$$Q_2 = \frac{mg}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \quad \text{и} \quad Q_1 = \frac{mg}{2} - F_Y \frac{h_C}{B},$$

где $h_C = 1$ м – высота расположения центра тяжести машины над опорной поверхностью.

9) Коэффициент момента сопротивления повороту K находим из условия отсутствия продольных сил, нарушающих равномерное распределение давления по длине гусеницы:

$$K = 1 + \chi_0^2.$$

10) Продольная составляющая силы инерции F_X :

$$F_X = F_Y \frac{\chi_0 L}{2(R_2 - B/2)},$$

где $L = 3,7$ м – длина опорной ветви гусеничного обвода.

11) Силы тяги по забегающему P_2 и отстающему P_1 бортам, необходимые для осуществления поворота машины с заданной скоростью и радиусом на исследуемом грунте составляют:

$$P_2 = fN_2 + \frac{\mu L}{4B} mgK - \frac{F_Y L}{2B} \chi_0 + \frac{F_X}{2};$$
$$P_1 = -fN_1 + \frac{\mu L}{4B} mgK - \frac{F_Y L}{2B} \chi_0 - \frac{F_X}{2}.$$

12) Крутящие моменты на солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов с учетом направления потока мощности по забегающему $M_{C\Sigma 2}$ и отстающему $M_{C\Sigma 1}$ бортам (рис.):

$$M_{C\Sigma 2} = \frac{M_{БП2}}{i_{\Sigma}^M \eta_{\Sigma}}, \text{ где } M_{БП2} = \frac{P_2 R_{ВК}}{i_{БП} \eta_{гус2} \eta_{БП}};$$

$$M_{C\Sigma 1} = \frac{M_{БП1}}{i_{\Sigma}^M \eta_{\Sigma}}, \text{ где } M_{БП1} = \frac{P_1 R_{ВК}}{i_{БП} \eta_{гус1} \eta_{БП}} \text{ для режима тяги от двигателя и } M_{C\Sigma 1} = \frac{M_{БП1} \eta_{\Sigma}}{i_{\Sigma}^M},$$

где $M_{БП1} = \frac{P_1 R_{ВК} \eta_{гус1} \eta_{БП}}{i_{БП}}$ для режима торможения отстающим бортом и рекуперации мощности.

Здесь: $R_{ВК} = 0,265 \text{ м}$ – радиус ведущего колеса; $i_{БП} = 6$ – передаточное отношение бортовой передачи; $i_{\Sigma}^M = 1 + \frac{Z_{ЭП\Sigma}}{Z_{C\Sigma}} = 1 + \frac{53}{22} = 3,41$ – силовое передаточное отношение суммирующего планетарного ряда в направлении от солнечной шестерни к водилу; $\eta_{гус2} = 0,95 - 0,018|v_2|$ или $\eta_{гус1} = 0,95 - 0,018|v_1|$ – КПД гусеничного движителя соответственно для забегающего и отстающего бортов; $\eta_{БП} = 0,98$ – КПД бортовой передачи; $\eta_{\Sigma} = 0,9$ – КПД суммирующего планетарного ряда.

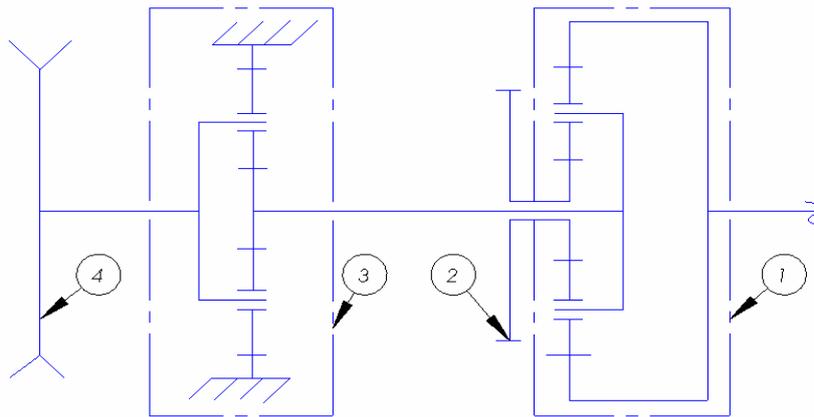


Рис. Кинематическая схема фрагмента трансмиссии:
1 – суммирующий планетарный ряд; 2 – зубчатое колесо привода механизма поворота;
3 – бортовая передача; 4 – ведущее колесо

Таблица

Геометрические, кинематические и силовые характеристики поворота исследуемой гусеничной машины

	$v_C, \text{ м/с}$	$R_2^{**}, \text{ м}$	$\omega_C^*, \text{ с}^{-1}$	$\omega_C, \text{ с}^{-1}$	$R_2, \text{ м}$	$v_2, \text{ м/с}$	$v_1, \text{ м/с}$	$F_Y, \text{ Н}$	μ
R	-1,75	1,64	-4,48	-1,50	2,42	-3,63	0,13	26250	0,80
II	2,22	1,88	3,54	1,50	2,73	4,10	0,35	33300	0,79
III	4,64	3,99	1,69	1,50	4,34	6,52	2,77	69600	0,72
IV	8,36	10,16	0,94	0,94	15,00	9,12	7,60	50829	0,52
V	11,89	19,26	0,66	0,66	25,00	12,52	11,26	59525	0,61
VI	15,97	33,75	0,49	0,49	50,00	16,38	15,56	52316	0,53

Продолжение таблицы

	χ , м	χ_0	F_X , Н	Q_2 , Н	Q_1 , Н	K	P_2 , Н	P_1 , Н	$\eta_{гус2}$
R	0,616	0,333	13853	59550	38550	1,111	37642	-15941	0,885
II	0,796	0,430	17906	62370	35730	1,185	37285	-11531	0,876
III	1,822	0,985	40998	76890	21210	1,970	27432	21414	0,833
IV	1,85	1	6839	69382	28718	2	8970	5717	0,786
V	1,85	1	4637	72860	25240	2	8147	4338	0,725
VI	1,85	1	1985	69976	28124	2	6591	3243	0,655

Продолжение таблицы

	$\eta_{гус1}$	$M_{БП2}$, Нм	$M_{БП1}$, Нм	$M_{СΣ2}$, Нм	$M_{СΣ1}$, Нм	$\omega_{СΣ2}$, с ⁻¹	$\omega_{СΣ1}$, с ⁻¹	$N_{СΣ2}$, кВт	$N_{СΣ1}$, кВт
R	0,948	1917	-758	574	-227	-144,8	144,8	-83,1	-32,8
II	0,944	1918	-551	574	-165	144,8	-144,8	83,1	23,9
III	0,900	1485	1072	444	321	144,8	-144,8	64,3	-46,5
IV	0,813	514	317	154	95	58,7	-58,7	9,0	-5,6
V	0,747	507	262	152	78	48,3	-48,3	7,3	-3,8
VI	0,670	453	218	136	65	31,6	-31,6	4,3	-2,1

13) Угловые скорости эпициклических зубчатых колес суммирующих планетарных рядов определяем для всех передач в режиме прямолинейного движения

$$\omega_{ЭПΣ} = \frac{v_C}{R_{ВК}} i_{БП}^{K0} i_{Σ}^{K0},$$

где $i_{Σ}^{K0} = \frac{1 + \frac{Z_{ЭПΣ}}{Z_{СΣ}}}{\frac{Z_{ЭПΣ}}{Z_{СΣ}}} = 1,415$ – кинематическое передаточное отношение суммирующего

планетарного ряда в направлении от эпицикла к водилу при остановленной солнечной шестерне.

14) Угловые скорости солнечных шестерен суммирующих планетарных рядов определяем для всех передач в режиме поворота с ранее определенными линейными скоростями по забегающему и отстающему бортам:

$$\omega_{БП2} = \frac{v_2}{R_{ВК}} i_{БП}; \quad \omega_{БП1} = \frac{v_1}{R_{ВК}} i_{БП}$$

$$\omega_{СΣ2} = -2,41\omega_{ЭПΣ} + 3,41\omega_{БП2}; \quad \omega_{СΣ1} = -2,41\omega_{ЭПΣ} + 3,41\omega_{БП1}.$$

15) Мощность на солнечных шестернях суммирующих планетарных рядов

$$N_{СΣ2} = \omega_{СΣ2} M_{СΣ2} \quad \text{и} \quad N_{СΣ1} = \omega_{СΣ1} M_{СΣ1}.$$

Выводы.

1. Полученная расчетная мощность, необходимая для осуществления поворота с принятыми параметрами, показывает, что для второй, третьей передач и передачи заднего хода применять электропривод без полной переработки трансмиссии и установки мощных электродвигателей и генератора невозможно.

2. Осуществление поворота на четвертой, пятой и шестой передачах за счет автономного электропривода механизма поворота возможно без кардинальной переработки трансмиссии машины в качестве модернизации, так как требует установки одного или двух (в зависимости от кинематической схемы) электродвигателей суммарной мощностью до 10 кВт.

3. При попытке на всех передачах реализовать только электропривод механизмов поворота теряется возможность использования механического привода на первой передаче, которая должна обеспечивать при необходимости длительную работу машины в тяжелых дорожных условиях.

4. В связи с вышеизложенным представляется актуальным комбинированный привод механизмов поворота, который позволял бы на низших передачах использовать механический привод с фиксированными радиусами поворота и на высших передачах – электропривод с плавным регулированием радиуса поворота.

Литература: 1. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие. / С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов и др. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с. 2. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMS. http://bvtv.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 3. Миллер М.Л. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://bvtv.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 4. Конструкторы «ВПК» создали шасси «Крымск» с гибридной энергоустановкой для перспективного бронетранспортера. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoy-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 5. Чернышев В.Л. Проект «ЭТА». Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» изд. 477. <http://bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 6. Огоркевич Р.М. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. // INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, –1992. –№2, –р. 153-154. http://bvtv.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. 7. Раймонд Селемонт. Электрические трансмиссии для бронированных машин. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://bvtv.narod.ru/1/el_transm.htm. 8. Пемпер Эрхард. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung // Soldat und Technik, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://bvtv.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. 9. Jerzy Walentynowicz. Гибридный и электро-энергетический привод боевых машин. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478. 10. Волонцевич Д.О., Медведев Н.Г., Зыонг Ши Хуен. Оценка необходимой мощности двухпоточного механизма поворота гусеничной машины / // Вісник НТУ "ХПІ". Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. –Харків: НТУ "ХПІ", –2014. –№22(1065). –С. 73-83. 11. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.12. Платонов В.Ф. Гусеничные транспортеры-тягачи. – М.: Машиностроение, 1978. –350 с.

Bibliography (transliterated): 1. Konstruktivnye shemy avtomobilej s gibridnymi silovymi ustanovkami: Uchebnoe posobie. / S.V. Bahmutov, A.L. Karunin, A.V. Krutashov i dr. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с. 2. Jelektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevyh mashin / Ron Hjer, Alan Lose, predstaviteli gruppy "Derens Sistemz" firmy FMS. http://bvtv.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 3. Miller M.L. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://bvtv.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 4. Konstruktory «VPK» sozdali shassi «Krymsk» s gibridnoj jenergoustanovkoj dlja perspektivnogo bronetransportera. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoy-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 5. Chernyshev V.L. Proekt «JeTA». Jelektromehaničeskaja transmissija perspektivnogo sovetskogo tanka «Molot» izd. 477. <http://bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 6. Ogorkevich R.M. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN

GERMANY. // *INTERNFTIONAL DEFENSE REVIEW*, –1992. –No2, –p. 153-154. http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. 7. Rajmond Selemont. *Jelektricheskie transmissii dlja bronirovannyh mashin*. // *Armor*, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. 8. Peter Jerhart. *Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung* // *Soldat und Technik*, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. 9. Jerzy Walentynowicz. *Gibridnyj i jelektro-jenergeticheskij privod boevyh mashin*. // *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478. 10. Voloncevich D.O., Medvedev N.G., Zyong Shi Hiep. *Ocenka neobhodimoj moshhnosti dvuhpotochnogo mehanizma povorota gusenichnoj mashiny* // *Visnik NTU "HPI". Zbirka naukovih prac'. Tematichnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja*. –Harkiv: NTU "HPI", –2014. – №22(1065). –S. 73-83. 11. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin*. – M.: *Mashinostroenie*, 1975. – 448 s.12. Platonov V.F. *Gusenichnye transportery-tjagachi*. – M.: *Mashinostroenie*, 1978. –350 s.

Волонцевич Д.О., Медведєв М.Г., Зионг Ши Хієп

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ДВОХПОТОЧНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

В роботі на прикладі шасі транспортера-тягача МТ-ЛБ проведені розрахунки механічних параметрів електроприводу двохпоточного механізму повороту.

Розрахунки проводились для режиму застосування двохпоточного механізму повороту при прямолінійному русі з зупиненими сонячними шестернями підсумовуючих планетарних рядів. Потрібна залежність радіуса повороту від швидкості руху обиралась між межами часткового і повного заносу при русі по важкому ґрунту з коефіцієнтом опору повороту $\mu_{\max} = 0,8$ з урахуванням обмеження за максимальною кутовою швидкістю повороту.

Волонцевич Д.О., Медведєв Н.Г., Зыонг Ши Хиєп

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В работе на примере шасси транспортера-тягача МТ-ЛБ проведены расчеты механических параметров электропривода двухпоточного механизма поворота.

Расчеты проводились для режима использования двухпоточного механизма поворота при прямолинейном движении с остановленными солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов. Необходимая зависимость радиуса поворота от скорости движения выбиралась между пределами частичного и полного заноса при движении на тяжелом грунте с коэффициентом сопротивления поворота $\mu_{\max} = 0,8$ с учетом ограничения за максимальную угловую скорость поворота.

Volontsevich D.O., Medvedev N.G., Zyong Shi Hiep

DETERMINATION OF MECHANICAL PARAMETERS OF THE ELECTRIC DRIVE OF THE TWO-LINE TURN MECHANISM OF THE TRACK LAYING VEHICLE

In work on the example of the track laying vehicle MT-LB chassis calculations of mechanical parameters of the electric drive of the two-line mechanism of turn are carried out.

Calculations were carried out for a mode of use of the two-line mechanism of turn at rectilinear movement with the stopped solar gear wheels of summarizing planetary ranks. Demanded dependence of radius of turn on the speed of movement got out between borders of partial and full drift at movement on heavy soil with coefficient of resistance to turn $\mu_{\max} = 0,8$ taking into account restriction on the maximum angular speed of turn.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК БТР-4 С РАЗЛИЧНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Актуальность темы. Для локализации вооруженных конфликтов, происходящих в настоящее время, обычно применяются государственные силовые структуры, которые для более успешных действий должны быть обеспечены мобильной бронетехникой высокой проходимости. Как показали последние события в новейшей мировой истории, в том числе и в Украине, наиболее востребованным средством для этих целей являются современные колесные бронетранспортеры (БТР), имеющие усиленное бронирование, автоматическую коробку передач (АКП) и современные комплексы вооружения, включающие в себя скорострельные пушки и гранатометы малого калибра. При решении поставленных задач они способны преодолевать любые дорожные препятствия при различных погодных условиях и водные преграды вплавь, без предварительной подготовки.

С учетом развития мировых тенденций, в ГП «ХКБМ им. А.А.Морозова» за последнее время было спроектировано, модернизировано, доведено до опытного образца, а также серийно изготовлено порядка десяти наименований различных колесных БТР, оснащенных отечественным вооружением. Двигатели и АКП применялись как отечественного, так и зарубежного производства. Наиболее перспективным из них является модельный ряд бронетранспортеров БТР-4 и спецмашин на его базе, имеющих различный состав и компоновку силовых установок:

- БТР-4А с двигателем IVECO Cursor 10 (С10ЕНТ С), вентиляторной системой охлаждения (СО) и 5-ти ступенчатой АКП В1318.40.010сб-1;
- БТР-4В с двигателем DEUTZ BF6M1015CP, вентиляторной СО и 6-ти ступенчатой АКП Allison 4500SP;
- БТР-4Е с двигателем ЗТД-3А, эжекционной СО и 5-ти ступенчатой АКП В1318Е.40.010сб.

Целью статьи является комплексная сравнительная оценка моторно-трансмиссионных установок колесных БТР, выполненная по существующим показателям качества на основании полученной информации стендовых и полевых испытаний.

Основная часть. Значительным шагом в направлении повышения боевых и технических свойств бронетранспортеров разработки ГП «ХКБМ» явилось создание и выпуск четырехосных полноприводных БТР. Конструктивные особенности этих машин обеспечивают им высокую подвижность и проходимость, возможность использования во взаимодействии с другими боевыми машинами. Бронетранспортеры выполнены плавающими, имеют высокую проходимость, хорошую плавность хода и рациональную компоновку.

Под компоновкой колесного бронетранспортера следует понимать взаимное размещение боевого расчета, вооружения, основных агрегатов и систем, подчиненное задаче обеспечения заданных боевых и технических свойств.

Основными компоновочными отделениями бронетранспортеров являются (рис. 1) отделение управления 1, боевое (десантное) отделение 2 и моторно-трансмиссионное отделение (МТО), состоящее из отделения силовой установки 3 и трансмиссионного отделения 4.

© А.В.Бобер, 2014

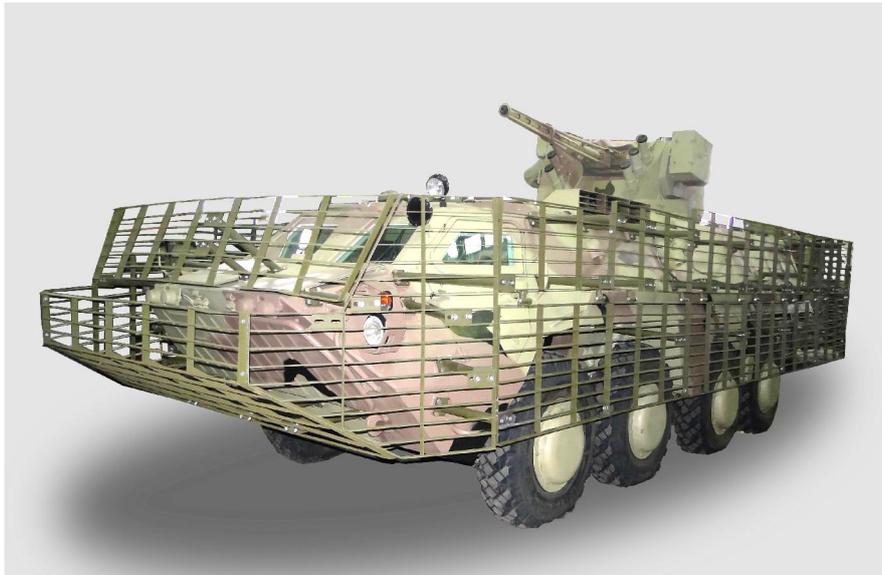


Рис.1. Бронетранспортер БТР-4Е

Как видно из рис.2б, ряд БТР-4 имеет компоновку, отличную от выпускавшихся ранее в СССР тем, что отделение силовой установки 3 расположено в средней части машины (приближено к геометрическому центру корпуса изделия), между отделением управления 1 и боевым отделением 2. Такое компоновочное решение обеспечивает более равномерную весовую нагрузку на все колеса БТР, что позволило выполнить трансмиссию в полноприводном исполнении, а также облегчило центровку изделия на плаву.

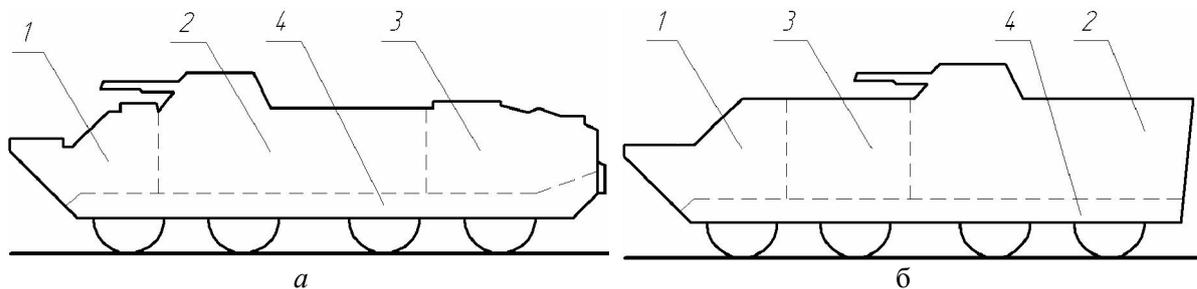


Рис.2. Принципиальная схема компоновки бронетранспортеров:
а – БТР-60ПБ, БТР-70, БТР-80, БТР-90, БТР-94; *б* – БТР-4А, БТР-4В, БТР-4Е;
1 – отделение управления; 2 – боевое (десантное) отделение; 3 – отделение силовой установки; 4 – трансмиссионное отделение.

Силовая установка (СУ) – это совокупность двигателя и систем, обеспечивающих его работу в заданных технических требованиями условиях. Силовая установка с трансмиссией образует моторно-трансмиссионную установку, которая обычно размещается в изолированном объеме корпуса изделия, называемым моторно-трансмиссионным отделением (МТО).

При оценке качества СУ в основном используются показатели назначения и конструктивные параметры, перечень которых определен отраслевыми стандартами [1], к основным из которых относятся:

$N_e^{об}$ – максимальная мощность СУ, равная мощности двигателя в условиях объекта;

$m_{МТУ}$ – сухая масса моторно-трансмиссионной установки (МТУ) (без заправок

топливом, маслами и охлаждающей жидкостью), определяется как сумма масс следующих агрегатов и узлов:

$$m_{МТУ} = m_{об} + m_c + m_{mp}, \text{ где:} \quad (1)$$

$m_{об}$ и m_c – сухая масса двигателя и его систем, соответственно;

m_{mp} – сухая масса трансмиссии;

$$N_{уд}^{МТУ} = \frac{N_e^{об}}{m_{МТУ}} - \text{удельная мощность МТУ;} \quad (2)$$

g_e – удельный расход топлива.

Для проведения сравнения СУ разных бронетранспортеров используют следующие мощностные и габаритно-массовые показатели:

- относительные потери мощности СУ, представляющие собой отношение затрат мощности на системы СУ к мощности двигателя в условиях стенда N_e^{cm} :

$$\Delta_{пот} = \frac{N_e^{cm} - N_e^{об}}{N_e^{cm}}; \quad (3)$$

- объемная мощность МТО, представляющая собой отношение максимальной мощности двигателя в условиях стенда N_e^{cm} к объему МТО $V_{МТО}$:

$$N_{об}^{МТО} = \frac{N_e^{cm}}{V_{МТО}}. \quad (4)$$

При сравнительной оценке изделий БТР также используется показатель удельной мощности $N_{уд}^{БТР}$, определяемый по формуле:

$$N_{уд}^{БТР} = \frac{N_e^{cm}}{m_{БТР}}, \quad (5)$$

где: N_e^{cm} – максимальная стендовая мощность двигателя;

$m_{БТР}$ – максимальная масса полностью снаряженного БТР с полными заправками систем.

Для проведения анализа по сравнению силовых установок, разработанных в ГП «ХКБМ им. А.А.Морозова» ряда четырехосных БТР-4 с колесной формулой 8x8, в таблице 1 приведены их наименования, марки двигателей, некоторые основные технические характеристики, а также полученные значения показателей назначения, конструктивных параметров, мощностных и габаритно-массовых показателей, описанных выше и более подробно в [2]. В данной публикации отмечено, что рассматриваемые БТР-4 по величине мощностей двигателей в условиях объекта $N_e^{об} \approx 390...415$ л.с. значительно превосходят ранее выпускавшиеся бронетранспортеры, $N_e^{об}$ которых находится в пределах 260...291 л.с. Это в основном связано с увеличением массы данных БТР-4 до 21 ...22 т. (12...16 т. у других бронетранспортеров) в связи усилением бронирования, в следствие чего для сохранения характеристик подвижности потребовались двигатели большей мощности.

Из рассматриваемого ряда БТР-4 наибольшая мощность двигателя в условиях

объекта у БТР-4Е (415 л.с.), а наименьшая – у БТР-4А (390 л.с.); также незначительно разнятся сухие массы m_{MTU} моторно-трансмиссионных установок (МТУ). Тем не менее, наибольший показатель удельной мощности $N_{уд}^{MTU} = 97,6$ л.с./т у БТР-4В, а наименьший, равный 90,6 л.с./т – у БТР-4А.

Удельные расходы топлива g_e для дизелей, примененных в модельном ряде бронетранспортеров БТР-4, на режимах максимальной мощности мало разнятся между собой и находятся в пределах 211...216 г/кВт·ч, что в целом свидетельствует об одинаково высоком уровне их изготовления с применением современных технологий на предприятиях-изготовителях Италии, Украины и Германии соответственно.

Таблица 1

Показатели четырехосных БТР-4 с колесной формулой 8x8

Наименование и обозначение	Размерность	Наименование бронетранспортеров		
		БТР-4А	БТР-4В	БТР-4Е
Максимальная масса БТР, $m_{БТР}$	т	21,0	21,9	21,9
Максимальная скорость по шоссе, v	км/час	110	110	110
Марка двигателя	-	IVECO Cursor 10 C10ENTC	Deutz BF6M 1015CP	3ТД-3А
Максимальная стендовая мощность двигателя, $N_e^{ст}$	кВт (л.с.)	286 (390)	330 (449)	368 (500)
Тип системы охлаждения	-	вентиляторная	вентиляторная	эжекционная
Марка коробки передач	-	B1318.40.10сб-1	Allison MD 4500SP	B1318E.40.010сб
Показатели назначения и конструктивные параметры СУ				
$N_e^{об}$	кВт (л.с.)	286 (390)	300 (408)	305(415)
m_{MTU}	т	4,31	4,18	4,43
$N_{уд}^{MTU}$	л.с./т	90,6	97,6	93,7
g_e :				
-мин	г/кВт·ч	196	195	-
-на N_e^{max}	г/кВт·ч	216	212	211
Мощностные и габаритно-массовые показатели СУ				
$\Delta_{пот}$	-	0,09	0,09	0,17
V_{MTO}	м ³	5,4	5,4	5,4
$N_{об}^{MTO}$	л.с./м ³	79,63	83,15	92,59
Удельная мощность БТР, $N_{уд}^{БТР}$	л.с./т	20,476	20,50	22,83

В процессе анализа показателей относительных потерь мощности выявлено, что у силовых установок с дизелями DEUTZ и IVECO, имеющих вентиляторные системы охлаждения, относительные потери составляют 0,09 и 0,11, что меньше чем у установки с двигателем 3ТД-3А и системой охлаждения эжекционного типа, у которой $\Delta_{пот} = 0,17$. Это связано с тем, что эжекционные системы охлаждения при работе используют энергию

отработавших газов, поэтому двигатели с эжекционной системой охлаждения, по сравнению с двигателями с вентиляторной системой охлаждения, допускают примерно в три-четыре раза больше сопротивление выпускных трасс, а также примерно вдвое больше разрежение в системе питания воздухом, что в целом уменьшает объективную мощность силовой установки.

Перед проведением сравнения по показателю объемной мощности МТУ необходимо отметить тот факт, что поскольку все приведенные БТР являются плавающими, их объемы МТО определяются компоновкой машины. Для компоновки бронетранспортеров характерно размещение трансмиссионного отделения между днищем броневого корпуса и полом десантного отделения. Объемы МТО указанных бронетранспортеров одинаковы и равны $5,4 \text{ м}^3$. Самой энергоемкой является МТУ бронетранспортера БТР-4Е, показатель $N_{об}^{МТО}$ которого составляет $92,59 \text{ л.с./м}^3$, а самый низкий показатель $79,63 \text{ л.с./м}^3$ у БТР-4А.

По общепринятому для транспортных средств критерию удельной мощности, колесные бронетранспортеры БТР-4 укладываются в существующий диапазон $20 \dots 26 \text{ л.с./т}$ для бронемашин пехоты и разведывательных подразделений основных стран-производителей [3]. Из приведенных в таблице 1 значений $N_{уд}^{БТР}$ наибольшее $22,83 \text{ л.с./т}$ у БТР-4Е, а у БТР-4А и БТР-4В удельные мощности почти равны и составляют $20,5 \text{ л.с./т}$.

Реальную оценку созданным СУ получают в процессе проведения ходовых и стендовых испытаний БТР, причем следует отметить тот факт, что стендовые испытания моторно-трансмиссионных установок имеют качественное превосходство над полевыми в плане определения мощностных, теплотехнических, экономических и экологических показателей на соответствие стандартам и техническим требованиям, поскольку по существующим нормативам их получают при долговременной стабильной работе двигателя на режимах внешней характеристики.

Определение основных параметров силовых установок БТР производилось на существующем в ГП «ХКБМ» стенде комплексных испытаний моторно-трансмиссионных отделений [3] с применением схемы сборки нагружающих устройств для колесных машин, представленной на рис.3.

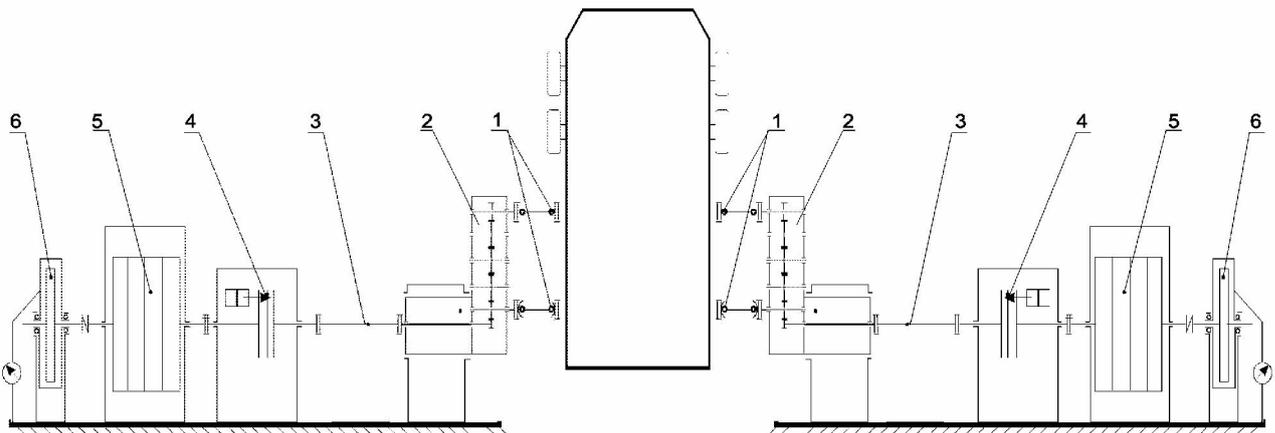


Рис. 3. Схема сборки нагружающих устройств для испытаний колесных БТР

- | | |
|---------------------------|--------------------------|
| 1 – карданные валы; | 4 – фрикцион; |
| 2 – суммирующий редуктор; | 5 – инерционный барабан; |
| 3 – соединительный вал; | 6 – индукторный тормоз. |

В данной схеме используются суммирующие редукторы, позволяющие создавать стендовыми нагружающими устройствами одновременное торможение выходных валов двух задних ведущих мостов БТР (см. рис.3). В состав левого и правого нагружающих устройств входят: карданные валы, суммирующий редуктор, соединительный вал и индукторный тормоз типа WS-1200 мощностью 1200 кВт (1600 л.с.).

Суммирующий редуктор представляет собой рядный редуктор с одним выходным и двумя входными валами, к которым через карданные валы и переходные детали передаются крутящие моменты со ступиц ведущих колёс (см. рис.4).



Рис. 4. Подключение суммирующего редуктора к ступицам колёс задних мостов БТР с помощью карданных валов и переходников.

Исключение в данной схеме передачи мощности парой трения «резиновая покрышка – дорожное покрытие» значительно упрощает нагружение силовой установки и не заставляет решать проблемы, связанные с имитацией дорожного полотна. Таким образом, увеличивается точность измерения мощности на выходных валах ведущих колёс, так как не нужно вводить в рассмотрение сложные математические модели по определению геометрии шин, коэффициентов проскальзывания и сцепления. В индукторном тормозе происходит двойное преобразование энергии: подводимый к его ротору крутящий момент тормозится магнитным полем, энергия которого преобразуется в вихревые токи, нагревающие статор. Для отвода тепла статор охлаждается проточной водой. Инерционный барабан имитирует массу испытуемого изделия, требуемый момент инерции обеспечивается соответствующим набором из 12-ти дисков. Фрикцион служит для предохранения механизмов испытуемого изделия от поломок путём быстрого отключения вращающихся масс инерционного барабана и ротора тормоза.

Оборудование, измерительная и управляющая аппаратура стенда позволяют проводить испытания в условиях, достаточно близких к реальным условиям работы двигателя, трансмиссии и их систем, а так же обеспечивают повторяемость этих условий при сравнительных испытаниях. В стендовом боксе предусмотрена возможность подачи на воздухозаборники силовой установки воздуха с регулируемой температурой от +20°C

до +55 °С, что позволяет проводить отработку систем охлаждения силовых установок для стран с жарким климатом.

Одновременно с определением мощностных характеристик, на стенде осуществляется постоянный контроль текущего состояния испытуемой силовой установки, заключающийся в измерении её следующих основных параметров:

- частот вращения выходного вала двигателя и выходных валов задних мостов;
- температур и давлений охлаждающей жидкости, моторного и трансмиссионного масел, топлива, воздуха на входе в радиаторы и двигатель, выпускных газов на выходе из него;
- тормозных моментов правого и левого нагружающих устройств.

Для определения этих параметров в составе комплексного стенда имеется измерительный комплекс ТН 800, который состоит из двух совместимых компьютеров, блока согласования устройства сопряжения с объектом, печатающего устройства и набора информационных датчиков для каждого исследуемого параметра. В зависимости от требований программы испытаний разрабатываются информационные модели, которые с частотой от 1 до 100 Гц и точностью 0,5...1% обеспечивают приём, обработку, отображение и регистрацию информации с датчиков, установленных на испытываемом изделии. В качестве исходных данных в математические модели закладываются паспортные характеристики датчиков, в особых случаях производится прямая тарировка измерительного канала.

Оценка значений этих основных параметров позволяет количественно определить потерю мощности двигателя и, соответственно, её влияние на конечную мощность силовой установки, вызванную конструктивными особенностями (в случае значительных потерь мощности - негативными) функционирования определённой системы СУ в целом. А затем, опираясь на нормативную документацию двигателя, выбрать направления и методы устранения данного негативного фактора.

Определение мощности на валах ведущих колес при работе СУ под нагрузкой, создаваемой индукторными тормозами, производится на режимах, характеризующихся устойчивым равномерным вращением валов нагружающих устройств, при использовании следующей формулы:

$$N_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{л}} \cdot (M_{\text{л}} + \Delta M_{\text{л}}) + n_{\text{пр}} \cdot (M_{\text{пр}} + \Delta M_{\text{пр}})}{716.2}, \text{ л.с.} \quad (6)$$

где: $n_{\text{л}}$ и $n_{\text{пр}}$ – частоты вращения левого и правого тормозов (мин^{-1});
 $M_{\text{л}}$ и $M_{\text{пр}}$ – тормозные моменты левого и правого тормозов ($\text{кгс}\cdot\text{м}$);
 $\Delta M_{\text{л}}$ и $\Delta M_{\text{пр}}$ – потери на трение в левом и правом нагружающих устройствах ($\text{кгс}\cdot\text{м}$), определённые практическим путём на стендах ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова».

Стационарные испытания моторно-трансмиссионных установок БТР в разные периоды времени проводились на стенде, собранном по представленной выше схеме, в результате чего были получены мощностные характеристики, приведенные на рис.5.

При получении данных результатов, двигатели работали на режимах внешних характеристик, но в зависимости от требований программ испытаний и пожеланий заказчиков, либо других субъективных факторов, испытания не всегда проводились на всех высших передачах АКП и не во всем рабочем диапазоне частоты вращения коленчатых валов двигателей ($n_{\text{об}}$). Так, например, испытания БТР-4В проводились при включенной III-ей передаче АКП во всем рабочем диапазоне внешней характеристики дизеля DEUTZ, а на других высших передачах – только на режимах максимальной мощности при $n_{\text{об}} = 1900 \text{ мин}^{-1}$. Тем не менее, по полученным результатам, приведенным

на рис.5, можно в целом выделить следующие общие тенденции для МТУ колесных БТР-4:

- с увеличением номера передачи АКП происходит снижение мощности $N_{вых}$ на валах колес 3-го и 4-го мостов, что связано с увеличением механических потерь в трансмиссиях вследствие повышения частот вращения их элементов;

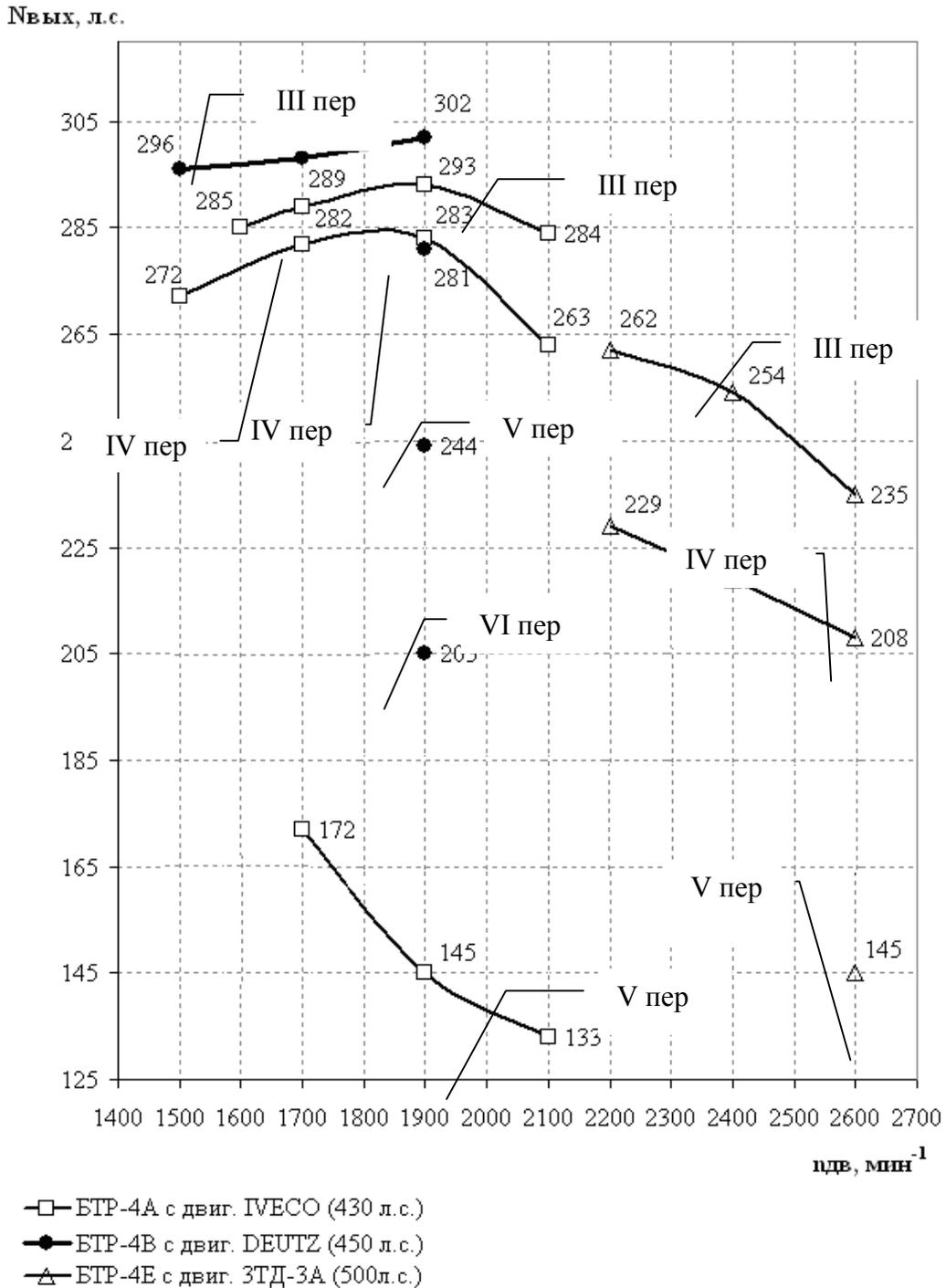


Рис. 5. Мощностные характеристики моторно-трансмиссионных установок бронетранспортёров ряда БТР-4, созданных в ГП «ХКБМ»

- на приведенных кривых для определенных передач АКП с увеличением частоты $n_{об}$ происходит снижение выходной мощности, в результате чего значения $N_{вых}$, соответствующие режиму максимальной мощности двигателя, меньше других измеренных значений; в каждом отдельном случае это объясняется или значительным повышением потерь мощности с ростом $n_{об}$ в каких-то узлах трансмиссии, или нелинейным увеличением потребляемой мощности отдельными агрегатами также с повышением частоты вращения коленчатого вала двигателя (например, вентиляторами системы охлаждения БТР-4А и БТР-4В);

- наибольший диапазон устойчивой работы на внешней характеристике по частоте вращения коленчатого вала, составляющий 600 мин^{-1} у дизеля IVECO Cursor 10 C ENTС (от 1500 до 2100 мин^{-1}); дизели Deutz BF6М 101SCP и ЗТД-3А имеют рабочие частотные диапазоны по 400 мин^{-1} .

Необходимо отметить, что трансмиссии колесных БТР имеют более низкий КПД и большую зависимость механических потерь от частоты вращения коленвалов двигателей $n_{об}$ и выходных валов АКП по сравнению с танковыми, вследствие примерно вдвое большего числа зубчатых соединений, карданных передач и подшипниковых узлов в кинематических схемах передачи крутящего момента от двигателя к колесам.

Полученные мощностные характеристики позволяют реально оценить существующие потери в моторно-трансмиссионных установках, на этапах доработок провести конструкторские мероприятия по их снижению, качественно улучшить коэффициент полезного действия трансмиссий, повысив, таким образом, тяговые, экономические и ресурсные показатели БТР-4.

Выводы. Спроектированные в ГП «ХКБМ им. А.А.Морозова» колесные четырехосные бронетранспортеры БТР-4 имеют компактные силовые установки, в состав которых входят современные экономичные дизели отечественного и зарубежного производства, а также автоматические коробки передач планетарного типа производства фирмы Allison и собственной разработки.

Полученные при стендовых испытаниях мощностные характеристики выявили общую для колесных БТР тенденцию значительного роста потерь мощности в трансмиссиях в зависимости от частот вращения валов двигателей и выходных валов АКП. В целом по показателям качества силовых установок наиболее перспективными являются моторно-трансмиссионные установки БТР-4Е и БТР-4В.

Оптимально подобранные соотношения габаритно-массовых и мощностных показателей созданных в ГП «ХКБМ им. А.А.Морозова» бронетранспортеров позволяют им обладать улучшенными характеристиками подвижности вследствие соответствия их удельных мощностей ($20...23 \text{ л.с./т}$) современным требованиям для колесных объектов бронетехники, что обеспечивает их спрос на мировом рынке вооружений.

Литература: 1. Теория и конструирование танков. Том 4 – Москва, «Машиностроение», 1984, с.39 – 40. 2. Бусяк Ю.М., Веретенников А.И., Завадский А.М., Корецкий Н.А., Лизунов К.М. Перспективы развития трансмиссий военных бронированных машин. «Механика та машинобудування», - 2004, №1, с.102 – 106. 3. Кудров В.Н., Кузьминский В.А., Жменько Р.В., Чучмарь И.Д., Зарянов В.А., Золотуха В.Н. Стенд для испытаний силовых установок колесных и гусеничных машин. «Вестник национального технического университета «ХПИ»», тематический выпуск «Транспортное машиностроение», - 2007, №33, стр.83 – 94.

Bibliography (transliterated) 1. Teorija i konstruirovanie tankov. Tom 4 – Moskva, «Mashinostroenie», 1984, - S.39-40 2. Busjak Yu.M., Veretennikov A.I., Zavadskij A.M., Koretskij N. A., Lizunov K.M. Perspektivi razvitija transmissij voennyh bronirovannyh mashin // «Mehanika ta mashinobuduvannja», -2004, №1,- S.102-106 3. Kudrov V.M., Kuzminskij V.A., Zhmen'ko R.V., Chuchmar' I.D., Zarjanov V.A., Zolotuha V.N. Stend dlja ispytanij silovyh ustanovok kolesnyh I gusenichnyh maschin. // «Vestnik natsional'nogo tehničeskogo universiteta «HPI»», tematicheskij vupusk «Transportnoje maschinostroenije», - 2007, №33, - S.83-94

Бобер А.В., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьминський В.А., Федянин А.В.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК БТР-4 З РАЗЛИЧНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

В статье представлена сравнительная оценка моторно-трансмиссионных отделений БТР-4, разработанных ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова», по мощностным и качественным показателям, основанных на экспериментальных данных.

Бобер А.В., Зарянов В.А., Крот С.Г., Кузьмінський В.А., Федянін О.В.

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА СИЛОВИХ УСТАНОВОК БТР-4 З РІЗНИМИ ДВИГУНАМИ

У статті наведена порівняльна оцінка моторно-трансмісійних відділень БТР-4, розроблених у ДП «ХКБМ ім. О.О. Морозова», за показниками потужності та якості, що ґрунтуються на експериментальних даних.

Bober A.V., Zarjanov V.A., Krot S.G., Kuzminskiy V.A., Fedyanin A.V.

POWER DESCRIPTION AND QUALITATIVE INDEXES OF ARMoured VEHICLE POWER PACK, DESIGNED BY SE KMDB

The article shows comparative estimate of power pack of armoured vehicle, designed by SE KMDB, according to power and qualitative indexes. Estimate methods of perfection of power pack are showed in this article too.

Васильев А.Ю., канд. техн. наук; Веретельник О.В., Танченко А.Ю., канд. техн. наук; Мартыненко А.В., канд. техн. наук; Грабовский А.В., канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОРПУСА БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН

Актуальность. В литературе, посвященной описанию процессов обтекания объектов ударной волной от мощных взрывов [1-21], предполагается простая классическая схема распределения давлений по поверхностям. Например, схематичная эпюра прикладываемой нагрузки, моделирующей давление от ударной волны, показана на рис. 1.

Эта же схема практически без изменений используется и во многих современных исследованиях последних лет [4-9]. Как видно из схемы (рис. 1), при таком подходе геометрия обтекаемого объекта существенно не влияет на распределение давлений по поверхностям объекта. Считается, что на весь объект, за исключением лобовой и задней проекции, действует одно и то же избыточное давление ΔP_0 . При этом на лобовую проекцию действует избыточное давление $1.2P_0$, а на заднюю проекцию – $0.8P_0$.

Анализируя результаты проведенных в Украине и за рубежом исследований по воздействию взрывных волн различного характера с различными объектами [4-12], а также анализируя результаты газо-гидродинамических исследований различных объектов [12-14], можно с уверенностью сказать, что реальная физика процесса сильно отличается от принятой модели. В действительности характер распределения зон избыточного и пониженного давления, а также их величины, как указывается в статье [21], сильно зависят от следующих факторов: – геометрия внешних обводов объекта; – направление движения фронта волны; – скорость фронта волны; – величина давления во фронте волны; – длительность ударной волны.

Кроме того, в общем случае:

- процесс обтекания ударной волной объекта является высоконелинейным динамическим процессом;
- процесс происходит со скоростями, близкими к скорости звука, т.е. в разных частях поток может находиться как в звуковой, так и в дозвуковой или зазвуковой области, что существенно усложняет численное исследование процесса;
- объекты не являются абсолютно твердыми и при обтекании ударной волной могут деформироваться, в результате чего также может меняться характер обтекания.

Таким образом, на сегодняшний день отсутствует методика численного моделирования обтекания ударной волной корпусов различных машин с учетом их формы. В то же время в связи с резко возрастающими потребностями проектирования легкобронированных машин (ЛБМ), устойчивых к широкому спектру поражающих факторов, необходимо перед принятием проектных решений проводить численные исследования с варьированием как геометрических параметров конструкции ЛБМ, так и свойств-параметров самой ударной волны. Эта задача и является предметом данной статьи.

Постановка задачи. В статье [21] описана общая постановка задачи обтекания корпусов легкобронированных машин ударной волной. В данной работе она была использована, адаптирована и развита в части дополнения учитываемых

© А.Ю. Васильев, 2014

факторов. Рассматривался также такой важный фактор как направление прихода ударной волны.

Цель работы – компьютерное моделирование процесса встречи ЛБМ с ударной волной на открытом пространстве. Размеры расчетной области – 30м*30м*10м (ширина, глубина, высота). Подобные размеры выбраны для исключения влияния краевых эффектов. Граничные условия моделируют ситуацию, происходящую при нахождении ЛБМ в области максимальных давлений фронта ударной волны. Для этого, в качестве входного условия задается скорость потока, равная 300 м/с, в качестве выходного – задается величина максимального избыточного давления во фронте 100 кПа.

Расчет выполнялся с помощью САЕ системы Autodesk Simulation CFD 2015, основанной на методе конечных элементов (МКЭ). Средняя величина ребра конечных элементов (КЭ) на геометрии ЛБМ – 10 см (рис. 2). Для уточнения поведения потока вблизи машины моделируются пристеночные слои в количестве 3 шт.

При проведении тестовых исследований проводилось варьирование положения машины по отношению к потоку. Угол между продольной осью машины и вектором движения потока изменялся в диапазоне от 0 до 180° с шагом в 30°.

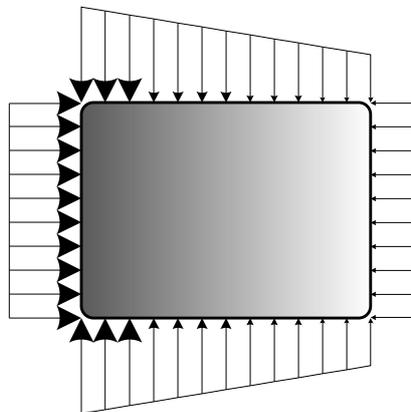


Рис. 1. Традиционная схема распределения давлений по поверхностям боевой машины

Методика исследований. Движение и теплообмен текучей среды моделируется в нестационарной постановке с помощью уравнений Навье-Стокса (1), описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0, \quad (1)$$

где t — время, u — скорость текучей среды ρ — плотность текучей среды.

В общем случае, для сложной (произвольной) расчетной области, решить аналитически описанную выше задачу невозможно. Для решения поставленной задачи использовался численный метод решения на базе метода конечных элементов, реализованный в программном комплексе Autodesk Simulation CFD [18]. Более подробно методика исследований приведена в [21].

Результаты исследований. На рис. 3–5 представлены результаты решения тестовых задач. В качестве исследуемых объектов были выбраны следующие ЛБМ: БТР-80, БМП-2 и БМД-2. Картины распределения приведены в гамме оттенков от минимума до максимума.

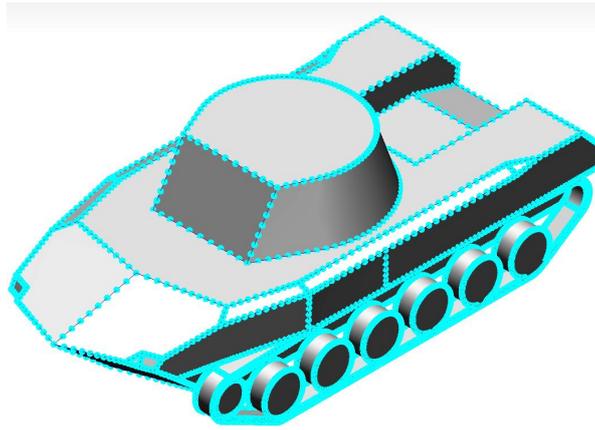


Рис. 2. Настройка для автоматической генерации КЭ сетки для БМД

Все эти машины стоят на вооружении украинской армии. Корпуса имеют значительные различия по форме, типу движителя и вариантам модификаций в зависимости от выполняемой задачи. Также все перечисленные ЛБМ имеют модификации для выполнения различных тактических задач. Кроме расчета газодинамических характеристик потока, в статье предлагается провести сравнительный анализ процесса обтекания, а также выработать интегральные характеристики для оценки машины.

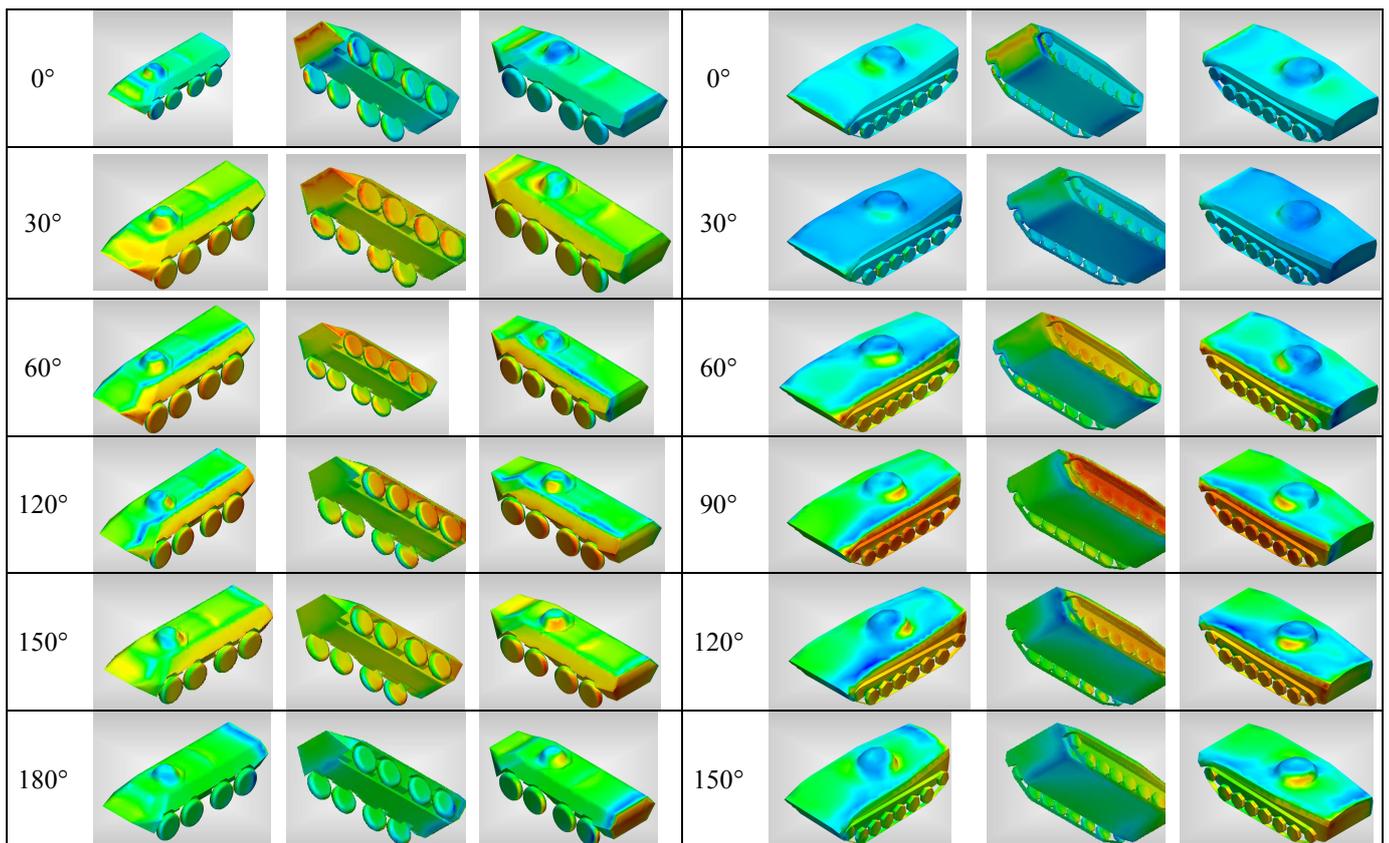


Рис. 3. Картины распределения давлений при обтекании БТР-80 ударной волной в зависимости от различных углов встречи

Рис. 4. Картины распределения давлений при обтекании BMP-2 ударной волной, в зависимости от различных углов встречи

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

- 1) вблизи корпуса боевой машины скорость потока снижается;

- за корпусом (по отношению к потоку) образуется «мертвая зона» с очень низкими скоростями воздуха (до 0 м/с);
- 2) за корпусом (по отношению к потоку) может образовываться зона с вихревым течением и противотоком;
- 3) зоны застоя воздуха и вихревого течения (аналогичные пунктам 2 и 3) образуются также фронтальными (по отношению к потоку) и задними поверхностями машины и крупного внешнего оборудования (к примеру, башни, движители);
- 4) на краях корпуса и внешнего оборудования образуются зоны «срыва потока», в которых скорость воздуха существенно выше средней по потоку;
- для ЛБМ с колесным движителем колесные арки также являются зонами сложного течения;
- 5) для углов встречи больших 60° характерно наличие зоны резкого перехода от высокого давления, к низкому давлению (в т.ч. и разрежения), за счет чего локально может возникать крутящий момент, опасный для сварных швов машины

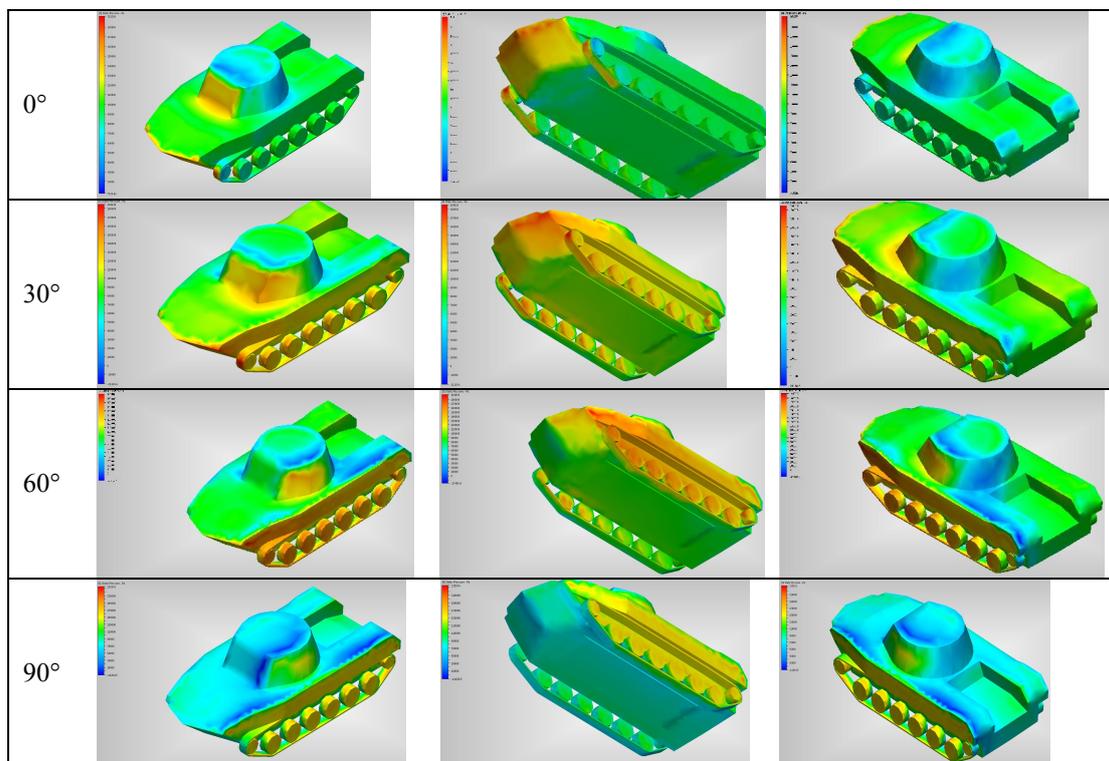


Рис. 5. Картины распределения давлений при обтекании БМД-2 ударной волной, в зависимости от различных углов встречи

При избыточном давлении $\Delta P=100\text{КПа}$ во фронте волны, минимальное давление по машине на элементы корпуса рассмотренных машин может меняться в пределах от -50 до 30 КПа, максимальное давление по машине варьируется в пределах 154 – 340 КПа (максимум по машине). В то же время, если рассматривать интегральное значение давлений на бронелисты, то передние (по отношению к потоку) проекции воспринимают от 0.75 до 1.5 относительно исходного избыточного давления. Таким образом, можно заметить, что не только геометрия внешнего обвода корпуса ЛБМ влияет на обтекание, но и ориентация машины по отношению к потоку. Также следует учесть, что разные проекции машины обладают существенным различием по толщине бронелистов и структуре усиления. Например, для многих гусеничных машин, с учетом уменьшенной толщины листов задней проекции и наличия дверей для высадки десанта, последствия могут быть критическими при существенно более низких значениях

избыточного давления. Кроме того, следует учесть, что на некоторые зоны машины действует не просто разреженное давление, а комбинация повышенного и разреженного, что создает крутящий эффект в данной зоне.

Выводы. Как видно из представленных результатов, характер распределения давления сильно зависит как от геометрии объекта, так и от направления распространения ударной волны. Можно с уверенностью сказать, что на распределение давлений по элементам машины влияет и множество других факторов, указанных ранее (например, строения, расположенные вблизи). Следует отметить, что в результате тестовых расчетов были также получены значения интегральных сил, действующих на машину в целом. Значения данных сил сравнимы или существенно превышают массу машины. Косвенно в качестве подтверждения этого факта можно назвать явления сдвига или даже переворота машин, не прикрепленных к «земле», при испытаниях. Однако говорить о конкретных величинах действующих сил можно будет только проведя дополнительные исследования, в том числе и в динамической постановке. В то же время, следует отметить, что время, за которое происходит деформация элементов бронекорпуса, существенно меньше времени на передвижение машины как единого целого. При этом даже для существенно различающихся машин и для различных направлений встречи есть возможность сделать некоторые обобщения:

- в зонах минимального давления действует около ± 0.5 от исходного избыточного;
- зоны с минимальным давлением (от -0.5 до -0.2) располагаются не только с противоположной относительно потока стороны машины, но и на поверхностях, близких к горизонтальным и примыкающим к зонам максимального давления;
- на противоположной (относительно потока) стороне машины действует давление около 0.5 (против 0.8 по ранее принятым методикам);
- среднее давление на передние листы (относительно потока) достигает от 0.75 до 1.5 (против 1.2 по ранее принятым методикам).

Также были получены некоторые принципиально новые результаты (интегральная сила, локальное кручение элементов бронекорпуса от давления), которые требуют дополнительных исследований, так как при отсутствии их учета могут возникнуть существенные погрешности при расчете воздействия ударной волны на корпус.

Используемый программный комплекс (Autodesk Simulation CFD) является удобным инструментом предварительного анализа за счет существующих методов построения оптимизированной (сбалансированной по точности и скорости расчета) сетки, методов сгущения, скорости счета. За счет того, что он основан на МКЭ, он является более предпочтительным для дальнейших исследований, чем использованный в работах ранее Cosmos FloWorks [21].

Дальнейшим направлением исследований является уточнение постановки (например, расширение ее до динамической) и расчет влияния большего количества параметров ударной волны.

Полученные результаты могут быть в дальнейшем использованы для сравнения степени нагруженности ЛБМ разного типа эффектами от воздействия взрывных волн. Разработанные критерии применимы лишь для грубого сравнения машин, и необходима разработка более качественных интегральных характеристик. Для этого необходимо рассмотреть больше типов корпусов, провести анализ влияния внешнего оборудования (к примеру, различных типов вооружения) и модификаций на характер обтекания машины потоком, а также рассмотреть большее количество выходных параметров и большего количества характеристик потока.

Кроме того, полученные результаты могут быть использованы в дальнейшем как основа для корректного задания нагрузок от ударной волны при расчете напряженно-деформированного состояния корпусов транспортных средств специального назначения.

Литература: 1. Чобиток В.А., Брижинёв Ю.Н., Долганов А.А., Мирошник А.В. Конструкция и расчёт танков и БМП. – М.: Воениздат, 1984. – 376 с. 2. Буров С.С. Конструкция и расчёт танков. – М.: Изд-во Академии им. Малиновского Р.Я., 1973. – 602 с. 3. Балдин. В.А. Теория и конструкция танка. – М.: Воениздат, 1975. – 442 с. 4. Васильев А.Ю., Пелешко Е.В. Построение параметрических моделей корпусов многоцелевых транспортеров для расчета их прочностных и жесткостных характеристик // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск „Колесные и гусеничные машины специального назначения” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2003. – № 28. – С.102-112. 5. Васильев А.Ю. К вопросу о деформировании корпусов транспортных средств под действием ударных нагрузок характеристик // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск „Динамика и прочность машин” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005. – № 47. – С. 42-50. 6. Пономарев Е.П., Васильев А.Ю. К вопросу о проведении многовариантного анализа напряженно-деформированного состояния корпуса МТ-ЛБ // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск „Механіка та машинобудування” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005. – № 1. – С.289-294 7. Бруль С.Т., Васильев А.Ю. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины// Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск „Машиноведение и САПР” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005. – № 53. – С.29-34. 8. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск „Механіка та машинобудування” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005, №1. – С.184-194 9. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип. : Машинознавство та САПР. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007. – № 3. – С.24-43. 10. Бейкер У., Кокс П., Уэстайн П. и др. Взрывные явления. Оценка и последствия. – М.: Мир, 1986. Кн. 1.– 319 с.; Кн. 2. – 384 с. 11. Физика взрыва // Под ред. К.П. Станюковича.– М.: Наука, 1975. – 704 с. 12. Губайдуллин А.А., Ивандаев А.И., Нигматулин Р.И. Некоторые результаты численного исследования нестационарных волн в газовзвесьях // Изв. АН СССР, МЖГ. 1976.– № 5. – С. 64-69. 13. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа – М.: Мир, 1986. – с.184. 14. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. Изд. 2-е, переработ. М.-Л. Госэнергоиздат, 1961 15. <http://www.top500.org> 16. <http://tensor.org.ua> 17. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с. 18 <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2014/ENU/> 19. Гірін О.Г. Газова динаміка // Навч. посібн. Одеса: Астропринт, 2007. – 208 с. 20 . Гірін О.Г. Чисельні методи у газовій динаміці // Навч. посібн. Одеса: Астропринт, 2006. – 168 с. 21. Васильев А.Ю. Исследование процесса обтекания корпусов легкобронированных машин ударной волной / А.Ю. Васильев // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1, С. 96-107.

Bibliography (transliterated): 1. Chobitok V.A., BrizhinYov Yu.N., Dolganov A.A., Miroshnik A.V. Konstruktsiya i raschYot tankov i BMP. – М.: Voениzdat, 1984. – 376 s. 2. Burov S.S. Konstruktsiya i raschYot tankov. – М.: Izd-vo Akademii im. Malinovskogo R.Ya., 1973. – 602 s. 3. Baldin. V.A. Teoriya i konstruktsiya tanka. – М.: Voениzdat, 1975. – 442 s. 4. Vasilev A.Y., Peleshko E.V. Postroenie parametriceskih modeley korpusov mnogotselevyih transporterov dlya rascheta ih prochnostnyih i zhestkostnyih harakteristik // Vestnik NTU “KhPI”. Tematicheskiy vyipusk „Kolesnyie i gusenichnyie mashinyi spetsialnogo naznacheniya” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2003. – # 28. – S.102-112. 5. Vasilev A.Y. K voprosu o deformirovanii korpusov transportnyih sredstv pod deystviem

udarnykh nagruzok karakteristik // Vestnik NTU "KhPI". Tematicheskii vyipusk „Dinamika i prochnost mashin” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005. – # 47. – S. 42-50. 6. Ponomarev E.P., Vasilev A.Y. K voprosu o provedenii mnogovariantnogo analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya korpusa MT-LB // Vestnik NTU “KhPI”. Tematicheskii vyipusk „Mehanika ta mashinobuduvannya” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005. – # 1. – S.289-294 7. Brul S.T., Vasilev A.Y. K voprosu o modelirovanii vozdeystviya udarnoy volny na korpus boevoy mashiny// Vestnik NTU “KhPI”. Tematicheskii vyipusk „Mashinovedenie i SAPR” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005. – # 53. – S.29-34. 8. Tkachuk N.A., Brul S.T., Malakey A.N., Gritsenko G.D., Orlov E.A. Struktura spetsializirovannykh integrirovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnykh sredstv spetsialnogo naznacheniya // Vestnik NTU “KhPI”. Tematicheskii vyipusk „Mehanika ta mashinobuduvannya” – Kharkov: NTU “KhPI”, 2005, #1. – S.184-194 9. Brul S.T. Modelirovanie reaktsii korpusa boevoy mashiny na deystvie podvizhnoy nagruzki: teoriya, metody i modeli // VIsnik NTU „KhPI”. Tem. vip. : Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkov: NTU “KhPI”, 2007. – # 3. C.24-43. 10. Beyker U., Koks P., Uestayn P. i dr. Vzryivnyie yavleniya. Otsenka i posledstviya. – M.: Mir, 1986. Kn. 1.– 319 s.; Kn. 2. – 384 s. 11. Fizika vzryiva // Pod red. K.P. Stanyukovicha.– M.: Nauka, 1975. – 704 s. 12. Gubaydullin A.A., Ivandaev A.I., Nigmatulin R.I. Nekotoryie rezultaty chislennogo issledovaniya nestatsionarnykh voln v gazovzvesyah // Izv. AN SSSR, MZhG. 1976.– # 5. – S. 64-69. 13. Van-Dayk M. Albom techeniy zhidkosti i gaza – M.: Mir, 1986. – s.184. 14. Deych M.E. Tehnicheskaya gazodinamika. Izd. 2-e, pererabot. M.-L. Gosenergoizdat, 1961 15. <http://www.top500.org> 16. <http://tensor.org.ua> 17. Landau L.D., Lifshits E.M. Teoreticheskaya fizika. T. VI. Gidrodinamika. – M.: Nauka, 1986. – 736 s. 18 <http://help.autodesk.com/view /SCDSE/2014/ENU/> 19. GlrIn O.G. Gazova dinamika // Navch. posIbn. Odesa: Astroprint, 2007. – 208 s. 20 . GlrIn O.G. Chiselni metodi u gazoviy dinamitsi // Navch. posIbn. Odesa: Astroprint, 2006. – 168 s. 21. Vasilev A.Y. Issledovanie protsessa obtekaniya korpusov legkobronirovannykh mashin udarnoy volnoy / A.Y. Vasilev // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2009. – #1, S. 96-107.

Васильев А.Ю., Веретельник О.В., Танченко А.Ю., Мартыненко А.В., Грабовский А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОРПУСА БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН

В статье предложена новая методика анализа процесса обтекания корпусов различных легkobронированных машин ударной волной от мощного взрыва различного происхождения.

Васильев А.Ю., Веретельник О.В., Танченко А.Ю., Мартыненко А.В., Грабовський А.В.

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ГАЗОДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОРПУС БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

У статті запропонована нова методика аналізу процесу обтікання корпусів різних легkobроньованих машин ударною хвилею від потужного вибуху різного походження.

Vasilev A.Y., Veretelnik O.V., Tanchenko A.Y., Martynenko A.V., Grabovskiy A.V.

MODELING OF THE IMPACT OF FLUID FORCES ON ARMoured COMBAT VEHICLES

This paper proposes a new method of analysis of the flow past buildings of different light armored vehicles from the powerful shock wave of the explosion of different origin.

УДК 629.114.026

Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Веретенников Е.А., канд. техн. наук;
Костяник И.В., канд. техн. наук; Пасечный С.С.; Воронцов С.Н., канд. техн. наук;
Пылева Т.К., канд. техн. наук

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4

Введение. Существующая схема трансмиссии колесных бронетранспортеров серии БТР-4 содержит комплексную гидродинамическую передачу ГТК – XV от БМП-3, работающую совместно с двигателем ЗТД-3, пятиступенчатую планетарную коробку передач (ПКП), двухступенчатую раздаточную коробку, главные передачи и колесные редуктора (рис. 1). При проведении заводских стендовых и полигонных испытаний и опытной эксплуатации бронетранспортеров разработчиками были получены определенные замечания, связанные с жесткой динамикой переключения ряда передач.

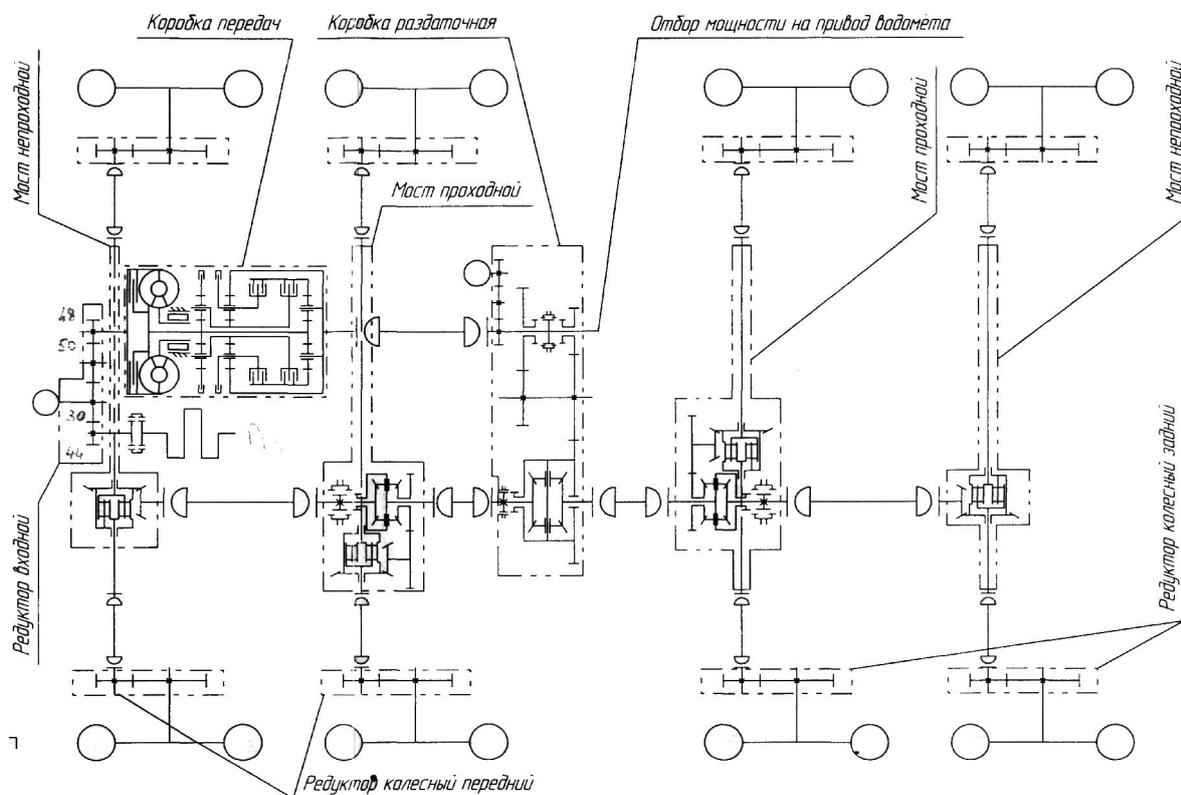


Рис.1. Кинематическая схема трансмиссии БТР-4

В связи с этой проблемой, отсутствием в доступных источниках действенных рекомендаций по разбивке передаточных отношений трансмиссий для военной техники и разработкой авторами статьи методики комплексной оценки динамичности военных гусеничных и колесных машин [1], опробованной на примере разработки ПКП БМ «Оплот», в качестве цели представленной работы было сформулировано следующее.

Целью представленной работы является определение передаточных отношений ПКП, оптимальных с точки зрения максимальной динамики разгона колесного бронетранспортера БТР-4Е в различных дорожных условиях.

© Д.О. Волонцевич, 2014

Обзор литературных источников.

В настоящее время в литературе описаны и используются в расчетах много различных способов разбивки передаточных чисел трансмиссий и способы их коррекции [2-15]. Однако для военной колесной техники, которая эксплуатируется как на хороших дорогах с твердым покрытием, так и на полном бездорожье, при условии приоритетности тягово-скоростных показателей по сравнению с топливно-экономическими и экологическими проблематично использовать наработки, ориентированные на легковые и грузовые автомобили общетранспортного назначения.

Постановка задачи.

Для двигателя ЗТД-3, работающего совместно с комплексной гидродинамической передачей ГТК – XV от БМП-3, выходная характеристика которых представлена на рис. 2, штатных главных передач и колесных редукторов в составе колесного бронетранспортера БТР-4Е подобрать оптимальные значения ПКП и раздаточной коробки, обеспечивающие наиболее быстрый разгон на внешней характеристике двигателя в различных дорожных условиях.

Материалы исследований.

В качестве исходных были выбраны все необходимые массово-инерционные, геометрические и кинематические параметры, соответствующие штатному исполнению колесного бронетранспортера БТР-4Е. Были рассмотрены варианты пяти и шестиступенчатых ПКП в сочетании с двухступенчатой раздаточной коробкой. При этом было принято, что на «нормальном» диапазоне в раздаточной коробке машина должна уверенно двигаться, в том числе, и с заблокированным ГТК по дорогам с твердым покрытием, сухим грунтовыми дорогам и мокрым грунтовыми дорогам средней тяжести с коэффициентом сопротивления до 0,08, а также преодолевать подъемы по сухой грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления до 0,04 и уклоном до 10°. При наличии высшей прямой передачи в ПКП и сохранении передаточного отношения нормального ряда в раздаточной коробке для обеспечения максимальной скорости движения передаточное отношение первой передачи в ПКП должно быть не менее шести.

Для пяти и шестиступенчатых ПКП были рассмотрены варианты с тремя степенями свободы с произвольным набором передаточных отношений. Одним из наиболее сложно преодолимых препятствий при синтезе работоспособной компактной схемы ПКП с тремя степенями свободы является ограничение скорости вращения сателлитов и разомкнутых фрикционов системы управления. Возможным вариантом решения этой проблемы являются схемы с последовательным редуцированием, содержащие входной реверс-делитель и основную 3-х ступенчатую ПКП. Однако такие варианты не позволяют получить более прогрессивные технические решения с произвольным законом распределения передаточных отношений по всему выбранному кинематическому диапазону. Для того чтобы понять насколько далеко от оптимального решения по динамике такой подход нас уводит, было принято решение провести дополнительно оптимизационные расчеты для шестиступенчатых ПКП с последовательным редуцированием, выполненных по принципу «3+3». Этот вариант для последовательного редуцирования является более предпочтительным, так как позволяет только один раз в процессе разгона одновременно переключать сразу два управляющих элемента при переходе с III передачи на IV, а так же реализовывать набор из трех передач для движения задним ходом с возможностью плавного последовательного переключения и разгона.

Необходимость рассмотрения старта не только с первой, а и со второй или даже третьей передачи в процессе оптимизации связана с тем, что при наличии комплексной гидродинамической передачи на хороших дорогах при некоторых вариантах разбивки целесообразнее стартовать с более высоких передач.

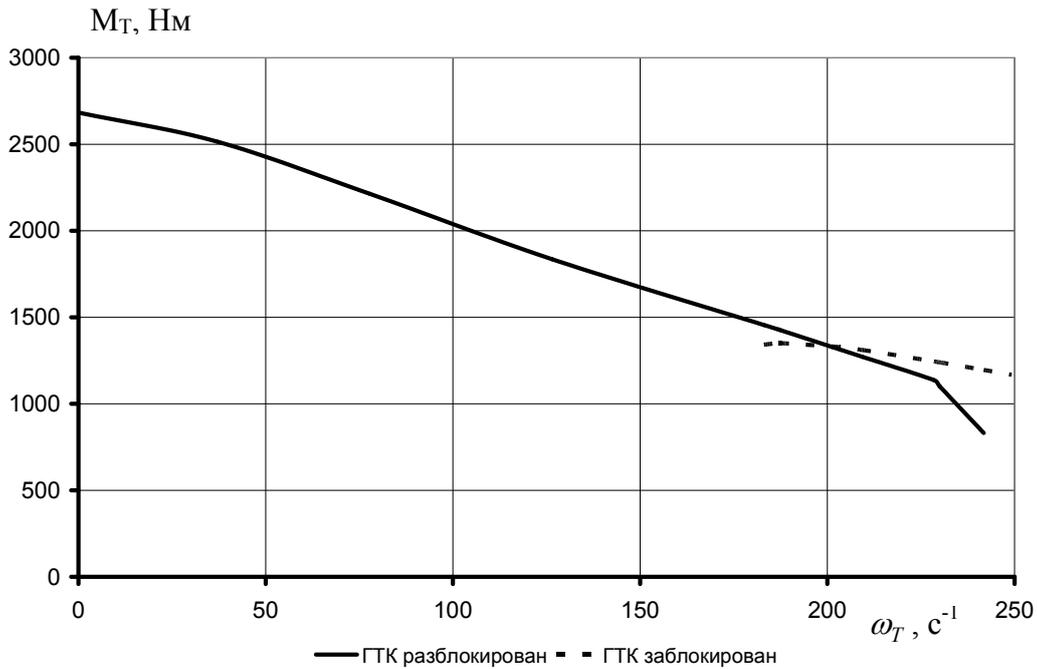


Рис. 2. Внешняя характеристика двигателя 3ТД-3 с комплексной гидродинамической передачей ГТК – XV от БМП-3

Для нахождения оптимального набора передаточных чисел ПКП, который бы позволил эксплуатировать машину в заданных условиях, с точки зрения наилучшей динамики разгона в качестве оптимизируемой функции нескольких переменных выбираем показатель комплексной оценки динамичности машины [1].

В качестве оптимального значения функции будем искать максимальное значение показателя комплексной оценки динамичности машины и соответствующие ему значения передаточных отношений трансмиссии.

Закон распределения типов дорог и соответствующих им коэффициентов сопротивления движению примем равновероятным. Сами коэффициенты сопротивления движению будем варьировать в диапазоне от 0,015 до 0,08 для «нормального» диапазона раздаточной коробки.

Алгоритм вычисления времени разгона проводился по методикам, изложенным в соответствующей литературе по теории гусеничных и колесных машин [16-18].

В результате проведенных расчетов были получены максимально возможные значения показателя комплексной оценки динамичности K_D для вариантов пяти, и шестиступенчатой ПКП БТР-4Е, работающей совместно с двигателем 3ТД-3 и ГТК – XV от БМП-3, а также соответствующие им значения передаточных отношений. Для шестиступенчатой ПКП была просчитана ПКП с последовательным редуцированием, построенная по схеме «3+3».

Результаты расчетов в виде наборов передаточных чисел, обеспечивающих максимальную динамику разгона машины при заданных условиях эксплуатации, соответствующие им показатели коэффициента комплексной оценки динамичности K_D , а также краткая оценка показателей сложности и габаритов ПКП, выполненная по методикам [19], сведены в таблицу 1.

Сравнительные характеристики ПКП

	Штатная	5-ступенчатая оптимальная	6-ступенчатая оптимальная	6-ступенчатая «3+3»
Число передач для движения вперед	5	5	6	6
Число передач для движения назад	1	1	1	3
Число степеней свободы	3	3	3	3
Число планетарных рядов	3	3	3	4
Число остановочных тормозов	2	3	4	4
Число блокировочных фрикционов	2	2	2	2
K_D	0,51163	0,520387	0,536678	0,515895
i_1	7,15	6,05	6,6	6
i_2	3,03	3	3	4
i_3	1,92	1,9	2	3
i_4	1,4	1,44	1,6327	2
i_5	1	1	1,3605	1,333
i_6	X	X	1	1

На рис. 3–5 представлены графические зависимости времени разгона до максимально достижимой скорости, скорости 40 и 60 км/ч БТР-4 со штатной и тремя вариантами предлагаемых разбивок передаточных отношений от коэффициента сопротивления движению. При этом на рис. 3 также приведены зависимости максимально достижимой скорости и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью от коэффициента сопротивления движению.

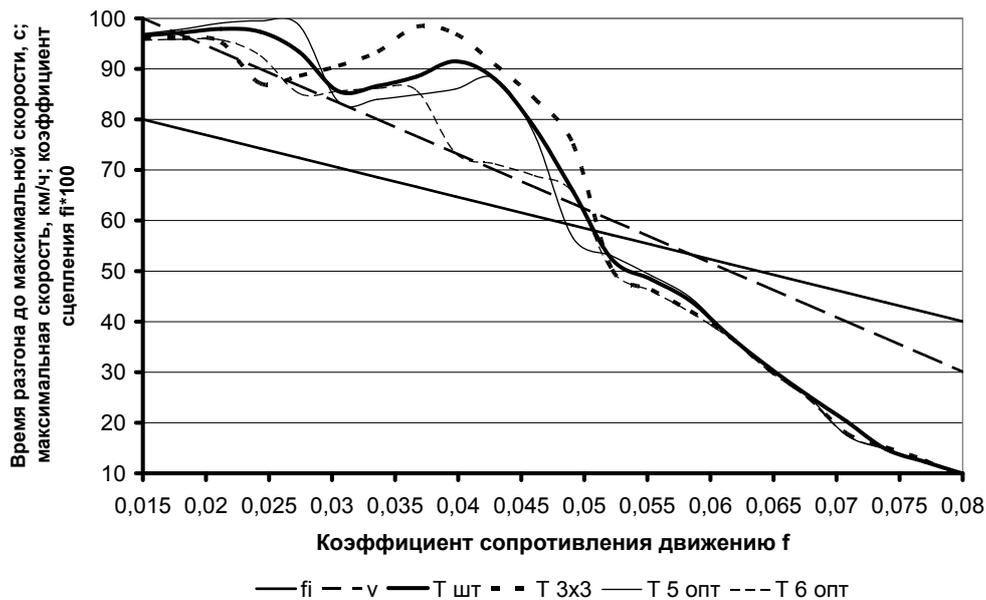


Рис. 3. Зависимости от коэффициента сопротивления движению максимально достижимой скорости, времени ее достижения и коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью

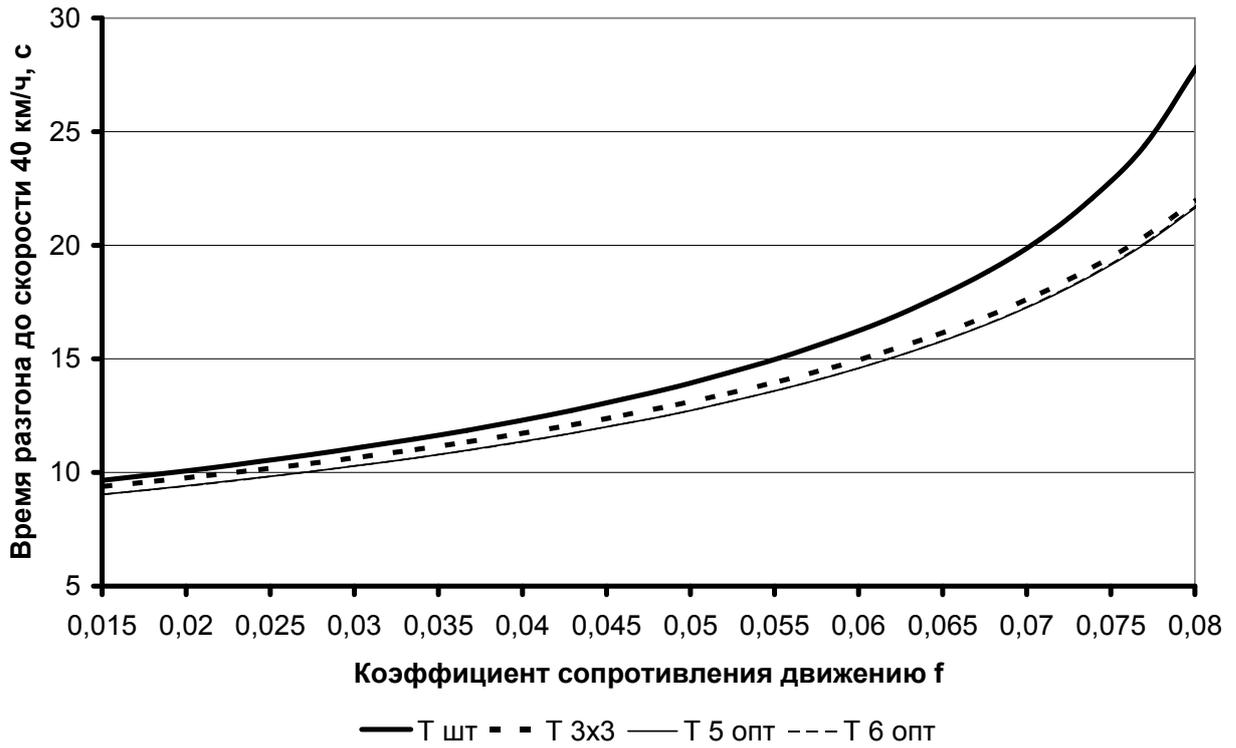


Рис. 4. Зависимости от коэффициента сопротивления движению времени достижения скорости 40 км/ч

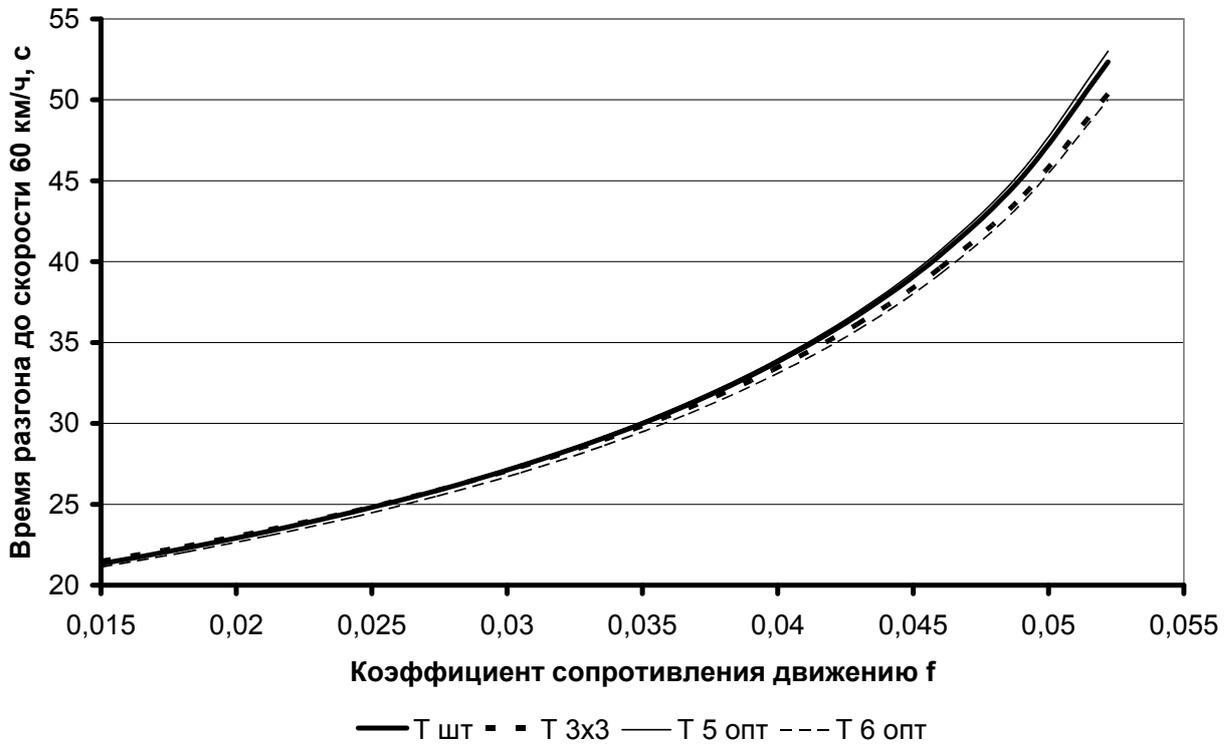


Рис. 5. Зависимости от коэффициента сопротивления движению времени достижения скорости 60 км/ч

Выводы.

1. Все предложенные варианты разбивки передаточных отношений механической ПКП (5-ступенчатая оптимальная, 6-ступенчатая оптимальная и 6-ступенчатая с последовательным редуцированием «3+3») по показателю комплексной оценки динамичности K_D превышают показатель штатной коробки соответственно на 1,7%, 4,9% и 0,83%.

2. Заметным можно считать выигрыш в 4,9% 6-ступенчатой оптимальной ПКП, что, в отличие от других вариантов разбивки подтверждается во всем диапазоне изменения коэффициента сопротивления движению и при разгоне как до максимально достижимой скорости, так и до 40 и 60 км/ч.

3. Шестиступенчатая ПКП с последовательным редуцированием, выполненная по принципу «3+3», при незначительном выигрыше в динамике одновременно в отличие от всех других вариантов позволяет только один раз в процессе разгона одновременно переключать сразу два управляющих элемента при переходе с III передачи на IV, реализовывать набор из трех передач для движения задним ходом с возможностью плавного последовательного переключения и разгона, а также позволяет существенно снизить угловые скорости вращения сателлитов относительно своих осей.

Література: 1. Волонцевич Д.О. Методика комплексної оцінки динамічності військових гусеничних та колісних машин на етапі структурно-параметричного синтезу їх трансмісій / Д.О. Волонцевич, Є.О. Веретенніков // Вісник НТУ «ХПІ». Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №8. – С. 50-56. 2. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта. Подвижной состав и эксплуатационные свойства / Вахламов В.К. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528 с. 3. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля / Токарев А.А. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с. 4. Бортницкий П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей. Справочник / Бортницкий П.И., Задорожный В.И. – К.: Вища школа, 1978. – 114 с. 5. Голованов С.А. Исследование тягово-динамических показателей автотракторных средств на внутрихозяйственных перевозках: дис... канд. техн. наук: 05.20.01 / Голованов Сергей Александрович. – Благовещенск, 2007. – 132 с. 6. Барвинок В.Г. Разработка рекомендаций по оптимизации режимов работы двигателя и трансмиссии городского автобуса: дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / Барвинок Владимир Григорьевич. – Москва, 1984. – 177 с. 7. Новосельский А.Е. Повышение эффективности промышленного тракторного агрегата с автоматической трансмиссией путем рационального выбора ее параметров: дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / Новосельский Андрей Евгеньевич. – Челябинск, 2009. – 220 с. 8. Курис Э.В. Основы новых методов кинематического расчета коробок передач: дис... канд. техн. наук: 05.03.01 / Курис Эдуард Валерьевич. – Ростов-на-Дону, 2009. – 203 с. 9. Резник Л.Г. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации / Резник Л.Г. – М.: Транспорт, 1989. – 128 с. 10. Гладов В.И. Специальные транспортные средства / Гладов Г.И., Петренко А.М. – М.: ООО «Гринлайт +», 2010. – 384 с. 11. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин / Ларин В.В. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с. 12. Селифонов В.В. Теория автомобиля / Селифонов В.В. – М.: ООО «Гринлайт +», 2009. – 208 с. 13. Павлов В.В. Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин / Павлов В.В. – М.: ООО «Гринлайт +», 2007. – 127 с. 14. Русаков С.С. Разработка методики оптимизации передаточных чисел механической ступенчатой трансмиссии легкового автомобиля с учетом режимов работы его дви-

гателя: дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / Русаков Сергей Сергеевич. – Тольятти, 2007. – 220 с.

15. Блохин А. Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля: дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / Блохин Андрей Николаевич. – Нижний Новгород, 2002. – 234 с.

16. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Забавников Н.А. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.

17. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.

18. Акишев Е.С. Новые пути совершенствования зарубежных трансмиссий / Е.С. Акишев, В.М. Антонов, В.И. Разжигаев // Вестник бронетанковой техники. – 1991. – №2. – С.65-70.

19. Филичкин Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин / Филичкин Н.В. – Челябинск.: ЮУрГУ, 2008. – 178 с.

Bibliography (transliterated):

1. Voloncevich D.O. Metodika kompleksnoi ocinki dinamichnosti vijs'kovih gusenichnih ta kolisnih mashin na etapi strukturno-parametrichnogo sintezu ih transmisij / D.O. Voloncevich, Є.О. Veretennikov // Visnik NTU «HPI». Zbirka naukovih prac'. Tematicnij vipusk: Transportne mashinobuduvannja. – Harkiv: NTU «HPI». – 2011. – №8. – S. 50-56.

2. Vahlamov V.K. Tehnika avtomobil'nogo transporta. Podvizhnoj sostav i jekspluatacionnye svojstva / Vahlamov V.K. – M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2004. – 528 s.

3. Tokarev A.A. Toplivnaja jekonomichnost' i tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilja / Tokarev A.A. – M.: Ma-shinostroenie, 1982. – 224 s.

4. Bortnickij P.I. Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilej. Spravochnik / Bortnickij P.I., Zadorozhnyj V.I. – K.: Vishha shkola, 1978. – 114 s.

5. Golova-nov S.A. Issledovanie tjagovodnamicheskikh pokazatelej avtotraktornyh sredstv na vnutri-hozjajstvennyh perevozkah: dis... kand. tehn. nauk: 05.20.01 / Golovanov Sergej Aleksandrovich. – Blagoveshhensk, 2007. – 132 s.

6. Barvinok V.G. Razrabotka rekomendacij po optimizacii re-zhimov raboty dvigatelja i transmissii gorodskogo avtobusa: dis... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Barvinok Vladimir Grigor'evich. – Moskva, 1984. – 177 s.

7. Novosel'skij A.E. Povyshenie jeffektivnosti promyshlennogo traktorного agregata s avtomaticheskoy transmissiej putem racional'nogo vybora ee parametrov: dis... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Novosel'skij Andrej Evgen'evich. – Cheljabinsk, 2009. – 220 s.

8. Kuris Je.V. Osnovy novyh metodov kinematicheskogo rascheta korobok peredach: dis... kand. tehn. nauk: 05.03.01 / Kuris Jedu-ard Valer'evich. – Rostov-na-Donu, 2009. – 203 s.

9. Reznik L.G. Jeffektivnost' ispol'zovanija avtomobilej v razlichnyh uslovijah jekspluatacii / Reznik L.G. – M.: Transport, 1989. – 128 s.

10. Gladov V.I. Special'nye transportnye sredstva / Gladov G.I., Petrenko A.M. – M.:ООО «Grinlajt +», 2010. – 384 s.

11. Larin V.V. Teorija dvizhenija polnoprivodnyh kolesnyh mashin / Larin V.V. – M.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2010. – 391 s.

12. Selifonov V.V. Teorija avtomobilja / Selifonov V.V. – M.: ООО «Grinlajt +», 2009. – 208 s.

13. Pavlov V.V. Metody rascheta mnogocелеvyh gusenichnyh i kolesnyh mashin / Pavlov V.V. – M.:ООО «Grinlajt +», 2007. – 127 s.

14. Rusa-kov S.S. Razrabotka metodiki optimizacii peredatochnyh chisel mehanicheskoy stupenchatoj transmissii legkovogo avtomobilja s uchetom rezhimov raboty ego dvigatelja: dis... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Rusakov Sergej Sergeevich. – Tol'jatti, 2007. – 220 s.

15. Blohin A. N. Razra-botka metodiki poiska racional'nyh pere-datochnyh chisel transmissii s uchetom jekspluataci-onnyh svojstv i naznachenija avtomobilja: dis... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Blohin Andrej Ni-kolaevich. – Nizhnij Novgorod, 2002. – 234 s.

16. Za-bavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin / Zabavnikov N.A. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 448 s.

17. Smirnov G.A. Teorija dvizhenija kolesnyh mashin / Smirnov G.A. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 271 s.

18. Akishev E.S. Novye puti sovershenstvovanija zarubezhnyh trans-missij / E.S. Akishev, V.M. Antonov, V.I. Razzhigaev // Vestnik bronetankovoj tehniki. – 1991. – №2. – S.65-70.

19. Filichkin N.V. Analiz planetarnyh korobok peredach transportnyh i tjagovyh mashin / Fi-lichkin N.V. – Cheljabinsk.: JuUrGU, 2008. – 178 s.

Волонцевич Д.О., Веретенников Є.О., Костяник І.В., Пасічний С.С., Воронцов С.М., Пильова Т.К.

ДО ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ПЛАНЕТАРНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4

В даній роботі проведено застосування раніше розробленої методики для визначення передаточних відношень, самих раціональних з точки зору найкращої динаміки розгону, вітчизняного колісного бронетранспортера БТР-4 з штатним двигуном і комплексною гідродинамічною передачею в різних, найбільш вірогідних умовах експлуатації.

При проведенні математичного моделювання і оптимізаційних розрахунків були враховані не тільки основні критерії, а й основні конструктивні обмеження, які суттєво впливають на кінцевий результат.

Одержані матеріали є основою для подальшої роботи безпосередньо над проблемою синтезу нової кінематичної схеми механічної частини планетарної ступеневої коробки передач для бронетранспортеру БТР-4.

Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Костяник И.В., Пасечный С.С., Воронцов С.Н., Пылева Т.К.

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ БРОНЕТРАНСПОРТЕРА БТР-4

В работе приведена ранее разработанная методика определения передаточных отношений, самых рациональных с точки зрения наилучшей динамики разгона, отечественного колесного бронетранспортера БТР-4 со штатным двигателем и комплексной гидродинамической передачей в разных, наиболее выгодных условиях эксплуатации.

При проведении математического моделирования и оптимизационных расчетов были учтены не только основные критерии, но и основные конструктивные ограничения, существенно влияющие на конечный результат.

Полученные материалы являются основой для дальнейшей работы непосредственно над проблемой синтеза новой кинематической схемы механической части планетарной ступенчатой коробки передач для бронетранспортера БТР-4.

Volontsevich D.O., Veretennikov E.A., Kostyanik I.V., Pasechnyj S.S., Vorontsov S.N., Pylyova T.K.

TO QUESTION OF GEAR-RATIOS OPTIMIZATION OF PLANETARY GEAR-BOX FOR THE ARMORED TROOP-CARRIER BTR-4

In hired application of the before worked out methodology of determination of transmission relations most rational from the point of view of the best dynamics of acceleration of the ukrainian wheeled armored troop-carrier BTR-4 with a regular engine and complex hydrodynamic transmission in the different most credible external environments is conducted.

During realization of mathematical design and optimization calculations not only basic criteria but also basic structural limitations that substantially influence on end-point were taken into account.

The got results are basis for further work on the synthesis of new kinematics chart of mechanical part of planetary step gear-box for the armored troop-carrier BTR-4.

**ВЛИЯНИЕ МАССОВО-ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЕВОГО
МОДУЛЯ, БРОНЕКОРПУСА И ПОДВЕСКИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ
ПРОЦЕССЫ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ СТРЕЛБЫ**

Введение. В статье [1] обоснована актуальность задачи об исследовании реакции системы «боевой модуль–корпус–подвеска боевой машины» на воздействие реактивных усилий отдачи при стрельбе. Некоторые аспекты решаемой задачи частично отражены в работах [2-6]. В то же время полного решения данная задача не получила. В связи с этим с использованием подходов, математических и численных моделей, изложенных в статье [1], в данной работе ставится цель получения качественных результатов численного моделирования на примере машины БТР-3Е.

Постановка задачи. В качестве объекта исследований был принят БТР-3Е.

В качестве исходных данных для задания характеристик подвески созданной компьютерной модели использовались данные экспериментальных исследований определения центра масс (рис. 1), а также сопутствовавших этому измерений (таблица 1) – жесткости элементов подвески, величины неподрессоренных масс и т.п. Центр масс машины находится на продольном расстоянии 3290 мм (координата X) и вертикальном 506 мм (координата Z) от характерной точки закрепления или 2475 мм и 460 мм от оси первого моста. Измерение в поперечном направлении не производилось. На момент испытаний масса бронетранспортера составляла около 15 000 кг.

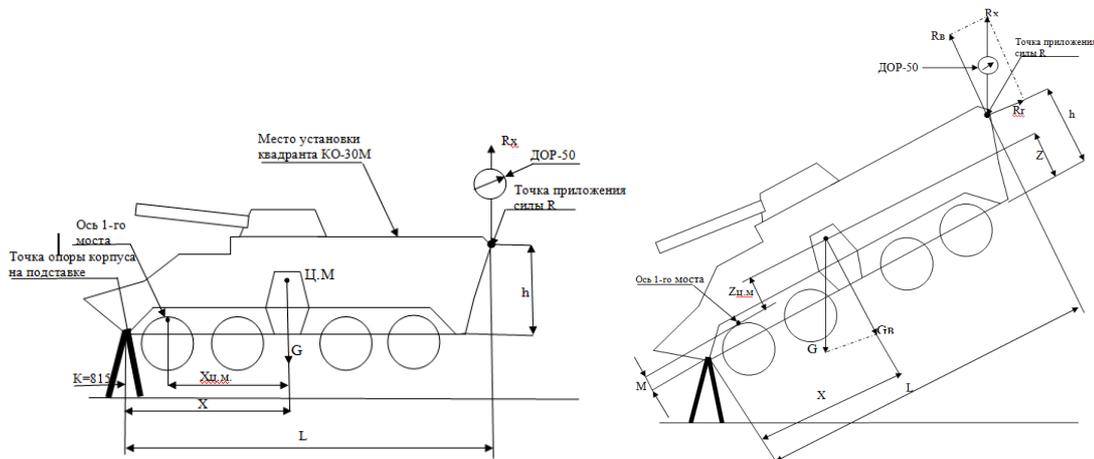


Рис. 1. Схема установки изделия при измерении горизонтальной и вертикальной координаты центра масс

Таблица 1

Наименование характеристики	Характеристика подвески			
	1 ось машины	2 ось машины	3 ось машины	4 ось машины
Нагрузка на ось колеса, кг	2382,24	2276,12	2124,11	2017,94
Нагрузка под колёсами, кг	2655,64	2549,52	2385,51	2279,34
Деформация подвески, м	0,144	0,139	0,131	0,125
Деформация шины, м	0,044	0,042	0,039	0,038
Угол выставки, град.	23,0	22,0	20,5	19,5

Ставиться задача аналізу реакції системи «боевой модуль–корпус–підвеска» на дієвості серії вистрелів.

Методика досліджень. Комп'ютерна модель корпусу з внутрішньої силової структурою (рис. 2 а,б) досліджуваного транспортного засобу була доработана для забезпечення масово-інерційних характеристик вихідного изделия путем розміщення мас, моделюючих елементи трансмісії, двигательної установки, боевого модуля – рис. 2в. На рис. 2 г представлена кінечно-елементна модель (частина елементів прихована).

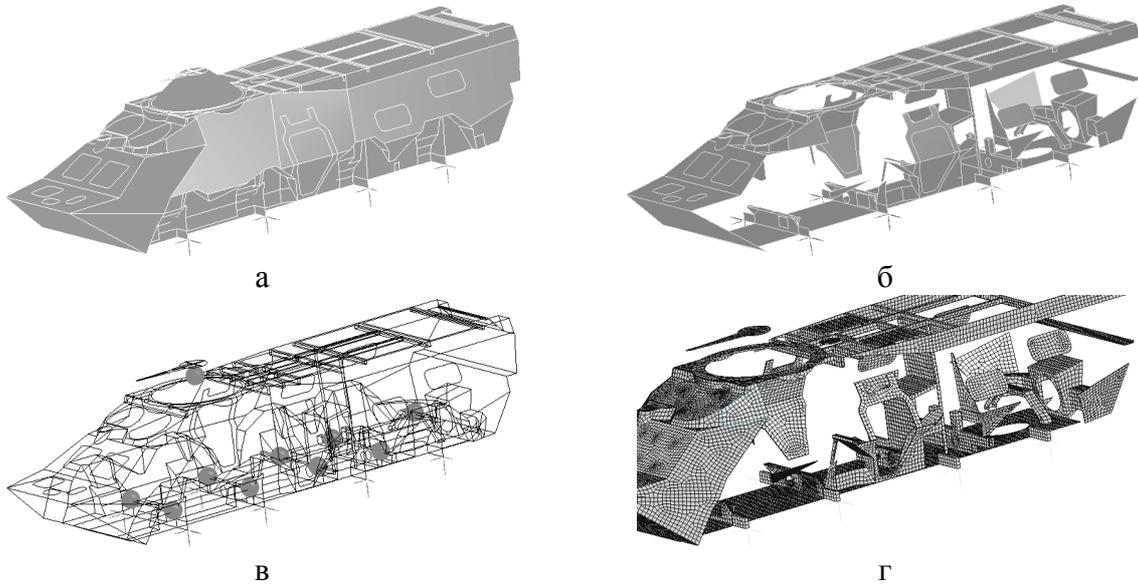


Рис. 2. Геометрична та кінечно-елементна модель дослідження динамічної системи «боевой модуль–корпус–підвеска» БТР-3Е

Елементи підвески моделювалися спеціалізованими кінцевими елементами (combin 14), описуючими пружні та демпфуючі їх властивості. Розрахункова модель не передбачає моделювання неподресорених мас, і цей факт був враховано на етапі розподілу доповнювальних мас (з збереженням незмінності центра мас), з яких були вираховані відповідні неподресорені: 273 кг на кожному елементі 1-ї та 2-ї осі та 262 кг – на 3-ї та 4-ї. Після цього пружні властивості підбиралися шляхом варіювання жорсткостних властивостей кінцевих елементів з метою задоволення значенням деформації підвески за експериментальними даними з таблиці 1.

Демпфуючі властивості оцінювалися шляхом дослідження просадки корпусу виходячи з додаткового розрахунку, моделюючого коливання корпусу БТР-3Е в часі під дією гравітаційних сил, при виведенні його з положення рівноваги (рис. 3 а,б).

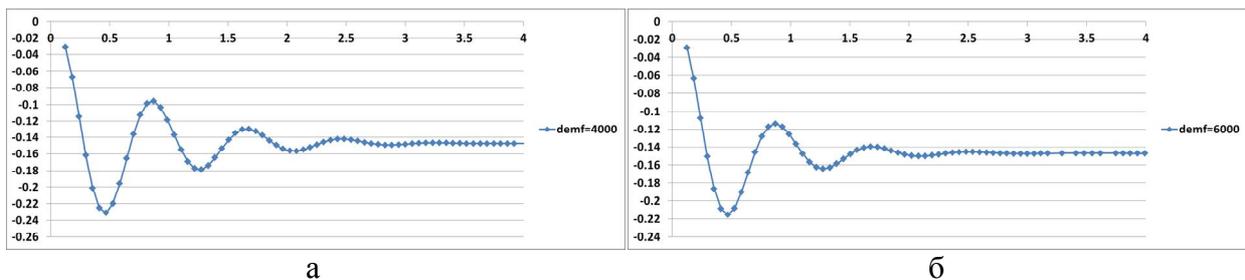


Рис. 3. Вертикальні переміщення точки корпусу над першою осью машини в часі з величиною демпфування: а – 4000 Н·с/м, б – 6000 Н·с/м

Таким образом, были приняты следующие значения жесткостных и демпфирующих свойств каждого из восьми элементов подвески – сведены в таблице 2. Для определения продольной и поперечной составляющих жесткостных и демпфирующих свойств отсутствуют экспериментальные данные, поэтому они были назначены следующими: продольная и поперечная жесткость взята на один порядок меньше вертикальной, а степень демпфирования – также на один порядок меньше.

Таблица 2

Характеристики подвески бронетранспортера, принятые в расчетной модели

Наименование характеристики	Вертикальная составляющая	Продольная составляющая	Поперечная составляющая
Жесткость элемента подвески, Н/м	$1,2 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^4$
Коэффициент демпфирования элемента подвески, Н·с/м	4000	400	400

В качестве вынуждающего воздействия выступает периодическое импульсное силовое воздействие, моделирующее серию выстрелов из условной пушки (с темпом стрельбы 300 выстр./мин) со следующими модельными характеристиками (таблица 3).

Таблица 3

Характеристика вынуждающего воздействия

Наименование характеристики	Значение
Величина силового воздействия, Н	100 000
Длительность импульсного силового воздействия, с	0,01
Длительность нарастания силового воздействия, с	0,001
Период повторения, с	0,2
Количество повторений	5

Исследовалась возможная погрешность стрельбы от степени несоответствия центра масс боевого модуля его осевому положению (вследствие постепенной выработки боекомплекта, начального конструктивного несоответствия, погрешности изготовления и т.п.). Такое несоответствие центра масс боевого модуля изменяет точку приложения результирующей силы, возникающей в результате отдачи орудия и создает дополнительный момент относительно центра масс. Это несоответствие можно смоделировать, непосредственно изменяя точку приложения силы, сместив ее на величину геометрического несоответствия. В связи с этим была построена упрощенная модель боевого модуля, позволяющая варьировать величину отклонения и новую точку приложения вынуждающего силового воздействия (рис. 4). Таким образом, сравнивались расчеты со смещением точки приложения силы – рис. 4а, и без – рис. 4б.

Результаты исследований. Исходя из принятых исходных данных, были получены следующие результаты численного эксперимента, представленные на рис. 5-7.

Поскольку элементы корпуса и внутреннего силового каркаса являются деформируемыми элементами, то полученные графики являются следствием суперпозиции двух податливостей – податливости самого корпуса и элементов подвески. Для оценки вклада каждой из составляющих были проведены дополнительные расчеты – с корпусом, как абсолютно жестким телом на исследуемой подвеске и деформируемым корпусом с жестким закреплением в местах подсоединения

элементов подвески. После этого были получены следующие данные, представленные на рис. 8-10.

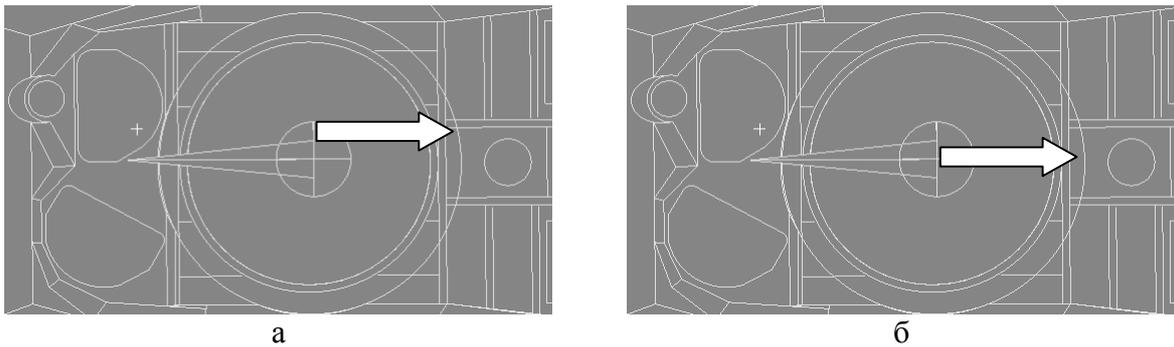


Рис. 4. Приложения вектора силы вынуждающего воздействия относительно центра масс в направлении бортов:
а – со смещением, б – без смещения

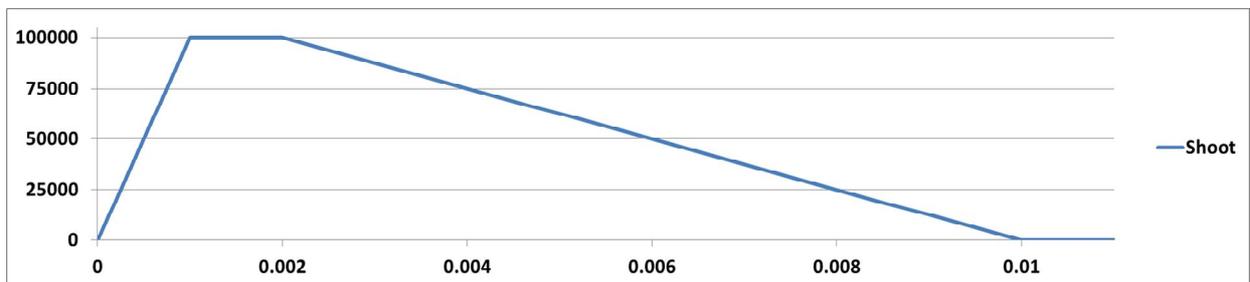
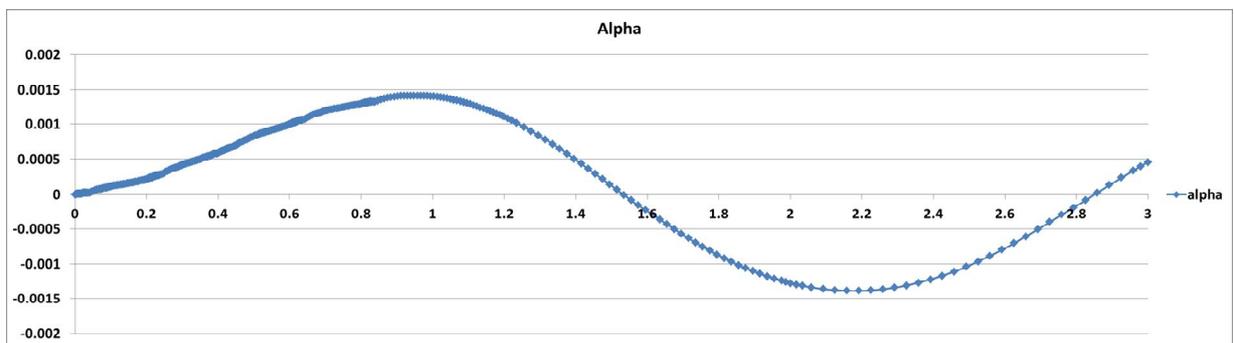


Рис. 5. График вынуждающего силового воздействия



а

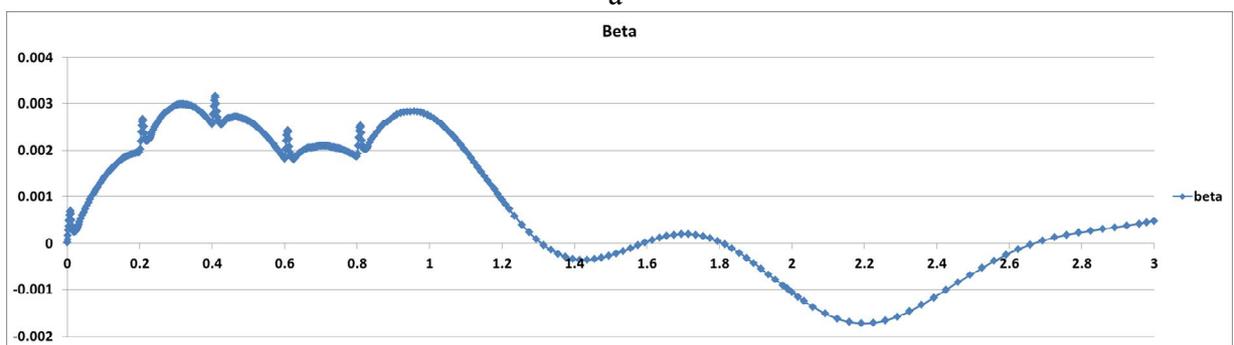


Рис. 6. Углы отклонения канала ствола в плоскостях:
а – горизонтальной, б – вертикальной
(положительным направлением принят поворот ствола вправо и вверх)

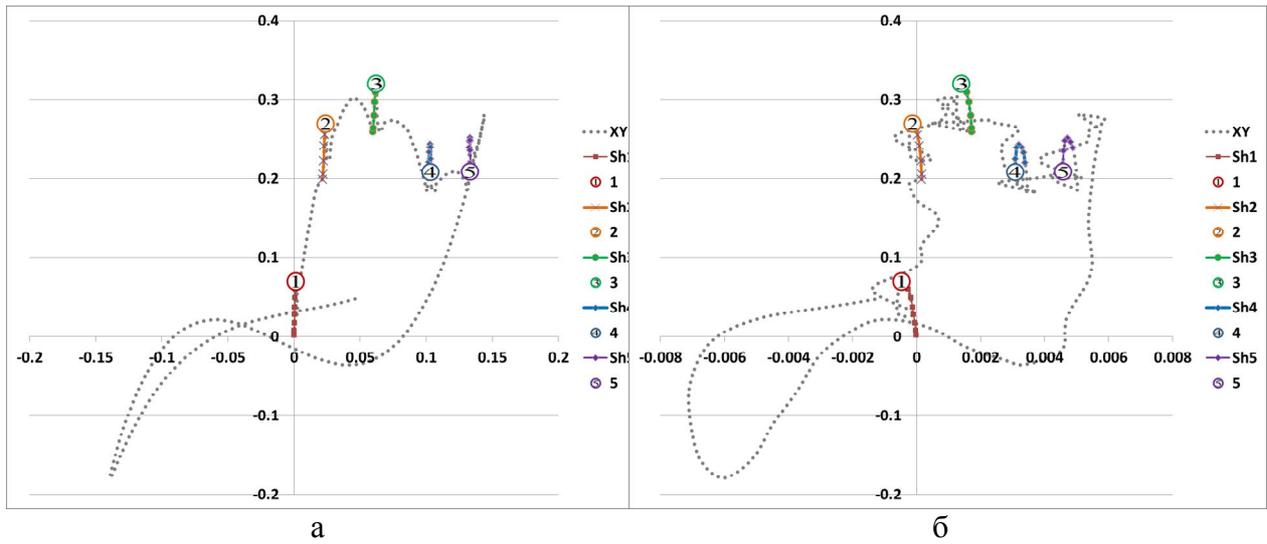


Рис. 7. Проекция отклонения точки пересечения линии канала ствола с экраном-мишенью, расположенном на расстоянии 100м:
а – со смещением ц.м. , б – без смещения ц.м.

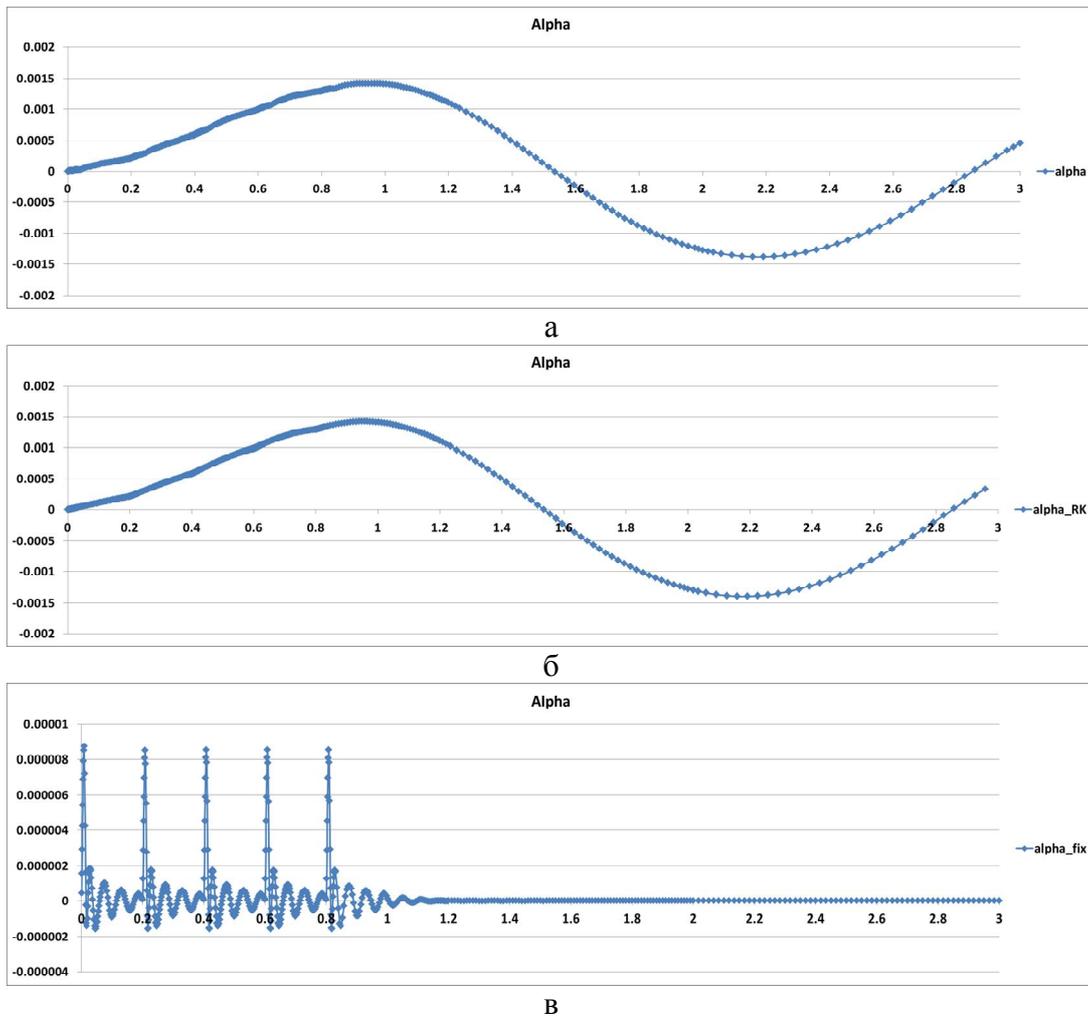


Рис. 8. Угол отклонения канала ствола в горизонтальной плоскости:
а – полная модель, б – жесткий корпус, в – жесткая подвеска

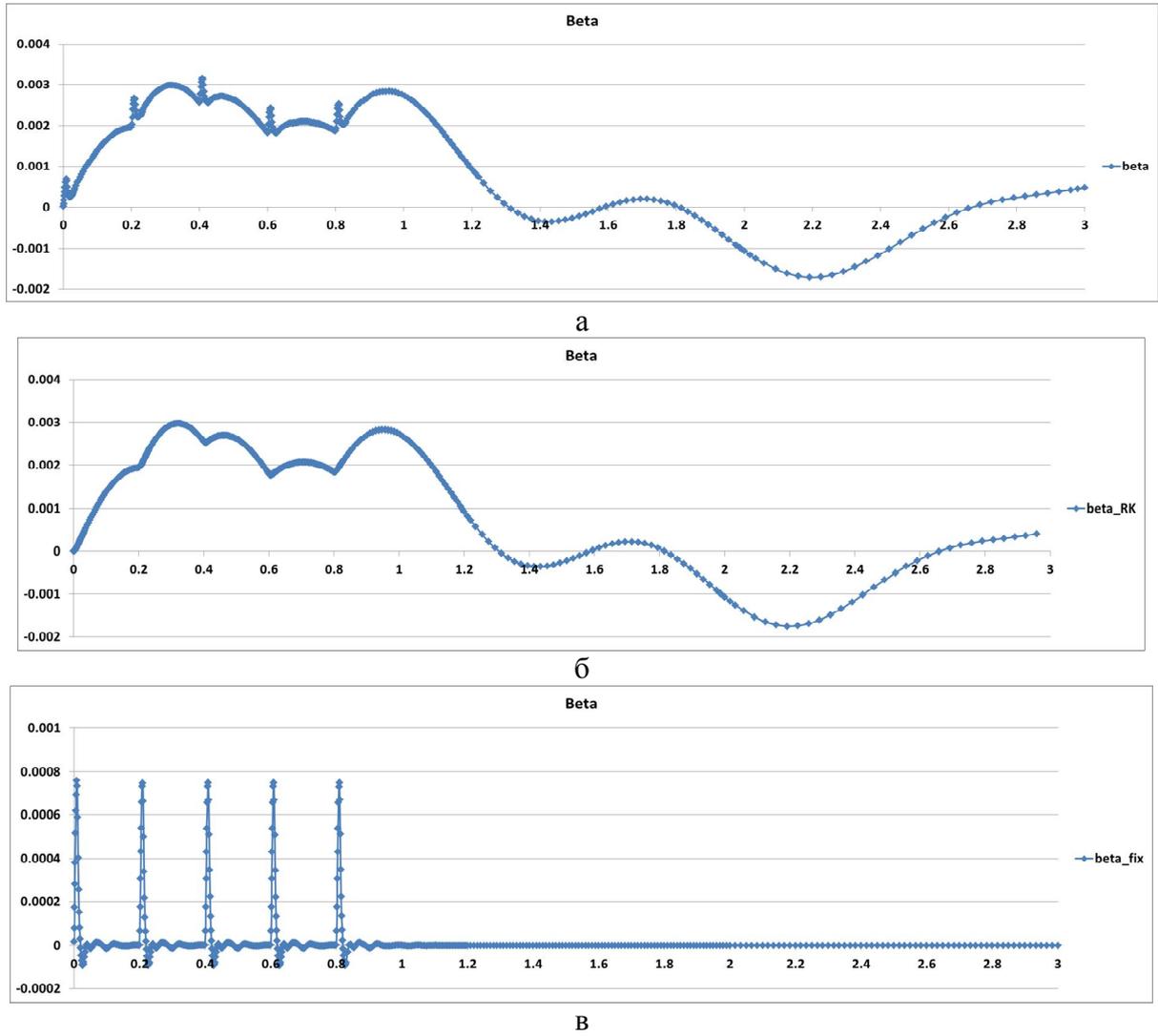


Рис. 9. Угол отклонения канала ствола в вертикальной плоскости:
 а – полная модель, б – жесткий корпус, в – жесткая подвеска

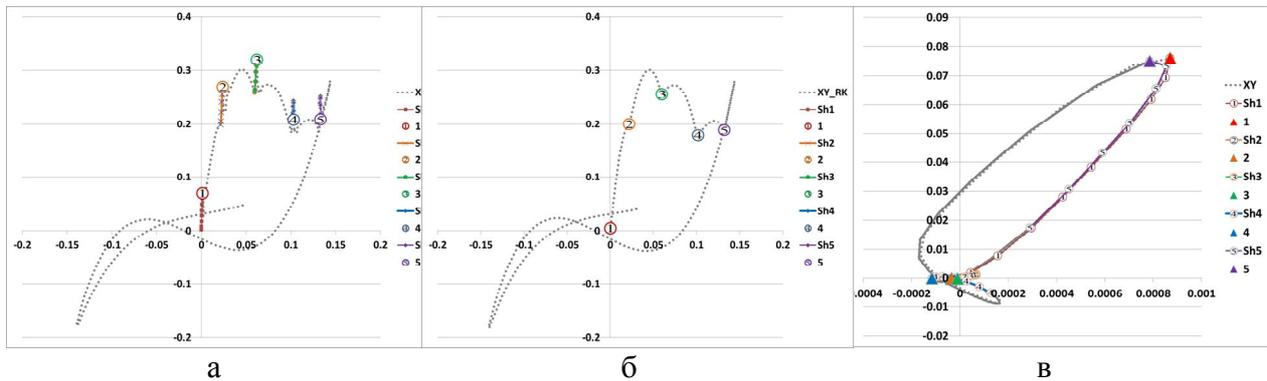


Рис. 10. Проекция отклонения точки пересечения линии канала ствола с экраном-мишенью, расположенном на расстоянии 100м:
 а – полная модель, б – жесткий корпус, в – жесткая подвеска

Из представленных графиков (см. рис. 8-10) видно, что деформация корпуса и возникающие при этом колебания вносят значительный вклад в общую картину поведения канала ствола при стрельбе, а именно его отклонения от первоначального положения. Заметим, что в данной постановке колебаниями самого ствола пренебрегаем. Тогда погрешность выстрела по вертикали может достигать до 75 мм только лишь от деформирования самого корпуса, горизонтальная погрешность при этом остается на приемлемом уровне – отклонение менее одного миллиметра. Особая трудность в прогнозировании степени отклонения только лишь под влиянием деформации корпуса заключается в сложности определения фазы колебания элементов корпуса – т.е. на ряд выстрелов данный эффект может слабо либо никак не повлиять: так, в данном случае в момент окончания второго, третьего и четвертого выстрелов канал ствола занимал то же положение что и до стрельбы, чего нельзя сказать от первом и пятом выстрелах.

Рассмотрим возникновение погрешности лишь от влияния характеристик подвески (см. рис. 10б). Видно, что погрешность составляет значительную величину для всех выстрелов, кроме первого, и на дистанции 100 м отклонение может составить порядка 200–250 мм по вертикали. При этом горизонтальное смещение будет сильно зависеть от степени отклонения центра масс боевого модуля в горизонтальной плоскости: так, при значении несоответствия 100 мм коридор разброса на расстоянии 100 м составит 150 мм (см. рис. 11б), что уже выходит за допустимые пределы.

Далее представлены результаты, аналогичные вышеописанным, но без принудительного смещения центра масс боевого модуля – рис. 11. Как видно из графиков, исследуемые эффекты являются качественно неизменными.

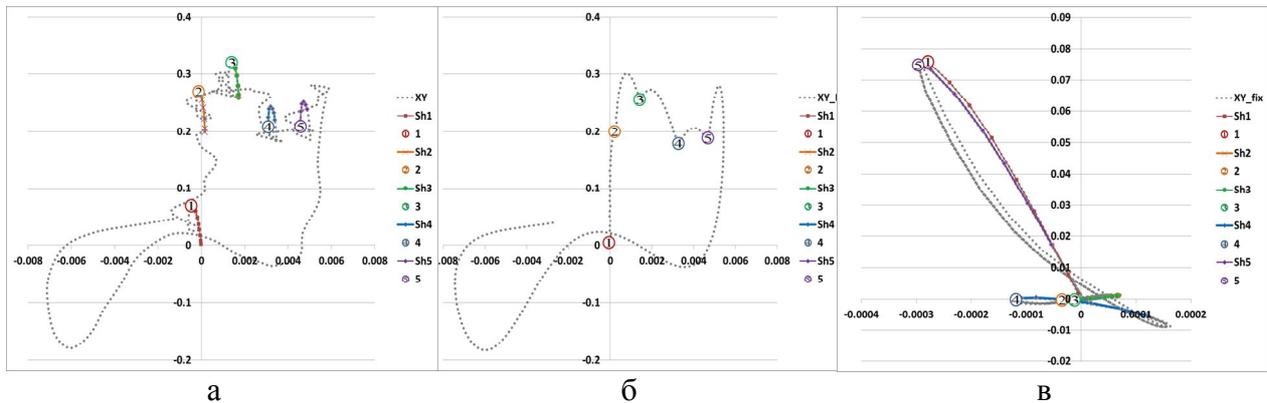


Рис. 11. Проекция отклонения точки пересечения линии канала ствола с экраном-мишенью, расположенном на расстоянии 100м:

а – полная модель, б – жесткий корпус, в – жесткая подвеска
(без смещения центра масс боевого модуля)

Видно, что в отклонениях все также присутствует горизонтальное смещение для каждого последующего выстрела (хотя и довольно небольшое). Это обусловлено малым отклонением центра масс общей модели от вертикальной плоскости симметрии, которое возникло как в результате погрешностей при геометрическом моделировании, так и из-за отсутствия полной симметрии модели (как, впрочем, и в реальной конструкции).

Заключение. Решение поставленной модельной задачи подтвердило работоспособность созданного специализированного программно-модельного комплекса. Он предоставляет возможность оценивать влияние упругих деформаций

элементов транспортных средств специального назначения на возмущения направления оси канала ствола пушки в процессе осуществления выстрелов. Т.о., создан «виртуальный» стенд для параметрического анализа и синтеза проектных решений элементов боевых машин по критерию минимизации возмущений, возникающих вследствие отклонения стрельбы от номинального за счет упругого деформирования системы «боевой модуль–корпус–подвеска».

В дальнейшем созданные модели планируется применить к исследованиям процессов в боевых бронированных машинах.

Литература: 1. Рикунев О.Н., Набоков А.В., Мазур И.В., Белов Н.Л., Шейко А.И., Ткачук Н.А. Специализированные программно-модельные комплексы для анализа динамических процессов // статья напечатана в этом журнале. 2. Толстоуцкий В.А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / В.А. Толстоуцкий; под ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – 171 с. 3. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники: Учеб. пособие в 2-х т. – Т.1. / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко, В.В. Епифанов, Н.В. Кохановский. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 356 с. 4. Гриценко Г. Д., Малакей А.М., Миргородский Ю. Я., Ткачук Н.А., Ткачук А.В. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2002.– № 1. – С.6-13. 5. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – №1. – С. 184-194. 6. Мельник Б.А. К вопросу о влиянии поперечно-угловых колебаний корпуса легкобронированных колесных машин на точность стрельбы // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». –2012. – № 2 – С. 118-121.

Bibliography (transliterated): 1. Rikunov O.N., Nabokov A.V., Mazur I.V., Belov N.L., Sheyko A.I., Tkachuk N.A. Spetsializirovannyye programmno-modelnyie kompleksyi dlya analiza dinamicheskikh protsessov // statya napechatana v etom zhurnale. 2. Tolstolutskiy V.A. Matematicheskoe modelirovanie i analiz protsessov v shassi kolesnyih i gusenichnyih mashin / V.A. Tolstolutskiy; pod red. D.O. Volontsevicha. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2013. – 171 s. 3. Matematicheskoe modelirovanie protsessov vozmuschennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tehniki: Ucheb. posobie v 2-h t. – T.1. / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevich, V.V. Duschenko, V.V. Epifanov, N.V. Kohanovskiy. – Kharkov: NTU «KhPI», 2012. – 356 s. 4. Gritsenko G. D., Malakey A.M., Mirgorodskiy Yu. Ya., Tkachuk N.A., Tkachuk A.V. Integrirovannyye metody issledovaniya prochnostnyih, zhestkostnyih i dinamicheskikh harakteristik elementov slozhnyih mehanicheskikh sistem // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI» – 2002.– # 1. – S.6-13. 5. Tkachuk N.A., Brul S.T., Malakey A.N., Gritsenko G.D., Orlov E.A. Struktura spetsializirovannyih integrirovannyih sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2005. –#1. – S. 184-194. 6. Melnik B.A. K voprosu o vliyaniy poperechno-uglovyih kolebaniy korpusa legkobronirovannyih kolesnyih mashin na tochnost strelby // Vestnik NTU «HPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI». –2012. – # 2 – S. 118-121.

Ткачук Н.А., Рикунев О.Н., Танченко А.Ю.,
Малакей А.Н., Мазур А.Н., Мазур И.В., Набоков А.В.

ВЛИЯНИЕ МАССОВО-ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЕВОГО МОДУЛЯ,
БРОНЕКОРПУСА И ПОДВЕСКИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ
ОСУЩЕСТВЛЕНИИ СТРЕЛЬБЫ

В статье описан метод исследования степени совокупного влияния массово-инерционных характеристик боевого модуля и жесткостно-демпфирующих характеристик подвески многоколесного транспортного средства специального назначения на точность стрельбы. На примере бронетранспортера БТР-3Е создана численная модель динамической системы «боевой модуль–корпус–подвеска». На систему действует модельная импульсная нагрузка, которая имитирует некоторое условное воздействие от усилий отдачи. Получены характерные картины отклика системы на действие серии этих импульсов. По этим данным строится след от линии канала ствола на экране-мишени. Определяются возможные отклонения снарядов вследствие упругих деформаций от номинального направления на цель.

Созданный программно-модельный комплекс может быть применен для решения задач обоснования параметров проектируемых транспортных средств специального назначения.

Ткачук М.А., Рикунев О.М., Танченко А.Ю.,
Малакей А.М., Мазур О.М., Мазур І.В., Набоков О.В.

**ВПЛИВ МАСОВО-ІНЕРЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЙОВОГО МОДУЛЮ,
БРОНЕКОРПУСУ І ПІДВІСКИ НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПРИ ЗДІЙСНЕННІ
СТРІЛЬБИ**

У статті описано метод дослідження ступеню сукупного впливу масово-інерційних характеристик бойового модулю та жорсткісно-демпфуючі характеристики підвіски багатокісного транспортного засобу спеціального призначення на точність стрільби. На прикладі бронетранспортера БТР-3Е створена числова модель динамічної системи «бойовий модуль–корпус–підвіска». На систему діє модельне імпульсне навантаження, яке імітує деякий умовний вплив від зусиль віддачі. Отримано характерні картини відгуку системи на дію серії цих імпульсів. За цими даними будується слід від лінії каналу ствола на екрані-мішені. Визначаються можливі відхилення снарядів внаслідок пружних деформацій від номінального напрямки на ціль.

Створений програмно-модельний комплекс може бути застосований для вирішення завдань обґрунтування параметрів проєктованих транспортних засобів спеціального призначення.

Tkachuk N.A., Rikunov O.N., Tanchenko A.Y., Malakey A.N.,
Mazur A.N., Mazur I.V., Nabokov A.V.

**THE INFLUENCE OF MASS-INERTIAL CHARACTERISTICS OF COMBAT MODULE,
HULL AND SUSPENSION CHARACTERISTIC ON DYNAMIC PROCESSES IN
IMPLEMENTING SHOTS**

This paper describes a method of study of the combined effects of mass-inertial characteristics of the combat unit and stiffness-damping characteristics of the suspension multiwheel special-purpose vehicle for accuracy. On the example of armored troop-carrier 3E created a numerical model of a dynamical system "combat unit-body-suspension." Acts on the system model impulse load that simulates a conditional impact on the efforts of the recoil. The characteristic pattern of the system response to the action of a series of pulses. According to this data is constructed as follows from the line of the bore on the screen of the target. Identifies possible deviations due to elastic deformation of shells of the rated direction on the target.

Create a software model complexes can be applied to solve problems justification parameters designed special purpose vehicles.

АНАЛИЗ ЖИВУЧЕСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТАНКОВ

Введение. На вооружении многих армий мира находятся танки, оснащенные различными комплексами динамической защиты. Динамическая защита резко повысила защищенность танков от кумулятивных боеприпасов.

Однако пришлось столкнуться с – низкой живучестью динамической защиты.

Данная статья посвящена анализу живучести динамической защиты танков.

Цели статьи:

1 Формирование облика танкового комплекса ДЗ, который совместно с пассивной защитой танка мог бы противостоять всему спектру угроз.

2 Формирование общих требований к построению комплекса ДЗ, позволяющие максимально повысить живучесть защиты танка.

3 Проведение анализа существующих конструкций динамической защиты современных отечественных танков и выявление оптимальных направлений в конструировании ДЗ.

Анализ последних конструкторских разработок и модернизации ДЗ. До настоящего времени во многих армиях мира стоят на вооружении основные и средние боевые танки советской разработки, оборудованные или навесной (Т-64, Т-72 и др.) или встроенной (Т-80 различных модификаций) динамической защитой (КДЗ или ВДЗ соответственно). Аналогичную защиту имеют танки стран НАТО, России и некоторых других государств мира. В ВСУ также имеются танки, оборудованные КДЗ или ВДЗ.

Данный тип бронирования танков в западных странах получил наименование «Взрыво-реактивной брони» – ERA (Explosive Reactive Armour), далее «Реактивной».

Уже первое применение КДЗ типа ERA системы «Blazer» израильской фирмы «Rafael Armament Development Authority» в 1982 году, во время израильско-арабского конфликта, выявило эффективность броневой защиты танка против нападающих противотанковых средств (ПТС), основывающихся на кумулятивном принципе.

В тоже время было обнаружена и отрицательная сторона ERA типа КДЗ – низкая живучесть контейнеров с элементами, заполненными взрывчатым веществом (ВВ). Контейнеры разрушались от попадания ПТС. Разрушения получали и рядом установленные контейнеры из-за потока осколков и детонации ВВ в рядом установленных контейнерах. Неудовлетворительной была и прочность креплений контейнеров.

Аналогичные проблемы возникли и перед советскими конструкторами после обстрелов в 1983 году танков, оборудованных КДЗ разработки ВНИИСталь, г. Москва [1]. Конструкция унифицированного контейнера КДЗ состояла из коробчатого корпуса с проушинами для болтов (рис. 1)

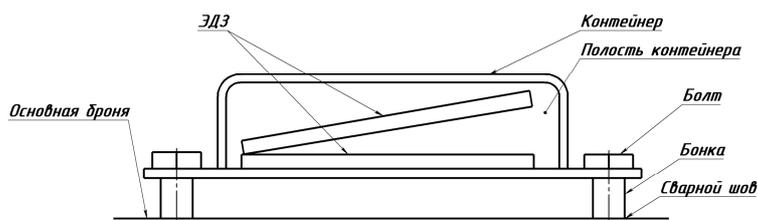


Рис. 1. Схема установки контейнера КДЗ

© Ю.Н. Костин, 2014

В контейнере под углом устанавливались два серийных элемента динамической защиты (ЭДЗ) индекса 4С20 и 4С22 с номинальными габаритными размерами 250x130x10,5мм. Отличие этих ЭДЗ заключается в применяемом ВВ.

В ходе испытаний была подтверждена эффективность контейнеров. В тоже время было выявлено, что живучесть их явно низкая [1].

Например, при опыте, произведенным кумулятивным снарядом (КС) индекса 3БК14М по верхней лобовой детали (ВЛД) танка Т-72АВ было сорвано или уничтожено 40шт. с ВЛД и 13шт. с нижней лобовой детали (НЛД) контейнеров ДЗ. За один опыт на ~85% снизилась площадь, занимаемая КДЗ на носовой проекции испытуемого танка.

Не лучше обстояло дело и с ВДЗ ВЛД других отечественных танков. Для Т-80Б снижение площади КДЗ при аналогичном попадании составило 71%, для Т-64Б – 49%.

При обстреле других проекций танков КС площадь КДЗ также резко снижалась (см. Таблицу 1).

Таблица 1

Уменьшение площади КДЗ танка после 1 опыта КС в %

Испытуемая проекция танка	Танк		
	Т-72АВ	Т-80Б	Т-64Б
Левая лобовая проекция башни	16	20	14
Правая лобовая проекция башни	21	9	22
Левый борт корпуса	35	37	Нет данных
Правый борт корпуса	Нет данных	50	31
Крыша башни	Нет данных	24	Нет данных

При воздействии КС площадь танка, защищаемая КДЗ, уменьшалась после 1 КС, в среднем, по всем отечественным танкам на: 70 ... 85% по ВЛД и НЛД корпуса; 20 ... 30% по проекциям башни; 50 ... 55% по бортовым проекциям танка [2].

Низкая живучесть контейнеров ДЗ объяснялась фугасным воздействием КС и детонацией ВВ в рядом установленных контейнерах (Рис. 2).

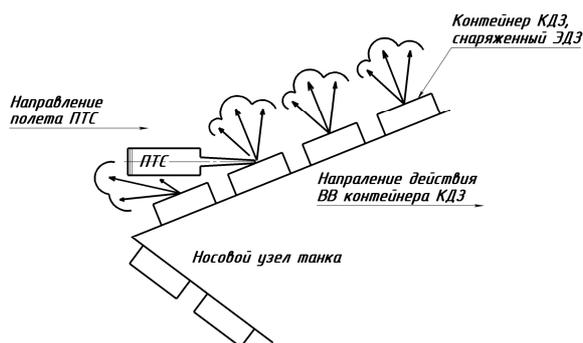


Рис. 2. Схема срабатывания КДЗ при попадании ПТС в носовой узел танка

В тоже время во время эксплуатации танка к срыву контейнеров КДЗ приводят и механические воздействия окружающей среды: здания, противотанковые ежи и др. Испытания отечественных танков показали, что за один неумелый маневр механика-водителя танка, можно потерять 7 и более контейнеров с бортовых экранов [2].

Уменьшение площади, защищенной КДЗ, увеличивает вероятность поражения танка при 2-м попадании. В связи со снижением защищенности от 1-го попадания последующим поражением в незащищенную область танк окончательно уничтожался.

В середине 80-х годов, в связи с неотложной защитой отечественных танков от израильского 105мм снаряда и его западных аналогов, разработанная ВНИИСталь КДЗ была внедрена в серийное производство, а ранее выпущенные танки были частично модернизированы, с недостатками по живучести элементов конструкции ДЗ.

В тоже время из-за вышеотмеченных недоработок КДЗ, перед конструкторами трех танковых заводов СССР была поставлена задача усовершенствования ДЗ.

Развитие конструкции ДЗ танков. Частично решило эту задачу конструкторское бюро при ПО «Кировский завод» в Ленинграде (теперь ОАО «Спецмаш», г. Санкт-Петербург) при модернизации танков Т-80У. КБ отказалось от контейнеров и разработало встроенную динамическую защиту – ВДЗ. Принципиальное отличие от КДЗ состояло в расположении в новой ДЗ серийных ЭДЗ. В системе КДЗ ЭДЗ располагались в стальных контейнерах с толщиной стенки 3мм, закрепленных на бонках и кронштейнах, приваренных к броне танка или закрепленных на надгусеничных полках. В случае ВДЗ – ЭДЗ вкладываются в ячейки ДЗ, сформированными пассивной броней танка, а на бортах - специальной конструкцией бортовых экранов. Конструкция ВДЗ ВЛД предполагала наличие броневых ребер между ячейками ДЗ, которые могли, по мнению конструкторов, сдерживать боковое фугасное действие (БФД). Специалисты КБ остановились на толщине ребра 20 ... 25мм и на упрощенном сечении – прямоугольник. Ребра приваривались к броне, а ячейка вместе с ЭДЗ закрывалась броневой крышкой (Рис. 3).

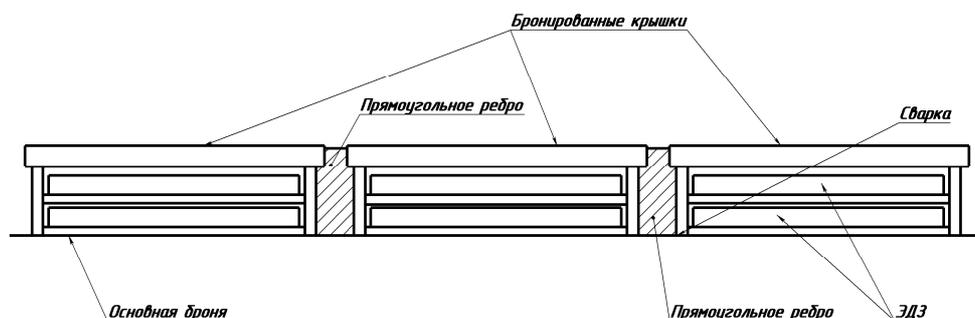


Рис. 3. Упрощенная схема ВДЗ ОАО «Спецмаш»

По оценкам специалистов [3], внедрение ВДЗ на танках Т-80У позволило снизить разрушение конструкции ДЗ по сравнению с КДЗ на 18 ... 40%.

Параллельно внедрением ВДЗ на танке Т-80УД занялось Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова (ХКБМ), г. Харьков.

Сводные результаты испытаний ВДЗ танков Т-80У производства ленинградского КБ и Т-80УД производства харьковского ПО «Завод имени В.А. Малышева» (по КД ХКБМ), описанные в источниках [3] и [4], приведены в Таблице 2.

Таблица 2

Результаты испытаний танков различных производств после 1-го опыта

Испытываемая проекция танка	Средство поражения	Уменьшение площади защищаемой ВДЗ после одного опыта, %	
		КБ при ПО «Кировский завод»	Разработка ХКБМ, производство ПО «Завод имени В.А. Малышева»
ВЛД	КС ЗБК14М	28	30
Левая лобовая проекция башни	КС ЗБК14М	40	15
Левый борт корпуса	КС ЗБК14М	75	Нет данных
Правый борт корпуса	БПС ЗБМ26	33	Нет данных

В союзном танкостроении наметилась четкая тенденция необходимости установки ДЗ на танках. Последними в СССР применили ДЗ на танках специалисты «Уральского вагоностроительного завода». Взяв за основу конструкции ВДЗ разработки ОАО «Спецмаш» и ХКБМ, была внедрена ВДЗ для танка Т-72, а в дальнейшем и для - Т-90.

В тоже время конструкторы зарубежных танков до настоящего времени окончательно не определились с необходимостью установки ДЗ. Известно, что, кроме Израиля, модульная ДЗ установлена на танках Франции («Леклерк»), Германии («Леопард-2А5», «Леопард-2А6»), Польши (РТ-91 «Тварди», РТ-91М «Горилла») и др. США в начале появления ERA, предполагая непробиваемость броневой защиты своих танков, отказалось от внедрения ДЗ на танках «Абрамс» М1А1/А2. Однако после анализа результатов боевых действий иракской войны [5], в печати опубликованы сообщения о необходимости установки ДЗ на танках, произведенных США даже в последние годы. Модульность танков «Леклерк» и «Леопард-2» повышает уровень ремонтоспособности.

С внедрением ВДЗ живучесть конструкций ДЗ отечественных танков выросла. Однако, ее уровень не удовлетворял ни заказчиков, ни разработчиков танков [3, 4, 6].

Дальнейшие разработки ХКБМ защитных схем и конструкции ДЗ привели к созданию новой по принципу действия ВДЗ. Эта ВДЗ было разработана в 1998 году для ЭДЗ, получивших наименование: устройства кумулятивной защиты (УКЗ). УКЗ присвоили индексы ХСЧКВ-34 и ХСЧКВ-19. Разработчиком УКЗ является ГП «Базовый центр критических технологий «Микротек» (ГП «БЦКТ «Микротек»). Эта украинская защита, не имеющая аналогов в мире, была внедрена ХКБМ на украинских танках производства последних годов: Т-84, «Ятаган», БМ «Булат» и БМ «Оплот» [6].

УКЗ в сечении имеют не плоскую форму, снаряжаемого в них ВВ, а серповидный профиль, по форме сформированной обжимом пустотелой трубки. Сформированные трубки с ВВ получили название удлиненных зарядов (УЗ) – рис. 4.

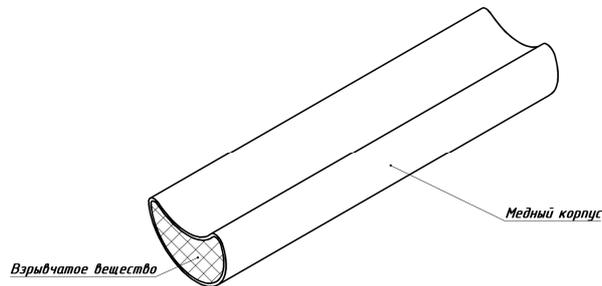


Рис. 4. Удлиненный заряд УКЗ

Серповидный профиль в сечении УЗ, выполненного по принципу кумулятивной воронки, направлен навстречу под углом к подлетающему ПТС (рис. 5).

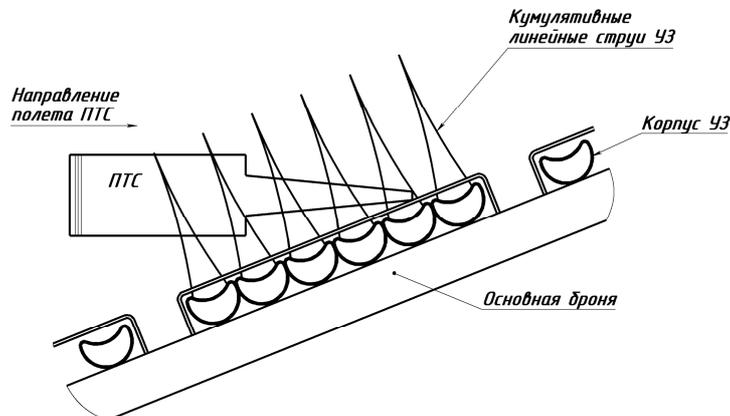


Рис. 5. Схема действия УКЗ на ПТС

В связи с тем, что конфигурация УЗ, имеющая в сечении серповидную форму, при взрыве УЗ образуется одна линейная сплошная кумулятивная струя. Несколько УЗ, смонтированных в УКЗ, при взрыве образуют несколько параллельных линейных кумулятивных струй. Каждая линейная кумулятивная струя воздействует на нападающий ПТС: или режет его или отклоняет от траектории полета. В случае УКЗ кумулятивная струя воздействует как на кумулятивные, так и на кинетические боеприпасы. Система ВДЗ с применением УКЗ типа ХСЧКВ, действующая по принципу линейной кумулятивной струи, получила название «Нож». В каждом корпусе УКЗ расположено параллельно несколько УЗ, с зафиксированными в одном направлении кумулятивными воронками. Все УЗ, снаряженные в одно УКЗ, детонируют от попадания ПТС практически одновременно. При детонации сформировавшиеся параллельные кумулятивные струи, воздействуя на ПТС, рассредоточивают их действие по поверхности брони. Такое воздействие резко снижает бронепробиваемость ПТС. Такая ДЗ, в отличие от ДЗ типа «Blazer», которая воздействует только на кумулятивные ПТС, воздействует как на кумулятивные, так и на кинетические ПТС. Испытания, проведенные в ХКБМ, показали, что по отношению к ДЗ, снаряжаемой ЭДЗ индекса 4С22, эффективность бронезащиты ДЗ танка, снаряжаемой УКЗ типа ХСЧКВ, по БПС индекса 3БМ42 возросла в 2,6 раза, а по КС индекса 3БК14М или 3БК18М – в 1,8 раза [7].

Новая конструкция ребер и крышек ВДЗ, резко снижает БФД. При срабатывании пораженного (ых) УКЗ остаются неповрежденными конструкция смежных ячеек и снаряженные в них УКЗ (Рис. 6). Например, после воздействия КС на новую украинскую ВДЗ (носовой защитный модуль) современного танка (Фото 1), детонируют только два рядом уложенные в одну ячейку УКЗ индекса ХСЧКВ-34. Соседние конструктивные элементы ВДЗ и снаряженные в них УКЗ остаются неповрежденными (Фото 2).

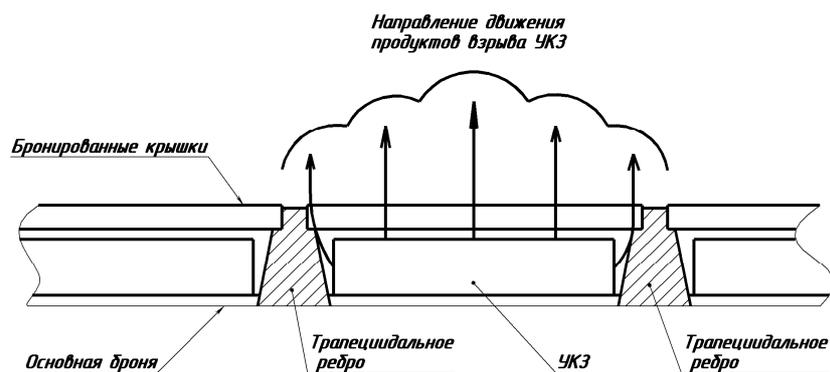


Рис. 6. Упрощенная схема срабатывания украинской ВДЗ, разработанной ХКБМ



Фото 1. Носовой защитный модуль украинского танка Т-84 до воздействия ПТС



Фото 2. Носовой защитный модуль украинского танка Т-84 после воздействия ПТС

Согласно расчетам живучесть ВДЗ ВЛД Т-84, разработанного ХКБМ, от воздействия КС по сравнению с живучестью ВДЗ ВЛД Т-80У возрастает на ~24%.

Если учесть, что по БПС, снижение защищающей способности от 1-го выстрела составляет для танка Т-80У всего ~ 8 ... 10% [7], то можно утверждать, что ВДЗ украинских танков Т-84, БМ «Булат» и их модификаций, на которых в настоящее время установлена новая украинская ВДЗ, превосходит, по живучести конструктивных элементов ВДЗ, все разработанные ранее ДЗ для танков, разработки СССР, Украины и России.

По странам дальнего зарубежья имеющаяся информация по живучести конструкций ДЗ танков недостаточна для проведения анализа и довольно противоречива.

Результаты. В качестве объекта анализа использованы конструкции динамической защиты (реактивные защиты – ERA, по классификации НАТО):

- навесная КДЗ с ЭДЗ индекса 4С20, разработанная ВНИИСталь, г. Москва (1983-1984г.г.) для танков производства СССР Т-55, Т-62, Т-64, Т-72, Т-80 и танков Т-72 и Т-80 российского производства различных модификаций;

- ВДЗ для ЭДЗ индекса 4С22 (1987-1989г.г.), разработки ОАО «Спецмаш», г. Санкт-Петербург, для адаптации к танкам Т-72 и Т-80, и разработки ХКБМ, г. Харьков, для адаптации к танкам Т-80УД и Т-84 различных модификаций;

- ВДЗ для УКЗ индекса ХСЧКВ, разработанная ХКБМ (1998-2002г.г.), для танков Т-84, «Ятаган» и БМ «Булат» различных модификаций (производство ГП «Завод имени В.А. Малышева» и ХКБМ).

Навесная КДЗ формировалась отдельными коробчатыми контейнерами, покрывающими лобовые и боковые проекции корпуса, лицевые и лобовые проекции башни и наружные поверхности крыши башни танка. Контейнеры изготавливались из конструкционной стали. Крепеж контейнеров к поверхностям корпуса и башни танка осуществлялся болтами к бонкам или к петлям, приваренным к поверхностям корпуса, башни и надгусеничных полок танка.

Конструкция навесных контейнеров КДЗ практически не снижает БФД, вследствие чего возможна цепная реакция подрывов ЭДЗ, снаряженных в рядом стоящие контейнеры КДЗ. Сами контейнеры подвержены внешним механическим воздействиям: возможен срыв (отрыв) самих контейнеров без срабатывания ЭДЗ.

ВДЗ, предназначенная для использования ЭДЗ **4С22**, сформирована броневыми ребрами прямоугольного сечения, приваренными к поверхности **носового узла танка**. Ребра расположены в продольном к оси танка и перпендикулярном направлении с ус-

тановленным на этих ребрах броневыми крышками. Ребра выполнены из стали средней твердости номинальной толщиной 20 ... 25мм. Снаряженная ВДЗ, так как и КДЗ противодействует, в основном, кумулятивным ПТС: КС, противотанковыми кумулятивными гранатами выпускаемым из различных противотанковых гранатометов (ПГ), противотанковым управляемым и неуправляемым снарядам и ракетам (ПТУРС, ПТУР, НУРС, НУР и т.д.). Для борьбы с подлетающими бронебойными подкалиберными снарядами (БПС) и калиберными снарядами (БКС) в конструкции ВДЗ предусмотрены броневые крышки высокой твердости толщиной 16мм. Высокая твердость крышки ячейки ВДЗ с одной стороны препятствует проникновению сердечника в комбинированную защиту танка, а с другой стороны придает хрупкость металлу крышки, который при разрушении крышки позволяет создать плотный поток осколков. Поток осколков необходим для воздействия на элементы 4С22 (4С20), снаряжаемые в ячейки ВДЗ, и гарантированного их подрыва. Вследствие подрыва ЭДЗ начинается движение от поверхности основной (пассивной) брони крышка ячейки. Совместное воздействие продуктов взрыва ЭДЗ и двигающейся навстречу ПТС крышки, имеющей достаточную энергию для изменения направления или дробления кумулятивной струи или сердечника нападающего боеприпаса, позволяет снизить бронепробитие средств поражения. Это, в свою очередь, снижает вероятность проникновения средств поражения в заброневую объем танка. В конструкции ВДЗ броневые крышки крепятся к бонкам, приваренным к ребрам ячеек, посредством болтов. Конструкция ВДЗ, спроектированная для ЭДЗ 4С22 снижает БФД по сравнению с КДЗ.

Аналогично устройство и броневых защитных плит, установленных на мощные, приваренные к поверхности **башни**, кронштейны треугольной формы. Башенные плиты имеют полости, которые как и ячейки ВДЗ носового узла танка, предназначенные для снаряжения ЭДЗ 4С22. Принцип срабатывания защитных плит ВДЗ лобовых и лицевых проекций башни танка аналогичен работе конструкции ВДЗ, установленных на ВЛД носового узла корпуса танка. **Крыша башни** танка защищена отдельными равномерными контейнерами, структура которых аналогична ВДЗ носа корпуса и лобовых проекций башни. Контейнеры, закрепленные болтами к приваренным к плоскостям крыши башни бонкам, покрывают всю свободную от навесного оборудования поверхность крыши башни.

В объеме **бортовых резино-металлических экранов** ВДЗ танка выполнены полости для ЭДЗ. Снаружи и изнутри полости бортовых экранов танка прикрыты плоскими броневыми крышками из броневой стали высокой твердости. Срабатывание ВДЗ бортовых экранов происходит по общему принципу характерному для ВДЗ танка. БФД снижается за счет зазоров между полостями в резино-металлических экранах. Конструкция ВДЗ, разработанная ХКБМ, за счет броневых ребер между ячейками снижает БФД по сравнению с двойной толщиной корпусов контейнеров КДЗ, установленной на танки в предшествующие годы. В тоже время из-за более ровной поверхности встроенных элементов конструкции ДЗ снизилась их механическая уязвимость. Понизился травматизм и повысился уровень безопасности во время эксплуатации танков.

ВДЗ (с применением УКЗ). Конструкция ВДЗ с применением УКЗ типа ХСЧКВ формируется трапециидальными в поперечном сечении ребрами, сваренными в поверхность защитного модуля, установленного на ВЛД корпуса танка. Испытания ХКБМ подтвердили, что применение съемного защитного модуля приводит к возрастанию бронезащиты танка и снижению сроков его ремонта. Модуль имеет основание, из-

готовленное из броневой стали повышенной твердости, в которой механически выполнены продольные и поперечные пазы. В пазы установлены ребра, выполненные из броневой стали средней твердости. Основание и ребра образуют ячейки, которые снаряжаются УКЗ. Сверху ячейки закрываются приварными крышками, изготовленные из стали высокой твердости. Крышки с ребрами и сварными швами образуют ровную плоскую поверхность, необходимую для снижения радиолокационной отражаемости, а тем самым и обнаружения танка. С лобовой и тыльной поверхности модуля ячейки прикрываются броневыми крышками высокой твердости, установленными на болтах. Снаряжение ячеек производится при помощи кассет с установленными в них по 2 - 3 УКЗ. Модуль закреплен с определенным зазором над ВЛД танка на специальных демпфирующих устройствах с внутренней амортизацией, позволяющей частично снять снарядную нагрузку и усилия, создаваемые ПТС на пассивные элементы конструкции ДЗ танка. Жесткость модуля создают вваренные в основание трапециидальные, специальной конструкции, мощные ребра. Трапециидальная форма ребер выбрана для максимального снижения БФД УКЗ, которое практически полностью устраняется. Малый катет приварки поверхностных крышек необходим для мгновенного отрыва крышек под воздействием ВВ УКЗ. Тем самым создается дополнительное воздействие на попавший в ячейку ПТС. Торцевые съемные крышки снижают воздействие пуль стрелкового оружия и осколков взрывающихся снарядов на ВВ УКЗ во время боя.

Оригинальная конструкция УКЗ, не имеющая аналогов в мире, разработана Государственным предприятием «Базовый Центр критических технологий «Микротек», г Киев. УКЗ имеют тонкостенные коробчатые корпус и крышку из конструкционной стали. В полном объеме УКЗ размещено определенное количество серповидной формы в поперечном сечении УЗ. УЗ имеют медную или алюминиевую оболочку, в которой расположен заряд ВВ. Каждый такой УЗ получил название «нож», а система, включающая элементы конструкции ВДЗ, УКЗ типа ХСЧКВ – комплекс ВДЗ танка «Нож».

Испытания корпуса танка, проведенные ХКБМ, показали (Фото 1 и 2), что после воздействия КС разрушается только 1 ячейка защитного модуля, что составляет ~4 - 7% площади всего съемного носового защитного модуля, покрывающего ВЛД.

По аналогичному принципу защиты спроектированы съемные защитные плиты лобовых и лицевых проекций башни и съемные защитные экраны танка.

Во защитных конструкциях применен один тип УКЗ индекса ХСЧКВ-34.

Крыша башни танка защищена наружными контейнерами, установленными на бонках и закрепленными болтами. Структура контейнеров аналогична структуре ДЗ корпуса и лобовых проекций башни. Однако в контейнерах применен иной типоразмер УКЗ - индекса ХСЧКВ-19. Отличие ХСЧКВ-34 от ХСЧКВ-19 заключается в диаметре серповидных УЗ, их количестве в корпусе устройства и в толщине УКЗ. Длина и ширина устройств остается неизменными 250x125мм, что позволяет унифицировать тару под УКЗ, сократить время их снаряжения в элементы ВДЗ и упростить обучение экипажей.

Сравнение ДЗ отечественных танков. Сравнение живучести ДЗ отечественных танков выполнялось по изменению защищенности ВЛД основного танка. Сравнение проводилось для танка оборудованного ДЗ, после воздействия одного КС. Совершенствование конструкции ДЗ можно представить в виде зависимости площади ВЛД танка, не повреждающейся после воздействия одного КС от года разработки. На рис. 7 представлена зависимость совершенствования конструкции ДЗ танков во времени (для танков Т-72, Т-80Б, Т-64Б, Т-80УД, Т-80У, Т-84).

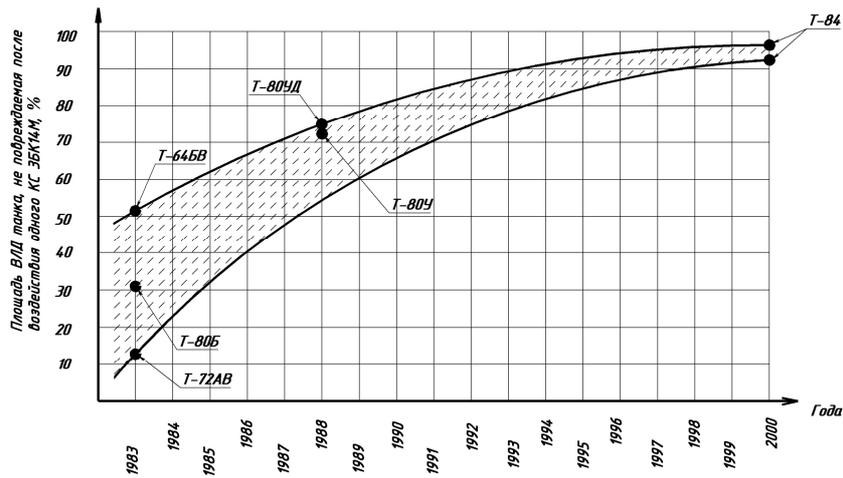


Рис. 7. Совершенствования конструкции ДЗ во времени

Как видно из рис. 7 конструкторские разработки однослойной динамической защиты отечественных танков с 1983г. по 1990-е года дают резкое повышение живучести бронезащиты. С 90-х годов XX века прирост в уровне бронезащиты от конструкторских разработок падает, защищенность танков при применении однослойной динамической защиты в начале XXI века достигает своего максимума и насыщения. Это подтверждает правильность направления конструкторских работ, взятое украинскими разработчиками, по более эффективной и жизнеспособной конструкции однослойных ДЗ. Конструкции однослойной ДЗ достигли своего оптимума и дальнейшие их использование может привести в конструкторский тупик.

В то же время разработчики новых боеприпасов, не стоят на месте. На рубеже 2000 года за счет внедрения конструкции тандемных боеприпасов, имеющих предзаряд и основной заряд, резко повысился уровень бронепробиваемости. Появление тандемных боеприпасов привело к повышению уровня технических требований к ДЗ. В свою очередь разработчики ДЗ (ХКБМ), в противовес тандемным боеприпасам реализовало, впервые в мире, на танке БМ «Оплот», многослойную противотанковую встроенную динамическую защиту – ПТВДЗ.

Однослойная встроенная ДЗ, которая явилась объектом этого исследования и до настоящего времени применяется в конструкции тысяч основных и средних танков, стоящих на вооружении многих стран мира, постепенно теряет свою актуальность. На лидирующее место выходят система ПТВДЗ, комплексы активной защиты (КАЗ) и другие современные методы защиты, которые требуют своих исследований.

Выводы. В настоящей статье:

1 Проведен анализ живучести конструкций однослойной ДЗ отечественных танков разных конструкторских бронетанковых бюро.

2 Показано, как теоретическими исследованиями, так и практическими результатами боевых полигонных испытаний, что наилучший результат по живучести ДЗ получен при проектировании ДЗ танка Т-84. Эта конструкция была усовершенствована при проектировании танка БМ «Булат».

3 Получены положительные результаты по значительному снижению (более чем в 1.2 раза) БФД ЭДЗ и УКЗ, которые применяются серийно в структуре ДЗ всех отечественных танков.

4 Результаты проведенного анализа полностью подтверждаются результатами испытаний снарядным обстрелом ВДЗ носового защитного модуля и башни, проведенным ХКБМ в ходе государственных испытаний танка Т-84.

5 Результаты проведенного анализа разработки отечественных конструкций ДЗ имеют практическое и теоретическое значения, как для разработчиков бронетанковой техники, так и военно-технических специалистов, занимающихся совершенствованием конструкций броневой защиты танков

Литература: 1. Акт ГИ танков Т-80, Т-72А, Т-64Б, Т-62 и Т-55А с комплектом динамической защиты. Протоколы / - М.:, 1983. Протокол №23, п. 5.4. – 183 с. 2. Акт ГИ танков Т-80, Т-72А, Т-64Б, Т-62 и Т-55А с комплектом динамической защиты / - М.:, 1983. П. 8.8. Выводы. – С. 99, 100. 3. Акт контрольных испытаний танка Т-80У со встроенной динамической защитой (ВДЗ) / - М.:, 1985. П. 4.8.2. – С. 43 – 49, 53 – 55. 4. Отчет по теме «Испытания обстрелом серийного корпуса с башней изделия 478Б» / - М.:, 1989. П. 5.4.1. – С. 19-21, П. 6.1.11. – С.45, П. 6.2.11. – С.47. 5. Dfensenews / October.27.2003. P.1. 6. Отчет по теме «Испытания обстрелом корпуса с башни танка Т-80У (об. 478Б)» / Харьков, ГП «ХКБМ».:, 1988. П. 5.7. – С. 42 – 50. 7. Акт предварительных испытаний снарядным и пулевым обстрелом опытных образцов УКЗ повышенного защищающего действия / Харьков, ГП «ХКБМ».:, 2001. Приложение 7. Таблица 13. – 12 с.

Bibliography (transliterated):

1. Akt GI tankov T-80, T-72A, T-64B, T-62 i T-55A s komplektom dinamicheskoy zaschityi. Protokolyi / - M.:, 1983. Protokol #23, p. 5.4. – 183 s. 2. Akt GI tankov T-80, T-72A, T-64B, T-62 i T-55A s komplektom dinamicheskoy zaschityi / - M.:, 1983. P. 8.8. Vyivodyi. – S. 99, 100. 3. Akt kontrolnyih ispytaniy tanka T-80U so vstroennoy dinamicheskoy zaschitoy (VDZ) / - M.:, 1985. P. 4.8.2. – S. 43 – 49, 53 – 55. 4. Otchet po teme «Ispytaniya obstrelom seriyного korpysa s bashney izdeliya 478B» / - M.:, 1989. P. 5.4.1. – S. 19-21, P. 6.1.11. – S.45, P. 6.2.11. – S.47. 5. Dfensenews / October.27.2003. P.1. 6. Otchet po teme «Ispytaniya obstrelom korpysa s bashni tanka T-80U (ob. 478B)» / Harkov, GP «HKBM».:, 1988. P. 5.7. – S. 42 – 50. 7. Akt predvaritelnyih ispytaniy snaryadnyim i pulevyim obstrelom opytnyih obraztsov UKZ povyishennogo zaschischayuschego deystviya / Harkov, GP «HKBM».:, 2001. Prilozhenie 7. Tablitsa 13. – 12 s.

Костін Ю.М., Даньшин Ю.О., Дураченко В.В., Горожанін Ю.Г., Афонський П.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЖИВУЧОСТІ ДИНАМІЧНОГО ЗАХИСТУ
ВІТЧИЗНЯНИХ ТАНКІВ

На базі теоретичних та практичних досліджень проведений аналіз та зроблені висновки щодо живучості динамічного захисту вітчизняних танків.

Kostin Yu.N., Danshin Yu.A., Durachenko V.V., Gorozhanin Yu.G., Afonskiy P.V.

STUDIES OF EXPLOSIVE-REACTIVE ARMOR ENDURANCE OF HOME MADE
TANKS

Analysis and findings regarding explosive-reactive armor endurance of home made tanks have been made on the basis of theoretical and practical studies.

**ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК
ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ,
ДВИЖУЩЕГОСЯ В ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМ
УЧАСТКЕ ДОРОГИ**

Введение. Известно [1], что коэффициент динамического изменения нормальных реакций на осях при разгоне легкового автомобиля с максимальным ускорением находится в пределах:

- для передней оси $m_{R1} = 0,85 - 0,9$;

- для задней оси $m_{R2} = 1,05 - 1,12$.

Следовательно, в первоначальный момент торможения легкового автомобиля, движущегося с максимальным ускорением, имеет место запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси на 5-12%, что с учетом действия возмущающих аэродинамических факторов принимает весомое значение.

Анализ последних достижений и публикаций. Доказано [2, 3], что в случае экстренного торможения легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги с учетом влияния конструкции и жесткостей подвесок передней и задней оси автомобиля, а также межколесного дифференциала [4] нормальные реакции распределяются не равномерно по колесам каждой оси.

Кроме того, при экстренном торможении имеет место неравномерность распределения вертикальных реакций по колесам каждой оси автомобиля и от действия составляющих аэродинамической силы.

Цель и постановка задачи. Целью работы является оценка динамического изменения нормальных реакций на осях при экстренном торможении легкового автомобиля на горизонтальном участке дороги при действии аэродинамического фактора, а также возможности увеличения тормозного момента на колесах задней оси.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Для легковых автомобилей, тормозные системы которых не оборудованы антиблокировочными системами, есть возможность усиления тормозов задней оси из-за наличия запаса вертикальной нагрузки на задних колесах в определенных эксплуатационных условиях. Однако, из-за опасности потери курсовой устойчивости при экстренных торможениях этим запасом ранее пренебрегали. При использовании динамических регуляторов тормозных сил возможна реализация такого запаса по моменту на задних колесах.

Известные аналитические зависимости для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси R_{z1} и задней оси R_{z2} легкового автомобиля с учетом рекомендаций [1-3] определяются из системы уравнений (рис.1).

Рассматривая равенство моментов относительно точки А, т.е. $\sum M_A = 0$, имеем

$$P_{T1} \cdot r_d + P_{T2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) + G_a \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) - R_{z1} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0, \quad (1)$$

где r_d – динамический радиус колес передней и задней оси;

b, h – координаты центра тяжести автомобиля;

h_w – высотная координата метацентра автомобиля;

L – продольная база автомобиля;

P_{wx} – сила лобового сопротивления автомобиля;

P_{wz} – подъемная аэродинамическая сила автомобиля;

R_{z1} – вертикальная реакция на колесах передней оси автомобиля;

$\sum M_j$ – суммарный момент инерции вращающихся масс на передней и задней оси;

$\sum M_f$ – суммарный момент сопротивления качению колес на передней и задней оси;

P_j – сила инерции автомобиля;

G_a – вес автомобиля.

Откуда

$$R_{z1} \cdot L = P_{T1} \cdot r_d + P_{T2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) + G_a \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \sum M_j - \sum M_f, \quad (2)$$

После известных преобразований получим выражение

$$R_{z1} \cdot L = r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}) + m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + m_a \cdot g \cdot b - P_{wz} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ст} \cdot (m_a \cdot g - P_{wz}), \quad (3)$$

где m_a – масса легкового автомобиля;

$f_a = 0,012 - 0,022$ – коэффициент сопротивления качению колес передней и задней оси;

$r_{ст}$ – статический радиус колеса;

$\sum I_i$ – суммарные моменты инерции вращающихся масс на i -ой оси автомобиля;

ω – угловая скорость вращения колес i -ой оси на момент торможения легкового автомобиля.

Принимая во внимание рекомендации [1] $P_{wz} = \lambda_z \cdot P_{wx}$, получим

$$R_{z1} \cdot L = r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) + m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + \\ + m_a \cdot g \cdot b - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot b - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \\ + \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} - f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \quad (4)$$

Поскольку скорость движения легкового автомобиля при торможении меняется от начальной скорости $\vartheta_a = \vartheta_0$ до конечной ϑ , м/с, то справедлива зависимость

$$\vartheta = \vartheta_0 - j \cdot t, \quad (5)$$

где t – время торможения.

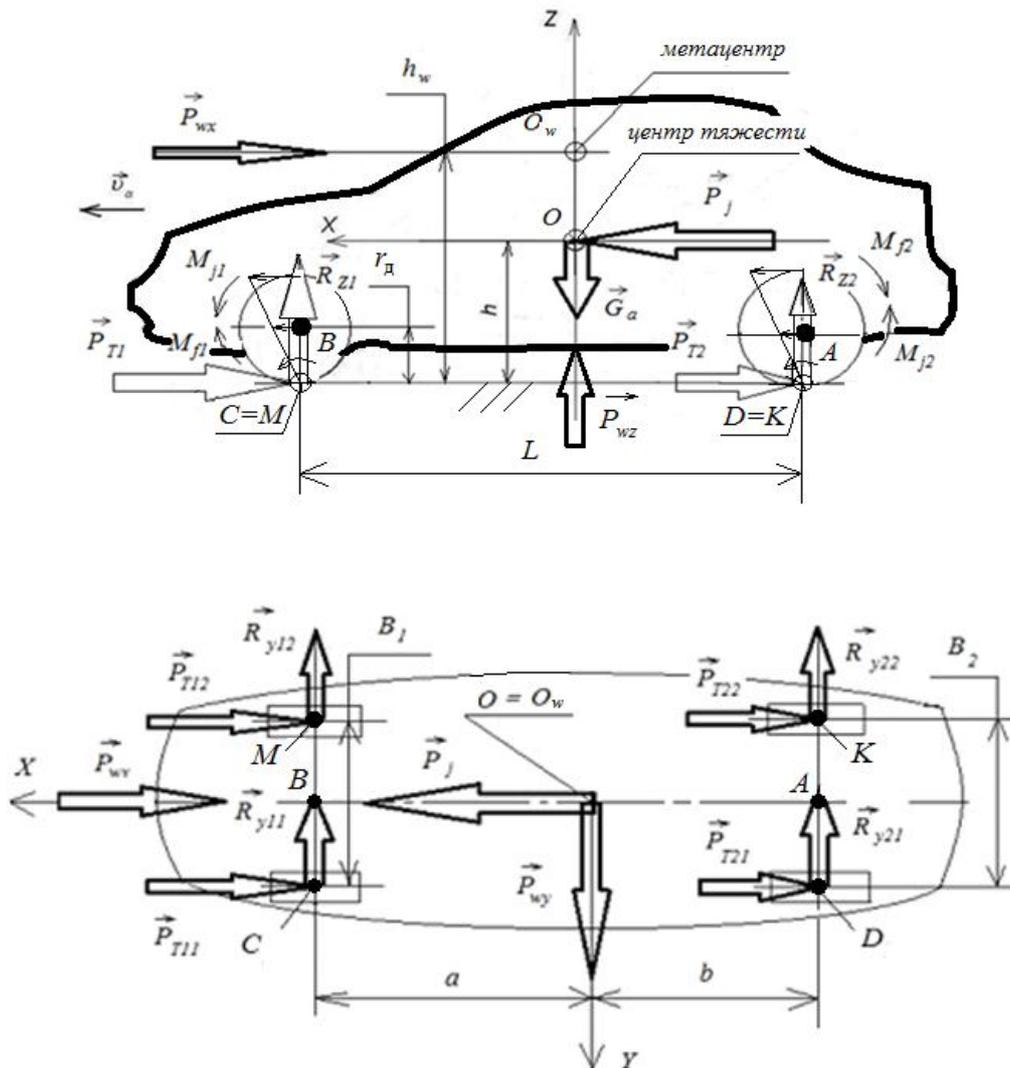


Рис. 1 – Схема сил, действующих на автомобиль при экстренном торможении, движущийся на горизонтальном участке дороги

Следовательно, центры осей колес автомобиля тоже движутся с такой же скоростью.

Изменением коэффициента сцепления вплоть до момента блокирования колес какой-либо оси будем пренебрегать. Тогда мгновенные центры вращения колес

находятся в точках **C** и **D** контакта шины с поверхностью дороги (см. рис. 1).

Разделив левую и правую части уравнения (5) на кинематический радиус колеса r_k , получим

$$\omega = \omega_0 - \frac{j}{r_k} \cdot t = \omega_0 - \frac{d\omega}{dt} \cdot t. \quad (6)$$

Откуда следует, что угловое замедление колеса при торможении в таком случае равно

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{j}{r_k}. \quad (7)$$

Принимая $\vartheta_a = \vartheta_0$, $r_a = r_k$, $F_w = H_a \cdot B_a$ с учетом формулы (4) в итоге получаем

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot \left[\begin{aligned} & (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2) \cdot (r_k \cdot \varphi - f_a \cdot r_{ct}) + \\ & + m_a \cdot g \cdot \left[\frac{j}{g} \cdot (h - r_k) + b \right] - \\ & - K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w - r_k + \lambda_z \cdot b) + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i \end{aligned} \right], \quad (8)$$

где K_0 - коэффициент обтекаемости (для рассматриваемых легковых автомобилей принимается $0,35 \text{ кг/м}^3$);

H_a, B_a - высота и ширина легкового автомобиля.

Учитывая составляющие сопротивления воздуха, действующие на автомобиль при торможении (см. рис. 1), можно выразить

$$m_a \cdot j - P_{wx} = (m_a \cdot g - P_{wz}) \cdot \varphi. \quad (9)$$

Откуда после преобразований величина реализуемого замедления в таком случае

$$j = \frac{(m_a \cdot g - P_{wz}) \cdot \varphi + P_{wx}}{m_a} = \varphi \cdot g + \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2}{m_a} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi). \quad (10)$$

Следовательно, величина реализуемого замедления с учетом возмущающих факторов может быть получена большей на величину $\Delta_j = \frac{K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2}{m_a} \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi)$.

Из полученного выражения (8) после преобразований окончательно имеем выражение для определения значения вертикальной реакции на передней оси автомобиля при торможении на горизонтальном участке дороги с учетом возмущающих факторов

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot \left[m_a \cdot g \cdot (b + z \cdot h) - m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i - \right. \\ \left. - K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi)] + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct}) \right] \quad (11)$$

где $z = \frac{j}{g}$ – коэффициент торможения.

Допускаем, что в случае отсутствия боковой составляющей ветра вертикальные нагрузки на левом и правом колесах передней оси равны, тогда $R_{z11} = R_{z12} = 0,5R_{z1}$.

Рассматривая равенство моментов относительно точки В (см. рис.1), имеем

$$P_{r1} \cdot r_d + P_{r2} \cdot r_d + P_j \cdot (h - r_d) - G_a \cdot a + P_{wx} \cdot a - P_{wx} \cdot (h_w - r_d) + \\ + R_{z2} \cdot L + \sum M_j - \sum M_f = 0. \quad (12)$$

После подстановки $P_{wx} = \lambda_z \cdot P_{wx}$ с учетом выше представленных выражений получаем в развернутом виде

$$R_{z2} \cdot L = -r_d \cdot \varphi \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) - m_a \cdot j \cdot (h - r_d) + \\ + m_a \cdot g \cdot a - \lambda_z \cdot P_{wx} \cdot a + P_{wx} \cdot (h_w - r_d) - \\ - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + f_a \cdot r_{ct} \cdot (m_a \cdot g - \lambda_z \cdot P_{wx}) \quad (13)$$

Принимая во внимание $\vartheta_a = \vartheta_0$, $r_d = r_k$, $F_w = H_a \cdot B_a$ из (13) в итоге получаем выражение

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \cdot \left[m_a \cdot g \cdot [a - z \cdot h] + m_a \cdot g \cdot (f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)) - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \right. \\ \left. + K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi)] - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct}) \right] \quad (14)$$

где a – координата центра тяжести автомобиля.

В данном эксплуатационном случае имеет место межосевая и межбортовая неравномерность вертикальных реакций.

Пренебрегая действием возмущающих факторов (воздушного потока, моментов сопротивления качению колес и инерции вращающихся частей), получим классическую систему уравнений [1-3] в виде

$$[R_{z1}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(b + \frac{j}{g} \cdot h \right), \quad (15)$$

$$[R_{z2}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(a - \frac{j}{g} \cdot h \right). \quad (16)$$

Для оценки межосевой неравномерности распределения вертикальных реакций в уравнении (11) введем обозначение

$$\Delta_{R1} = \frac{1}{L} \cdot \left(\begin{array}{l} -m_a \cdot g \cdot [f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)] + \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i - \\ -K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct})] \end{array} \right), \quad (17)$$

а в уравнении (14)

$$\Delta_{R2} = \frac{1}{L} \cdot \left(\begin{array}{l} m_a \cdot g \cdot (f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi)) - \frac{j}{r_k} \cdot \sum I_i + \\ +K_0 \cdot H_a \cdot B_a \cdot \vartheta_0^2 \cdot [h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct})] \end{array} \right), \quad (18)$$

тогда с учетом выражений (15) и (16) получим упрощенные выражения

$$R_{z1} = [R_{z1}] + \Delta_{R1}, \quad (19)$$

$$R_{z2} = [R_{z2}] + \Delta_{R2}. \quad (20)$$

Откуда следует, что при торможении легкового автомобиля вертикальные реакции на осях с учетом действия возмущающих факторов по сравнению с вертикальными реакциями, определяемыми по классической теории, увеличиваются на некоторую величину Δ_{R1} и Δ_{R2} . Это значит, что тормозные моменты на осях тоже могут быть увеличены на передней оси на величину $\Delta_{R1} \cdot \varphi \cdot r_k$, а на задней на $\Delta_{R2} \cdot \varphi \cdot r_k$.

Полученные уточненные аналитические зависимости (11) и (14) для определения суммарных вертикальных реакций на передней оси R_{z1} и задней оси R_{z2} легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке на горизонтальной дороге, предоставляют возможность оценить их значения для конкретных моделей легковых автомобилей. Оценку будем производить по сравнительному коэффициенту динамического изменения вертикальных реакций, который представляет собой отношение нагрузки, приходящейся на данную ось (колесо) в конкретном случае торможения, определяемую по полученным зависимостям, к нагрузке на ту же ось (колесо) автомобиля, определяемую по классическим зависимостям, т.е.

$$m_{Ri} = \frac{R_{zi}}{R_{zic}}, \quad (21)$$

где R_{zi} – вертикальная реакция на i – ой оси легкового автомобиля, определяемая по новым зависимостям (11) и (14);

R_{zic} – вертикальная реакция на i – ой оси легкового автомобиля, определяемая по классическим зависимостям (15) и (16).

При помощи компьютерной программы получены расчетные данные динамического изменения вертикальных реакций на колесах передней и задней оси автомобилей Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Kia Forza, представленные в табл.1.

Значения сравнительного динамического изменения вертикальных реакций

Автомобиль	Сравнительный коэффициент динамического изменения вертикальной реакции, m_{Ri} , определяемый			
	по классическим зависимостям (15) и (16)		по новым зависимостям (11) и (14)	
	передняя ось	задняя ось	передняя ось	задняя ось
Daewoo Lanos	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12
Lada Priora	1,0	1,0	1,02 – 1,05	1,12 – 1,15
Chevrolet Aveo	1,0	1,0	1,04 – 1,06	1,09 – 1,11
Kia Forza	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,10 – 1,12

Очевидно, что в таком случае должны соблюдаться условия $\Delta_{R1} \geq 0$ и $\Delta_{R2} \geq 0$.

Это возможно, если выполняются неравенства:

- в соответствии с выражением (17)

$$f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi) \leq 0, \quad (22)$$

$$h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) + \lambda_z \cdot (b - f_a \cdot r_{ct}) \leq 0, \quad (23)$$

- в соответствии с выражением (18)

$$f_a \cdot r_{ct} + r_k \cdot (z - \varphi) \geq 0, \quad (24)$$

$$h_w - r_k \cdot (1 - \lambda_z \cdot \varphi) - \lambda_z \cdot (a + f_a \cdot r_{ct}) \geq 0. \quad (25)$$

После преобразований указанных неравенств получим соответственно

$$z \leq \varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}, \quad (26)$$

$$z \geq \varphi - f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}. \quad (27)$$

Для построения графической зависимости $z = f(\varphi)$ (рис. 2) получим характерные точки при $z = 0, \varphi = f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}; \varphi = 0, z = -f_a \cdot \frac{r_{ct}}{r_k}$.

Как показывает анализ графической зависимости (см. рис. 2) некоторому значению φ_1 соответствует значение z_1 , такое, что неравенству (26) в таком случае удовлетворяют значения от z_{min} до z_1 , а неравенству (27) удовлетворяют значения от z_1 до z_{max} .

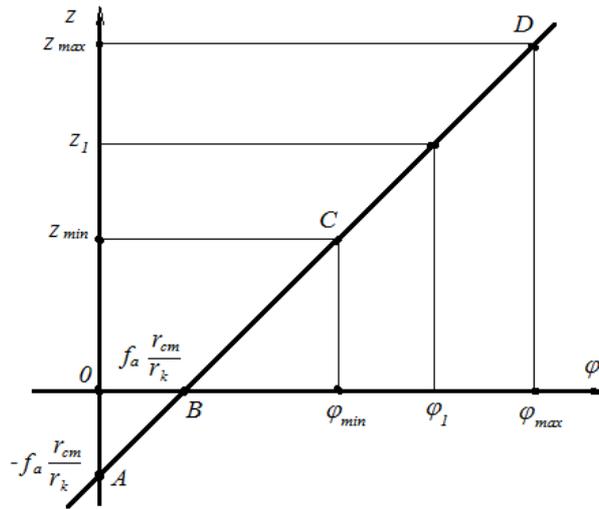


Рис. 2 – Графическая зависимость $z = f(\varphi)$

При решении неравенств (26) и (27) после преобразований получим

$$\frac{h_W}{r_k} + \lambda_z \cdot \left(\varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} + \frac{b}{r_k} \right) \leq 1, \quad (28)$$

$$\frac{h_W}{r_k} + \lambda_z \cdot \left(\varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right) \geq 1. \quad (29)$$

Поскольку для легковых автомобилей $\frac{h_W}{r_k} > 1$, $\frac{b}{r_k} > 1$, $\frac{a}{r_k} > 1$, $\frac{r_{cm}}{r_k} < 1$, $\lambda_z < 1$, то неравенство (28) решения не имеет, так как значение выражения в скобках не может быть меньше нуля, а неравенство (29) имеет решение, если

$$\frac{h_W}{r_k} \geq 1 - \lambda_z \cdot \left(\varphi - f_a \cdot \frac{r_{cm}}{r_k} - \frac{a}{r_k} \right). \quad (30)$$

Это значит, что Δ_{R1} в выражении (19) может принимать как положительные, так и отрицательные значения, а Δ_{R2} в выражении (20) только положительные.

Таким образом, равенство (20) выполняется. Это значит, что имеется запас тормозного момента на задних колесах легкового автомобиля величиной $\Delta_{R2} \cdot \varphi \cdot r_k$.

Выводы

1. При торможении легкового автомобиля вертикальные реакции на его осях с учетом действия возмущающих факторов по сравнению с вертикальными реакциями, определяемыми по классической теории, увеличиваются на величину Δ_{R1} и Δ_{R2} , определяемую по зависимостям (17) и (18).

2. Сравнительные коэффициенты динамического изменения вертикальных реакций на осях легковых автомобилей Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Kia Forza, определяемые по установленным зависимостям (11) и (14) находятся в пределах:

а) на передней оси $m_{R1} = 1,02 - 1,08$;

б) на задней оси $m_{R2} = 1,09 - 1,15$.

Это значит, что имеется запас по увеличению тормозного момента на колесах задней оси до 15%.

3. Следует заключить, что в данном эксплуатационном случае в тормозном

приводе легкових автомобілей должно быть обеспечено регулирование тормозных сил по колесам каждой оси с учетом изменения их вертикальных реакций и коэффициента сцепления колес с дорогой, обеспечив межбортовую схему включения контуров тормозного привода. Это возможно за счет установки динамических регуляторов тормозных сил.

Список литературы: 1. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>. 2. Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Курчатый В.И. – Харьков: Издательство ХГАДТУ. – 1999. – 93с. 3. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. Und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme). 4. Карпенко В.А. Влияние межколесного дифференциала на динамические характеристики автомобиля при неравномерном распределении вертикальной нагрузки между колесами // Механіка та машинобудування. – 2000. – №1. – с. 67-71. 5. Лагунов Л.Я. Влияние эффективности торможения на повороте на пропускную способность дороги / Л.Я. Лагунов, Г.С. Прохорова, М.А. Подригало // Автомобильный транспорт. – Киев: Техника, 1982. – Вып.19. – с. 111–116. 6. Федосов А.С., Подригало М.А. Исследование потенциальных сцепных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения // Автомобильный транспорт. - К.: Техника, 1980. - Вып. 17. - с.73-78. 7. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. // Автомобильная промышленность. - Харьков, ХАДИ, 1980. - №. - 24с.

Bibliography (transliterated): 1. Ageykin Ya.S. Teoriya avtomobilya [Elektronnyiy resurs]: ucheb. posob. / Ya.S. Ageykin, N.S. Volskaya. – M.: MGIU, 2008. – 318 s. – Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>. 2. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I. Ustoychivost kolesnyih mashin pri tormozhenii / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I. – Harkov: Izdatelstvo HGADTU. – 1999. – 93s. 3. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. Und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme). 4. Karpenko V.A. Vliyanie mezhkolesnogo differentsiala na dinamicheskie harakteristiki avtomobilya pri neravnomernom raspredelenii vertikalnoy nagruzki mezhdu kolesami // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2000. – #1. – s. 67-71. 5. Lagunov L.Ya. Vliyanie effektivnosti tormozheniya na povorote na propusknyuyu sposobnost dorogi / L.Ya. Lagunov, G.S. Prohorova, M.A. Podrigalo // Avtomobilnyiy transport. – Kiev: Tehnika, 1982. – Vyip.19. – s. 111–116. 6. Fedosov A.S., Podrigalo M.A. Issledovanie potentsialnyih stsepnnyih vozmozhnostey avtomobilya pri deystvii bokovoy silyi v protsesse tormozheniya // Avtomobilnyiy transport. - K.: Tehnika, 1980. - Vyip. 17. - s.73-78. 7. Zakonyi regulirovaniya sil avtomobilya pri deystvii bokovoy silyi v protsesse tormozheniya / Gredeskul A.B., Podrigalo M.A., Favorov N.Yu. // Avtomobilnaya promyishlennost. - Harkov, HADI, 1980. - #. - 24s.

Назаров В.І.

ПЕРЕРОЗПОДІЛ ВЕРТИКАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ЕКСТРЕНОМУ ГАЛЬМУВАННІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ, ЩО РУХАЄТЬСЯ В ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ НА ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ДІЛЯНЦІ ДОРОГИ

Запропоновано математичну модель руху легкового автомобіля при екстремому гальмуванні в експлуатаційних умовах з урахуванням аеродинамічних збурюючих факторів.

Nazarov V.

REDISTRIBUTION OF VERTICAL LOADS DURING EMERGENCY BRAKING OF THE CAR MOVING IN THE AIR FLOW IN THE HORIZONTAL SECTION OF THE ROAD

A mathematical model of the motion of the car during emergency braking in the operating conditions, taking into account the aerodynamic disturbing factors.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА В СОСТАВЕ ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННОЙ-УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПОДСИСТЕМЫ АКТИВНОГО РУЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Постановка проблемы. В настоящее время наблюдается интенсивное развитие и практическое использование электрического привода в системах и агрегатах автомобиля. В их числе электроусилитель рулевого механизма, а так же силовая установка (для электромобиля или гибридных автомобилей, где в качестве одной из силовых установок используется электродвигатель) и т.д. Электроусилитель рулевого управления открыл широкие возможности для создания различных систем активной безопасности: курсовой устойчивости, автоматической парковки, аварийного рулевого управления, помощи движению по полосе. В статье описан комплексный подход к созданию информационно-коммуникационной-управляющей системы автомобиля на примере сочетания классической системы рулевого управления с гидроусилителем и встроенный в рулевой механизм электродвигатель, адаптирующийся к условиям движения. Такое сочетание повышает точность управления, делая работу водителя автомобиля более безопасной, удобной и комфортной [1-3].

Анализ последних исследований и публикаций. В электроусилителе рулевого управления дополнительное усилие при повороте рулевого колеса создается с помощью электрического привода. В конструкции современного автомобиля электроусилитель рулевого управления постепенно заменяет гидроусилитель руля. Система активного рулевого управления AFS (Active Front Steering), встроена в разрезанный рулевой вал и управляется командами компьютера. Главная часть AFS – планетарная передача, корпус которой может вращаться с помощью электромотора.

Возрастающие требования к комфортности и безопасности влекут за собой повышение требований и к системе рулевого управления. Система AFS позволяет изменять передаточное отношение рулевого привода в очень широких пределах. Чувствительностью управляет компьютер, и можно заложить в него любую программу. С помощью системы AFS можно избавиться от извечного противоречия: или «острый» руль на малой скорости и необдуманные реакции на высокой, или спокойное поведение на большом ходу, но «тяжелый» руль при парковке. Благодаря помощи электромотора системы AFS эта цифра в низкоскоростных режимах снижается до 1:10 – это менее двух оборотов руля от упора до упора. Парковаться с таким «быстрым» рулем очень удобно. А чтобы с ростом скорости автомобиль не становился неудобным в управлении, электроника по мере разгона постепенно снижает активность электродвигателя. На 180–200 км/ч он вообще отключается – передаточное отношение возвращается к стандартному. А на максимальных скоростях электромотор вновь вступает в действие, но начинает вращаться в противоположную сторону. Ведь система AFS способна не только увеличивать чувствительность рулевого управления, но и уменьшать ее, повышая передаточное отношение до 1:20 и более [4].

Подобными рулевыми механизмами с переменным передаточным отношением занимаются не только на BMW. Например, родстер Honda S2000 уже несколько лет серийно оснащается коаксиальной рейкой, которая увеличивает чувствительность при

© А. И. Середина, 2014

больших углах поворота колес для повышения маневренности. Но планетарный механизм системы AFS намного проще, чем хондовский.

Автор патента – американец, профессор Калифорнийского университета в Дэвисе Дин Карнопп. В 1990 году патент купила фирма Bosch. А в 1997 году по инициативе BMW систему стали готовить к серийному производству [5].

Главной частью системы рулевого управления является так называемый механизм наложения угла поворота. Под механизмом наложения угла поворота понимается планетарный механизм, который интегрирован в разделенную на две части рулевую колонку. В зависимости от скорости движения автомобиля электродвигатель воздействует через червячную передачу на планетарный механизм. Таким образом система рулевого управления в зависимости от ситуации увеличивает или уменьшает угол поворота передних колес посредством изменения передаточного числа между валом рулевого управления и шестерни привода.

В критических ситуациях система рулевого управления может целенаправленно изменить заданный водителем поворот управляемых колес и тем самым быстрее стабилизировать автомобиль, чем это может сделать водитель.

Система активного рулевого управления помогает водителю при вращении руля и активно вносит дополнительный угол поворота в рулевое управление в зависимости от тягово-динамических показателей.

Преимущества электромеханического усилителя по сравнению с гидравлическим приведены ниже [6].

Основные преимущества электромеханического усилителя по сравнению с гидравлическим объясняются самим отсутствием гидравлической системы. Эти преимущества выражаются в следующем: исключены обычные для гидросистем компоненты, как насос, шланги, бачок для гидравлической жидкости и фильтр; гидравлическая жидкость не применяется; размеры занимаемого пространства уменьшены; снижена шумность; уменьшены затраты энергии на привод; отсутствует сложная система шлангов и кабелей.

Все силовые компоненты усилителя расположены на рулевом механизме и действуют непосредственно на его детали. Затраты энергии на привод электромеханического усилителя существенно ниже, чем на привод гидроусилителя. Это объясняется его включением только по потребности, в то время как гидравлический усилитель требует постоянной прокачки рабочей жидкости. Поэтому электромеханический усилитель позволяет снизить расход топлива.

Высокая информативность рулевого управления при различных условиях движения достигается в результате: активной самоустановки управляемых колес в среднее положение; непосредственной, но плавной реакции усилителя на действия водителя; существенного ослабления усилий, передаваемых на рулевое колесо при движении по неровностям дороги.

Изложение основного материала исследования. У рулевого механизма с электромеханическим усилителем и двумя приводными шестернями необходимое для поворота колес автомобиля усилие суммируется из усилий, передаваемых на рейку обеими шестернями. При этом на одну шестерню передается крутящий момент, создаваемый водителем на рулевом колесе, а на другую – крутящий момент электродвигателя усилителя после преобразования его в червячной передаче [4].

Рулевой механизм содержит датчик крутящего момента на рулевом колесе, торсион, приводные шестерни усилителя и вала рулевого управления, червячную передачу

и электродвигатель с блоком управления. Основной деталью рулевого механизма с электромеханическим усилителем является рейка с зубьями на двух участках.

Оснащенный блоком управления и датчиком электродвигатель усилителя связан с отдельной шестерней рулевого механизма, в то время как другая шестерня обеспечивает механическую связь рулевого колеса с рейкой. Благодаря этому рулевое управление полностью сохраняет работоспособность при выходе из строя электродвигателя усилителя.

На рисунке 1 представлены основные компоненты рулевого управления:

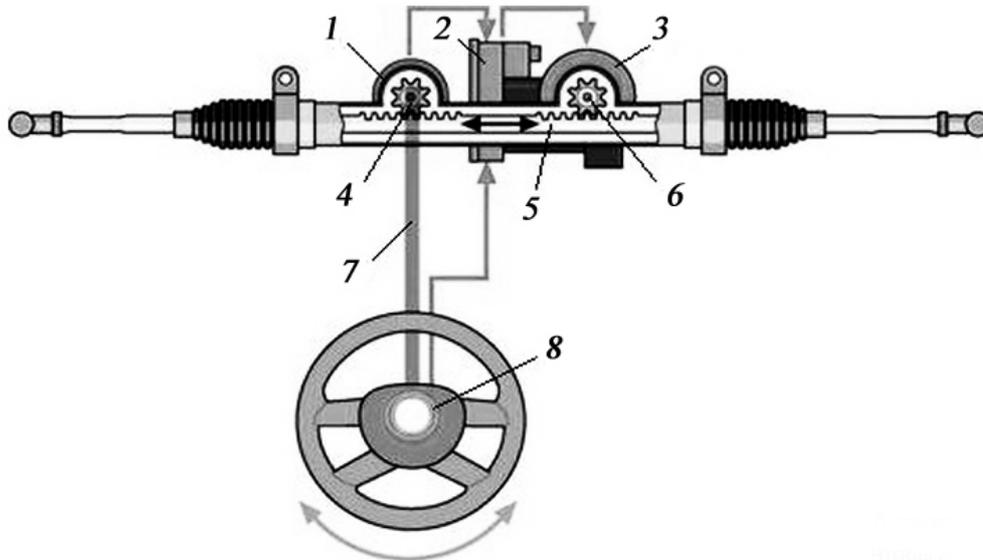


Рис. 1. Основные компоненты рулевого управления

1. Датчик крутящего момента на рулевом колесе (J269);
2. Электронный блок управления усилителем рулевого механизма (J500);
3. Электродвигатель усилителя (V187);
4. Шестерня вала рулевого управления;
5. Зубчатая рейка;
6. Шестерня усилителя руля;
7. Карданный вал рулевого управления;
8. Подрулевые переключатели с датчиком угла поворота рулевого колеса (G85).

Рассмотрим принцип действия усилителя в процессе парковки:

- При парковании водитель вынужден поворачивать рулевое колесо на относительно большие углы.
- Закрутка торсиона измеряется датчиком крутящего момента G269. Передаваемые в блок управления J500 сигналы датчика свидетельствуют при этом об относительно больших крутящих моментах на рулевом колесе.
- Угол поворота рулевого колеса измеряется датчиком G85, а скорость его вращения определяется по частоте вращения ротора двигателя усилителя.
- Ввиду относительно большого момента на рулевом колесе и нулевой скорости автомобиля блок управления определяет необходимость в значительном усиле-

нии рулевого управления, учитывая при этом частоту вращения коленчатого вала, угол и скорость поворота рулевого колеса, а также сохраняемую в памяти прибора характеристику усилителя для скорости автомобиля $v=0$ км/ч. Соответственно этим расчетам устанавливается величина крутящего момента двигателя усилителя.

- Таким образом, при парковании на рейку действуют максимальные усилия, передаваемые через вторую, параллельно действующую шестерню.
- Перемещение рейки происходит под действием суммы усилий, создаваемых в результате преобразования крутящего момента двигателя усилителя и крутящего момента, передаваемого с рулевого колеса.

Датчик угла поворота рулевого колеса (G85) расположен под возвратным и скользящим кольцами подушки безопасности. Он установлен на рулевой колонке между подрулевыми переключателями и рулевым колесом. Этот датчик генерирует сигнал, соответствующий углу поворота рулевого колеса. Сигнал датчика передается через шину CAN в блок управления электронными приборами на рулевой колонке J527, в котором он подвергается дальнейшей обработке. Последствия при выходе датчика из строя. При неисправности датчика подключается резервная функция, в соответствии с которой вместо переменного сигнала датчика в систему управления вводится постоянный сигнал. При этом действие усилителя полностью сохраняется. О неисправности в системе усилителя водитель узнает по вспышкам контрольной лампы K161 [5].

Всего через пару месяцев после выхода новой серии грузовиков FH в 2013 году компания Volvo Trucks представила еще одну технологическую новинку мирового класса – систему рулевого управления Volvo Dynamic Steering [7].

Изюминка новой системы – встроенный в рулевой механизм электродвигатель с электронным блоком управления, адаптирующийся к условиям движения. Электродвигатель функционирует совместно с гидроусилителем рулевого управления и развивает максимальный крутящий момент до 25 Нм. Его работа регулируется модулем электронного управления, который получает информацию от специальных датчиков несколько тысяч раз в секунду.

Система Volvo Dynamic Steering обеспечивает четыре основных преимущества.

Во-первых, на низких скоростях электродвигатель позволяет прикладывать минимум физических усилий к рулевому колесу. Можно расслабиться и вести даже полностью груженный автомобиль, не напрягая плечи и руки.

Во-вторых, система смягчает прохождение неровностей дороги, например, трещин и выбоин. При этом водителю транспортного средства становится легче работать, так как не приходится постоянно подруливать, корректируя траекторию движения.

В-третьих, на автостраде система способствует повышению курсовой устойчивости грузовика. В свою очередь, устойчивость означает спокойное вождение и полный контроль над транспортным средством на любой скорости. Динамическая система рулевого управления исключает практически все незначительные смещения рулевого колеса, которые неизбежны на дорогах.

И, в-четвертых, самообучающаяся система оперативно реагирует на боковой ветер или поперечный уклон дороги и автоматически устраняет их воздействие. В результате этого водитель может спокойно ехать вперед, а не противодействовать боковому смещению поворотом рулевого колеса. Это значительно улучшает безопасность движения и комфорт водителя.

Выводы. В работе исследованы перспективы использования электрического привода на автомобиле на примере подсистемы активного рулевого управления AFS (Active Front Steering). Также показаны преимущества использования электромеханического усилителя. Система Volvo Dynamic Steering поднимает процесс управления грузовыми транспортными средствами на совершенно новый уровень. Эта технология делает вождение более контролируемым и менее напряженным для водителя. Предварительные результаты исследований позволяют судить об эффективности использования электрического привода на автомобиле интегрированного в единую информационно-коммуникационно-управляющую систему.

Литература: 1. Никонов О.Я. Перспективы использования электрического привода в автомобиле / О.Я. Никонов, А.И. Середина // *Вісник НТУ «ХПИ»* – 2013. – № 30. – С.16–22. 2. Информационные технологии на автомобильном транспорте / [Власов В.М., Николаев В.Б., Постолит А.В. и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283с. 3. Алексієв О.П. Телематика, мехатроника та синергетика на автомобі-льному транспорті / О.П.Алексієв, В.О. Алексієв, О.І. Туренко // *Автомобильный транспорт*. – 2009. – №25. – С.266–270. 4. <http://systemsauto.ru> 5. <http://cartest.omega.kz> 6. <http://www.audagena.lt> 7. <http://www.autoconsulting.com.ua>

Bibliography (transliterated): 1. Nikonov O.Ja. Integrirovannye informacionno-upravljajuvie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv / O.Ja. Nikonov, A.I. Seredina // *Visnuk NTU "HPI"* – 2013. – №1. – S. 16–22. 2. Informacionnye tehnologii na avtomobil'nom transporte / [Vlasov V.M., Nikola-ev V.B., Postolit A.V. i dr.] – M.: MADI (GTU), 2006. – 283 s. 3. Aleksiev O.P. Telematika, mehatronika ta sinergetika na avtomobil'nomu transporti / O.P. Aleksiev, V.O. Aleksiev, O.I. Turenko // *Avtomobil'nyj transport*. – 2009. – №25. – S. 266–270. 4. <http://systemsauto.ru> 5. <http://cartest.omega.kz> 6. <http://www.audagena.lt> 7. <http://www.autoconsulting.com.ua>

Середина Г.І

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ У СКЛАДІ ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ ПІДСИСТЕМИ АКТИВНОГО РУЛІННЯ АВТОМОБІЛЯ.

У роботі досліджені перспективи використання електричного приводу на автомобілі на прикладі підсистеми активного рульового управління AFS (Active Front Steering)

Середина А.І

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА В СОСТАВЕ ИНФОРМАЦИОННО-КОМУНИКАЦИОННОЙ-УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПОДСИСТЕМЫ АКТИВНОГО РУЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ.

В работе исследованы перспективы использования электрического привода на автомобиле на примере подсистемы активного рулевого управления AFS (Active Front Steering).

Seredina A.I.

USE OF ELECTROMECHANIC IN COMPOSITION INFORMATION-COMMUNICATION-MANAGING SUBSYSTEM OF ACTIVE DRIVING OF THE CAR.

The prospects of the use of electric drive are in-process investigational on a car on the example of subsystem of active steering management of AFS (Active Front Steering).

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РЕСУРС РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

1. Введение. Современные автоматизированные гидромеханические коробки передач (ГМКП) на транспортных колесных машинах специального назначения представляют собой сложные гидро- электро- механические системы, в которых слаженную работу всех узлов и деталей обеспечивает система автоматического управления (САУ). От качества разработки САУ для ГМКП зависят не только эффективность задания динамичного и экономичного режимов движения машины, но и длительность ресурса работы ГМКП. Поэтому инженерам и ученым при проектировании данного класса систем помимо определения моментов времени переключения передач и блокировки-разблокировки гидротрансформатора в заданных условиях движения машины приходится решать научно-технические задачи обеспечения плавности переключения передач, так как она непосредственно влияет на ресурс работы автоматизированной ГМКП в целом.

С одной стороны САУ ГМКП должна так управлять переключениями передач, чтобы исключить слишком длительное скольжение фрикционных элементов в коробке. С другой стороны не рекомендуется быстро включать передачи, так как будут ощущаться толчки при переключениях и появятся ударные нагрузки. В результате каждый из перечисленных процессов включения фрикционных элементов ведет к уменьшению их срока службы. Поэтому возникает вопрос, какой способ включения передач обеспечит наибольший срок службы фрикционных элементов и исключит возникновение рывков при переключениях. Для решения этого вопроса выполним анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения, совершающей разгон на ровном участке дороги, а также анализ конструктивных элементов ГМКП, влияющих на плавность переключения передач.

2. Анализ последних достижений и публикаций.

Плавность переключения передач требуется в любых трансмиссиях, но особенно остро эта проблема стоит в случае автоматического переключения передач, так как при этом переключения происходят неожиданно для водителя, и он лишен возможности управлять процессом переключения или выбирать его момент. Все мероприятия, связанные с плавностью переключения передач, обусловлены заданием и управлением скоростью изменения давления в гидроприводах фрикционных элементов управления коробкой передач [1]. При слишком медленном нарастании давления фрикционные элементы будут слишком долго скользить, что отражается неоправданным увеличением оборотов двигателя и отрицательно сказывается на долговечности фрикционных элементов. Кроме того, уменьшается скорость движения машины и увеличивается время разгона. Очень быстрое нарастание давления исключит выше перечисленные недостатки, но при этом приведет к ударному включению фрикционных и их быстрому разрушению.

САУ любой ГМКП содержит элементы, отвечающие за плавность переключения передач. К таким элементам можно отнести жиклеры и гидроаккумуляторы. Жиклеры применяются в гидросистемах ГМКП для обеспечения плавности нарастания давления или управления расхода масла. Например, система питания бустера через жиклер [2].

Этот способ конструктивно прост, но обладает существенными недостатками. Во-первых, гидравлическое сопротивление жиклера и время заполнения бустера зависят от вязкости масла, изменяющейся с температурой. Во-вторых, закон нарастания давления в бустере не зависит от величины крутящего момента, подводимого к фрикциону, что в случае малых нагрузок может привести к мгновенному замыканию фрикциона из-за крутой характеристики нарастания давления.

Задачей гидроаккумулятора является снижение скорости нарастания давления в гидроприводе и поддержание ее постоянной. Его включают параллельно бустеру с фрикционными. Жиклер с аккумулятором в линии питания бустера фрикционных могут обеспечить требуемые величину изменения давления и продолжительность буксования при включении передачи. Эти величины обуславливаются пропускной способностью жиклера, объемом аккумулятора и жесткостью его пружины. Однако эксплуатация тяжелых внедорожных машин выявила ряд недостатков такого устройства. Уменьшение диаметра жиклера приводит к недопустимому увеличению влияния температуры масла на время заполнения и буксования, что приводит к чрезмерному увеличению времени заполнения бустера, продолжительным разрывам включения между передачами и разгону разгруженного двигателя. Удовлетворительные результаты могут быть получены при диаметре жиклера не менее 2,3 мм. Такое увеличение жиклера требует применения гидроаккумулятора чрезмерно большого объема для сокращения времени буксования до величины менее 1 секунды [3].

Также для обеспечения плавности переключения передач в САУ ГМКП применяют регуляторы давления: центральный и индивидуальный для каждого бустера с коррекцией по нагрузке двигателя [2]. Центральный регулятор давления. Это устройство, объединяющее аккумулятор плавности с главным клапаном, который перепускает масло из магистрали управления на подпитку гидротрансформатора и в систему смазки. Закон повышения давления определяется рабочим объемом аккумулятора, жесткостью его пружины и диаметром жиклера. Существенный недостаток устройства – постоянство закона нарастания давления для всех бустеров переключения передач и режимов работы. Поэтому приходится либо подбирать компромиссный закон управления переключением передач при разных нагрузках, либо выполнять фрикционные элементы, бустеры и гидравлические трассы с разными характеристиками для разных передач.

Индивидуальный регулятор давления представляет собой аккумулятор с дифференциальным клапаном, подключенный к линии питания бустера параллельно. После заполнения бустера растущее давление отжимает клапан в рабочее положение и избыток масла сбрасывается на слив. Через жиклер в клапане масло заполняет аккумулятор, повышая тем самым давление в линии питания, поддерживаемое клапаном. Недостаток описанного устройства – отсутствие зависимости закона нарастания давления от нагрузки двигателя, что может привести или к преждевременному замыканию фрикциона, или к его буксованию при высоком давлении. Коррекцию по нагрузке двигателя можно осуществить посредством подвода давления, пропорционального нажатию на педаль подачи топлива, под обратную сторону поршня аккумулятора индивидуального регулятора. Увеличение этого давления при нажатии на педаль вызывает соответствующее повышение давления регулируемого клапана в линии питания бустера и обеспечивает плавное переключение при любой нагрузке двигателя.

Является перспективной электронная система управления, регулирующая давление в бустерах. Поскольку она может обеспечить синхронизацию по числу оборотов с точностью до 0,5% [4]. В такой системе управление давлением возлагается на электронный блок управления, который может выполнять коррекцию закона управления по температуре масла, нагрузке двигателя и состоянию фрикционных элементов, изме-

няючись в течение времени эксплуатации трансмиссии. Кроме того, электронная система управления позволяет изменять время включения фрикционного элемента в зависимости от того, с какой интенсивностью водитель нажимает на педаль подачи топлива. Тем самым обеспечивается адаптивное управление плавностью переключения передач в зависимости от стиля вождения машины, при условии выполнения плавности и минимальной работы буксования фрикционных.

3. Постановка задачи

Выполним анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения, определим факторы, влияющие на плавность переключения передач в ГМКП, и определим условия переключения передач, обеспечивающие наибольший ресурс работы ГМКП.

4. Анализ динамики разгона колесной машины с ГМКП

Плавность переключения передач в ГМКП определяется четырьмя факторами:

- параметрами фрикционного элемента;
- изменением коэффициента трения фрикционных дисков в зависимости от скорости буксования;
- отношением передаточных чисел переключаемых передач;
- удельным давлением на фрикционных дисках.

Первые два фактора не поддаются управлению в процессе переключения передач. Параметры фрикционного элемента должны выбираться исходя из максимального передаваемого крутящего момента и из соображений отвода тепла, так как продолжительное буксование, необходимое для плавного переключения, приводит к значительному тепловыделению. На дисках недопустимы высокие значения удельной работы и удельной мощности буксования, которые даже при небольших крутящих моментах вызывают местные перегревы и высокие температурные перепады на дисках. Это приводит к короблению дисков, к уменьшению зазора в выключенном состоянии и к ускоренному их износу.

Рост коэффициента трения материала дисков с уменьшением скорости скольжения приводит к резкому возрастанию крутящего момента, передаваемого фрикционным элементом в процессе его замыкания, то есть к ухудшению плавности. Идеальным был бы фрикционный материал, для которого коэффициенты трения покоя и скольжения равны.

Влияние отношения передаточных чисел переключаемых передач на плавность переключений уменьшается благодаря установке гидротрансформатора (ГТ). Однако, чем больше их отношение, тем больший крутящий момент требуется для синхронизации частот вращения элементов коробки передач и тем меньше ГТ сглаживает толчки, возникающие при переключениях.

Рассмотрим, как протекает переходной процесс в гидромеханической трансмиссии (ГМТ) во время разгона колесной машины. Переключение передач в ГМТ осуществляется при разблокированном ГТ. Динамическая модель машины с ГМТ представлена на рис. 1 [3].

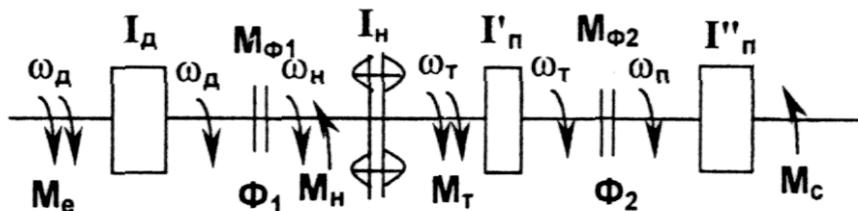


Рис. 1. Динамическая модель ГМТ колесной машины

где Φ_1 – фрикцион имитирующий фрикционы включения передач в планетарной коробке; Φ_2 – фрикцион имитирующий буксование ведущих колес во время разгона; I_d – момент инерции вращающихся деталей двигателя; I_H – момент инерции насосного колеса приведенный к валу двигателя; I_{II} – момент инерции трансмиссии приведенный к валу турбинного колеса; I_{II}^* – момент инерции всей машины приведенный к валу турбинного колеса; ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя; ω_H – угловая скорость вала насосного колеса ГТ; ω_T – угловая скорость вала турбинного колеса ГТ; ω_{II} – угловая скорость вращения приведенных масс; M_e – крутящий момент двигателя при установившейся нагрузке; M_H – крутящий момент на валу насосного колеса ГТ; M_T – крутящий момент на валу турбинного колеса ГТ; $M_{\phi 1}$, $M_{\phi 2}$ – крутящие моменты на фрикционах Φ_1 и Φ_2 ; M_c – крутящий момент сопротивления движения, зависящий от дорожных условий.

Характеристики разгона колесной машины с ГМТ, соответствующие выше представленной динамической модели, показаны на рис. 2. Весь процесс разгона колесной машины можно представить в виде двух периодов: первого ($0 - t_1$), который характеризуется снижением угловой скорости двигателя до минимального значения $\omega_{d \min}$, и второго ($t_1 - t_p$), характеризующегося повышением угловых скоростей коленчатого вала двигателя ω_d , насосного ω_H и турбинного ω_T валов ГТ. Процесс разгона заканчивается, когда угловая скорость ω_T достигает установившегося значения. В момент полного включения фрикциона Φ_1 угловые скорости ω_d и ω_H становятся равными. Буксование фрикциона Φ_1 длится в течение периода времени $0 - t_m$.

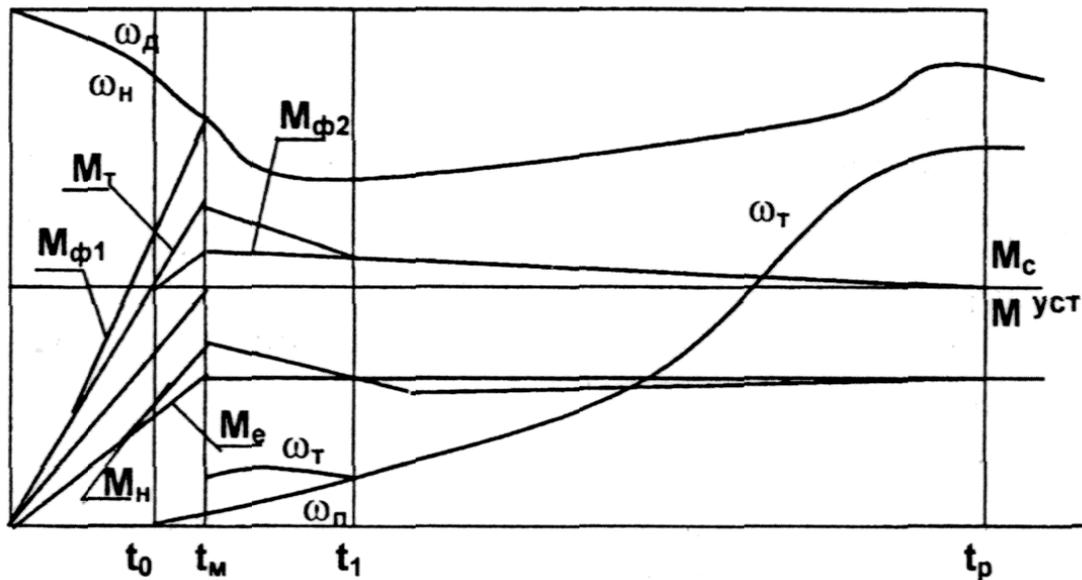


Рис. 2. Расчетные характеристики разгона колесной машины с ГМТ.

Чтобы найти время первого периода разгона, запишем уравнение баланса моментов для участка $t_m - t_1$, которое имеет вид:

$$M_H = M_e + (I_d + I_H) \frac{d\omega_d}{dt} \quad (1)$$

Если принять, что на этом участке изменение моментов M_H и M_e происходит по линейному закону, тогда получим:

$$t_1 = t_M + \frac{(\omega_D - \omega_{D_{\min}})2(I_D + I_H)}{\lambda_n \omega_D - k_{II}' M_{ep}} \quad (2)$$

где $\lambda_n = \gamma \lambda_1 D^5$; γ – удельный вес рабочей жидкости ГТ; λ_1 – коэффициент первичного момента; D – активный диаметр ГТ; k_{II}' – отношение момента, развиваемого двигателем при полностью включенном фрикционе Φ_1 к номинальному моменту M_{ep} .

Буксование фрикциона Φ_2 в этот период времени вызывает резкое повышение угловой скорости турбины, а следовательно снижение коэффициента λ_n . При этом допускается, что на участке $t_m - t_1$ коэффициент λ_n имеет постоянное значение, соответствующее наибольшему моменту, который передается фрикционом Φ_2 .

Продолжительность процесса разгона колесной машины в основном определяется длительностью второго периода, в течение которого происходит совместный разгон турбинного вала ГТ и коленчатого вала двигателя. Но этот период времени зависит от внешней характеристики ГТ и определяется законами изменения кинематического и силового передаточных отношений ГТ.

Таким образом, из анализа работы динамической модели ГМТ колесной машины следует, что для обеспечения плавности переключений в ГМКП необходимо регулировать время t_m буксования фрикциона Φ_1 , величина которого в свою очередь будет влиять на срок службы фрикционных элементов. Причем это время будет наименьшим в том случае, если перед включением фрикциона Φ_1 угловые скорости ω_D и ω_H будут приблизительно равными.

Рассмотрим динамическую характеристику изменения частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя транспортной колесной машины специального назначения, которая была получена в результате математического моделирования разгона машины на ровном участке дороги [5]. Характеристика представлена на рис. 3.

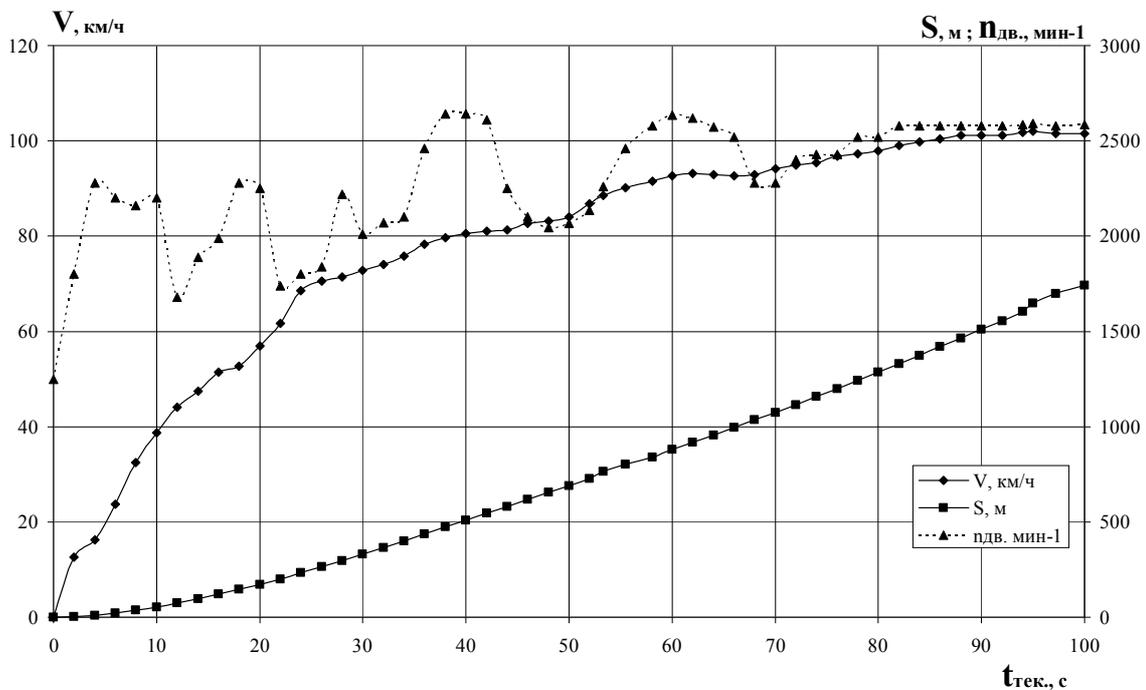


Рис.3. Разгонная и динамическая характеристики транспортной колесной машины специального назначения.

Из анализа динамической характеристики изменения частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя следует, что в моменты выключения передач частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается, а в моменты включения передач уменьшается, не смотря на наличие гидравлической связи между валом двигателя и трансмиссией машины через ГТ. При этом частота вращения выходного вала коробки передач после выключения фрикционов некоторое время будет поддерживаться постоянной благодаря наличию инерции машины, приведенной к выходному валу коробки. В результате получаем, что перед включением фрикционов угловые скорости на входе и выходе коробки передач не равны друг другу. И чем больше их разность, тем больше времени требуется на буксование фрикционов для обеспечения синхронизации вращения входного и выходного валов коробки передач. В результате этого существенно уменьшается срок службы фрикционных элементов. Поддерживать постоянной угловую скорость на входном валу коробки передач в моменты выключения бустеров фрикционов и приблизительно равной угловой скорости выходного вала возможно посредством применения электронного регулятора режимов работы двигателя и взаимодействия его с электронным блоком управления ГМКП.

5. Выводы

Проведенный анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной ГМТ показал:

1. Для обеспечения плавности переключения передач в ГМТ необходимо управлять временем буксования фрикционов в моменты их включения.
2. Для получения наибольшего ресурса работы фрикционных элементов в коробке передач необходимо поддерживать приблизительно равными величины частот вращения входного и выходного валов коробки передач в моменты включения бустеров фрикционов.

Литература: 1. Стримовский С.В. Обеспечение качества переключения передач в гидромеханической трансмиссии колесной машины / С.В. Стримовский // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2007. – №4/4(28). – С. 38-41. 2. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. – М.: Астель, 2003. – 479с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.]; под ред. А.Н. Туренко. – Харьков: ХГАДТУ(ХАДИ), 2001. – 642 с. 4. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 92–98. 5. Волонцевич Д.О. Синтез гидродинамической трансмиссии транспортной машины с использованием модели двигателя внутреннего сгорания с системой топливоподачи / Д.О. Волонцевич, С.В. Стримовский // *Вісник НТУ "ХПИ". Транспортне машинобудування*. –2008. – № 46. – С.58–72.

Bibliography (transliterated):

1. Strimovskiy S.V. Obespechenie kachestva pereklyucheniya peredach v gidromehanicheskoy transmissii kolesnoy mashiny / S.V. Strimovskiy // *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredoviyh tehnologiy*. – 2007. – #4/4(28). – S. 38-41. 2. Haritonov S.A. Avtomati-cheskie korobki peredach. – M.: Astel, 2003. – 479s. 3. Dinamika transportno-tyagoviyh kolesnyih i gusenichnyih mashin /

[Aleksandrov E.E., Volontsevich D.O., Karpenko V.A. i dr.]; pod red. A.N. Turenko. – Harkov: HGADTU(HADI), 2001. – 642 s. 4. Aleksandrov E.E. Perspektivy primeneniya gidromekhanicheskoy transmissii s mikroprotsessornoy sistemoy upravleniya na voennyih mashinah / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2006. – #1. – S. 92–98. 5. Volontsevich D.O. Sintez gidrodinamicheskoy transmissii transportnoy mashiny s ispolzovaniem modeli dvigatelya vnutrennego sgoraniya s sistemoy toplivopodachi / D.O. Volontsevich, S.V. Strimovskiy // *VIsnik NTU "HPI". Transportne mashinobuduvannya*. – 2008. – # 46. – S.58–72.

Стрімівський С.В.

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З АВТОМАТИЗОВАНОЮ ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ТА ЇХ ВПЛИВ НА РЕСУРС РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

У статті виконано аналіз динамічних характеристик транспортної колісної машини спеціального призначення з автоматизованою гідромеханічною трансмісією, які були отримані в результаті математичного моделювання процесу розгону машини на рівній ділянці дороги. Вирішується важливе питання – пошук методів підвищення ресурсу роботи гідромеханічної коробки передач.

Стримовский С.В.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РЕСУРС РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

В статье выполнен анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной гидромеханической трансмиссией, полученных в результате математического моделирования процесса разгона машины на ровном участке дороги. Решается важный вопрос – поиск методов повышения ресурса работы гидромеханической коробки передач.

Strimovskiy S.V.

ANALYSIS DYNAMIC PERFORMANCES OF THE SPECIAL-PURPOSE TRANSPORT WHEELED VEHICLE WITH AUTOMATIZED HYDROMECHANICAL TRANSMISSION AND THEIRS INFLUENCED ON ENDURANCE HYDRO-MECHANICAL GEAR-BOX.

In article the analysis dynamic performances of the special-purpose transport wheeled vehicle with automatized hydro-mechanical transmission as a result of mathematical modeling the process of acceleration vehicle on even road –plot. Doing the decide crucial issue – the search methods increase endurance hydro-mechanical gear-box.

УДК 623.4.01 : 939.3

*Рикунов О.Н., Набоков А.В., Мазур И.В., Белов Н.Л., канд. техн. наук;
Шейко А.И., Ткачук Н.А., д-р техн. наук*

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ПРОГРАММНО-МОДЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Введение. Существующие проектируемые современные легкобронированные машины вооружаются боевыми модулями, оснащенными скорострельными малокалиберными артиллерийскими системами. Они характеризуются высоким темпом стрельбы и значительным уровнем реактивных усилий отдачи. Вследствие этого упругие элементы корпуса, подвески и колес деформируются, что вносит возмущение в номинальное направление оси канала ствола пушки на цель, а также влияет на прочность этих элементов. В связи с этим в ряде работ [1-4] были предложены подходы к построению математических моделей для исследования возникающих динамических процессов. Вместе с тем в этих работах не учитываются все значимые факторы, оказывающие влияние на моделируемый процесс. В частности, отдельно рассматриваются инерционно-жесткостные свойства бронекорпуса, подвески и шины. В то же время требования адекватности, точности и достоверности требуют применения более подробной детализации создаваемых моделей.

Целью работы является разработка подходов к созданию комплексных математических и численных моделей динамических процессов для исследования реакции легкобронированной машины на действие серии импульсных усилий при осуществлении выстрелов из боевых модулей, оснащенных скорострельными артиллерийскими системами. Данный подход является развитием и обобщением работ [5-7], однако в более общей постановке.

Метод решения задачи. При создании математических моделей динамических процессов в легкобронированных машинах следует учитывать, что они могут быть представлены в виде совокупности двух компонент: континуальной и дискретной. Первая из них может быть использована для моделирования бронекорпуса. Вторая, с определенной степенью допущений, – подвески и колес.

Предлагается для получаемой дискретно-континуальной системы использовать единый подход, заключающийся в дискретизации континуальной части и представлении ее в виде системы с конечным числом свободы, а также в последующем подсоединении к ней дискретной части. Образующая таким образом дискретная система может быть описана, например, с использованием дифференциальных уравнений Лагранжа II рода.

В таком случае разрешающая система уравнений принимает вид [8]:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx = F(t), \quad (1)$$

где M, K, C – матрицы масс, демпфирования и жесткости;

x – объединенный массив степеней свободы, с одной стороны, дискретизированной континуальной, а с другой, – дискретной части исследуемой системы;

F – массив обобщенных нагрузок, соответствующих компонентам массива x .

Такой подход достаточно продуктивен, так как позволяет естественным образом "наращивать" конечно-элементные модели континуальной части системы, для

© О.Н. Рикунов, 2014

построения которых целесообразно применять инструментарий современных мощных САЕ систем. Таким образом, можно менять местами этапы составления разрешающих уравнений и их дискретизации, сначала начиная с процедуры дискретизации, а затем – генерируя разрешающую систему уравнений.

Компьютерные модели. Современные системы типа ADAMS, Nastran, ANSYS предоставляют широкие возможности для создания моделей твердотельных и деформируемых тел. В связи с этим для реализации предложенного подхода разрабатываются специализированные программно-модельные комплексы, сочетающие, с одной стороны, указанные универсальные программные средства, а с другой, – специализированные модули, которые поставляют исходные данные и управляющие команды для построения дискретизированных моделей исследуемых объектов. При этом основным результатом работы являются параметризованные численные модели, для которых входными варьируемыми параметрами являются конструктивные параметры, свойства материалов, величины и временные распределения нагрузок.

Имея в распоряжении такие модели, можно организовывать многовариантные исследования динамических процессов с целью обоснования параметров, которые обеспечивают жесткость и прочность элементов легкобронированных машин, а, соответственно, точность стрельбы, защищенность и другие компоненты их тактико-технических характеристик.

Примеры моделей. На рис. 1 – 5 представлены иллюстрации к созданию динамических моделей для исследования влияния реактивных усилий отдачи на процессы в системе "остов – подвеска – шины" легкобронированной машины, а также результаты решения некоторых тестовых задач о преодолении неровностей местности.

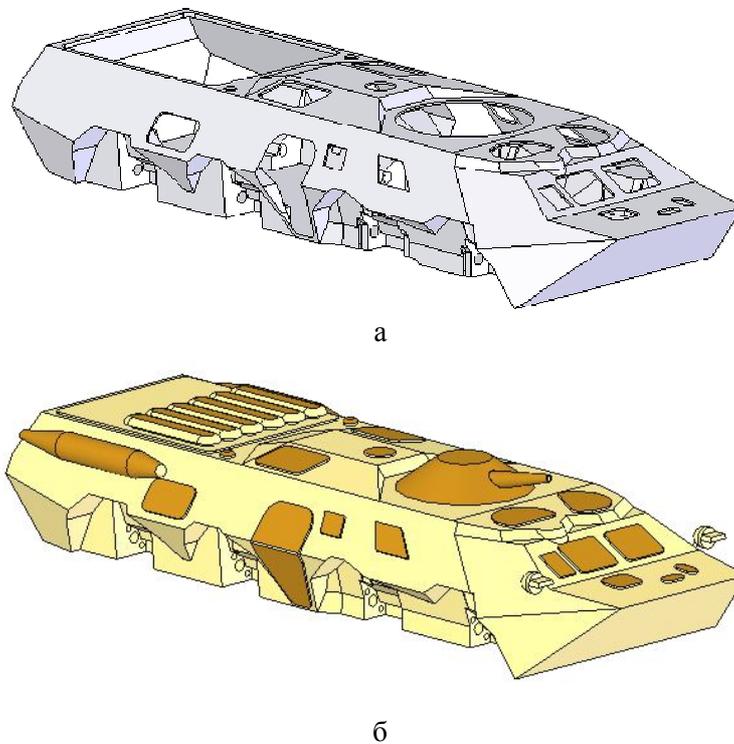


Рис. 1. Модели корпуса БТР: а – поверхностная, б – твердотельная

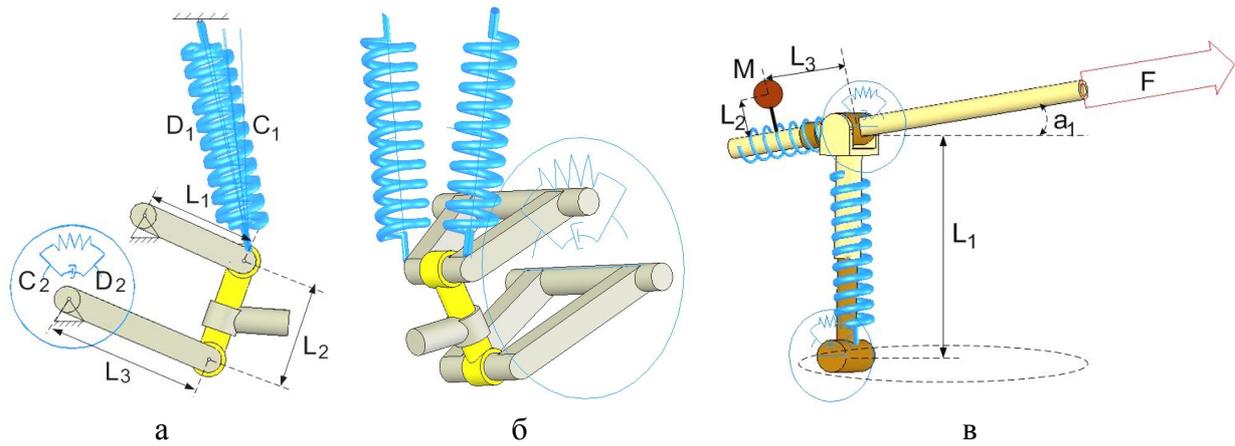


Рис. 2. Модели узлов подвески (а,б) и боевого модуля (в) с заданными основными массо-инерционными и жесткостно-демпфирующими характеристиками

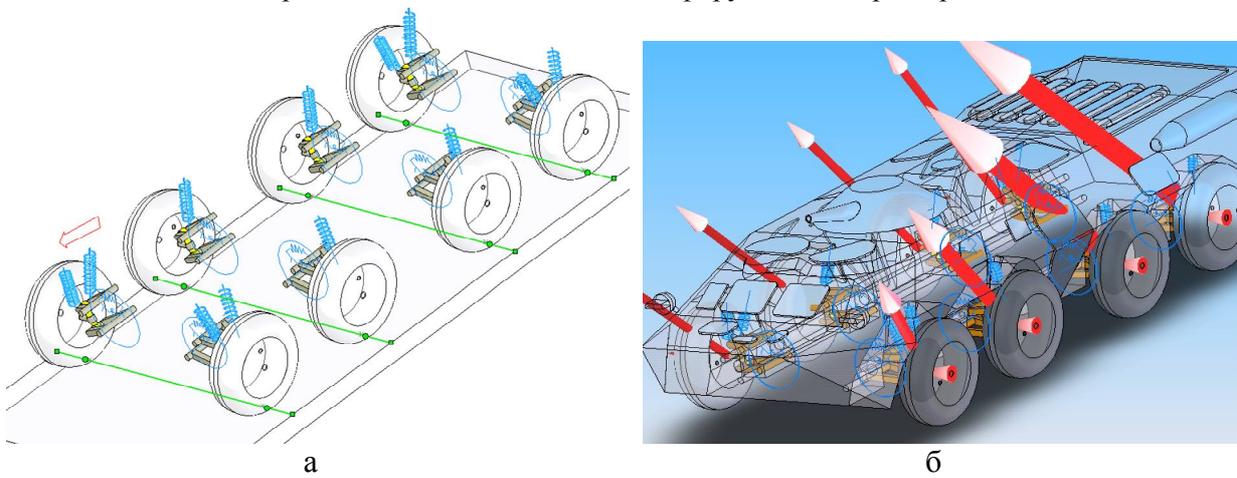


Рис. 3. Моделирование взаимодействия колес с основанием (а); визуализация реакций в элементах подвески (б)

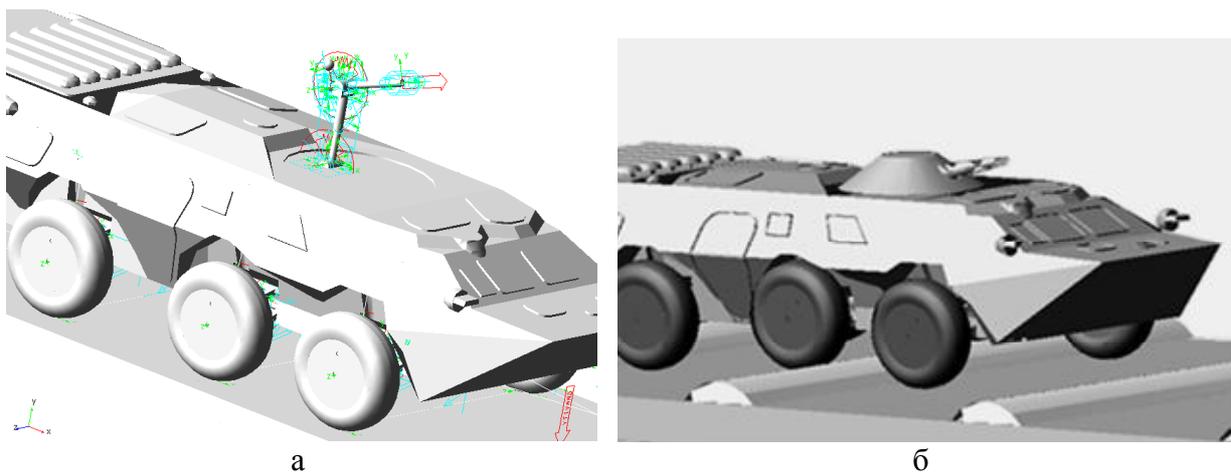


Рис. 4. Моделирование в пакете ADAMS:
а – исследование процессов стрельбы, б – исследование прохождения полосы препятствий

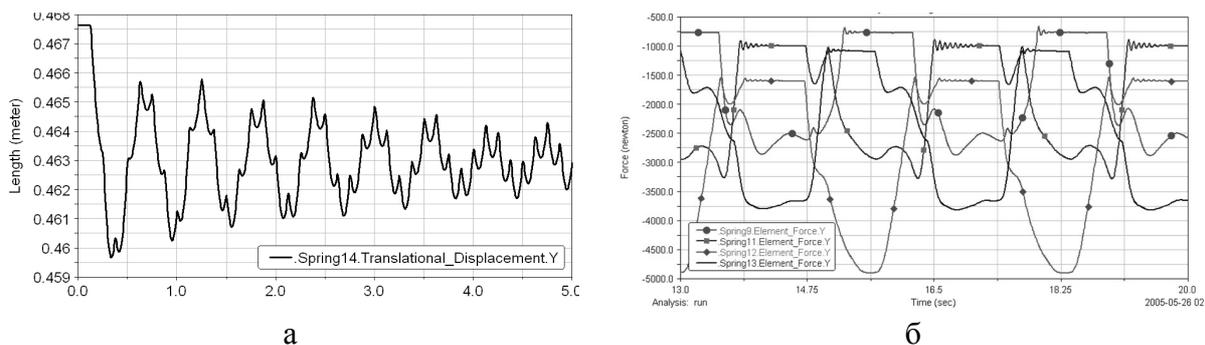


Рис. 5. Результаты численного моделирования:

а – изменение длины амортизатора 4-й оси при стрельбе с темпом 360 выстр./мин.;
б – реакции в элементах подвески при прохождении полосы препятствий

Вывод. Из анализа представленных результатов можно заключить, что традиционному представленный подход имеет целый ряд преимуществ. Так, традиционный подход [1-4] предполагает проведение предварительного этапа составления моделей согласно подходу, например, путем составления дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода. При этом с достаточной степенью точности не учитываются инерционно-жесткостные свойства бронекорпуса. Кроме того, сам процесс создания таких моделей очень громоздок.

В противовес этому предложенный подход достаточно оперативно позволяет генерировать и модели, и разрешающие уравнения. В то же время его основная часть действует по принципу "черного ящика": на входе – исходные данные, на выходе – конечно-элементные модели. При этом для вмешательства в процесс моделирования остается ограниченный инструментарий. Это – потенциальный недостаток данного подхода.

В то же время решение ряда тестовых задач продемонстрировало работоспособность предложенной технологии. В будущем планируется распространить ее на решение серии задач с целью обоснования проектных параметров проектируемых легкобронированных машин, причем с учетом различных физико-механических процессов и состояний в элементах этих машин при действии разнообразных возмущений.

Литература: 1. Толстолицкий В.А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / В.А. Толстолицкий; под ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – 171 с. 2. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники: Учеб. пособие в 2-х т. – Т.1. / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко, В.В. Епифанов, Н.В. Кохановский. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 356 с. 3. Мельник Б.А., Малакей А.Н., Танченко А.Ю., Кохановская О.В. Математическое и численное моделирование динамических процессов в элементах легкобронированных боевых машин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ «ХПИ». –2013. – № 1(975) – С. 93-117. 4. Мельник Б.А. К вопросу о влиянии поперечно-угловых колебаний корпуса легкобронированных колесных машин на точность стрельбы // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». –2012. – № 2 – С. 118-121. 5. Гриценко Г. Д., Малакей А.М., Миргородский Ю. Я., Ткачук Н.А., Ткачук А.В. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2002.– № 1. – С.6-13. 6. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза

элементов транспортных средств специального назначения // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – №1. – С. 184-194. 7. Бруль С.Т., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю., Карапейчик И.Н. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – №1. – С. 66–73. 8. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.:Наука. 1968. – 560 с.

Bibliography (transliterated): 1. Tolstolutskiy V.A. Matematicheskoe modelirovanie i analiz protsessov v shassi kolesnyih i gusenichnyih mashin / V.A. Tolstolutskiy; pod red. D.O. Volontsevicha. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2013. – 171 s. 2. Matematicheskoe modelirovanie protsessov vozmuschennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tehniki: Ucheb. posobie v 2-h t. – T.1. / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevich, V.V. Duschenko, V.V. Epifanov, N.V. Kohanovskiy. – Kharkov: NTU «KhPI», 2012. – 356 s. 3. Melnik B.A., Malakey A.N., Tanchenko A.Y., Kohanovskaya O.V. Matematicheskoe i chislennoe modelirovanie dinamicheskikh protsessov v elementah legkobronirovannyih boevyih mashin // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mashinovedene i SAPR. – Kharkov: NTU «KhPI». –2013. – # 1(975) – S. 93-117. 4. Melnik B.A. K voprosu o vliyaniy poperechno-uglovyih kolebaniy korpusa legkobronirovannyih kolesnyih mashin na tochnost strelby // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI». –2012. – # 2 – S. 118-121. 5. Gritsenko G. D., Malakey A.M., Mirgorodskiy Y. Y., Tkachuk N.A., Tkachuk A.V. Integrirovannyye metody issledovaniya prochnostnyih, zhestkostnyih i dinamicheskikh harakteristik elementov slozhnyih mehanicheskikh sistem // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI» – 2002.– # 1. – S.6-13. 6. Tkachuk N.A., Brul S.T., Malakey A.N., Gritsenko G.D., Orlov E.A. Struktura spetsializirovannyih integrirovannyih sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2005. –#1. – S. 184-194. 7. Brul S.T., Tkachuk N.A., Vasilev A.Yu., Karapeychik I.N. Modelirovanie fiziko-mechanicheskikh protsessov v korpusah legkobronirovannyih mashin: podhodyi, modeli, efekty // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Mehanika i mashinostroenie. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2011. – #1. – S. 66–73. 8. Babakov I.M. Teoriya kolebaniy. – М.:Наука. – 1968. – 560 s.

Рикунов О.Н., Набоков А.В., Мазур И.В., Белов Н.Л., Шейко А.И., Ткачук Н.А.

СПЕЦІАЛІЗОВАНІ ПРОГРАМНО-МОДЕЛЬНІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ АНАЛІЗА ДИНАМІЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

В статье описаны подходы к разработке математических моделей динамических процессов при воздействии на колесные легкобронированные машины серии импульсных и динамических усилий. Для анализа процессов созданы численные модели в среде CAE- систем.

Рикунов О.М., Набоков О.В., Мазур І.В., Белов М.Л., Шейко О.І., Ткачук М.А.

СПЕЦІАЛІЗОВАНІ ПРОГРАМНО-МОДЕЛЬНІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ АНАЛІЗУ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

У статті описані підходи до розробки математичних моделей динамічних процесів при дії на колісні легкоброньовані машини серії імпульсних та динамічних зусиль. Для аналізу процесів створено числові моделі у середовищі CAE-систем.

Rikunov O.N., Nabokov A.V., Mazur I.V., Belov N.L., Sheiko A.I., Tkachuk N.A.

SPECIALIZED COMPLEX SOFTWARE FOR THE DYNAMIC PROCESSES ANALYSIS

This article describes the approaches to the development of mathematical models of dynamic processes when exposed to wheeled light armored vehicles series of pulse efforts. Numerical models were created for analyzing the processes established among in CAE-systems.

УДК 621.85-52

*Толстолицкий В.А., канд. тех. наук; Павлюченко А.А., Рассказов И.И.,
Толстолицкая Т.В.*

СРАВНЕНИЕ ВОДОХОДНЫХ КАЧЕСТВ ИЗДЕЛИЙ БТР-3Е И БТР-4Е

Отличительной особенностью военной техники является ее высокая проходимость при сохранении подвижности и маневренности. Техника, обладающая большей проходимостью, способна обеспечить тактические, а в некоторых случаях и стратегические преимущества. Поэтому вопрос повышения проходимости военной техники является постоянно актуальной задачей.

Одним из аспектов повышения проходимости легкобронированной колесной техники является совершенствование ее водоходных качеств, которые позволяют преодолевать сложные водные преграды. Однако поведение плавающей военной машины наиболее полно можно изучить только при ее испытании в натуральных условиях. Такие исследования позволяют определить параметры ее движения, выявить физическую картину взаимодействия с водой в зависимости от условий эксплуатации. Ходовые испытания позволяют также выявить особенности движения машины и её характеристики. В результате таких испытаний могут быть сформированы рекомендации по совершенствованию конструкции и безопасности эксплуатации исследуемой машины.

Одним из методов определения водоходных качеств плавающей машины и выявления путей их совершенствования является сравнительный анализ характеристик плава однотипных машин. Таким образом, в данной работе представлены результаты сравнительного анализа изделий БТР-3Е и БТР-4Е разработки ГП ХКБМ, при движении на плаву.

С целью сравнения характеристик водоходных качеств изделий проведен анализ расчетной и экспериментальной оценки плавучести БТР-4Е, полная масса которого составляет $G = 21568$ кг и плавучести БТР-3Е массой $G = 15865$ кг, а также их модификаций. Основные характеристики базовых изделий приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры базовых изделий

Наименование, Размерность	Обозначение	Изделие	
		БТР-3Е	БТР-4Е
Масса изделия, кг	$G_{\text{изд}}$	15685	21568
Количество колес	—	8	8
Тип водоходного движителя	—	водомер	разнесенные гребные винты в насадке

Одной из основных характеристик плавучести машины является расположение ее ватерлинии. На рис. 1 и 2 приведено расположение ватерлинии изделий БТР-3Е и БТР-4Е, полученные расчетным путем. Параметры плава изделий приведены в таблице 2.

© В.А. Толстолицкий, 2014

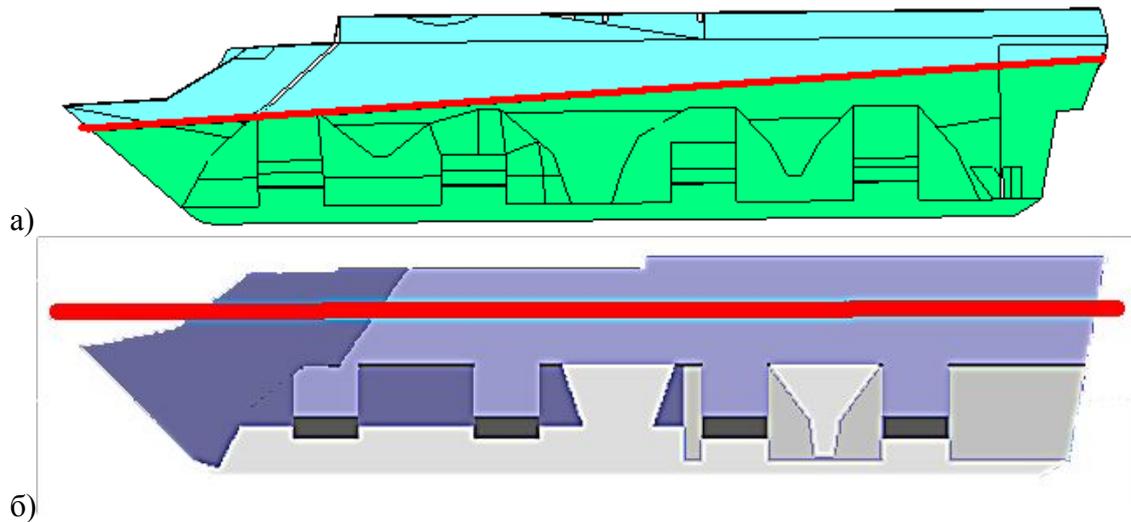


Рис. 1 Сравнение расположения ватерлинии изделий БТР-3 (а) и БТР-4 (б) (вид сбоку)

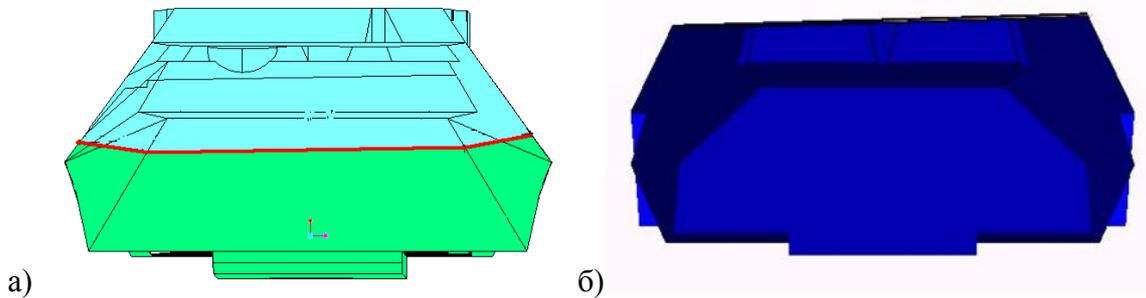


Рис. 2 Сравнение расположения ватерлинии изделий БТР-3 (а) и БТР-4 (б) (вид спереди).

Таблица 2

Сравнение водоходных качеств

Наименование, размерность	Обозначение	Изделие			
		БТР-3Е	БТР-3Е1	БТР-4Е	БТР-4Е1
Результаты испытаний					
Масса, кг	$G_{\text{изд}}$	15865	15980	21568	22082
Угол дифферента, град	ψ	2°15'	2°15'	-0°8'	1°35'
Угол крена, град	θ	2°5'	2°5'	1°55'	20'
Скорость плава, км/ч	v	10,17	8,1	5,8	5,1
Глубина водоема, м	h	до 8	до 8	3,5 - 4	2,6 – 2,8
Источник данных		Акт №81 (ПИ)	Акт №160 (ТИ)	Акт №157 (ГИ)	Акт от 0.4.04.14
Расчетные данные					
Водонепроницаемый объем корпуса, м ³	$V_{\text{н}}$	20,89	20,9	26,1	26,2
Объемное водоизмещение машины, м ³	$V_{\text{м}}$	15,86	16	21,57	22
Запас плавучести, %	$K_{3,п}$	31,7	30,7	21	18,96
Площадь поперечного сечения подводной части машины, мм ²	S	3,13 10 ⁶	3,23 10 ⁶	3,84 10 ⁶	4,25 10 ⁶

Как видно из таблицы 2, изделия БТР-4Е и БТР-4Е1 имеют большую массу в
Механіка та машинобудування, 2014, № 1

сравнении с аналогами на базе БТР-3Е. Несмотря на меньший водонепроницаемый объем корпуса БТР-3Е и БТР-3Е1 имеют больший запас плавучести, чем изделия на базе БТР-4Е. Также как показывают результаты ходовых испытаний, изделие БТР-3Е обладает лучшими водоходными качествами по сравнению с БТР-4Е.

Это может быть связано с меньшей осадкой и наличием у БТР-3Е дифферента на корму $2^{\circ}15'$, что обеспечивает данному изделию возвышение носовой части над водой. В случае БТР-4Е имеется небольшой дифферент на нос, что приводит к полному погружению носовой части в воду (см. рис. 1 и 2). Большая осадка и погруженность носовой части изделия БТР-4Е приводит к увеличению лобового сопротивления движению на плаву, которое прямо пропорционально площади поперечного сечения подводной части машины. Поэтому можно утверждать, что сопротивление движению на плаву изделия БТР-4Е в среднем на 18% превышает аналогичный показатель изделия БТР-3Е (таблица 2).

Кроме того, при поднятом волноотражателем щите на изделии БТР-4Е создается дополнительное сопротивление движению. Это происходит за счет того, что вода свободно обтекает щит, после чего инерциально воздействует на верхнюю часть носа изделия, создавая дополнительное сопротивление и увеличивая массу перемещаемой воды.

Таким образом, для повышения водоходных качеств изделия БТР-4Е, необходимо снизить его массу, для уменьшения осадки, что при сложившейся концепции машины проблематично, либо провести конструктивную доработку корпуса и волноотражающего щита, для оптимизации водяного потока обтекающего бронетранспортер и снижения сопротивления плаву.

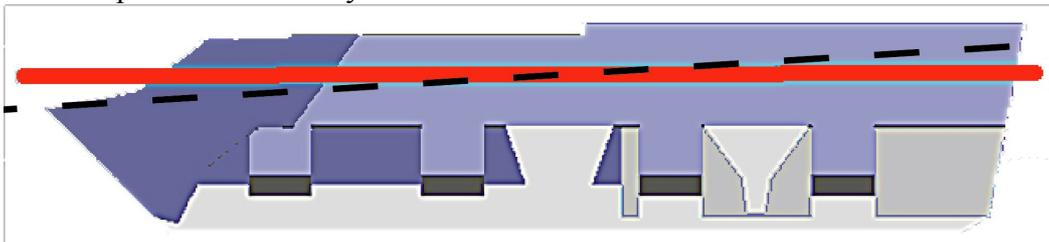


Рис. 3 Расположение фактической и теоретической (пунктирная линия) ватерлиний.

Еще одним фактором, обеспечивающим лучшие водоходные качества изделия БТР-3Е, является значительный дифферент этого изделия на корму и соответственно положительный угол атаки днища относительно набегающего потока воды. Поэтому еще одним из способов повышения водоходных качеств БТР-4Е может служить обеспечение дифферента на корму (более $3,45^{\circ}$) исходного изделия за счет перераспределения масс внутри и снаружи корпуса. Предполагаемое расположение ватерлинии в этом случае показано на рис. 3 пунктиром.

Анализ влияния глубины водоема на скорость плава. Испытания изделий БТР-3Е и БТР-4Е на плаву производились на водоемах различной глубины, при этом известно, что глубина водоема оказывает влияние на сопротивление движению на плаву и соответственно скорость плава изделия. Для корректного сравнения водоходных качеств изделий необходимо произвести оценку влияния глубины водоема на скорость плава рассматриваемых изделий.

Известно [1], что сила сопротивления R_o движению изделия в воде, зависит от отношения осадки изделия T_o к глубине h водоема под изделием, уменьшаясь с увеличением глубины водоема.

Испытания изделия БТР-4 проводились в водоеме со средней глубиной $3,5 \pm 4,0$ м, при этом скорость плава составляла $V = 5,8$ км/ч [2]. Оценим, на сколько

увеличится скорость движения при более глубокой воде.

Рассматривается равномерное движение на плаву, когда сила сопротивления плаванию равна силе тяги водоходного движителя P_δ .

В соответствии с [1] можно записать:

$$R_g = P_\delta = K_h \cdot \frac{\rho}{g} \cdot F \cdot V^{2+0,2 \cdot F_r}, \quad [кгс], \quad (1)$$

где K_h – коэффициент сопротивления движению на воде, для колесных машин с независимой подвеской равный:

$$K_h = 0,42 \cdot \left[0,41 \cdot e^{\frac{T_o}{h}} - 0,032 \cdot e^{-\frac{T_o}{h}} \cdot \ln\left(\frac{h}{T_o}\right) \right]; \quad (2)$$

ρ – плотность воды, 1000 кгс/м^3 ;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорения силы тяжести;

F – площадь поперечного сечения корпуса и ходовой части;

F_r – число Фруда, равное:

$$F_r = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}},$$

где L – длина ватерлинии.

При $L = 6,553 \text{ м}$

$$F_r = 0,124 \cdot V$$

При постоянных силе тяги и геометрических размерах погружаемой части изделия, скорость движения на плаву будет зависеть от величины коэффициента K_h .

Определим зависимость коэффициента $K_h = f(h)$ при $T_o = 2,045 \text{ м}$. Данные расчета приведены в таблице 3 и на рис. 4.

Таблица 3

Коэффициента сопротивления движению						
$h [м]$	2	3	4	5	10	30
K_h	0,479	0,338	0,282	0,251	0,194	0,151

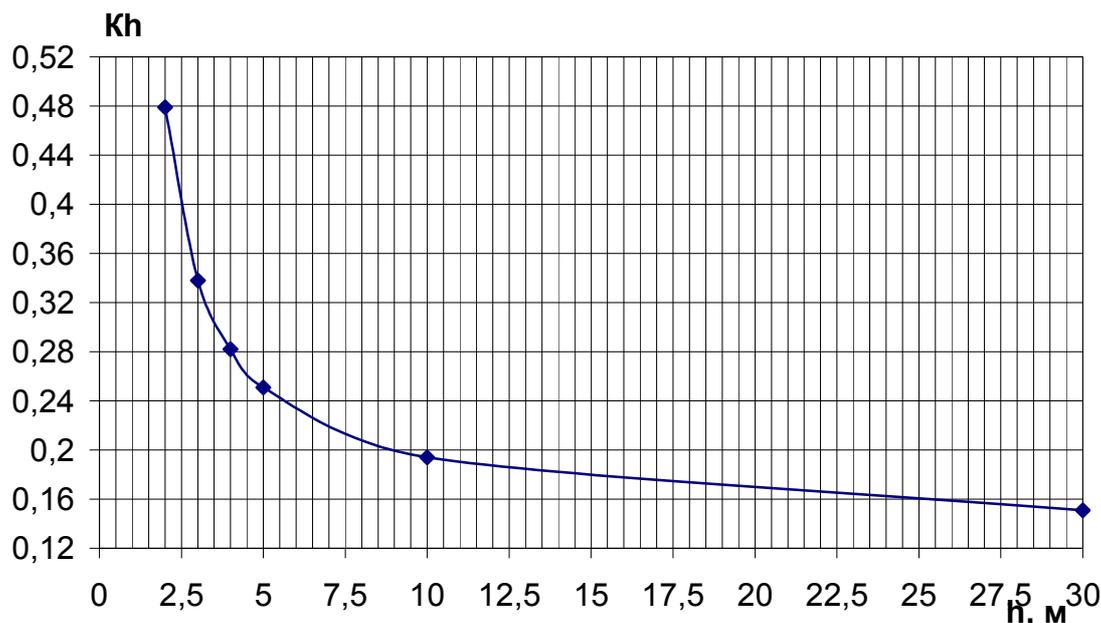


Рис 4. Зависимость коэффициента сопротивления движению от глубины водоёма.

Представим неизменную часть выражения (1) в следующем виде:

$$A_V = \frac{P_o \cdot g}{\rho \cdot F},$$

тогда можно записать

$$\frac{A_V}{K_h} = V^{2+0,2+0,124 \cdot V}.$$

При $V = 1,67 \div 2,22$ м/с ($6 \div 8$ км/ч) можно записать

$$V^2 \approx \frac{A_V}{K_h} \tag{3}$$

Пусть, в результате эксперимента при $h = h_o$ была получена скорость плава $V = V_o$, тогда при $h = h_i$ скорость плава должна быть $V = V_i$.

Учитывая соотношение (2), запишем

$$\frac{V_o}{V_i} = \sqrt{\frac{K_{h_i}}{K_{h_o}}},$$

K_{h_o} – коэффициент сопротивления при $h = h_o$;

K_{h_i} – коэффициент сопротивления при $h = h_i$.

Откуда:

$$V_i = V_o \cdot \sqrt{\frac{K_{h_o}}{K_{h_i}}}. \tag{4}$$

На основании формул (3) и (4) в таблице 4 представлена, а на рис. 5 построена зависимость $V = f(h)$.

Таблица 4

Скорость плава БТР-4Е

h [м]	2	3	4	5	10	30
V_i [км/ч]	4,628	5,509	6,033	6,389	7,273	8,251

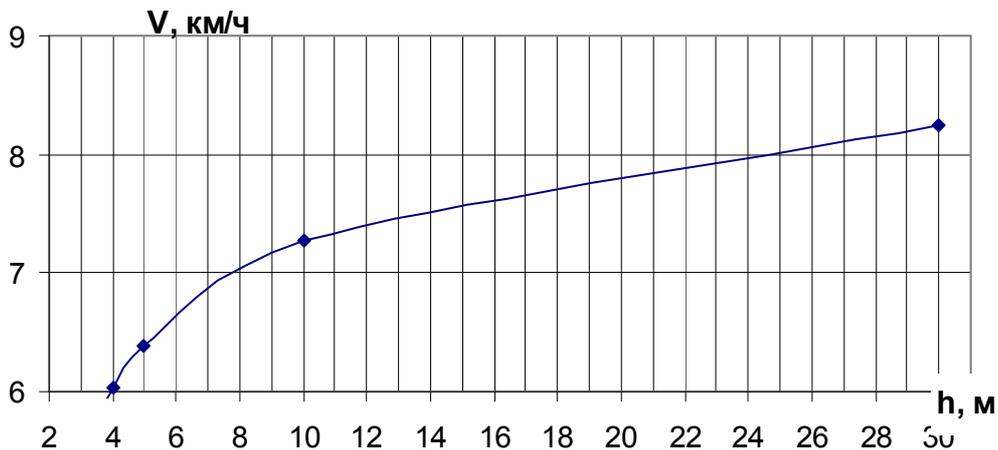


Рис 5. Изменение скорости плава БТР-4Е в зависимости от глубины водоема.

Как видно из рис. 5 скорость на плаву 8 км/ч достигается при глубине водоема 25 метров.

В случае БТР-3Е испытания проводились в водоеме со средней глубиной 8 м, при этом скорость плава составляла $V = 10,17$ км/ч.

Определим зависимость коэффициента $K_h = f(h)$ при осадке в среднем сечении

изделия $T_o = 1,601$ м. Данные расчета приведены в таблице 5 и на рис. 6.

Таблица 5

Коэффициент сопротивления движению

h [м]	2,0	3,0	4,0	5,0	10
K_h	0,382	0,289	0,249	0,226	0,181

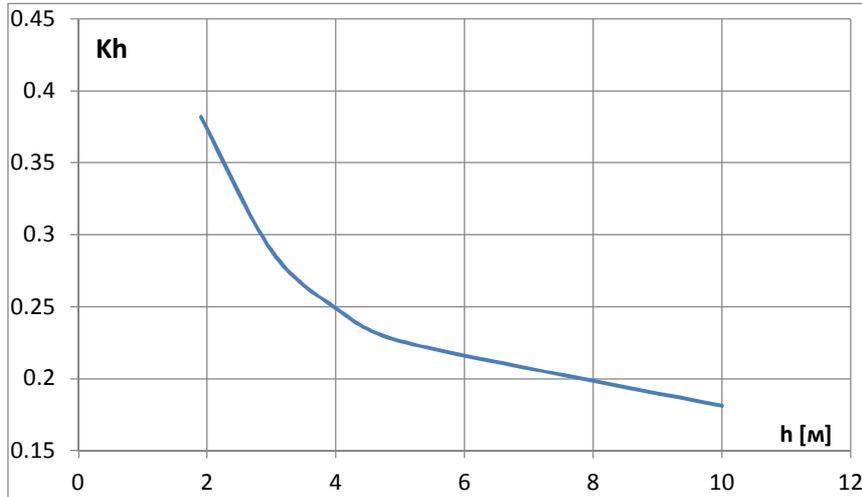


Рис 6. Зависимость коэффициента сопротивления движению от глубины водоема.

На основании формул (3) и (4) в таблице 6 представлена, а на рис. 7 построена зависимость $V = f(h)$.

Таблица 6

Скорость плава БТР-3Е

h [м]	2	3	4	5	10
V_i [км/ч]	7,1	8,3	8,951	9,388	10,489

В частности получено, что на глубине $h = 3$ м скорость плавания изделия составляет:

$$V_{i/h=3} = V_o \cdot \sqrt{\frac{K_{h_o}}{K_{h_i}}} = 10,17 \cdot \sqrt{\frac{0,193}{0,289}} = 8,3 \text{ км/ч},$$

что несколько больше скорости изделия на плаву, указанной в ТТЗ ($V = 8$ км/ч).

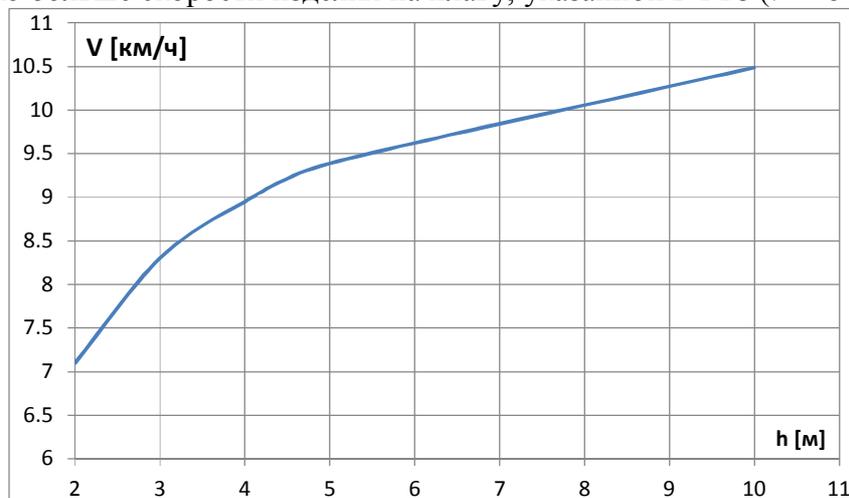


Рис 7. Изменение скорости плава БТР-3Е в зависимости от глубины водоема.

Как видно из рис. 5 и 7 изделия на базе БТР-3Е имеют лучшие водоходные качества, чем изделия на базе БТР-4Е независимо от глубины водоема, на котором проводятся испытания. В среднем скорость изделия БТР-3Е на плаву на 34% выше, чем изделия БТР-4.

Выводы. Изделие БТР-4Е имеет большую по сравнению с БТР-3Е осадку, что приводит к увеличению сопротивления движению на плаву, которое прямо пропорционально площади поперечного сечения подводной части машины. Сопротивление движению на плаву изделия БТР-4Е в среднем на 18% превышает аналогичный показатель изделия БТР-3Е. Для повышения водоходных качеств изделия БТР-4Е, необходимо снизить его массу, для уменьшения осадки и снижения сопротивления изделию на плаву, что при сложившейся концепции машины проблематично. Кроме того, для повышения водоходных качеств БТР-4Е может служить обеспечение дифферента на корму за счет перераспределения масс внутри и снаружи корпуса. Испытания изделий БТР-3Е и БТР-4Е на плаву производились на водоемах различной глубины, что не позволяет напрямую сравнивать водоходные качества этих машин. Для корректного сравнения свойств данных изделий необходимо провести испытания в одинаковых условиях.

Как показал проведенный анализ имеющихся данных, с учетом разницы начальных условий экспериментов и их обработки, обе машины, не смотря на значительную разницу по массе (~6т), имеют сопоставимые показатели плава, что подтверждает правильность выбранной концепции установки двух водоходных движителей для более тяжелой, по массе, машины. Вместе с тем, испытания выявили необходимость улучшения тяговых качеств водоходных движителей (доработку их конфигурации) и геометрии носовой части корпуса БТР, для снижения сопротивления плаву, и изменения дифферента на корму, что потребует проведения дополнительных натурных испытаний или макетных испытаний в лабораторных условиях.

Литература: 1. Степанов А. П. Конструирование и расчет плавающих машин –М.: «Машиностроение», 1983 – 432с. 2. Державні випробовання бронетранспортера БТР-4Е. [Протокол] № 37 – Харьков: ГП ХКБМ, 2012 – 512с. 3. Степанов А. П. Плавающие машины. – М.: ДОСААФ, 1975 – 135с. 4. Акт № 80 от 17 апреля 2012 – Харьков: ГП ХКБМ, 2012 – 112с. 5. Расчет плавучести и остойчивости [Отчет] / БТР-4.006 РР-01 – Харьков: ГП ХКБМ, 2011 – 8с. 6. Изделие БТР-4Е1. Расчет массы и координат центра массы [Отчет] / В1347.01 РР-01 – Харьков: ГП ХКБМ, 2010 – 16с. 7. Расчет плавучести и статической остойчивости [Отчет] / БТР-4Е В1318.03 РР-01 – Харьков: ГП ХКБМ, 2010 – 16с. 8. ОСТ ВЗ-4734-80 «Машины гусеничные военные плавающие. Методы расчета плавучести и статической остойчивости» – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 68с. 9. Сергеев Л.В. Теория танка. – М.: Издание академии БТВ, 1973. – 493 с. 10. Саблин В.В. Водоходные движители / Пособие по курсовому и дипломному проектированию, - Киев, 1984. – 99 стр. 11. Акт ГП ХКБМ № 81 от 30 марта 2007года – Харьков: ГП ХКБМ, 2007 – 24с. 12. Акт ГП ХКБМ № 160 от 08.2012года – Харьков: ГП ХКБМ, 2012 – 68с. 13. Акт ГП ХКБМ № 157 от 17 июня 2012года – Харьков: ГП ХКБМ, 2012 – 42с.

Bibliography (transliterated): 1. Stepanov A. P. Konstruirovanie i raschet plavayuschih mashin –М.: «Mashinostroenie», 1983 – 432s. 2. DerzhavnI viprobovannya bronetransportera

BTR-4E. [Protokol] # 37 – Harkov: GP HKBM, 2012 – 512s. 3. Stepanov A. P. Plavayuschie mashinyi. –M.: DOSAAF, 1975 – 135s. 4. Akt # 80 ot 17 aprelya 2012 –Harkov: GP HKBM, 2012 – 112s. 5. Raschet plavuchesti i ostoychivosti [Otchet] / BTR-4.006 RR-01 –Harkov: GP HKBM, 2011 – 8s. 6. Izdelie BTR-4E1. Raschet massyi i koordinat tsentra massyi [Otchet] / VI347.01 RR-01 Harkov: GP HKBM, 2010 – 16s. 7. Raschet plavuchesti i staticheskoy ostoychivosti [Otchet] / BTR-4E VI318.03 RR-01 Harkov: GP HKBM, 2010 – 16s. 8. OST V3-4734-80 «Mashinyi gusenichnyie voennyye plavayuschie. Metodyi rascheta plavuchesti i staticheskoy ostoychivosti» – M.: Izd-vo standartov, 1979. – 68s. 9. Ser-geev L.V. Teoriya tanka. – M: Izdanie akademii BTV, 1973. – 493 s. 10. Sablin V.V. Vo-dohodnyie dvizhiteli / Posobie po kursovomu i diplomnomu proektirovaniyu, - Kiev, 1984. – 99 str. 11. Akt GP HKBM # 81 ot 30 marta 2007goda –Harkov: GP HKBM, 2007 – 24s. 12. Akt GP HKBM # 160 ot 08.2012goda –Harkov: GP HKBM, 2012 – 68s. 13. Akt GP HKBM # 157 ot 17 iyunya 2012goda –Harkov: GP HKBM, 2012 – 42s.

Толстолицкий В.А., Павлюченко А.А., Рассказов И.И., Толстолицкая Т.В.

СРАВНЕНИЕ ВОДОХОДНЫХ КАЧЕСТВ ИЗДЕЛИЙ БТР-3Е И БТР-4Е

Проведен сравнительный анализ водоходных качеств бронетранспортеров украинского производства БТР-3Е и БТР-4Е. Определены основные конструктивные отличия двух машин, влияющие на водоходные качества, а также влияние глубины водоема на скорость плава. Даны рекомендации по повышению водоходных качеств БТР-4Е.

Толстолицкий В.О., Павлюченко А.А., Рассказов И.И., Толстолицкая Т.В.

ПОРІВНЯННЯ ВОДОХІДНИХ ЯКОСТЕЙ ВИРОБІВ БТР-3Е І БТР-4Е

Проведено порівняльний аналіз водохідних якостей бронетранспортерів українського виробництва БТР-3Е і БТР-4Е. Визначено основні конструктивні відмінності двох машин, що впливають на їх водохідні якості, а також вплив глибини водойми на швидкість плаву. Дано рекомендації по підвищенню водохідних якостей БТР-4Е.

Tolstolutskiy VA, Pavlyuchenko A.A., Rasskazov I.I., Tolstolutskaya T.V.

COMPARISON OF BTR-3E AND BTR-4E FLOATING QUALITIES

A comparative analysis of floating qualities was prepared for Ukrainian armored personnel carriers BTR-3E and BTR-4E. Key structural differences, that affecting floating qualities, was determined for two vehicles, also it was investigated how the pond depth effect on the speed of the float. Recommendations were given for ways of float qualities improvement for BTR-4E.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 681.5

Гурко А. Г., канд. техн. наук; Янчевский И. В., д-р физ.-мат. наук

РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ ПЛОСКОГО ШАРНИРНОГО ИЗБЫТОЧНОГО МАНИПУЛЯТОРА

Введение. Рычажные механизмы с разомкнутыми кинематическими цепями (манипуляторы) положены в основу структурных схем многих машин, совершающих закономерные механические движения. И из всего их разнообразия весьма распространенными являются манипуляторы с приводными кинематическими парами 5-го класса, различные схемы которых реализованы в конструкциях ряда промышленных роботов, роботов для ликвидации чрезвычайных ситуаций, роботизированных экскаваторов, манипуляторов медицинской и космической техники, и проч. Этим определяется актуальность исследований, посвященных совершенствованию теории и практики расчета манипуляторов. Особый интерес при этом представляют вопросы, связанные с разработкой эффективных методов решения обратной задачи кинематики (ОЗК) избыточного манипулятора, которая заключается в отыскании обобщенных координат в его кинематических парах, обеспечивающих заданное движение и ориентацию рабочего оборудования относительно абсолютной системы координат.

Известно, что ОЗК имеет множество комбинаций возможных решений, и классические методы построения решения основаны на замене исходной задачи задачей с меньшим количеством неизвестных за счет наложения относительных связей на перемещения в кинематических парах. Однако данный прием не соответствует современной практике робототехнических систем, что и предопределяет необходимость поиска альтернативных методов.

Из публикаций, посвященных аналитическим методам решения ОЗК манипуляторов, следует отметить [1-5]. Вместе с тем, предложенные авторами [1, 4, 5] методы ориентированы на определенный класс манипуляторов с упрощенной структурой, что существенно сужает область применимости результатов. В [2, 3] рассмотрены более общие конструктивные исполнения манипуляторов, однако полученные расчетные выражения достаточно сложны и поэтому трудоемки для реализации в режиме реального времени. В [3], в частности, возникает необходимость вычисления характеристического полинома 16-го порядка.

Сложность построения строгих аналитических решений обратных задач стимулирует развитие численных. Большинство среди имеющихся в открытой печати решений построены на методе Ньютона-Рафсона [6-8], однако устойчивость результатов по этому методу существенно зависит от начальных приближений вектора присоединенных переменных. Широкое распространение для численного решения ОЗК получило также привлечение псевдообратных матриц Якобиана [9, 10] и градиентных алгоритмов нелинейного программирования для решения эквивалентной задачи минимизации целевой функции от обобщенных координат [11, 12]. К недостаткам данных методов следует отнести большое количество вычислительных операций [13] и сложность оценки точности полученных результатов.

Перспективными являются методы, основанные на использовании нечеткой логики [14] и обучаемых нейронных сетей [15, 16], а также их сочетания [17].

© А. Г. Гурко, 2014

Недостатками этих методов являются соответственно субъективные ошибки экспертов и сложность обучения в реальном масштабе времени.

Работа построена следующим образом. В п. 1 изложены постановка задачи и определен тип рассматриваемой траектории движения крайней точки манипулятора. В качестве объекта рассмотрен манипулятор, представляющий собой плоский рычажный шарнирный четырехзвенный механизм. В п. 2 даны основные математические соотношения, на которых основываются полученные в работе результаты. В п. 3 приведен первый метод численного решения ОЗК рассматриваемого манипулятора, основанный на минимизации квадратичного критерия, содержащий искомые присоединенные углы с весовыми коэффициентами, для выбора которых может быть использован подход, описанный в п. 5. В п. 4 изложен второй метод решения поставленной задачи, строящейся на методах теории некорректных задач математической физики. Для оценки эффективности изложенных методов в п. 6 приведено решение конкретной модельной задачи. В заключении подведены основные итоги работы, обсуждаются возможные направления дальнейших исследований и показана возможность обобщения второго метода на случай большего количества звеньев.

1. Постановка задачи. Рассматривается 4R манипулятор, который в начальный момент занимает положение $O_0O_1O_2^0O_3^0O_4^0$ (рис. 1). Длины звеньев l_j ($j=\overline{1,4}$) считаются известными, а угол θ_1 , определяющий поворот механизма, – фиксированным (плоская задача).

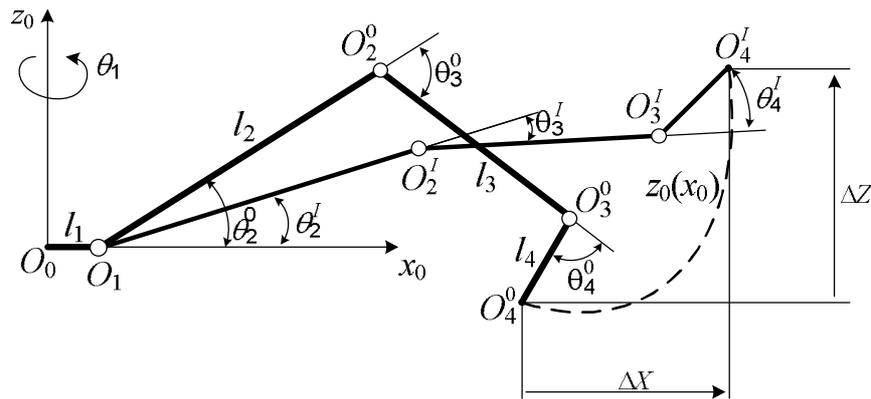


Рис. 1. Структурная схема манипулятора и траектория т. O_4

Постановка задачи заключается в определении как функции времени присоединенных углов θ_j ($j=\overline{2,4}$), обеспечивающих перевод точки O_4 из начального положения O_4^0 с координатами (x_4^0, z_4^0) в декартовой системе координат $z_0O_0x_0$ (рис. 1) в конечное O_4^I (x_4^I, z_4^I) по заданной траектории. Предполагается, что эта траектория может быть аппроксимирована квадратичной функцией:

$$z_0(x_0) = a_2 \cdot \left((x_0 - x_4^0)^2 - \Delta X \cdot (x_0 - x_4^0) \right) + \frac{\Delta Z}{\Delta X} (x_0 - x_4^0) + z_4^0, \quad (1)$$

где a_2 – коэффициент, задающий выпуклость траектории; $\Delta X = x_4^I - x_4^0$, $\Delta Z = z_4^I - z_4^0$; значения x_4^0 и z_4^0 определяются на основании равенств

$$\begin{aligned} x_4^i &= l_1 + l_2 \cos \theta_2^i + l_3 \cos(\theta_2^i + \theta_3^i) + l_4 \cos(\theta_2^i + \theta_3^i + \theta_4^i); \\ z_4^i &= l_2 \sin \theta_2^i + l_3 \sin(\theta_2^i + \theta_3^i) + l_4 \sin(\theta_2^i + \theta_3^i + \theta_4^i) \end{aligned} \quad (2)$$

при $i=0$.

В сформулированной постановке задачи рассматриваемый 4R манипулятор является избыточным, поскольку для её решения достаточно двух степеней свободы. Очевидно, что сформулированная задача имеет бесконечное множество решений θ_j^i ($j=\overline{2,4}$) (2), удовлетворяющих (1). Поэтому в настоящей работе в качестве оптимального принимается такое, которое минимизирует квадратичный параметр J_0

$$J_0 = \sum_{j=2}^4 \gamma_j \cdot (\theta_j^I - \theta_j^0)^2, \quad (3)$$

где θ_j^0, θ_j^I – начальное и конечное значения углов θ_j ($j=\overline{2,4}$), соответственно (рис. 1); γ_j – весовые коэффициенты, соотношение между которыми устанавливает приоритетность в изменении θ_j .

2. Расчетные выражения. Опыт решения аналогичных задач показывает, что математические выражения могут быть существенно упрощены, если в качестве расчетных принять углы α_j ($j=\overline{2,4}$), измеренные между j -м звеном манипулятора и неподвижной осью O_0x_0 . С учетом того, что

$$\alpha_j = \sum_{k=2}^j \theta_k \quad (j=\overline{2,4}), \quad (4)$$

формулы (2) примут вид

$$x_4^i = l_1 + \sum_{j=2}^4 l_j \cos \alpha_j^i; \quad z_4^i = \sum_{j=2}^4 l_j \sin \alpha_j^i. \quad (5)$$

Длина кривой $\widetilde{O_4^0 O_4^I}$ может быть аналитически вычислена на основании формулы $L = \int_{x_4^0}^{x_4^0 + \Delta X} \sqrt{1 + z_0'(x_0)^2} dx_0$, интеграл в которой является табличным [18]:

$$L = \left(\frac{(2b_2x + b_1)\sqrt{\phi(x)}}{4b_2} + \frac{1}{2K} \frac{1}{\sqrt{b_2}} \ln(2\sqrt{b_2\phi(x)} + 2b_2x + b_1) \right) \Bigg|_{x_4^0}^{x_4^I}.$$

Здесь используются обозначения

$$\phi(x) = b_2 x^2 + b_1 x + b_0; \quad F(x) \Big|_{x_1}^{x_2} = F(x_2) - F(x_1),$$

а постоянные коэффициенты таковы

$$K = 4b_2/\Delta; \quad \Delta = 4b_2 b_0 - b_1^2; \quad b_0 = a_4^2 + 1; \quad b_1 = 2a_3 a_4; \quad b_2 = a_3^2; \\ a_3 = 2a_2; \quad a_4 = -a_2(2x_4^0 + \Delta X) + \Delta Z / \Delta X.$$

Поскольку в настоящей работе рассматривается кинематическая задача и не учитываются действующие на звенья манипулятора нагрузки, то можно положить, что точка O_4 движется с постоянной скоростью, которую обозначим через v_4 ($v_4 = \mathbf{const}$). Разобьем временной интервал $[0; T]$, за который O_4 преодолевает расстояние L , на I равных промежутков с шагом $\Delta t = T/I$. Тогда с учетом постоянства скорости за малые промежутки времени Δt точка O_4 проходит одинаковые расстояния $\Delta L = L/I$. Очевидно, что между T и длиной кривой L выполняется равенство $L = v_4 \cdot T$, что тождественно записи $\Delta L = v_4 \cdot \Delta t$. Соответствующие значению ΔL приращения координат точки O_4 по осям абсцисс $O_0 x_0$ и ординат $O_0 z_0$ (рис. 1) на каждом временном интервале $[(i-1)\Delta t; i\Delta t]$ при $i = \overline{1, I}$ вычисляются из соотношений

$$\Delta L = \int_{x_4^{i-1}}^{x_4^{i-1} + \Delta x_4^i} \sqrt{1 + z_0'(x_0)^2} dx_0; \quad (6)$$

$$\Delta z_4^i = z_0(x_4^{i-1} + \Delta x_4^i) - z_0(x_4^{i-1}).$$

Диапазон интегрирования Δx_4^i , обеспечивающий выполнение равенства (6), можно найти методом интерполяции или методом последовательного приближения. Функция $z_0(x_0)$ описана в (1).

Очевидно, что в случае прямолинейной траектории, соответствующей равенству коэффициента a_2 нулю (1), изменения координат точки O_4 на каждом шаге Δt являются постоянными:

$$\Delta x_4^i = \frac{\Delta X}{I} = \mathbf{const}; \quad \Delta z_4^i = \frac{\Delta Z}{I} = \mathbf{const},$$

при этом

$$L = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Z^2}; \quad \Delta L = \sqrt{(\Delta x_4^i)^2 + (\Delta z_4^i)^2}.$$

Выразим значения $\Delta x_4^i = x_4^i - x_4^{i-1}$ и $\Delta z_4^i = z_4^i - z_4^{i-1}$ (см. (2)) через изменения уг-

лов α_j^i ($j=\overline{2,4}$). Для этого воспользуемся разложением тригонометрических функций в ряд Тейлора в окрестности значений α_j^i , ограничившись первыми двумя членами ввиду малости приращений углов $\Delta\alpha_j^i$:

$$\cos\alpha_j^i = \cos\alpha_j^{i-1} - \Delta\alpha_j^i \sin\alpha_j^{i-1}; \quad \sin\alpha_j^i = \sin\alpha_j^{i-1} + \Delta\alpha_j^i \cos\alpha_j^{i-1}.$$

В результате система уравнений (5) может быть сведена к алгебраической:

$$\sum_{j=2}^4 \Delta\alpha_j^i l_j \sin\alpha_j^{i-1} = -\Delta x_4^i; \quad \sum_{j=2}^4 \Delta\alpha_j^i l_j \cos\alpha_j^{i-1} = \Delta z_4^i. \quad (7)$$

Применительно к работе манипуляторов, более информативными являются изменения не абсолютных углов α_j , а относительных (присоединенных) θ_j . Тогда с использованием ранее записанных выражений (4) система (7) преобразуется к виду

$$\sum_{j=2}^4 \Delta\theta_j^i \sum_{k=j}^4 l_k \sin\alpha_k^{i-1} = -\Delta x_4^i; \quad \sum_{j=2}^4 \Delta\theta_j^i \sum_{k=j}^4 l_k \cos\alpha_k^{i-1} = \Delta z_4^i. \quad (8)$$

Система (8) должна быть решена на каждом шаге по i относительно приращений углов $\Delta\theta_j^i$ ($j=\overline{2,4}$), при этом справедливо рекуррентное выражение:

$$\alpha_j^i = \alpha_j^{i-1} + \sum_{k=2}^j \Delta\theta_k^i \quad (j=\overline{2,4}). \quad (9)$$

3. Первый вариант решения задачи. Как уже было оговорено, существует множество значений $\Delta\theta_j^i$, удовлетворяющих системе (8), поэтому для сужения области возможных решений вводится некоторый критерий оптимальности типа $J_0 \rightarrow \mathbf{min}$ (3). В настоящем параграфе вместо записи (3) используется следующее выражение

$$J_0 = \sum_{i=1}^I J_i = \sum_{i=1}^I \sum_{j=2}^4 \gamma_j \cdot (\Delta\theta_j^i)^2. \quad (10)$$

Поскольку слагаемые J_i этого ряда являются положительными, то задача минимизации параметра J_0 эквивалента задаче

$$J_i = \sum_{j=2}^4 \gamma_j \cdot (\Delta\theta_j^i)^2 \rightarrow \mathbf{min}. \quad (11)$$

на каждом временном шаге $i=\overline{1,I}$.

Представим систему уравнений (8) и выражение (11) в матричной форме

$$\mathbf{A}_i \mathbf{X}_i + \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i = \mathbf{F}_i. \quad (12)$$

$$J_i = \mathbf{X}_i^T \mathbf{Q} \mathbf{X}_i + \mathbf{U}_i^T \mathbf{R} \mathbf{U}_i \rightarrow \min. \quad (13)$$

В (12) и (13) индекс T означает операцию транспонирования и приняты следующие обозначения:

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \sum_{j=3}^4 l_j \sin \alpha_j^{i-1} & \sum_{j=4}^4 l_j \sin \alpha_j^{i-1} \\ \sum_{j=3}^4 l_j \cos \alpha_j^{i-1} & \sum_{j=4}^4 l_j \cos \alpha_j^{i-1} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} \sum_{j=2}^4 l_j \sin \alpha_j^{i-1} \\ \sum_{j=2}^4 l_j \cos \alpha_j^{i-1} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} -\Delta x_4^i \\ \Delta z_4^i \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{X}_i = \begin{bmatrix} \Delta \theta_3^i \\ \Delta \theta_4^i \end{bmatrix}; \quad \mathbf{U}_i = [\Delta \theta_2^i]; \quad \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \gamma_3 & 0 \\ 0 & \gamma_4 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{R} = [\gamma_2].$$

Из (12) следует, что $\mathbf{X}_i = \mathbf{A}_i^{-1} (\mathbf{F}_i - \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i)$, тогда в (13) можно исключить вектор \mathbf{X} :

$$J_i = (\mathbf{F}_i - \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i)^T \mathbf{S}_i (\mathbf{F}_i - \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i) + \mathbf{U}_i^T \mathbf{R} \mathbf{U}_i, \quad (14)$$

где $\mathbf{S}_i = (\mathbf{A}_i^{-1})^T \mathbf{Q} \mathbf{A}_i^{-1}$ – симметричная матрица.

Если временно ввести переменную $\mathbf{Z}_i = \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i$ и матрицу \mathbf{L}_i , удовлетворяющую равенству $\mathbf{R}_i = \mathbf{B}_i^T \mathbf{L}_i \mathbf{B}_i$, то уравнение (14) несложно преобразовать к виду

$$J_i = \mathbf{F}_i^T \mathbf{S}_i \mathbf{F}_i - 2 \mathbf{F}_i^T \mathbf{S}_i \mathbf{Z}_i + \mathbf{Z}_i^T (\mathbf{S}_i + \mathbf{L}_i) \mathbf{Z}_i, \quad (15)$$

в котором учтено, что $\mathbf{Z}_i^T \mathbf{S}_i \mathbf{F}_i = \mathbf{F}_i^T \mathbf{S}_i \mathbf{Z}_i$.

Отметим, что матрица \mathbf{L}_i , как и \mathbf{S}_i , является симметричной.

Поскольку $\mathbf{Z}_i^T (\mathbf{S}_i + \mathbf{L}_i) \mathbf{Z}_i$ – положительно определенная матрица, то $J_i(\mathbf{Z}_i)$ – выпуклый функционал, для которого задача отыскания $\min J_i$ (13) эквивалентна отысканию стационарной точки, т.е. решению $J'_i(\mathbf{Z}_i) = 0$. Несложно показать, что

$$J'_i(\mathbf{Z}_i) = 2((\mathbf{S}_i + \mathbf{L}_i) \mathbf{Z}_i - \mathbf{S}_i \mathbf{F}_i). \quad (16)$$

Из равенства $J'_i(\mathbf{Z}_i) = 0$ и соотношения $\mathbf{Z}_i = \mathbf{B}_i \mathbf{U}_i$ получим следующую систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) относительно \mathbf{U}_i :

$$(\mathbf{C}_i^T \mathbf{Q} \mathbf{C}_i + \mathbf{R}) \mathbf{U}_i = \mathbf{C}_i^T \mathbf{Q} \mathbf{A}_i^{-1} \mathbf{F}_i, \quad (17)$$

где $\mathbf{C}_i = \mathbf{A}_i^{-1} \mathbf{B}_i$.

Следовательно, процедура решения задачи по изложенной выше методике заключается в последовательном ($i = \overline{1, I}$) решении системы (17) относительно $\mathbf{U}_i = [\Delta\theta_2^i]$, значения которого используются для решения СЛАУ (12) относительно вектора $\mathbf{X}_i = [\Delta\theta_3^i \quad \Delta\theta_4^i]^T$. Располагая значениями $\Delta\theta_j^i$ ($j = \overline{2, 4}$) осуществляется перевод в следующее положение $i = i + 1$ и уточняются текущие значения углов α_j^i (9).

4. Второй вариант решения задачи. Для реализации альтернативного к изложенному выше метода решения ОЗК перепишем исходную систему уравнений (8) в матричной форме:

$$\mathbf{A}_i \mathbf{X}_i = \mathbf{F}_i. \quad (18)$$

Здесь \mathbf{X}_i – вектор с содержащими искомыми приращениями углов $\Delta\theta_j^i$ ($j = \overline{2, 4}$) компонентами ($(\mathbf{X}_i)_{j-1} = \Delta\theta_j^i$); \mathbf{A}_i – прямоугольная (2×3)-матрица, элементы которой равны:

$$(\mathbf{A}_i)_{1,j-1} = \sum_{k=j}^4 l_k \sin \alpha_k^{i-1}; \quad (\mathbf{A}_i)_{2,j-1} = \sum_{k=j}^4 l_k \cos \alpha_k^{i-1} \quad (j = \overline{2, 4}).$$

Несложно заметить, что новая матрица \mathbf{A}_i фактически является объединением ранее используемых вектора \mathbf{B}_i и матрицы \mathbf{A}_i , а вектор \mathbf{X}_i – переменной \mathbf{U}_i и вектора \mathbf{X}_i . Вектор \mathbf{F}_i при этом остается без изменений (см. (12)).

Очевидно, что обратного оператора \mathbf{A}_i^{-1} в СЛАУ (18) не существует. Подобные некорректные задачи решаются либо методом псевдообратной матрицы Мура-Пенроуза, либо его развитием – методом регуляризации Тихонова. Численная сторона последнего заключается в переходе от исходного уравнения I-го рода (18) к уравнению II-го рода

$$(\mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_i + \lambda \mathbf{C}) \mathbf{X}_i = \mathbf{A}_i^T \mathbf{F}_i, \quad (19)$$

где λ – малый произвольный положительный параметр, обеспечивающий устойчивость вычисления матрицы $(\mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_i + \lambda \mathbf{C})^{-1}$; \mathbf{C} – квадратная (3×3)-матрица, которая в классических постановках имеет равные между собой диагональные элементы. В настоящей работе, с учетом специфики вектора \mathbf{X}_i , матрица \mathbf{C} считается диагональной, ненулевые элементы которой задаются по формуле:

$$(\mathbf{C})_{j-1,j-1} = \gamma_j \quad (j = \overline{2, 4}).$$

Последующее решение системы (19) не вызывает принципиальных затруднений,

и выполняется на каждом шаге по времени ($i=\overline{1,I}$).

5. Выбор весовых коэффициентов. При назначении значений весовых коэффициентов γ_j ($j=\overline{2,4}$) можно руководствоваться следующим приемом. На первом этапе значение γ_2 выбрать заведомо большим, что соответствует минимизации изменения угла θ_2 на каждом временном шаге по i . Соотношение между другими коэффициентами γ_j ($j=3,4$) можно выбрать таким, чтобы выровнять максимальные значения угловых ускорений ε_j соответствующих звеньев. Конечно-разностная формула для вычисления ε_j имеет классический вид

$$\varepsilon_j^i = \frac{\theta_j^{i-1} - 2\theta_j^i + \theta_j^{i+1}}{\Delta t^2}. \quad (20)$$

На практике, совместно со значениями весовых коэффициентов γ_j , функционал (11) должен учитывать ограничения на кинематические перемещения и энергетические затраты на формирование управляющего воздействия.

6. Численные результаты. В качестве модельного примера рассмотрим управление движением четырехзвенного манипулятора со следующими геометрическими параметрами: $l_1=0,05$ м, $l_2=5,16$ м, $l_3=2,59$ м, $l_4=1,33$ м. Начальные значения углов равны: $\theta_2^0=30^\circ$, $\theta_3^0=-60^\circ$, $\theta_4^0=-30^\circ$. Траектория движения точки O_4 определялась законом (1) при $\Delta X=-3$ м, $\Delta Z=1,5$ м и различных a_2 .

Количество интервалов I принято равным 100. Значение параметра λ в (19) выбиралось из диапазона $[10^{-15} \dots 10^{-10}]$, при этом расхождение полученных расчетных величин не превышает 0,1 %. Начальные значения весовых коэффициентов следующие: $\gamma_2=10$, $\gamma_3=\gamma_4=1$. Уточнение значений γ_j ($j=3,4$) производилось из условия $\max|\varepsilon_3^i| \approx \max|\varepsilon_4^i|$, в котором угловые ускорения определялись по формуле (20). В результате, при $a_2=1$ имеем $\gamma_3=1$ и $\gamma_4=1,6$, а при $a_2=0$ (прямолинейная траектория движения O_4) – $\gamma_3=1$ и $\gamma_4=2,8$.

Численные эксперименты показали, что результаты решения исследуемой задачи по предложенным в настоящей работе методикам (формулам (17) и (19)) практически совпадают (расхождение результатов не превышает 0,1 %). Идентичность результатов, полученных по двум, принципиально различным методикам, свидетельствует об их достоверности, а использование критерия управления (11) обеспечивает единственность решения. В связи с этим далее не указывается метод, в соответствии с которым получены числовые значения.

Рисунки 2 и 3 иллюстрируют графики угловых скоростей $\Delta\theta_j$ и угловых ускорений ε_j в j -ой кинематической паре при $a_2=1$ (рис. 2) и $a_2=0$ (рис. 3) при переводе точки O_4 из положения O_4^0 в O_4^I .

Для оценки эффективности разработанных методов была также рассмотрена задача об определении таких углов θ_j^I ($j=\overline{2,4}$), которые бы минимизировали значение

параметра J_0 (3). Решение задачи $J_0 \rightarrow \min$ отыскивалось методом последовательного приближения на основании уравнений типа (14) и (19).

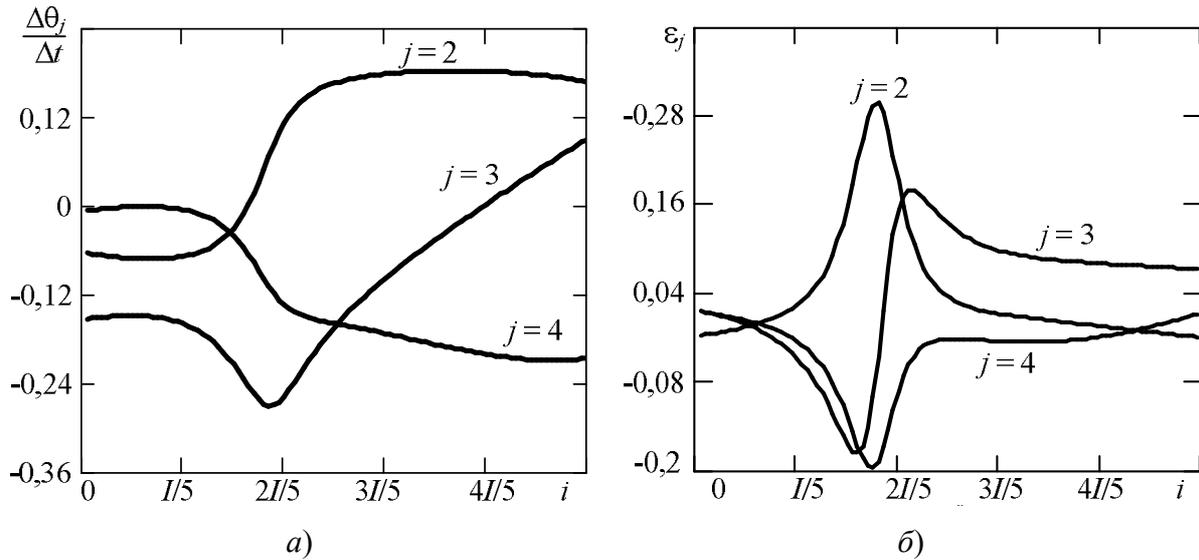


Рис. 2. Относительные угловые скорости (а) и ускорения (б) при $a_2=1$

При произвольной траектории движения точки O_4 такой подход позволяет получить искомые углы за 5–7 итераций при относительной погрешности в 0,01 % (в рассматриваемом примере – за 5 итераций). Малое отличие значений углов θ_j^I с вычисленными по изложенным выше методикам свидетельствует о правомерности принятого допущения, что минимизация слагаемых J_i в (11) тождественна минимизации J_0 (3).

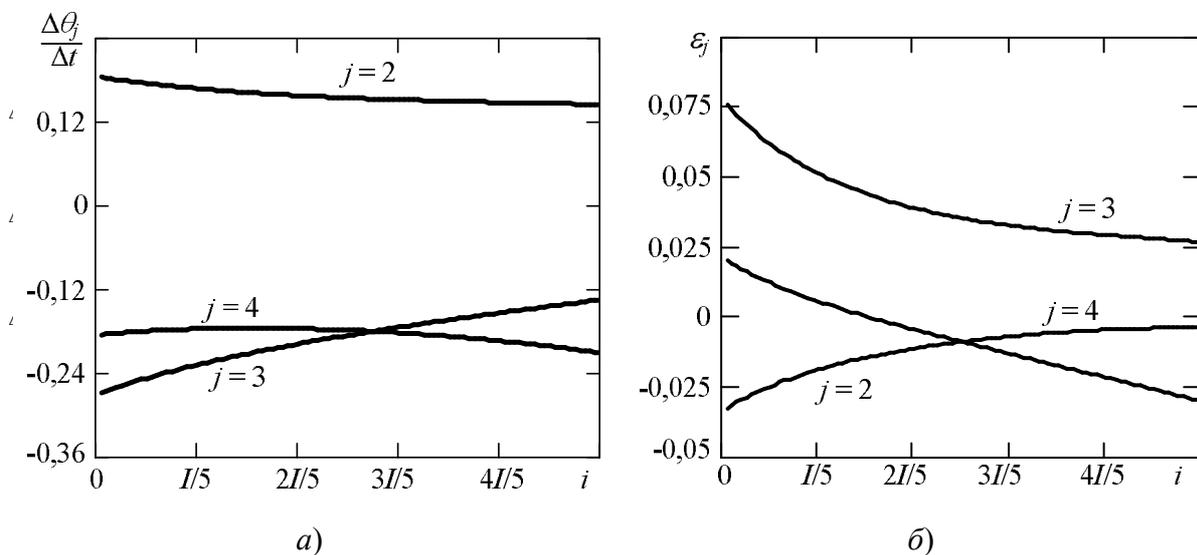


Рис. 3. Относительные угловые скорости (а) и ускорения (б) при $a_2=0$

Выводы. Результаты численного моделирования показали хорошее совпадение результатов, полученных по первому методу, который основан на последовательном решении СЛАУ (17) и (12), и по второму, который сведен к СЛАУ (19). Расхождение между соответствующими решениями не превышает 0,1 %. Это свидетельствует о том, что уравнение (19) представляет собой компактную форму записи уравнений первого

метода и при этом является более универсальным.

Изложенный в настоящей работе второй метод решения ОЗК был успешно апробирован на манипуляторе, с количеством звеньев $N \geq 6$. Процедура решения в этом случае также сводится к решению СЛАУ (19), в которой компоненты вектора \mathbf{X}_i , элементы матриц \mathbf{A}_i и \mathbf{C} равны:

$$(\mathbf{A}_i)_{1,j-1} = \sum_{k=j}^N l_k \sin \alpha_k^{i-1}; \quad (\mathbf{A}_i)_{2,j-1} = \sum_{k=j}^N l_k \cos \alpha_k^{i-1}; \quad (\mathbf{X}_i)_{j-1} = \Delta \theta_j^i; \quad (\mathbf{C})_{j-1,j-1} = \gamma_j,$$

где $j = \overline{2, N}$; N – количество звеньев.

Поскольку результаты моделирования при $N \geq 6$ аналогичны результатам, приведенным на рис. 2 и 3, то в данной работе их приводить не будем. Следует также отметить, что как траектория точки O_4 , так и скорость перемещения точки O_4 по ней, могут быть произвольными. Разработанный метод ориентирован на задание приращений координат точки O_4 (Δx_j^i и Δz_j^i), которые определяют вектор \mathbf{F}_i (19) на каждом временном интервале $[(i-1)\Delta t; i\Delta t]$. Выбор квадратичного закона (1) в настоящей работе обусловлен его широким распространением и наглядностью полученных выражений. Изложенные методы могут быть обобщены на управление движением манипулятора с учетом действующих на него механических нагрузок, а выбор весовых коэффициентов может проводиться с учетом массово-инерционных характеристик звеньев.

Литература: 1. Elgazzar S. Efficient cinematic transformation for the PUMA 560 robot / S. Elgazzar // *IEEE Journal Robotics Automat.* – 1985. - Vol. RA-1. - No.3. – P. 142-151. 2. Tsai L.W. Solving the kinematics of the most general six- and five-degree-of-freedom manipulators by continuation methods / L.W.Tsai, A.P. Morgan // *ASME J. Mechanisms, Transmissions, Automat. Design.* – 1985. -Vol. 107. - P. 198–200. 3. Lee H. A new vector theory for the analysis of spatial mechanism / H. Lee, C. Liang // *Journal of Mechanism and Machine Theory.* - 1988.- Vol. 23. - No.3. – P. 209-217. 4. Karilk B. An improved approach to the solution of inverse kinematics problems for robot manipulators / B. Karilk, S. Aydin // *Journal of Engineering applications of artificial intelligence.* – 2000. – Vol. 13. – P. 159–164. 5. Antonelli G. A new on-line algorithm for inverse kinematics of robot manipulators ensuring path-tracking capability under joint limits / G. Antonelli, S. Chiaverini, G. Fusco // *IEEE Transaction on Robotics and Automation.* – 2003. - Vol.19. - No.1. – P. 162–167. 6. Angeles J. On the Numerical Solution of the Inverse Kinematic Problem / J. Angeles // *The International Journal of Robotics Research.* – 1985. - Vol. 4. - No.2. – P. 21–37. 7. Goldenberg A. A complete generalized solution to the inverse kinematics of robots / A. Goldenberg, B. Benhabib, R. Fenton // *IEEE Journal of Robotics and Automation.* – 1985. – Vol. 1. – No.1. – P. 14–20. 8. Singh V.K. A manipulator Jacobian based modified Newton-Raphson algorithm (JMNR) for robot inverse kinematics / V.K. Singh, K.C. Gupta // *Advances in Design Automation-1989: Mechanical Systems Analysis, Design and Simulation, ASME DE-19-3. New York, ASME.* – 1989. – P. 327–332. 9. Wampler C.W. Manipulator inverse kinematic solutions based on vector formulations and damped least-squares methods / C.W. Wampler // *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics.* – 1986. – Vol. 16.–No.1.–P. 93–101. 10. Yahya S. Redundant manipulators kinematics inversion / S. Yahya, M. Moghavvemi, H.A.F. Mohamed // *Scientific Research and Essays.* – 2011. – Vol. 6. – P. 5462–5470. 11. Goldenberg A.A. A generalized solution to the inverse kinematics of robotic manipulators/ A.A. Goldenberg, D.L.

Lawrence // *Journal of dynamic systems, measurement, and control*. – 1985. – Vol. 107. – No.1. – P. 103–106. 12. Kumar S. *An Optimization Approach to solve the Inverse Kinematics of Redundant Manipulator* / S.Kumar, N.Sukavanam, R.Balasubramanian // *International Journal of Information and System Sciences*. – 2010. – Vol. 6. – No. 4. – P. 414–423. 13. Wang L.C.T. *A combined optimization method for solving the inverse kinematics problems of mechanical manipulators* / L.C.T. Wang, C.C. Chen // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. – 1991. – Vol. 7. – No.4. – P. 489-499. 14. Piltan F. *Artificial control of PUMA robot manipulator: A-review of fuzzy inference engine and application to classical controller* / F. Piltan, S.T. Haghghi [et al]. // *International Journal of Robotics and Automation*. – 2011. – Vol. 2. – No.5. – P. 401–425. 15. Nanda S.K. *A Novel Application of Artificial Neural Network for the Solution of Inverse Kinematics Controls of Robotic Manipulators* / S.K. Nanda, S. Panda [et al]. // *International Journal of Intelligent Systems and Applications*. – 2012. – Vol. 9. – P. 81–91. 16. Глазков В.П. Точностные оценки нейросетевого решения обратной задачи кинематики манипулятора / В.П. Глазков // *Мехатроника, автоматизация, управление*. – 2003. – №.11. – С. 12–18. 17. Chaudhary H. *Intelligent Inverse Kinematic Control of SCORBOT-ER V Plus Robot Manipulator* / H. Chaudhary, R. Prasad // *International Journal of Advances in Engineering and Technology*. – 2011. – Vol. 1. – No.5. – P. 158–169. 18. Бронштейн И.Н. *Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов: Учебное пособие* / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – СПб.: Изд-во «Лань», 2009. – 608 с.

Bibliography (transliterated): 1. Elgazzar S. *Efficient cinematic transformation for the PUMA 560 robot* / S. Elgazzar // *IEEE Journal Robotics Automat.* – 1985. – Vol. RA-1. – No.3. – P. 142-151. 2. Tsai L.W. *Solving the kinematics of the most general six- and five-degree-of-freedom manipulators by continuation methods* / L.W.Tsai, A.P. Morgan // *ASME J. Mechanisms, Transmissions, Automat. Design*. – 1985. – Vol. 107. – P. 198–200. 3. Lee H. *A new vector theory for the analysis of spatial mechanism* / H. Lee, C. Liang // *Journal of Mechanism and Machine Theory*. – 1988. – Vol. 23. – No.3. – P. 209–217. 4. Karilk B. *An improved approach to the solution of inverse kinematics problems for robot manipulators* / B. Karilk, S. Aydin // *Journal of Engineering applications of artificial intelligence*. – 2000. – Vol. 13. – P. 159–164. 5. Antonelli G. *A new on-line algorithm for inverse kinematics of robot manipulators ensuring path-tracking capability under joint limits* / G. Antonelli, S. Chiaverini, G. Fusco // *IEEE Transaction on Robotics and Automation*. –2003. –Vol.19. –No.1. –P. 162–167. 6. Angeles J. *On the Numerical Solution of the Inverse Kinematic Problem* / J. Angeles // *The International Journal of Robotics Research*. – 1985.–Vol. 4. – No.2. –P. 21–37. 7. Goldenberg A. *A complete generalized solution to the inverse kinematics of robots* / A. Goldenberg, B. Benhabib, R. Fenton // *IEEE Journal of Robotics and Automation*. – 1985. – Vol. 1. – No.1. – P. 14–20. 8. Singh V.K. *A manipulator Jacobian based modified Newton-Raphson algorithm (JMNR) for robot inverse kinematics* / V.K. Singh, K.C. Gupta // *Advances in Design Automation-1989: Mechanical Systems Analysis, Design and Simulation*, ASME DE-19-3. New York, ASME. – 1989. – P. 327–332. 9. Wampler C.W. *Manipulator inverse kinematic solutions based on vector formulations and damped least-squares methods* / C.W. Wampler // *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*. – 1986. – Vol. 16. – No.1. – P. 93–101. 10. Yahya S. *Redundant manipulators kinematics inversion* / S. Yahya, M. Moghavvemi, H.A.F. Mohamed // *Scientific Research and Essays*. – 2011. – Vol. 6. – P. 5462–5470. 11. Goldenberg A. A. *A generalized solution to the inverse kinematics of robotic manipulators* / A.A. Goldenberg, D.L. Lawrence // *Journal of dynamic systems, measurement, and control*. – 1985. – Vol. 107. – No.1. – P. 103–106. 12. Kumar S. *An Optimization Approach to solve the Inverse Kinematics of Redundant Manipulator* / S. Kumar, N. Sukavanam, R. Balasubramanian // *International Journal of Information and System Sciences*. – 2010. – Vol. 6. – No. 4. – P. 414–423. 13. Wang L.C.T. *A combined optimization method for solving the inverse kinematics problems of mechanical manipulators*/L.C.T. Wang, C.C. Chen // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. – 1991.

– Vol. 7. – No.4. – P. 489–499. 14. Piltan F. Artificial control of PUMA robot manipulator: A-review of fuzzy inference engine and application to classical controller/F. Piltan, S.T. Haghghi [et al]. // *International Journal of Robotics and Automation*. – 2011. – Vol. 2. – No.5. – P. 401–425. 15. Nanda S.K. A Novel Application of Artificial Neural Network for the Solution of Inverse Kinematics Controls of Robotic Manipulators / S.K. Nanda, S. Panda [et al]. // *International Journal of Intelligent Systems and Applications*. – 2012. – Vol. 9. – P. 81–91. 16. Glazkov V.P. Tochnostnye ocenki nejrosetevogo reshenija obratnoj zadachi kinematiki manipulyatora / V.P. Glazkov // *Mehatronika, avtomatizacija, upravlenie*. – 2003. – №.11. – S. 12–18. 17. Chaudhary H. Intelligent Inverse Kinematic Control of SCORBOT-ER V Plus Robot Manipulator / H. Chaudhary, R. Prasad // *International Journal of Advances in Engineering and Technology*. – 2011. – Vol. 1. – No.5. – P. 158–169. 18. Bronshtejn I.N. Spravochnik po matematike dlja inzhenerov i uchashhihsja vtuzov: Uchebnoe posobie / I.N. Bronshtejn, K.A. Semendjaev. – SPb.: Izd-vo «Lan'», 2009. – 608 s.

Гурко А.Г., Янчевский И.В.

РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ ПЛОСКОГО ШАРНИРНОГО ИЗБЫТОЧНОГО МАНИПУЛЯТОРА

Получено оптимальное решение обратной задачи кинематики четырехзвенного шарнирного манипулятора, обеспечивающее перемещение крайней от опорной точки по заданной траектории. В качестве критерия оптимальности принята минимизация квадратичного параметра от присоединенных углов с соответствующими весовыми коэффициентами. Изложены два метода к решению задачи и вариант выбора весовых коэффициентов. Эффективность разработанных методов оценена на решении модельной задачи. Представленные в работе результаты обобщены на рычажные механические системы с большим количеством звеньев (избыточные манипуляторы) и могут быть распространены на случай пространственной траектории движения управляемой точки.

Гурко О.Г., Янчевський І.В.

РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗВОРОТНОЇ ЗАДАЧІ КІНЕМАТИКИ ПЛОСКОГО ШАРНІРНОГО НАДЛИШКОВОГО МАНІПУЛЯТОРА

Отримано оптимальне розв'язання зворотної задачі кінематики чотириланкового шарнірного маніпулятора, що забезпечує переміщення по заданій траєкторії крайньої точки від опорної. В якості критерію оптимальності прийнята мінімізація квадратичного функціоналу від приєднаних кутів з відповідними ваговими коефіцієнтами. Викладено два методи щодо розв'язання задачі і варіант вибору вагових коефіцієнтів. Ефективність розроблених методів оцінена шляхом розв'язання модельної задачі. Представлені в роботі результати узагальнені на важільні механічні системи з більшою кількістю ланок (надлишкові маніпулятори) і можуть бути поширені на випадок просторової траєкторії руху керованої точки.

Gurko A.G., Yanchevsky I.V.

SOLUTION OF INVERSE PROBLEMS KINEMATICS FOR PLANAR HINGED REDUNDANT MANIPULATOR

In this paper we are considering an optimal solution of inverse kinematics problem for the fourlink hinged manipulator that provides movement at the reference point on the desired path. As optimality criterion the minimizing of quadratic function of angles associated with the respective weights are accepted. Two methods to solve the problem and the choices of weights are presented. The effectiveness of the proposed procedure has been confirmed by a model example. The presented in the paper results are generalized for redundant manipulators and can be extended to the case of the spatial trajectory of the control points.

Технологія машинобудування

УДК 666.293: 539.3

Чепурной А.Д., д-р техн. наук, Брагина Л.Л., д-р техн. наук, Литвиненко А.В., канд. техн. наук, Бердник И.В., канд. техн. наук, Ткачук Н.А., д-р техн. наук, Грабовский А.В., канд. техн. наук

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СВОЙСТВ ТЕРМООБРАБАТЫВАЕМЫХ СТАЛЕЙ

Введение. Современные ответственные машиностроительные конструкции работают в условиях действия интенсивных нагрузок. В связи с этим с целью успешного выполнения своих функций для их изготовления используются материалы с высокими механическими характеристиками, например, легированные стали перлитно-аустенитного класса. Эти стали характеризуются высокой степенью гомогенизации и мелкозернистостью на уровне микроструктуры, что достигается путем соответствующей термообработки заготовок. В то же время в процессе дальнейшей обработки, например, прокатки или горячей штамповки, образованная микроструктура подвергается термомеханическому и химическому воздействию. Если последствия первого можно уменьшить за счет последующих термомеханических обработок, то химическое воздействие воздушной среды, контактирующей с разогретым металлом, приводит к необратимому удалению из поверхностных слоев углерода и различных ценных легирующих элементов вследствие их взаимодействия с кислородом и улетучивания образующихся соединений в окружающую среду. В итоге вместо высокопрочного гомогенного материала образуется слоистый, причем верхний незащищенный ослабленный слой характеризуется намного более низкими механическими свойствами, чем материал в глубине детали.

В связи с указанными обстоятельствами возникает двудеяная задача. Первый ее аспект состоит в разработке технологических приемов предотвращения термохимического деградирования поверхностных слоев деталей из сталей перлитно-аустенитного класса. Второй аспект состоит в анализе сопротивляемости действию внешних нагрузок неослабленного и ослабленного в результате допущения термохимического деградирования материала деталей действию внешних нагрузок.

В литературе по тематике первого из упомянутых аспектов содержатся определенные технологические приемы для сохранения прочности поверхностных слоев деталей [1-8]. В то же время отсутствует, во-первых, привязка к исследованиям интегральных характеристик разупрочненного и неразупрочненного материала в составе детали (т.е. отсутствуют исследования по второму аспекту), а во-вторых, требуются дальнейшие исследования в этом направлении применительно к новым легированным сталям.

Что касается второго аспекта, то исследованиям сопротивления разнообразных материалов действию различных поражающих факторов посвящена многочисленная литература. Это относится, прежде всего, к действию ударников на защитные элементы машиностроительных конструкций при помощи метода конечных элементов (МКЭ)

© А.Д. Чепурной, 2014

[9-13]. В то же время в этих исследованиях не учитывается реально получаемая в результате упоминаемого термохимического деградирования неоднородность свойств материала по глубине, т.е. не учитывается воздействие факторов, соответствующих первому из упомянутых выше аспектов.

Таким образом, представляет интерес решение поставленной задачи в обозначенных выше двух аспектах: разработка технологии защиты поверхностных слоев и сравнительный анализ сопротивляемости деталей из частично деградировавшего и недеградировавшего материала, соединенных в единую композицию, внешнему воздействию. Решение этих двух связанных задач составило *цель* исследований, результаты которых освещены в данной статье.

Метод формирования защитных покрытий. Высокотемпературные технологические нагревы в металлургии и различных отраслях машиностроения производят с целью достижения необходимых значений пластичности металла перед прокаткой, ковкой, штамповкой, прессованием, обеспечения требуемой структуры в результате термообработки: отжига, нормализации, закалки, гомогенизации, старения, и, в конечном итоге, – надежности и долговечности металлопродукции [1].

Производимые технологические нагревы осуществляются преимущественно в окислительных средах, что приводит к окалинообразованию заготовок и деталей, обезуглероживанию, обезлегированию и газонасыщению их поверхности. Следствием этого являются потери металла, достигающие 3÷5, а в отдельных случаях 7 % от массы заготовок, ухудшение качества поверхности изделий, их механических свойств и эксплуатационных характеристик, а также значительные трудо- и энергозатраты на удаление нанесенных слоев. Кроме того, окалина ухудшает теплообмен между нагревательной средой и металлом, так как ее теплопроводность ($\lambda = 1,74\div 2,33$ Вт/м·К) значительно меньше, чем стали (50÷60 Вт/м·К). Обработка давлением заготовок, покрытых окалиной, приводит к повышенному износу деформирующего инструмента вследствие значительной ее твердости [2].

Применительно к легкоокисляющимся сталям увеличение количества окалина с ростом температуры (T) и длительности нагрева (τ) подчиняется следующей экспериментальной зависимости [3]:

$$\varpi = 6,3 \cdot \sqrt{\tau} \cdot e^{-\frac{9000}{T}} \quad (1)$$

Наибольшие потери металла приходятся на долю прокатного производства, тяжелого и энергетического машиностроения, где осуществляются наиболее длительные и высокотемпературные технологические нагревы крупногабаритных многотонных заготовок и деталей [1].

В соответствии с уравнением (1) необходимым условием предотвращения газовой коррозии является исключение или замедление процессов встречной диффузии металла и окисляющего агента: кислорода или продуктов сгорания топлива. Поэтому известные способы борьбы с высокотемпературным окислением включают уменьшение

длительности и температуры нагревов, а также применение защитных контролируемых атмосфер и расплавов солей. Однако они сопряжены со сложными техническими решениями, токсичностью и взрывоопасностью используемых сред, не всегда допустимы технологическим регламентом или недостаточно эффективны.

Надежным способом защиты металлов от окисления при высоких температурах является применение жаростойких покрытий на основе различных стекол, эмалей, тугоплавких оксидов, силикатов и других неорганических соединений [4, 5].

В зависимости от выполняемых функций технологические покрытия классифицируются как *смазочные (СП)*, *защитно-смазочные (ЗСП)* и *защитные (ЗП)* [6]. В частности, *защитные покрытия* по назначению отличаются от *защитно-смазочных* тем, что они не обладают, как правило, лубрикационными свойствами, но характеризуются исключительно высоким уровнем сопротивления диффузии окисляющих агентов и применяются лишь при нагревах, предшествующих деформации, и при термообработке деталей с последующим самопроизвольным, реже - принудительным удалением после завершения нагрева.

Для формирования защитных покрытий применяют стеклокристаллические и стеклометаллические композиции, состоящие из силикатных, алюмосиликатных, бороалюмосиликатных стекол и тугоплавких наполнителей, в качестве которых используют порошки глинозема, корунда, Cr_2O_3 , TiO_2 , циркона, боридов, карбидов, железа, алюминия, кремния и т.п. Введение тонкодисперсных металлических порошков приводит к связыванию кислорода, проникающего через покрытие, благодаря образованию соответствующих оксидов.

Наиболее сложной является защита крупногабаритных заготовок и деталей из легкоокисляющихся сталей и сплавов при длительных высокотемпературных технологических нагревах. Для ее обеспечения в промышленных масштабах при длительных высокотемпературных технологических нагревах в НТУ «ХПИ» коллективом под руководством проф. Л.Л. Брагиной создан новый тип жаростойких стеклокерамических покрытий, называемых *термомобильными* [7]. Их особенность – формирование структуры непосредственно в процессе эксплуатации и обеспечение высокой степени непрерывной защиты металла от окисления в широком температурно-временном диапазоне.

Принципы создания термомобильных покрытий включают: ограничение развития процессов электрохимической коррозии на контакте металл–покрытие путем использования стекол с низкой удельной электропроводностью при температуре службы или путем уменьшения количества расплава в покрытиях лишь до необходимого для их спекания, или путем применения инертного по отношению к металлу огнеупорного подслоя; управление процессами формирования покрытий путем создания условий для протекания в них жидкофазного спекания, которое сопровождается образованием в процессе службы покрытия новых фаз, уплотняющих и упрочняющих его как в объеме, так и на контакте с нагреваемым металлом [1].

Для защиты широкого спектра сталей и сплавов в зависимости от их состава и температурно-временных режимов нагрева НТУ «ХПИ» совместно с ММК им. Ильича и ОАО «Азовмаш» разработаны и внедрены многочисленные модификации указанных безобжиговых термомобильных покрытий, составы которых защищены 30 а.с. и патентами. Среди них следует выделить:

- одно- и двухслойные стеклокерамические покрытия, представляющие собой гетерогенные дисперсные композиции, содержащие в основном кристаллическую фазу алюмосиликатного состава и ограниченное (до 20 %) количество стеклосвязки в виде легкоплавких щелочнобороалюмосиликатных стекол, а также растворимых щелочносиликатных и щелочнофосфатных стекол;
- однослойные стеклокерамические покрытия с существенным содержанием (30-80 %) стеклофазы, интенсивно взаимодействующей с тугоплавкими компонентами при нагреве – рис. 1 [8].



Рис. 1. Микрорельеф поверхности литой среднелегированной стали после гомогенизирующего нагрева: сталь без покрытия – в газовой печи (а); в электрической печи (б); сталь под покрытием в электрической печи (в) [1]. 100х

Формирование двухслойного термомобильного покрытия в процессе высокотемпературного нагрева низколегированной стали перед прокаткой иллюстрируется схемой на рис. 2.

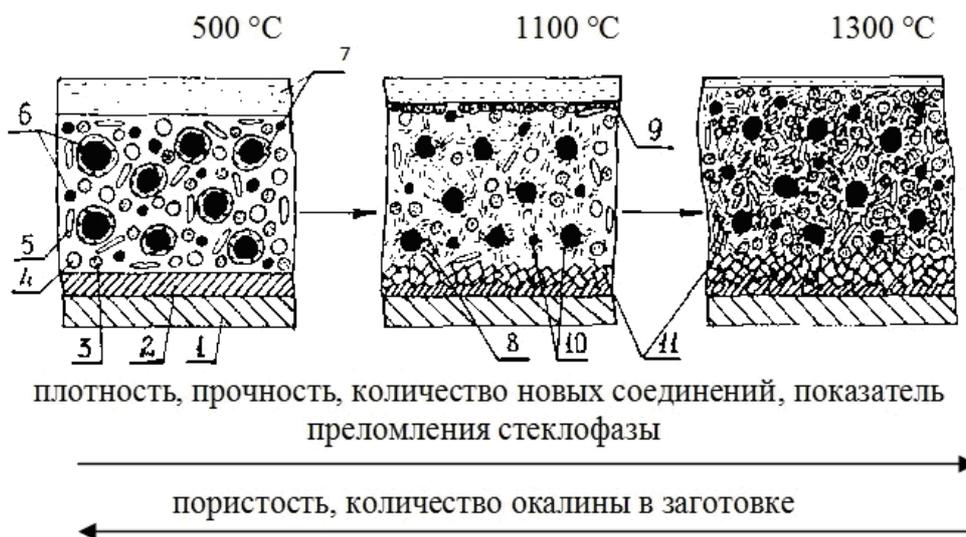


Рис. 2. Формирование защитного покрытия на легкоокисляющейся стали:

- 1 – защищаемый металл; 2 – окалина на поверхности заготовки; 3 – частицы глинозема (γ - Al_2O_3); 4 – поры; 5 – частицы глины или каолина; 6 – частицы высокоглиноземистого шамота; 7 – растворимое щелочносиликатное стекло; 8 – корунд (α - Al_2O_3); 9 – β -глинозем; 10 – муллит $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$; 11 – герцинит $\text{Fe}_2\text{O}_3 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$

Это покрытие состоит из верхнего стекловидного слоя (щелочносиликатное растворимое стекло с модулем 2,5 и плотностью $1,48 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$) и нижнего, представляющего собой композицию шамот технический–глинозем-каолин (глина) на связке из того же стекла, но с плотностью $1,17 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Нижний слой (подслой) с влажностью 18 % наносят торкретированием на слиток или сляб в состоянии поставки, а затем пульверизацией – верхний слой. Заготовки с покрытиями загружают в первую зону полуметодической печи, где металл перемещается по рольгангу, постепенно нагреваясь до максимальной температуры. Компоненты покрытия взаимодействуют в объеме подслоя с образованием высокотемпературных соединений: корунда $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ и муллита $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$, на границе с верхним слоем – с образованием β -глинозема и на границе со сталью – с образованием герцинита $\text{FeO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$. При низких температурах доступ кислорода предотвращает верхний слой, а затем – уплотненное покрытие, армированное и упрочненное иглами муллита, кристаллами корунда и герцинита. Вследствие значительной разницы ТКЛР, составляющей $80 \cdot 10^{-7} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, покрытие при выдаче из печи растрескивается и отслаивается от металла.

Применение разработанных покрытий и технологий их нанесения в тяжелом машиностроении позволило в 3–5 раз снизить окалинообразование и обезуглероживание, в 1,5–2 раза – толщину обезлегированного слоя, повысить качество металлических заготовок и деталей и снизить энерго- и трудозатраты при производстве толстолистового проката и изделий из него.

Метод моделирования сопротивляемости внедрению индентора. Для моделирования сопротивляемости детали из двухслойного материала воздействию ударника применялись два способа: эмпирические аналитические зависимости и метод конечных элементов. С их применением исследовался образец – панель из листового материала диаметром 100 мм толщиной 10 мм. Материал состоит из двух слоев. Первый – деградированный обезуглерожженный (разупрочненный), с механическими характеристиками, меньшими, чем у второго, на $25 \div 33\%$. Тогда, записывая

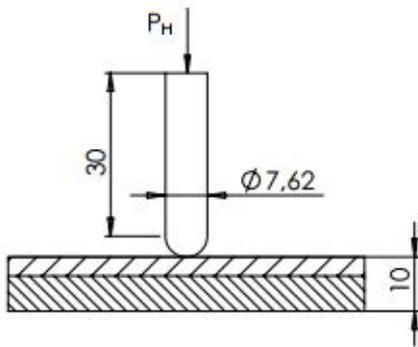


Рис. 3. Конечно-элементная модель системы «ударник-преграда»

$$\sigma_{\sigma}^{(1)} = \alpha_1 \sigma_{\sigma}^{(2)}, \quad h_1 = \alpha_2 h, \quad (2)$$

где $\sigma_{\sigma}^{(i)}$ – предел прочности материалов, $i=1,2$, $h = 10 \text{ мм}$ – общая толщина плиты, h_1 – толщина разупрочненного слоя материала, $\alpha_1 =]0;1]$, $\alpha_2 =]0;1]$ – некоторые коэффициенты, получаем возможность исследовать сопротивляемость двухслойной композиции в безразмерных координатах α_1, α_2 .

В первом приближении для пробного конечно-элементного моделирования использована модель, представленная на рис.3. Получаемые характерные картины распределения эквивалентных по Мизесу напряжений в системе индентор-преграда – на рис.4. Максимальный уровень данных эквивалент-

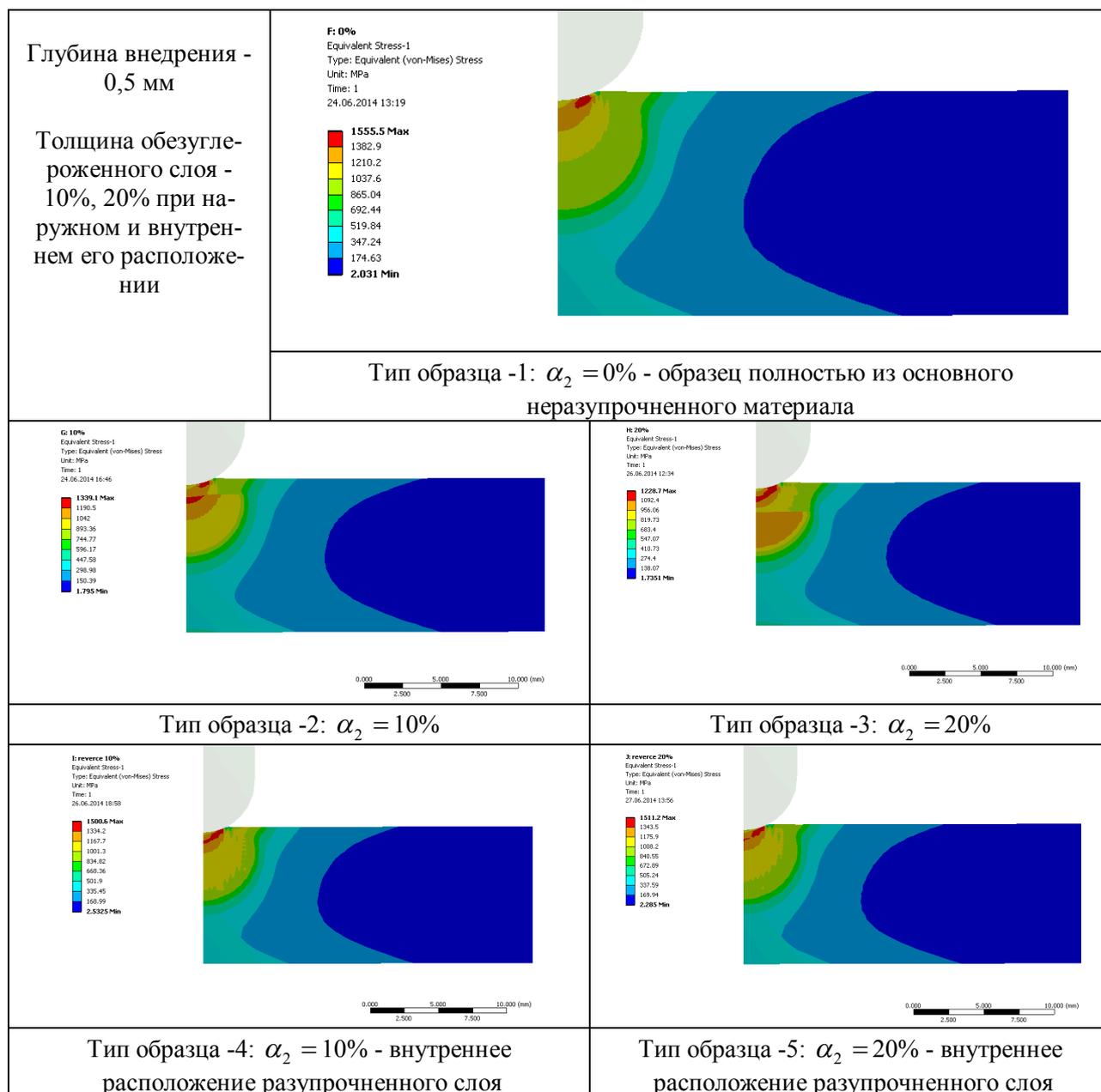


Рис. 4. Картины распределения эквивалентных по Мизесу напряжений в системе индентор-преграда (предел текучести 1200 и 800 МПа соответственно основного материала и разупрочненного его слоя)

ных напряжений наблюдается в периферийной зоне области контакта с преградой. При этом в случаях расположения разупрочненного слоя с лицевой стороны наблюдается 2 локальных максимума напряжений (в каждом из слоев – свой). Если же разупрочненный материал находится с тыльной стороны, то максимум – один. Также, как видно из рис. 5, уровень максимальных напряжений при одинаковой глубине внедрения минимален для $\alpha_2 = 0,2$. Однако, учитывая существенно более низкий предел текучести и прочности данного материала, такое его расположение снижает общую сопротивляемость двухслойной системы в целом. В то же время при расположении этого слоя с тыльной стороны преграды общий уровень напряжений немного уменьшается и достигается при этом в основном материале.

На рис. 6 представлена зависимость текущего усилия внедрения индентора от глубины продвижения. Она характерна для образцов разных типов (т.е. с разной степенью глубины и с разным расположением слоя разупрочненного материала). Таким образом, можно сделать вывод, что в целом лимитирующим фактором для оценки степени сопротивления внедрению индентора может служить соотношение степени разупрочнения материала, относительной толщины этого слоя, а также глубина внедрения (определяемая, например, начальной скоростью индентора и его массой).

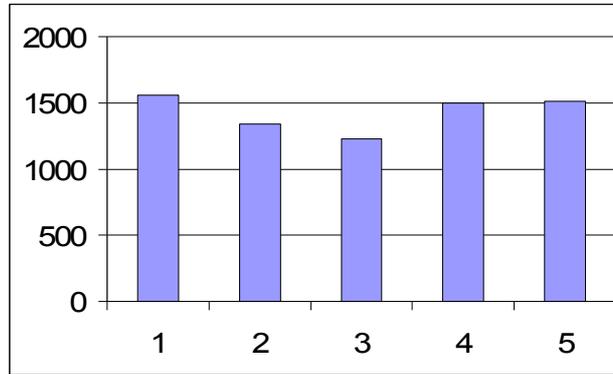


Рис. 5. Зависимость максимальных эквивалентных напряжений (МПа) от типа образца

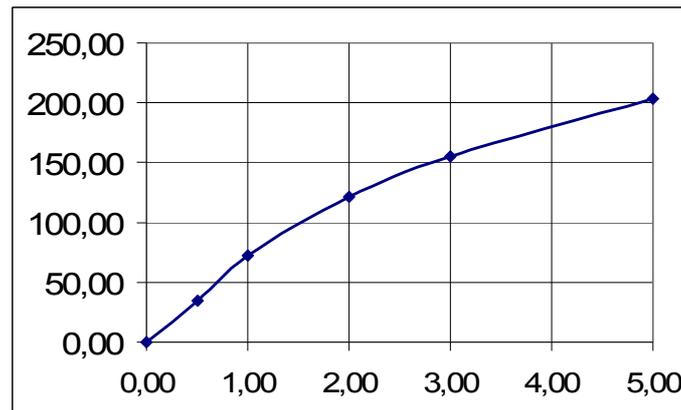


Рис. 6. Зависимость текущего усилия внедрения индентора (кН) от глубины продвижения (мм)

В целом можно сделать вывод о том, что защитные свойства образываемой композиции ощутимо (т.е. в пределах 10 ÷ 20% для рассмотренного варианта сочетания параметров) зависят от коэффициентов α_1, α_2 . Полученные результаты коррелируют с данными, полученными при использовании аналитических моделей.

Таким образом, эту неоднородность необходимо учитывать при расчете защитных свойств панелей. При этом также нужно учесть дополнительный эффект рикошетирувания, в большей мере проявляющийся с уменьшением угла встречи индентора с преградой.

Заключение. В работе поставлена и решена задача расчетного исследования и технологического обеспечения защитных свойств материалов из легированных сталей, подвергающихся термохимическому технологическому воздействию. Предложены со-

ставы защитных покрытий, в несколько раз снижающие глубину обезуглероживания и обезлегирования сталей перлитно-аустенитного класса. Кроме того, путем аналитического и численного моделирования установлена зависимость сопротивляемости двухслойной композиции действию индентора. Установлено, что для тонкостенных деталей термохимическое деградирование поверхностного слоя может существенно снижать сопротивляемость проникновению индентора.

Таким образом, показана необходимость применения защитных покрытий для обеспечения сохранения механических характеристик экономно легированных сталей, а также разработаны улучшенные составы таких покрытий.

Внедрение защитных термомобильных покрытий в тяжелом машиностроении позволило резко повысить эксплуатационные характеристики изделий, в том числе специального назначения, за счет сохранения механических свойств по толщине, а также уменьшить количество брака толстолистового проката и снизить энерго- и трудозатраты при производстве изделий.

В процессе дальнейших исследований с учетом полученных результатов планируется более глубокое изучение влияния защитных покрытий на механические свойства легированных сталей, а также моделирование процесса взаимодействия индентора с многослойной преградой на основе усовершенствованных математических и численных моделей.

Литература: 1. Брагина Л. Л., Чепурной А. Д. *Защитные технологические покрытия в металлургии и машиностроении* // *Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск: Машиноведение и САПР.* – 2005. – №53. – С. 24-29. 2. *Обработка металлов давлением в машиностроении* / П.И. Полухин, В.А. Тюрин, П.И. Давидков. – М.: Машиностроение, София: Техника, 1987. – 279 с. 3. *Технология эмалей и защитных покрытий: Учебн. пособие* / Под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 484 с. 4. Satomi O., Yasuo N. *Chromium-free corrosion resistance of metals by ceramic coating* // *J. Amer. Ceram. Soc.*, 2001 – v.84. – №12. 5. Lianjun W., Changgong M., Changhou L. *Class-Ceramic Protective Coating for Titanium Alloys* // *Ibid*, 2002., – v.85. – №11. 6. Солнцев С.С. *Защитные покрытия металлов при нагреве. Справочное пособие.*–2-е изд. - М.: ЛИБЕРКОМ, 2009. – 248 с. 7. Брагина Л.Л. *Научные основы синтеза жаростойких покрытий по черным металлам* // *Тр. УкрНИИО.* – Харьков, 1998. – С. 147–151. 8. Bragina L., Chepurnoy A. *Glass Ceramic Coatings for Ferrous Metal Protection* // *Proc. of 20th Int. Enamellers Congr., Istanbul, 15-19 Oct. 2005.* – P.23-33. 9. Степанов Г.В. *Анализ процесса ударного индентирования по результатам компьютерного моделирования* / Г.В. Степанов, В.И. Зубов, Е.Е. Александров // *Механіка та машинобудування.* – 2003. – том 2. - №1. - С.45-52. 10. Зукас Дж. А. *Динамика удара.* – М.: Мир, 1985. - 110 с. 11. Шаталов О.Е. *Математическое представление построения трехмерных тактических диаграмм с учетом движения и изменения ориентации корпуса бронированной машины в пространстве* / О.Е. Шаталов, А.Ю. Ларин, А.Ю. Васильев, А.В. Мартыненко, А.Н. Ткачук, А.В. Грабовский // *Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР.* – 2005. – №53. – С.152-161. 12. Чепков И.Б. *Попередня оцінка бронепробиття бронебійно-підкаліберного снаряда* / И.Б. Чепков // *Артилерійське і стрілецьке озброєння.* - 2003. - №1. – С. 4-9. 13. Васильев А.Ю. *Використання сучасного програмного забезпечення при моделюванні процесу пробиття* / Васильев А.Ю., Ларин А.Ю., Ткачук Н.А., Шаталов О.Е., Мартыненко А.В. // *Збірник наукових праць Військового інституту ВВ МВС України.* – 2004. – №1-2. – С. 55-57.

Bibliography (transliterated): 1. Bragina L. L., Chepurnoy A. D. *Zaschitnyie tehnologicheskie pokryitiya v meta-llurgii i mashinostroenii* // *Visnyk NTU «KhPI». Tematichnyy vipusk: Mashinovedenie i SAPR.* – 2005. – #53. – S. 24-29. 2. *Obrabotka metallov davleniem v mashinostroenii* / P.I. Poluhin, V.A. Tyurin, P.I. Davidkov. – M.: Mashinostroenie, Sofiya: Tehnika, 1987. – 279 s. 3. *Tehnologiya emaley i zaschitnyih pokryitiy:*

Uchebn. posobie / Pod red. L.L. Braginoi, A.P. Zubehina. – Kharkov: NTU «KhPI», 2003. – 484 s. 4. Satomi O., Yasuo N. Chromium-free corrosion resistance of metals by ceramic coating // J. Amer. Ceram. Soc., 2001 – v.84. – #12. 5. Lianjun W., Changgong M., Changhou L. Class-Ceramic Protective Coating for Titanium Alloys // Ibid, 2002., – v.85. – #11. 6. Solntsev S.S. Zashchitnyie pokryitiya metallov pri nagreve. Spravochnoe posobie.–2-e izd. - M.: LIBERKOM, 2009. – 248 s. 7. Bragina L.L. Nauchnyie osnovyi sinteza zharostoykikh pokrytity po chernyim metallam // Tr. UkrNIIО. – Kharkov, 1998.– S. 147–151. 8. Bragina L., Chepurnoy A. Glass Ceramic Coatings for Ferrous Metal Protection // Proc. of 20th Int. Enamellers Congr., Istanbul, 15-19 Oct. 2005. – P.23-33. 9. Stepanov G.V. Analiz protsessa udarnogo indentirovaniya po rezultatam kompyuternogo modelirovaniya / G.V. Stepanov, V.I. Zubov, E.E. Aleksandrov // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2003. – tom 2. - #1. - S.45-52. 10. Zukas Dzh. A. Dinamika udara. – M.: Mir, 1985. - 110 s. 11. Shatalov O.E. Matematicheskoe predstavlenie postroe-niya trehmernyih takticheskikh diagramm s uchetom dvizheniya i izmeneniya orientatsii korpusa bronirovannoy mashinyi v prostranstve / O.E. Shatalov, A.Yu. Larin, A.Yu. Vasilev, A.V. Martyinenko, A.N. Tkachuk, A.V. Grabovskiy // Vestnik NTU “KhPI”. Tem. vyip.: Mashinovedenie i SAPR. – 2005. – #53. – S.152-161. 12. Chepkov I.B. Poperednya otsinka bronEprobittya broneblyno-pidkalibernogo snaryada / I.B. Chepkov // Artileriyiske I strilletske ozbroEnnya. - 2003. - #1. – S. 4-9. 13. Vasilev A.Yu. Viktoristannya suchasnogo programnogo zabezpechennya pri modelyuvanni protsesu probittya / Vasilev A.Yu., Larin A.Yu., Tkachuk N.A., Shatalov O.E., Ma-rtyinenko A.V. // Zbirnik naukovih prats Viyskovogo Institutu VV MVS Ukraini. – 2004. –#1-2. – S. 55-57.

Чепурной А.Д., Брагина Л.Л., Литвиненко А.В., Бердник И.В.,
Ткачук Н.А., Грабовский А.В.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СВОЙСТВ ТЕРМООБРАБАТЫВАЕМЫХ СТАЛЕЙ

Предложены способы технологического обеспечения сохранения механических свойств поверхностных слоев деталей из легкоокисляющихся сталей, включая стали перлитно-аустенитного класса, за счет нанесения на их поверхности специальных покрытий. В результате не происходит катастрофического снижения механических свойств поверхностных слоев. Также проведено численное исследование сопротивляемости материала внедрению индентора.

Чепурний А.Д., Брагіна Л.Л., Литвиненко О.В., Бердник І.В.,
Ткачук М.А., Грабовський А.В.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТЕРМООБРОБЛЮВАНИХ СТАЛЕЙ

Запропоновано способи технологічного забезпечення збереження механічних властивостей поверхневих шарів деталей із сталей, що легко окиснюються, зокрема перлітно-аустенітного класу, за рахунок нанесення на їх поверхні спеціальних покриттів. В результаті не відбувається катастрофічного зниження механічних властивостей поверхневих шарів. Також проведено числове дослідження опору матеріалу індентору.

Chepurnoy A.D., Bragina L.L., Litvinenko A.V., Berdник I.V.,
Tkachuk N.A., Grabovskiy A.V.

TECHNOLOGICAL PROVISION OF PROPERTIES OF THERMOPROCESSABLE STEELS

The methods of a technological provision of conservation of mechanical properties of the surface layers of details from the easily oxydated steels, in particular, from the perlite-austenitic steels are proposed. It is proposed to input special coatings on surface of these details. As a result, catastrophic decrease of mechanical properties of the surface layers does not occur. Also a numerical research material's resistance to the introduction of the indenter was carried out.