

ISSN 2079-0066



ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
«ХПИ»

38'2010

Харьков

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

*Сборник научных трудов
Тематический выпуск
"Транспортное машиностроение"*

38'2010

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание
Свидетельство Госкомитета по
информационной политике Украины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.;
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;
В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.;
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Лушиков, д-р техн. наук, проф.;
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора:

А.И. Бондаренко, канд. техн. наук;

А.В. Рогов, канд. техн. наук.

Ответственный секретарь:

А.А. Зарубина, канд. техн. наук, проф.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, доц.;
В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.;
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ:

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПИ",
Деканат факультета транспортного
машиностроения
Тел. (057)-707-63-81

Харьков 2010

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 38. – 174 с.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ "ХПІ"
протокол № 7 від 01 жовтня 2010 р.**

ISSN 2079-0066

© Національний технічний університет "ХПІ"

ВИПУСК ПРИСВЯЧЕНО
125 – РІЧЧЮ ЗАСНУВАННЯ НТУ «ХПІ»,
45 – РІЧЧЮ ЗАСНУВАННЯ ФАКУЛЬТЕТУ ТРАНСПОРТНОГО
МАШИНОБУДУВАННЯ



Ректор
Національного технічного університету
«Харківський політехнічний інститут»,
лауреат Державної премії України,
заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Товажнянський Леонід Леонідович

Шановні читачі!

Щиро вітаємо Вас - читачів тематичного вісника Національного технічного університету «ХПІ» «Транспортне машинобудування». Видання «Транспортне машинобудування» включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт учених, інженерів, аспірантів, магістрантів і студентів, які присвячують своє життя теорії та практиці вітчизняного транспортного машинобудування.

У випуску цього видання зацікавлені автори багатьох технічних спеціальностей потужних університетів, пов'язаних з транспортним і сільськогосподарським машинобудуванням. Вісник НТУ «ХПІ» «Транспортне машинобудування» також призначений для фахівців провідних підприємств України, таких як ДП «Завод ім. Малишева», ВАТ «ХТЗ ім. Орджонікідзе», ХК «АвтоКраз» та інших.

Сподіваюсь, що зміцнення ділових і творчих зв'язків промисловців, вчених, викладачів сприятиме активізації вітчизняної науки в галузі транспортного машинобудування, впровадженню новітніх конструкторських і технологічних рішень у зразки вітчизняної техніки, формуванню молодих кадрів і української технічної еліти ХХІ століття.

З повагою,

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'L. L. Tovazhnyanskyi'.

Л. Л. Товажнянський

АВТОМОБИЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 629.3.027.3

В.М. ВЕЛИКОДНЫЙ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.Г. МАМОНТОВ, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА С ПНЕВМОРЕССОРНОЙ ПОДВЕСКОЙ

Проведено аналіз даних, отриманих у результаті експериментальних досліджень динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора оснащеного пневморесорною системою підресорювання. Встановлено залежності величин динамічних навантажень від параметрів фону синусоїдальних нерівностей, швидкості руху трактора та рівня тиску повітря в системі пневморесорного підвішування самохідної машини.

The organized analysis data, got as a result of experimental studies dynamic load sought-after system of the wheel tractor equipped by pneumatic suspension system. The installed dependency of the values of the dynamic loads from parameter of the background sine jaggies, velocities of the moving the tractor and level to pressure of the air in system pneumatic on spring self-propelled machine.

Введение. С увеличением скоростей движения энергонасыщенных колесных тракторов увеличивается динамическая нагруженность ходовых систем, что оказывает вредное воздействие на водителя, перевозимые грузы, ухудшает условия работы агрегатов и узлов, а так же способствует интенсивному разрушению дорожных покрытий.

Анализ последних достижений и публикаций. Большие динамические нагрузки ходовых систем, вызывая быстрое утомление водителей, вынуждают их уменьшать скорости движения. Это существенно снижает подвижность самоходной машины и производительность её работы, а также препятствует полной реализации её тягово-динамических возможностей. Известно, что при эксплуатации самоходных машин на дорогах с неровной поверхностью средняя скорость движения уменьшается на 40-50%, межремонтный пробег на 35-40%, увеличивается расход топлива, снижается производительность и как следствие возрастают эксплуатационные затраты по сравнению с соответствующими показателями при работе на ровных дорогах [1,2].

Из-за колебаний при движении по неровным дорогам возрастают динамические нагрузки на основные узлы и детали самоходных машин. Большинство деталей имеют ограниченную долговечность, что обуславливается стремлением к снижению их веса и стоимости. Размеры деталей выбираются такими, чтобы рабочие напряжения в их сечениях не

достигали предела прочности материала, но превышали предел усталости. Это, из-за ускоренного расхода ресурса долговечности при повышении динамических нагрузок, приводит к выходу деталей из строя.

Цель и постановка задачи. Для снижения динамической нагруженности ходовой системы и улучшения параметров плавности хода колёсного трактора была разработана комбинированная пневморессорная подвеска установления на передний мост трактора. Такая система подрессоривания состоит из листовой рессоры, которая воспринимает часть вертикальных нагрузок и используется для передачи тяговых и тормозных усилий, а также пневматических резинокордных упругих элементов, соединённых с дополнительными воздушными резервуарами [3]. Целью эксперимента является определение величин динамических нагрузок возникающих в ходовой системе, при движении самоходной машины по синусоидальным неровностям.

Постановка эксперимента. Для наиболее полной оценки динамической нагруженности ходовой системы колёсного трактора с пневморессорной подвеской необходимо иметь экспериментальный материал, характеризующий движение трактора в разных, условиях эксплуатации. Такую информацию можно получить только лишь в полевых условиях, это влечет за собой необходимость использования передвижной лаборатории, способной следовать вместе с исследуемым объектом.

В процессе проведения полевых испытаний использовалась тензометрическая станция, оборудованная следующими устройствами [3]:

- 1 - пульт управления;
- 2 - измерительные секции, предназначенные для преобразования и коммутации сигналов, поступающих от датчиков;
- 3 - низкочастотный активный фильтр;
- 4 - усилитель;
- 5 - осциллограф.

При испытаниях регистрировались нагрузки на передних и задних колесах, которые замерялись тензодатчиками, наклеенными на рукавах мостов. Испытания проводились на синусоидальных неровностях на трех фонах: 1 - с длиной волны 350 мм, высотой 30 мм; 2 - с длиной волны 700 мм, высотой 45 мм; 3 - с длиной волны 1400 мм, высотой 30 мм.

В процессе проведения эксперимента заезды повторялись на каждой неровности три раза в пределах рабочего диапазона скоростей. Первая рабочая скорость соответствовала 10 км/час; вторая - 11,4 км/час; третья - 13,85 км/час; четвертая - 16,95 км/час. Давление в системе пневматического

рессорного подвешивания устанавливалось перед началом движения по неровностям в пределах 0,22; 0,27; 0,35 МПа.

В процессе испытаний на тракторе были поставлены шины 600-665 (23,1-26)R модели ФД-37, давление воздуха в передних шинах устанавливалось равным 0,1 МПа, в задних – 0,08 МПа.

Полный вес трактора составил 92700 Н. Статическая нагрузка на каждое колесо переднего моста составила 26500 Н, а на колеса заднего моста по 19850 Н.

Результаты экспериментальных исследований по определению нагруженности ходовой системы трактора. В результате обработки экспериментальных данных были получены динамические нагрузки на передних и задних колесах трактора при движении его по синусоидальным неровностям, рисунки 1 - 3. На рисунке 1 представлены характеристики динамической нагруженности колес трактора при его движении по синусоидальной неровности с шагом 350 мм и высотой 30 мм на 1-й и 3-й рабочих скоростях. Из сопоставления характеристик следует, что динамическая нагруженность переднего колеса ниже, чем заднего. Так, при давлении воздуха в системе пневморессорного подвешивания 0,22 МПа, динамическая нагруженность переднего колеса в 2,2 раза ниже, чем заднего.

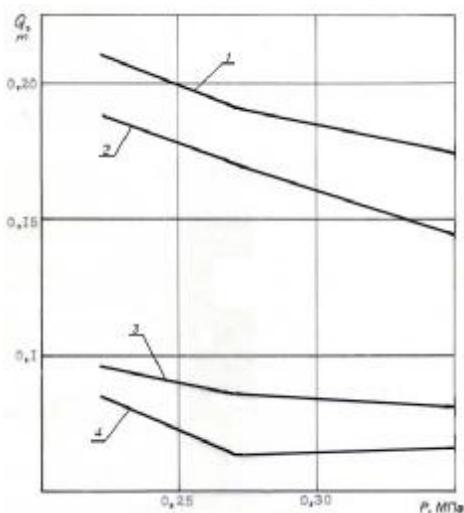


Рисунок 1 - Характеристики средних квадратичных динамических нагрузок на колесах трактора (Фон $S = 350$ мм, $h = 30$ мм):

1 - заднее колесо, 1-я рабочая скорость; 2 — заднее колесо, 3-я рабочая скорость; 3 - переднее колесо, 1-я рабочая скорость; 4 - переднее колесо, 3-я рабочая скорость.

На рисунке 2 и 3 представлены характеристики средних квадратичных динамических нагрузок на колесах трактора при движении его по неровностям, соответственно с шагом 700 мм, высотой 45 мм и шагом 1400 мм, высотой 30 мм. Из анализа этих характеристик следует, что динамическая нагруженность передних колес здесь также ниже, чем задних. Причем, для неровности с шагом 700 мм и высотой 45 мм, динамическая нагруженность переднего колеса в 2,2 ... 2,3 раза ниже, чем заднего при давлении в системе 0,22 МПа.

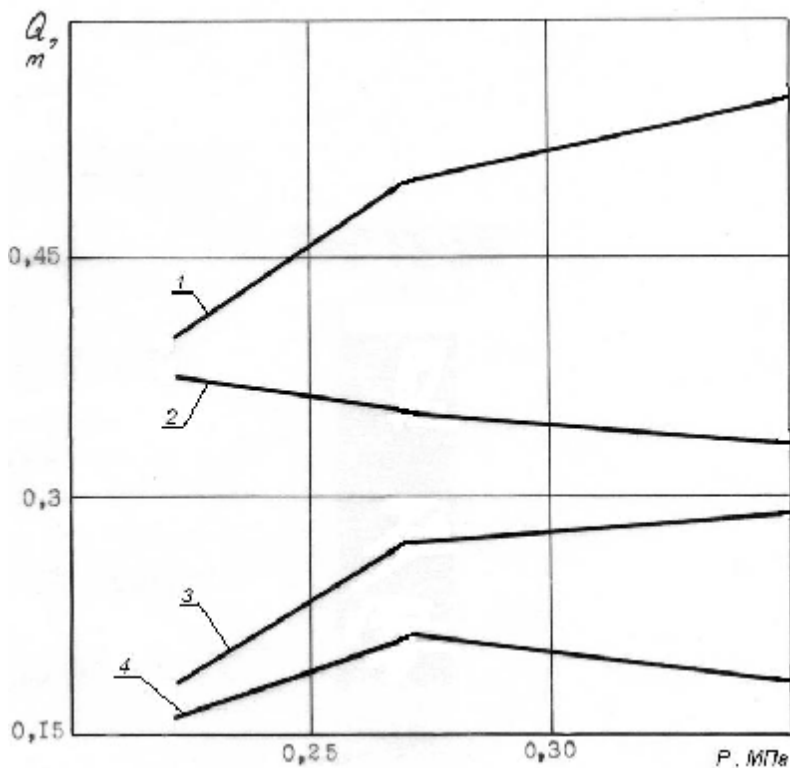


Рисунок 2 - Характеристики средних квадратичных динамических нагрузок на колесах трактора (Фон $S = 700$ мм, $h = 45$ мм):

1 - заднее колесо, 1-я рабочая скорость; 2 — заднее колесо, 3-я рабочая скорость; 3 - переднее колесо, 1-я рабочая скорость; 4 - переднее колесо, 3-я рабочая скорость.

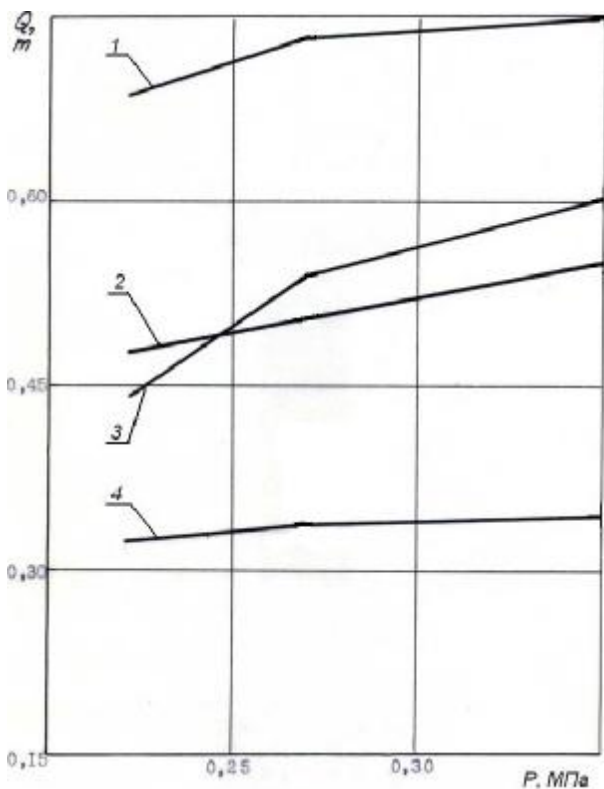


Рисунок 3 - Характеристики средних квадратичных динамических нагрузок на колесах трактора (Фон $S = 1400$ мм, $h = 30$ мм):

1 - заднее колесо, 1-я рабочая скорость; 2 — заднее колесо, 3-я рабочая скорость; 3 - переднее колесо, 1-я рабочая скорость; 4 - переднее колесо, 3-я рабочая скорость.

При увеличении давления воздуха в системе до 0,35 МПа разница в динамической нагруженности уменьшается и составляет 1,8. Для неровности с шагом 1400 мм при давлении 0,22 МПа динамическая нагруженность переднего колеса в 1,6 раза ниже, чем заднего при движении на 1-й рабочей скорости, и в 1,45 раза ниже при движении на 3-й рабочей скорости.

Из приведенных соотношений следует, что с увеличением шага исследуемых неровностей разница в динамической нагруженности колес уменьшается. С ростом скорости движения трактора здесь также наблюдалось некоторое снижение динамической нагруженности колес, наибольшее различие получено для неровности с шагом 1400 мм. Так, при

давлении воздуха в системе 0,22 МПа увеличение скорости движения трактора с 10 до 13,85 км/час снижает динамическую нагруженность переднего колеса трактора в 1,3 раза. А при увеличении давления воздуха в системе до 0,35 МПа эта разница составляет 1,7 раза.

Из сопоставления характеристик, следует, что с увеличением шага неровностей с 350 до 1400 мм, динамическая нагруженность на колесах трактора возрастает. Так, при давлении воздуха в системе 0,22 МПа и движении трактора на первой рабочей скорости, динамическая нагруженность переднего колеса на неровности с шагом 1400 мм (рисунок 3) в 2,4 раза превосходит динамическую нагруженность передних колес трактора при его движении по неровностям с шагом 700 мм (рисунок 2), и в 4,5 раза на неровности с шагом 350 мм (рисунок 1).

С ростом давления воздуха в системе динамическая нагруженность колес возрастает. Так, увеличение давления воздуха с 0,22 до 0,35 МПа увеличивает динамическую нагруженность на передних колесах трактора в 1,3 раза при движении трактора на 1-й рабочей скорости, и в 1,1 раза при движении на 3-й рабочей скорости. Исключение составляет движение трактора по неровностям с шагом 350 мм, здесь при увеличении давления воздуха в системе наблюдалось незначительное снижение динамической нагруженности колес трактора. Этот режим требует более, тщательной проверки. Учитывая небольшие величины средних квадратичных динамических нагрузок, полученных на данном фоне, это расхождение можно объяснить погрешностью эксперимента.

Выводы: Анализ проведенных экспериментальных исследований показал, что пневморессорная подвеска способствует снижению динамической нагруженности ходовой системы трактора. Так, динамическая нагруженность на передних колесах трактора в 2 ... 2,5 раза меньше, чем на задних при движении трактора по синусоидальным неровностям.

Список литературы: 1. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 2. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. – М.: МАШГИЗ, 1963.–314с. 3. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с.

Поступила в редакцию 04.09.2010

Є. М. ГЕЦОВИЧ, д-р техн. наук, ХНАДУ (м. Харків),
В.В. ШЕЛУДЧЕНКО, СНАУ (м. Суми),
А.І. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПІ”

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ

Приведены и проанализированы результаты моделирования торможения автомобиля с АБС (широотно-импульсная модуляция) на участках дороги различной кривизны при постоянных и переменных значениях коэффициентов чувствительности и пробного воздействия.

Results of modulation of braking car with ABS (latitudinal pulse modulation) on the areas of road of different curvature both at the permanent values of coefficient sensitiveness and trial influence and at variables are resulted and analysed.

Вступ. По існуючим міжнародним нормам сьогодні в обов'язковому порядку повинні обладнуватись антиблокувальною системою (АБС) вантажні автомобілі вагою більше 3 тонн [1]. На жаль, сучасні АБС не завжди виконують, за певних дорожніх умов, покладені на них функції. В даний момент гостро стоїть проблема у виборі працездатної АБС для вантажних автомобілів, задіяних в аграрному секторі, де коефіцієнт зчеплення колеса з дорожньою поверхнею змінюється в межах 0,2 – 0,8, крім цього дороги характеризуються високою кривизною.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. У літературі [2, 3] доведено, що оптимальною з точки зору адаптивних властивостей та працездатності є АБС з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ).

В роботах [4-6] зазначено, що при гальмуванні легкового автомобіля з АБС з ШІМ при використанні змінних значень коефіцієнтів пробної дії K_n та чутливості K_h спостерігається суттєве зниження гальмівного шляху S_T , курсового кута ψ та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії Δ в порівнянні з варіантом, коли ці ж коефіцієнти є постійними.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є перевірка доцільності обладнання вантажних автомобілів, задіяних в аграрному секторі, АБС з ШІМ з використанням змінних значень коефіцієнтів пробної дії та чутливості. Для цього необхідно змодельовати процес гальмування автомобіля на ділянках дороги різної кривизни при постійних та змінних значеннях коефіцієнтів чутливості, пробної дії та зробити висновки.

Підвищення безпеки дорожнього руху в аграрному секторі. При моделюванні процесу гальмування автомобіля розглядалися наступні варіанти: гальмування автомобіля з АБС в повороті радіусом – 30 м з початкової швидкості 40 км/год.; гальмування автомобіля з АБС в повороті радіусом – 60 м з початкової швидкості 40, 60 км/год.; гальмування

автомобіля з АБС в повороті радіусом – 125 м з початкової швидкості 40, 60, 90 км/год. при різноманітних значеннях коефіцієнта зчеплення – $\varphi_{x \max}$.

Результати математичного моделювання гальмуванні автомобіля з АБС при $K_n = const$, $K_h = const$ та різних радіусах кривизни дороги наведені в табл. та на рис. 1 – 6.

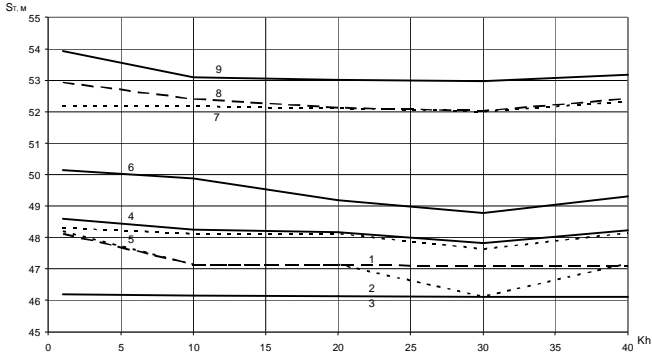


Рисунок 1 – Залежність гальмівного шляху S_T від коефіцієнта чутливості K_h ($\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна, $V=11,1$ м/с):

- 1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;
- 4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;
- 7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

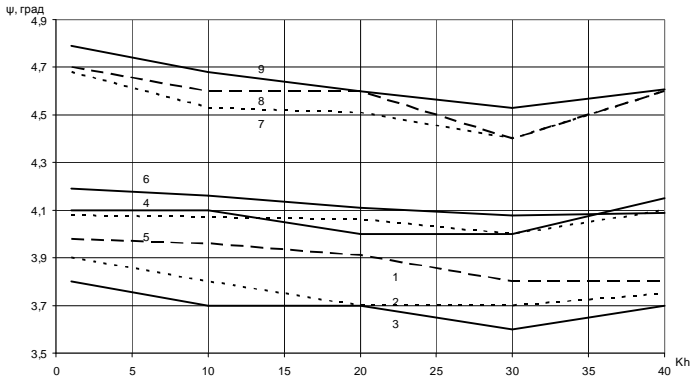


Рисунок 2 – Залежність ψ від коефіцієнта чутливості K_h ($\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна, $V=11,1$ м/с):

- 1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;
- 4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;
- 7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

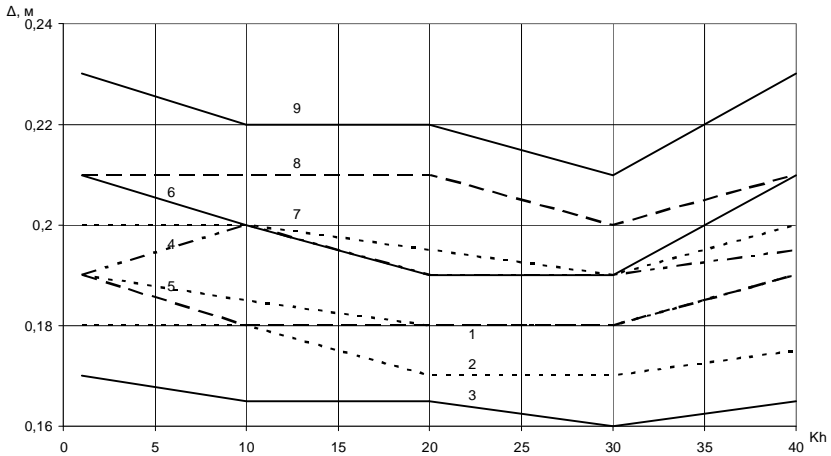


Рисунок 3 – Залежність Δ від коефіцієнта чутливості K_n
 ($\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна, $V=11,1$ м/с):

- 1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;
 4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;
 7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

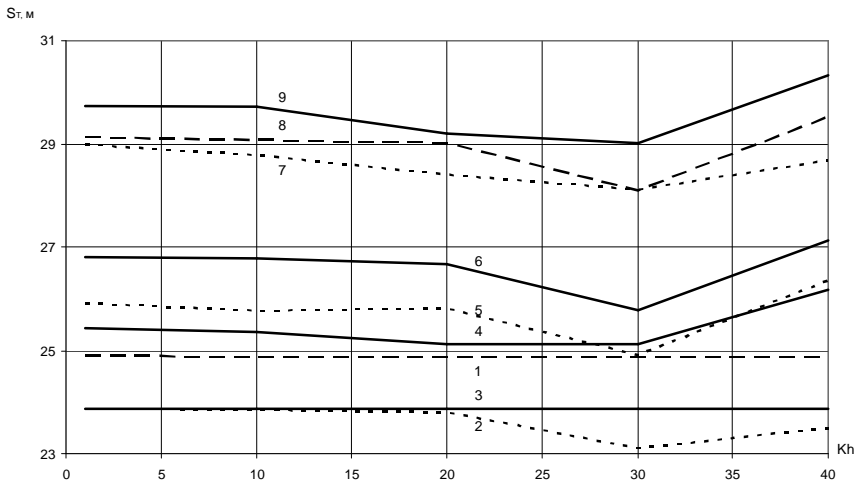


Рисунок 4 – Залежність гальмівного шляху S_T від коефіцієнта чутливості K_n
 ($\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н, $V=11,1$ м/с):

- 1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;
 4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;
 7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

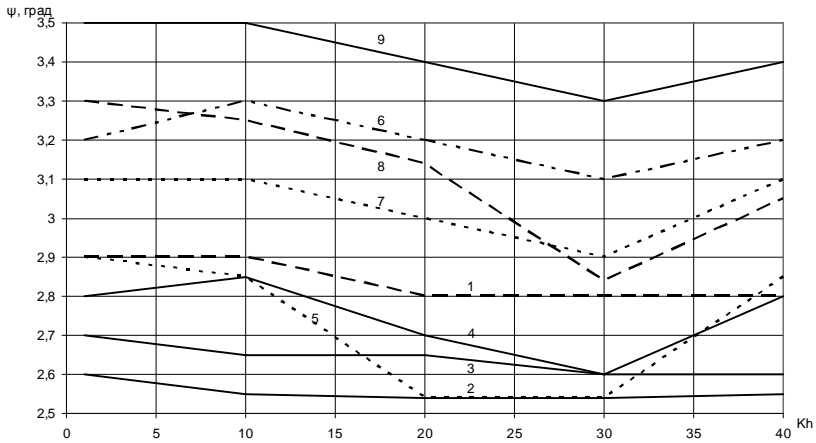


Рисунок 5 – Залежність ψ від коефіцієнта чутливості K_h

($\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н, $V=11,1$ м/с):

1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;

4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;

7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

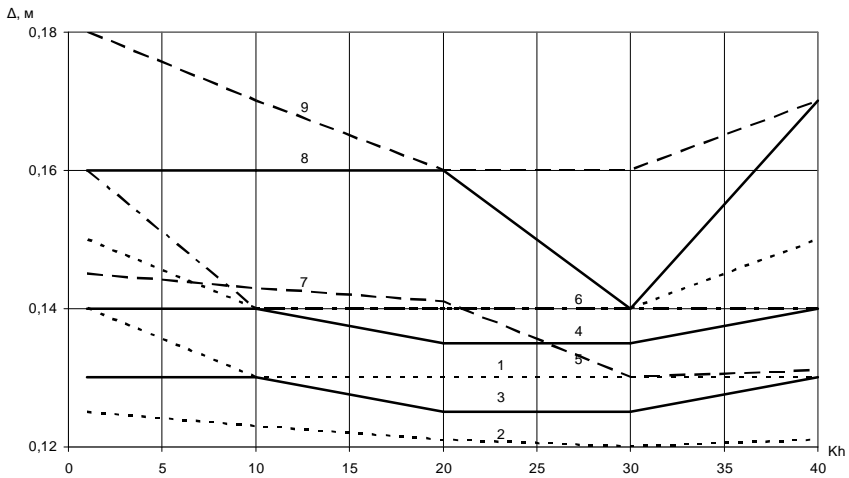


Рисунок 6 – Залежність Δ від коефіцієнта чутливості K_h

($\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н, $V=11,1$ м/с):

1 – $K_n = 1,5$, $R = 125$ м; 2 – $K_n = 2,25$, $R = 125$ м; 3 – $K_n = 3$, $R = 125$ м;

4 – $K_n = 1,5$, $R = 60$ м; 5 – $K_n = 2,25$, $R = 60$ м; 6 – $K_n = 3$, $R = 60$ м;

7 – $K_n = 1,5$, $R = 30$; 8 – $K_n = 2,25$, $R = 30$ м; 9 – $K_n = 3$, $R = 30$ м.

Таблиця 1 – Результати розрахунків при гальмуванні автомобіля з АБС

| R = 125 м | | | | | | |
|--|--------------------|---------|---|--------------------|---------|-------|
| V, м/с | S _T , м | ψ, град | Δ, м | S _T , м | ψ, град | Δ, м |
| $K_n = \text{var}, K_h = 30$ | | | $K_n = \text{const}, K_h = \text{const}$ (мінімальні значення) | | | |
| $\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна | | | | | | |
| 11,1 | 44,32 | 3,5 | 0,15 | 46,12 | 3,6 | 0,16 |
| $\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н | | | | | | |
| 11,1 | 22,23 | 2,51 | 0,11 | 23,1 | 2,54 | 0,12 |
| 16,66 | 41,32 | 3,9 | 0,181 | 50,91 | 4,1 | 0,196 |
| $\varphi_{x \max} = 0,8$, вага автомобіля максимальна | | | | | | |
| 11,1 | 15,1 | 1,49 | 0,11 | 15,4 | 1,56 | 0,113 |
| 16,66 | 26,2 | 3,0 | 0,138 | 31,98 | 3,1 | 0,141 |
| 25 | 79,1 | 4,31 | 0,21 | 91,82 | 4,52 | 0,223 |
| R = 60 м | | | | | | |
| $\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна | | | | | | |
| 11,1 | 44,71 | 3,7 | 0,17 | 47,62 | 4 | 0,18 |
| $\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н | | | | | | |
| 11,1 | 23,13 | 2,53 | 0,12 | 24,91 | 2,54 | 0,13 |
| 16,66 | 42,21 | 4,0 | 0,191 | 52,11 | 4,3 | 0,205 |
| $\varphi_{x \max} = 0,8$, вага автомобіля максимальна | | | | | | |
| 11,1 | 16,0 | 1,51 | 0,115 | 18,1 | 1,7 | 0,12 |
| 16,66 | 27,8 | 3,1 | 0,145 | 33,7 | 3,3 | 0,16 |
| R = 30 м | | | | | | |
| $\varphi_{x \max} = 0,2$, вага автомобіля мінімальна | | | | | | |
| 11,1 | 45,7 | 3,9 | 0,18 | 52 | 4,4 | 0,19 |
| $\varphi_{x \max} = 0,45$, вага автомобіля 175000 Н | | | | | | |
| 11,1 | 24,8 | 2,62 | 0,13 | 28,09 | 2,84 | 0,14 |
| $\varphi_{x \max} = 0,8$, вага автомобіля максимальна | | | | | | |
| 11,1 | 17,1 | 1,7 | 0,12 | 20,1 | 2 | 0,13 |

В результаті моделювання було отримано, що найменше значення гальмівного шляху, курсового кута та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії спостерігається при $K_h = 20 \div 30$, але при різних значеннях K_n (рис. 1 – 6).

Для підвищення гальмівної ефективності, зменшення курсового кута та зниження відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії в разі

екстреного гальмування автомобіля з АБС пропонується використовувати $K_n = f(S, j_a, j_b)$ [4]:

$$K_{nij} = K_{n0} - a \cdot S_{ij} + b \cdot j_a + c \cdot j_b \pm d \cdot j_b, \quad (1)$$

де i – номер осі;

j – номер борта;

K_{n0} – початкове значення коефіцієнту пробної дії;

a, b – постійні коефіцієнти для коректування K_{nij} залежно від зчипних умов (характеру залежності $\varphi_x = \varphi_x(S)$);

S_{ij} – відносне повздовжнє ковзання колеса;

j_a, j_b – повздовжнє та поперечне прискорення автомобіля;

c – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по осях колісної машини під дією повздовжньої сили інерції;

d – постійний коефіцієнт, що враховує зміну навантажень на колеса по бортах колісної машини під дією поперечної сили інерції.

У рівнянні (1) знак «+» – для коліс зовнішнього борта, «-» – для коліс внутрішнього борта автомобіля.

Результати моделювання процесу гальмування автомобіля з АБС при $K_n = 30$, $K_{nij} = 1,8 - 11 \cdot S_{ij} + 0,32 \cdot j_a \pm 0,12 \cdot j_b$ [4] наведені в табл.

Висновки. За результатами розрахунків (табл.) було встановлено, що використання змінного коефіцієнту пробної дії при гальмуванні автомобіля на криволінійній ділянці з АБС з ШІМ дозволяє досягти зниження значення гальмівного шляху на 1,95 – 19%, курсового кута на 0,39 – 15% та відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії на 2,12 – 9,37% в порівнянні з варіантом, коли $K_n = \text{const}$.

Список літератури: 1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила Европейской Экономической Комиссии ООН №13. – Женева, 1999 2. *Северин А.А.* Совершенствование исполнительной части антиблокировочной системы автомобилей с пневматическим тормозным приводом: дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / Северин Александр Александрович. – Харьков, 1985. – 217с. 3. *Бондаренко А.И.* Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / Бондаренко Анатолій Ігорович. – Харьков, 2010. – 203с. 4. Пат. на винахід 87699 Україна, МПК В 60 Т 8/00. Процес автоматичного керування гальмуванням колісної машини/ *Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко*; заявник та патентообладач Є.М. Гецович, С.Г. Селевич, В.В. Шелудченко (Україна). – № а 2007 02590; заявл. 12.03.07; опубл. 10.08.09, Бюл. № 15. 5. *Гецович Е.М.* Выбор коэффициентов пробных воздействий в адаптивных автоматических системах управления автомобилем / Гецович Е.М., Постный В.А., Струков А.С. // Механіка та машинобудування. – 2004. – №2. – 4 с. 6. *Гецович Е.М.* Выбор коэффициента чувствительности алгоритма функционирования АБС / Гецович Е.М., Селевич С.Г. // Вестник НТУ “ХПИ” “Автомобиле- и тракторостроение”. – 2007. – № 12. – 5 с.

Поступила в редакцію 21.09.10

В.В. ДУШЕНКО, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
С.Г. ГРУНЁВ, аспирант, НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАГНИТО-РЕОЛОГИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Представлені результати розрахунку та оцінки енергоспоживання систем управління характеристиками пружних елементів, на основі використання магніто-реологічних рідин

The results of calculation and assessment of energy management systems characteristics of elastic elements on the basis of magneto-rheological fluids.

Постановка проблеми. Для обеспечения высоких показателей плавности хода современного транспортного средства (ТС) необходимо управлять характеристиками упругих элементов (УЭ) и демпфирующих устройств с быстродействием порядка $0,1...0,01$ с. Такое быстродействие может обеспечить система управления с использованием магнито-реологической жидкости (МРЖ). При использовании данной системы на тяжелых ТС необходимо провести оценку ее энергопотребления, что позволит решить вопрос о целесообразности ее дальнейшей разработки.

Анализ последних публикаций. В работе [1] представлен анализ известных технических решений систем управления характеристиками металлических УЭ, оценка их достоинств и недостатков. Сделан вывод, что перспективным направлением развития является использование новых физических принципов действия (ФПД) систем управления путем замены механических полей управляемым электромагнитным полем.

Цель исследований – оценить энергопотребление системы управления характеристиками УЭ на основе использования МРЖ, для известной конструкции, описанной в патенте [2].

Магнитные жидкости (МЖ) представляют собой коллоидные растворы высокодисперсных магнитных частиц размером от 5 до 50 нм, находящихся, в ферро- или ферримагнитном состоянии. МЖ обладают уникальным сочетанием текучести и способности взаимодействовать с магнитным полем. Свойства МЖ определяются совокупностью характеристик, входящих в неё компонентов (твёрдой магнитной фазы, дисперсионной среды и стабилизатора), варьируя которые можно в довольно широких пределах изменять параметры МЖ. Различают два вида магнитных жидкостей: ПАВ-содержащие МЖ и ионные МЖ, в которых стабилизация магнитных наночастиц происходит при помощи поверхностно-активных веществ (ПАВ) или за счёт поверхностного заряда, соответственно.

Магнитные жидкости на основе неполярных сред с размером частиц порядка 1 мкм называются магнито-реологическими жидкостями. Их

особенностью является резкое увеличение вязкости под воздействием магнитного поля, а в сильных полях они могут полностью «затвердевать». Магнитные жидкости, являются перспективными материалами и находят применение в различных областях техники. МРЖ активно применяют в амортизаторах ходовой части ТС, где автоматически регулируется демпфирующее усилие в каждой отдельно взятой подвеске, в зависимости от дорожных условий. Так как МРЖ имеет свойство не только изменять свою вязкость, но и при определённой силе магнитного поля «затвердевать», то её можно применять и для управления характеристиками УЭ.

Рассмотрим известный УЭ [2], установленный на стабилизаторе поперечной устойчивости с применением МРЖ, где управление упругой характеристикой производится путём увеличения плотности магнитной жидкости (рис.1) в нужной области торсиона, при возбуждении соответствующих электромагнитных дросселей и оценим энергопотребление магнитного поля, при котором «затвердевает» магнитная жидкость.

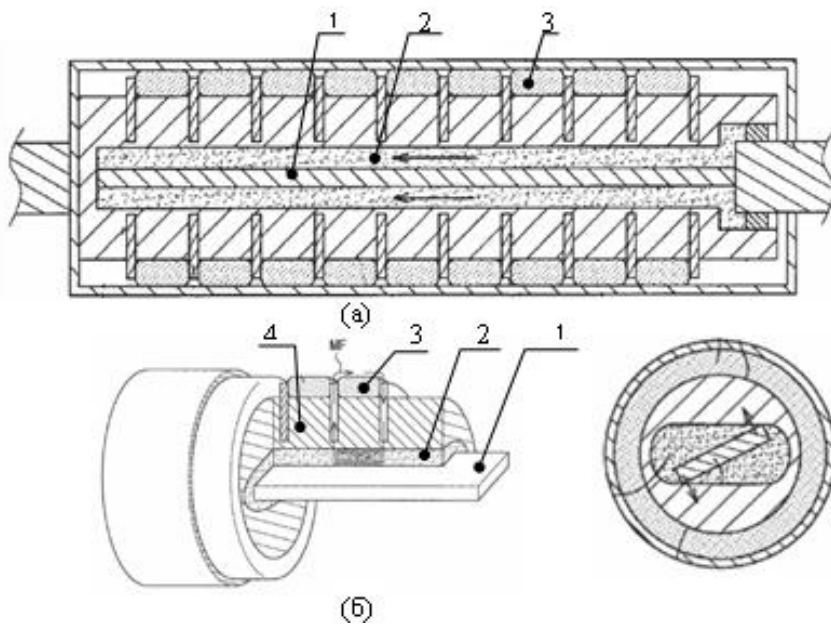


Рис. 1. Система управления упругой характеристикой торсиона:
 1 – пластинчатый торсион; 2 – магнитная жидкость; 3 – электромагнитный дроссель; 4 – немагнитный материал

Поскольку, в данной конструкции не было указано геометрических размеров, будем проводить расчеты, исходя из известной конструкции

стабилизатора поперечной устойчивости применительно для автомобиля «Опель-Кадетт-В» [5]. Зададим ширину пластинчатого торсиона, равную $b = d = 0,014\text{м}$, где d – диаметр прутка стабилизатора. Длину пластинчатого торсиона примем равной $l_T = l_c/3 = 0,25\text{м}$, где l_c – длина скручивающей части стабилизатора ($l_c = 0,75\text{м}$). Зная, что индукционных катушек 9 шт., длина одной катушки будет равна $l = l_T/9 = 0,027\text{м}$. Внутренний радиус R_0 индукционной катушки (рис. 2) примем равным $R_0 = 1,5 \cdot b/2 \approx 0,01\text{м}$.

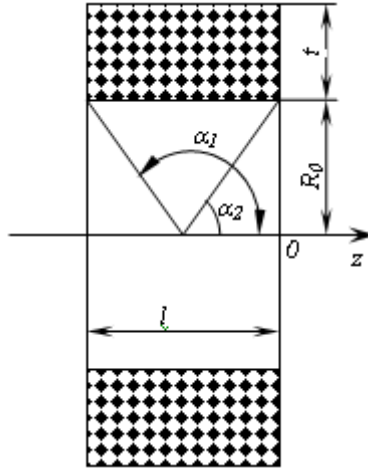


Рис. 2. Схема катушки индуктивности

Напряжённость магнитного поля [3] на оси Z катушки с током можно определить как:

$$H = \frac{1}{2} \cdot n \cdot I \cdot (\cos(a_2) - \cos(a_1)), \quad (1)$$

где: n – число витков одного слоя обмотки;
 I – сила тока, А;

Преобразуя формулу (1), исходя из геометрических размеров катушки индуктивности (рис.2), получим:

$$H = \frac{1}{2} \cdot \frac{t}{d_0^2} \cdot I \cdot \left(\frac{z}{\sqrt{R_0^2 + z^2}} + \frac{l-z}{\sqrt{R_0^2 + (l-z)^2}} \right); \quad (2)$$

Допустим, что на автомобиле установлен генератор переменного тока типа 94.3701 (ВАЗ 2110), который имеет максимальную силу тока отдачи

$I=80\text{А}$, при напряжении $U=13\text{В}$. По данной силе тока выберем диаметр обмоточного провода из справочника [4] $d_0=2,44\text{мм}$ (ПЭТ-155А). Используя известные формулы (закон Ома для участка цепи и сопротивление однородного проводника), определим минимальную длину проводника намотанного на катушку:

$$l_{\min} = \frac{p \cdot U \cdot d_0^2}{4 \cdot I \cdot r}, \quad (3)$$

где p – удельное сопротивление проводника, (для меди $p = 0,0172 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}\cdot\text{м}$);

Применяя простейшие математические вычисления, определим радиальную толщину обмотки

$$t = \frac{1}{2 \cdot p} \left(\sqrt{(2 \cdot R_0)^2 - \frac{4 \cdot p \cdot l_{\min} \cdot d_0^2}{l}} - 2 \cdot R_0 \right); \quad (4)$$

Подставляя (4) в (2), получим максимально возможную напряжённость магнитного поля в середине сечения катушки индуктивности ($z = l/2$), которая равна $H=567,9\text{кА/м}$.

Полученная напряжённость магнитного поля должна приводить МРЖ в твёрдое состояние. Известные марки МРЖ (MRF-241ES(41%), MRF-336AG(36%) [6]) не обеспечивают требуемую вязкость. Поэтому необходимо подобрать или создать такую МРЖ, которая бы затвердевала при полученной максимальной напряжённости магнитного поля.

Выводы. Мощности используемого генератора недостаточно для обеспечения работоспособности рассмотренной конструкции. Система управления будет работать, если МРЖ перейдёт в твёрдое состояние при напряжённости магнитного поля, равной $567,9\text{кА/м}$, чего не происходит. Необходимо увеличивать напряжённость, путём повышения силы тока, что приведет к существенному росту энергопотребления, особенно для тяжелых ТС.

Список литературы: 1. Дущенко В.В. Грунёв С. Г. Системы управления характеристиками металлических упругих элементов подвески транспортных средств: принципы действия, конструкции и энергопотребление. 2. Pub. No.: US 2005/0051396 A1. TORSION BAR SPRING APPARATUS. Inventor: Hiroo Kawakami, Saitama (JP). Appl. No.: 10/919,319. Filed: Aug. 17, 2004. 3. Электричество и магнетизм: Лаб. практикум/ Под ред. Б. Ф. Шифрина/ СПбГУАП. СПб., 2001. 73с.: ил; 4. Электрические кабели, провода и шнуры: Справочник / Н. И. Белорусов. 5. Раймтель. Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А. Л. Карпухина; под ред. Г. Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с. 6. Соловьев С.Н., Гурский А.Н. Особенности проектирования исполнительных органов мехатронных систем с магнитореологическими средствами/ Авіаційно-космічна техніка і технологія Науково-технічний журнал №7 2009г. сс 145-150.

Поступила в редколлегию 30.09.10.

О.Я. НИКОНОВ, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»

ПОСТРОЕНИЕ АРХИТЕКТУРЫ АКТИВНОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Розглянута задача побудови архітектури активної інформаційної системи інтелектуальних багатопільових транспортних засобів підвищеної прохідності на основі новітніх інформаційних і супутникових технологій.

The problem of construction of active information system architecture of intellectual multi-purpose vehicles of a cross-country capacity on the basis of the newest information and satellite technologies is considered.

Постановка проблемы

На современном этапе развития мировой экономики большое значение имеет эффективная работа транспортного сектора, в первую очередь автомобильного транспорта, обеспечивающего доставку грузов и пассажиров [1,2].

Основной задачей на транспорте является обеспечение безопасности, удобства и экономичности перевозок с наименьшим воздействием на окружающую среду. Выполнение этих требований возможно только на основе широкого применения на транспорте современных информационных систем, которые бурно развиваются во многих отраслях экономики ведущих стран мира. Применение таких систем на транспорте позволяет значительно повысить эффективность и безопасность работы транспорта, обеспечить на более высоком уровне обслуживание пользователей транспорта. В отличие от информационных систем автомобильного транспорта, широко представленных в литературе [1-4], информационные системы многоцелевых транспортных средств имеют ряд особенностей, основная из которых – удаленность от основных наземных информационных каналов приема-передачи информации. Поэтому построение эффективной архитектуры информационных систем многоцелевых транспортных средств является актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций

Первые эксперименты по внедрению информационных систем начались в 1973 г. в Японии в рамках проекта CACS. В восьмидесятые годы прошлого столетия продолжались работы по проектам RACS и AMTIS. Японский рынок информационных систем является, несомненно, самым быстро развивающимся рынком в мире – в 2000 г. системой были покрыты все крупные города и главные дороги. Характерной чертой европейских производителей является их повышенный интерес к системам мониторинга транспорта и предоставлению транспортной информации и меньший интерес

к навигационным системам, располагаемым непосредственно в транспортном средстве. Несмотря на то, что развитию информационных систем препятствовала несогласованность национальной политики и отсутствие цифровых карт, все же к концу 1996 г. уже существовало 14 информационных систем, четыре из которых использовали GPS. В качестве примеров можно привести системы Driverr's Associate, Blaupunkt Berlin, Ford Navigation System и Volvo Dynaguide. В США область транспортной информации по сравнению с Японией или Европой развита довольно слабо. Современные информационные системы для приема-передачи информации используют радиоканалы ЧМ, сотовые телефоны, инфракрасные системы связи и радиомаяки [1,3,4]. Однако эти информационные системы имеют ограниченную область покрытия и используются, в основном, в крупных городах и на автомагистралях.

Формулировка цели

Целью работы является построение эффективной архитектуры активной информационной системы интеллектуальных многоцелевых транспортных средств повышенной проходимости на основе новейших информационных и спутниковых технологий.

Построение архитектуры активной информационной системы интеллектуальных многоцелевых транспортных средств

Основная концепция интеллектуального транспортного средства заключается в его способности контролировать действия водителя, само транспортное средство и окружающую среду, и помогать водителю наиболее эффективно и безопасно управлять транспортным средством в наиболее сложных ситуациях. Все вышеперечисленное невозможно без эффективной информационной системы.

В отличие от пассивных информационных систем, характеризующихся однонаправленной связью центра управления с транспортным средством, активные информационные системы позволяют производить обмен транспортными данными между центром управления и транспортным средством. При использовании такой системы, которая пока используется главным образом в Японии, транспортное средство активно передает информацию о своем местоположении, а также другую информацию, в результате чего оно работает в качестве так называемого «плавающего» автомобиля [3]. С технической точки зрения речь идет, главным образом, о передаче на короткие расстояния, причем транспортное средство оборудовано передатчиком, который дает возможность считывания идентификационного номера транспортного средства устройством, расположенным у дороги. Поскольку этих устройств имеется большое количество, то, следя за движением транспортного средства в сети и определяя его скорость, можно получать подробную фактическую информацию, описывающую транспортную сеть. В центре управления составляется модель транспортного потока в контролируемой сети, и

водители получают обратную информацию о том, какую трассу выбрать, какие имеются проблемы и т.д.

Архитектура системы в большинстве случаев является трехуровневой, как показано на рис. 1. На самом низком уровне осуществляется двухсторонняя связь с транспортным средством, в рамках которой транспортное средство принимает фактическую транспортную информацию и, в свою очередь, передает информацию о своем местоположении, на основании которой можно получить дополнительную транспортную информацию. Информация, получаемая из большого количества маяков, концентрируется и фильтруется в областном центре, который соединен с главным центром управления.

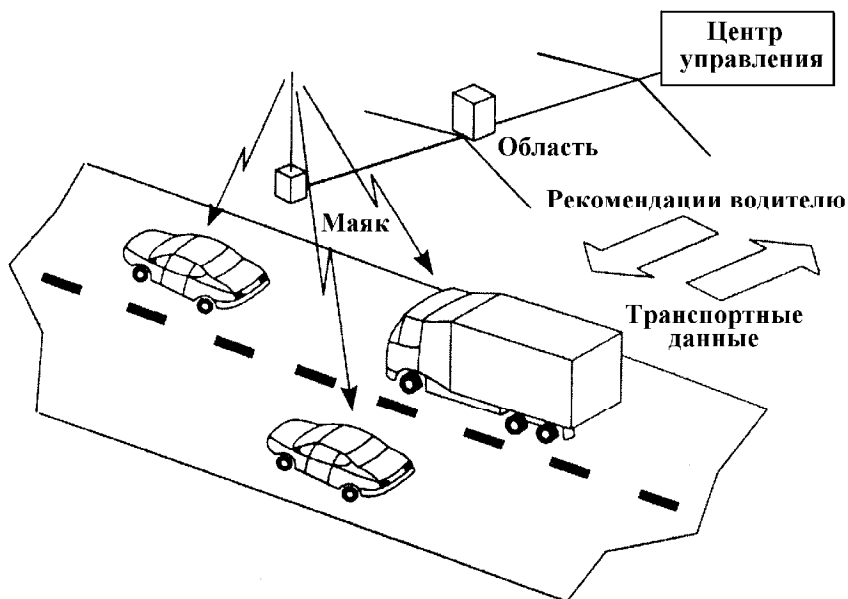


Рисунок 1 – Архитектура активной транспортной информационной системы

Переход на более высокие частоты и применение систем спутниковой мобильной связи (ССМС) позволит повысить надежность, устойчивость и дальность связи, что в конечном счете позволит повысить информационную обеспеченность транспортной системы. Это особенно актуально для многоцелевых транспортных средств повышенной проходимости, выполняющих свои задачи в труднодоступных местах и не в полной мере охваченных наземными информационными каналами приема-передачи данных [5]. На рис. 2 представлена разработанная архитектура активной транспортной информационной интеллектуальных многоцелевых

транспортных средств. Передача информации между элементами системы осуществляется как через космический сегмент ССМС, так и между собой. Состав и структура системы могут быть конкретизированы после детальной оценки особенностей применения, решения задач оптимизации информационных потоков и оценки эффективности системы в целом.

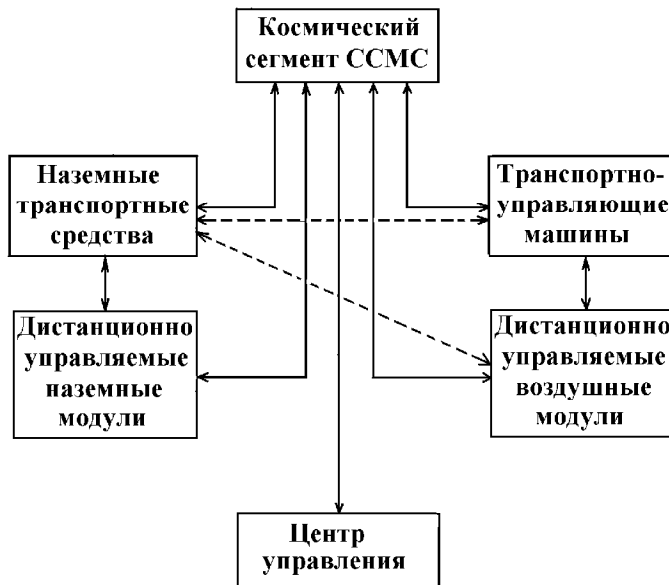


Рисунок 2 – Архитектура активной транспортной информационной системы интеллектуальных многоцелевых транспортных средств

Большая потребность в подвижных радиослужбах вызывает необходимость разработки более эффективных методов пользования радиочастотным ресурсом (РЧР) и освоения для таких радиостанций диапазонов выше 1 ГГц. Для характеристики процесса использования РЧР в полосах частот для подвижных радиосредств отметим изменения в стандартном разnose частот между соседними каналами. Тридцать лет назад типичным разnoseм был частотный промежуток 50 кГц, а в настоящее время он уменьшен до 10 кГц и менее во многих диапазонах. Однако формальное уменьшение величины разноса еще не означает повышение эффективности использования РЧР. Для того, чтобы реализовать технико-экономический эффект от применения более уплотненной сетки частот, необходимо усовершенствовать характеристики электромагнитной совместимости подвижных радиосредств и прежде всего значительно улучшить эффективную избирательность приемников, снизить уровни шумовых и

внеполосных излучений передатчиков, в ряде случаев повысить стабильность частоты радиолинии в целом.

Появление цифровых сетей интегрального обслуживания на глобальной основе открывает новые возможности для передачи информации в ССМС, включая передачу данных и изображения. В качестве ретрансляторов в такой системе наиболее эффективно использовать спутники на геостационарной орбите. Достоинства геостационарных спутников для систем связи: связь осуществляется непрерывно, круглосуточно, без переходов с одного (заходящего) спутника на другой; на антеннах земных станций могут быть упрощены или даже исключены системы автоматического сопровождения спутников; механизм привода (перемещения) антенны может быть облегчен, упрощен, сделан более экономичным; достигается более стабильное значение ослабления сигнала на трассе между земной и космической станциями; отсутствует (или становится весьма малым) частотный сдвиг, обусловленный эффектом Доплера; зона видимости геостационарного спутника – около одной трети земной поверхности; трех геостационарных спутников достаточно для создания глобальной системы связи. Геостационарная орбита уникальна: ни при каком другом сочетании параметров нельзя добиться неподвижности свободно движущегося спутника относительно земного наблюдателя. Благодаря своим преимуществам геостационарная орбита широко используется спутниками связи и на многих участках в наиболее удобных полосах частот насыщена спутниками до предела. Однако вблизи полюса геостационарный спутник виден под малыми углами места, а у самого полюса не виден. Малые углы места приводят к затенению спутника местными предметами, увеличивая шумы антенной системы станции, создаваемые радиошумовым излучением Земли. Углы места на геостационарный спутник уменьшаются также с удалением по долготе точки приема от долготы спутника (рис. 3). Таким образом, для обслуживания территорий в высоких широтах геостационарный спутник должен размещаться по возможности близко к центральной долготе обслуживаемой зоны.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

В статье разработана эффективная архитектура активной транспортной информационной системы интеллектуальных многоцелевых транспортных средств повышенной проходимости на основе новейших информационных и спутниковых технологий. Для дальнейших исследований необходимо создание методик синтеза транспортной информационной системы интеллектуальных многоцелевых транспортных средств повышенной проходимости, а также уточнение реализации телекоммуникационных и радиокommunikационных сетей транспортной информационной системы. Необходима разработка концепции информационно-управляющей системы, как одиночного транспортного средства, так и транспортной системы в целом.

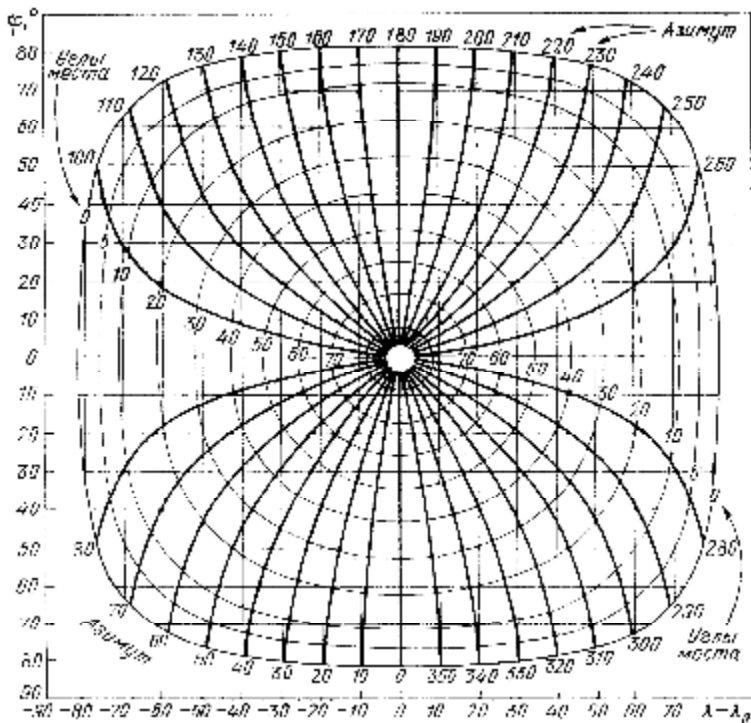


Рисунок 3 – Диаграмма для определения углов возвышения (места) и азимутов при направлении антенны земной станции на геостационарный спутник:

j – географическая широта точки размещения земной станции;

$l-l_0$ – долгота точки размещения земной станции относительно долготы стояния спутника

Список литературы: 1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В.М. Власов, А.Б. Николаев, А.В. Постолит, В.М. Приходько; под ред. В.М. Приходько. – М.: Наука, 2006. – 283 с. 2. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 255 с. 3. Телематика на транспорте / П. Пржибыл, М. Свитек; под ред. В.В. Сильянова. – М.: МАДИ(ГТУ), 2003. – 540 с. 4. Алексієв В.О. Управління розвитком транспортних систем. Автоматика, телематика та мехатроніка на автомобільному транспорті. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 268 с. 5. Ніконов О.Я. Аналіз електромагнітної сумісності інтегрованих цифрових телематичних систем багатозільових транспортних засобів // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 47. – С. 104-111.

Поступила в редколлегию 30.09.10

М.А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков), **Д.М. КЛЕЦ**, канд. техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков), **В.Л. ФАЙСТ**, аспирант, ХНАДУ (г. Харьков)

ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПО УСЛОВИЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Визначені граничні значення питомої потужності автомобіля, що означає необхідність або обмеження потужності двигуна на небезпечних режимах руху, або установки на автомобілі систем динамічної стабілізації курсового кута (ESP).

Limiting values of vehicle specific capacity that means necessity or engine power restrictions on dangerous modes of movement, or dynamic stabilization systems (ESP) installation are defined.

Введение. Увеличение мощности двигателя по отношению к полной массе автомобиля влечет за собой рост динамических показателей последнего (динамического фактора и линейного ускорения). При этом, особенно для заднеприводных автомобилей, возрастает опасность потери устойчивости движения.

Анализ последних достижений и публикаций. Коэффициенты динамичности и устойчивости против заноса автомобиля определены нами ранее в работе [1].

$$K_{\text{дин}} = \frac{P_K}{\sum P_C}; \quad (1)$$

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{возм}}}{M_{\text{сопр}}}, \quad (2)$$

где $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности;

$K_{\text{уст}}$ – коэффициент устойчивости;

P_K – тяговая сила автомобиля;

$\sum P_C$ – суммарная сила сопротивления движению автомобиля;

$M_{\text{сопр}}$ – момент сопротивления заносу автомобиля,

$M_{\text{возм}}$ – возмущающий занос крутящий момент.

Суммарная сила сопротивления движению автомобиля:

$$\sum P_C = m_a \cdot g \cdot y + K \cdot F \cdot V^2, \quad (3)$$

где m_a – общая масса автомобиля;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

KF – фактор сопротивления воздуха (K – коэффициент сопротивления воздуха; F – мидель);

V – линейная скорость автомобиля;

y – суммарный коэффициент дорожного сопротивления,

$$y = f \pm i; \quad (4)$$

f – коэффициент сопротивления качению колес автомобиля;

i – продольный уклон пути.

В работе [1] получена зависимость для коэффициента устойчивости автомобиля против заноса в тяговом режиме движения

$$K_{уст} = \sqrt{\frac{\left[g \cdot j \cdot \frac{b}{L} + \left(\frac{KF}{m_a} \cdot V^2 + \sqrt{\&}\right) \cdot j \cdot \frac{h^2}{L} \right] - (1 - K_R)^2 \cdot \frac{b^2}{a^2} \cdot \left(\frac{K \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \sqrt{\&}\right)^2}{\left[g \cdot j \cdot \frac{b}{L} - \left(\frac{K \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \sqrt{\&}\right) \cdot j \cdot \frac{h}{L} \right]^2 - K_R^2 \cdot \left(\frac{K \cdot F}{m_a} \cdot V^2 + \sqrt{\&}\right)^2}}, \quad (5)$$

где j – коэффициент сцепления колес с дорогой;

a, b – расстояния от передней и задней осей автомобиля до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;

h – высота центра масс автомобиля;

L – продольная колесная база автомобиля;

K_R – коэффициент распределения касательных реакций между передними и задними ведущими колесами,

$$K_R = \frac{R}{R_{K_1} + R_{K_2}}, \quad (6)$$

R_{K_1}, R_{K_2} – касательные реакции на передних и задних ведущих колесах автомобиля.

У переднеприводных автомобилей $K_R = 1$, а заднеприводных – $K_R = 0$.

В работе [1] из условия $K_{уст} \geq 1$ определено условие устойчивости движения при разгоне автомобиля

$$v_{\leq} = \frac{j^2 \cdot g \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right) \cdot \left(K_R^2 - j^2 \cdot \frac{h^2}{L^2}\right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)} - \frac{KF}{m_a} \cdot V^2. \quad (7)$$

Выражение в правой части неравенства (7) определяет значение максимального допустимого линейного ускорения $v_{уст}^{\max}$ по условию обеспечения устойчивого движения автомобиля. Величина линейного ускорения автомобиля при разгоне, характеризующая приемистость последнего, определяется удельной мощностью двигателя, т.е. соотношением максимальной мощности двигателя и общей массы автомобиля. Однако в известных исследованиях не определены значения удельной мощности двигателя, соответствующие сохранению устойчивости движения автомобиля.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является определение предельной мощности двигателя по условию обеспечения устойчивого движения автомобиля в тяговом режиме.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить предельную величину коэффициента динамичности;
- определить предельную величину удельной мощности двигателя.

Определение предельной величины коэффициента динамичности.

Величина линейного ускорения автомобиля связана с коэффициентом динамичности следующей зависимостью [1]:

$$v_{\leq} = \frac{\sum \cdot P_c}{d \cdot m_a} \cdot (K_{дин} - 1), \quad (8)$$

где d – коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии.

Подставляя правую часть выражения (8), в левую часть неравенства (7), определим зону допустимых значений коэффициента динамичности автомобиля

$$K_{дин} \leq 1 + d \cdot \frac{\frac{m_a \cdot g \cdot j^2 \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right) \cdot \left(K_R^2 - j^2 \cdot \frac{h^2}{L^2}\right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)} - KFV^2}{\sum P_c}. \quad (9)$$

После подстановки выражения (3) для $\sum P_c$ в неравенство (9) окончательно получим

$$K_{дин} \leq 1 + d \frac{j^2 \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a} - \frac{K \cdot F}{g \cdot m_a} \cdot V^2}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left(K_R^2 - j^2 \cdot \frac{h^2}{L^2} \right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5) - \frac{j + \frac{KF}{m_a g} \cdot V^2}{V^2}} \quad (10)$$

Правая часть неравенства (10) определяет максимально допустимую величину $K_{дин}^{max}$ коэффициента динамичности по условию обеспечения устойчивого движения автомобиля. На рис. 1 приведены график зависимости $K_{дин}^{max}(V)$ для нескольких моделей автомобилей: заднеприводного и полноприводного.

Переднеприводные автомобили обладают устойчивостью движения при наиболее высоких значениях коэффициента динамичности. Анализ графиков, приведенных на рис. 1, показывает, что полноприводные автомобили более устойчивы (кривая VAZ-2121 на рис. 1) чем заднеприводные (кривая VAZ-2101 на рис. 1).

Коэффициент динамичности определяется удельной мощностью двигателя автомобиля. Поэтому целесообразно определить предельную по условию устойчивости величину удельной мощности двигателя.

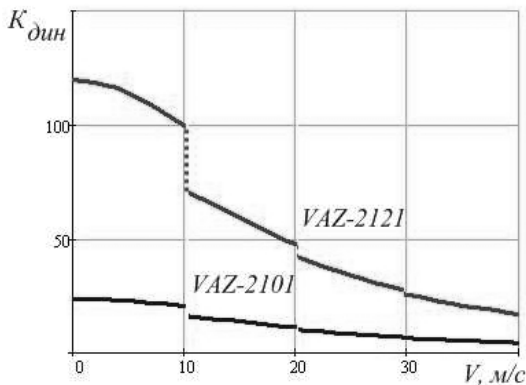


Рисунок 1 – Предельные значения коэффициента динамичности по условию обеспечения устойчивого движения автомобиля

Определение предельной величины удельной мощности двигателя.
 Коэффициент динамичности автомобиля определяется также отношением мощностей

$$K_{дин} = \frac{N_K}{N_C} = \frac{h_{mp} \cdot N_e}{N_C}, \quad (11)$$

где N_K – мощность на ведущих колесах автомобиля;

N_e – мощность двигателя (эффективная);

h_{mp} – КПД трансмиссии;

N_C – мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление суммарной силы сопротивления движению автомобиля,

$$N_C = V \cdot \sum P_C. \quad (12)$$

Подставляя (12) в (11) получим с учетом (3)

$$K_{дин} = \frac{h_{mp} \cdot N_e}{V \cdot (m_a \cdot g \cdot \gamma + K \cdot F \cdot V^2)} = \frac{N_e}{m_a} \cdot \frac{h_{mp}}{g \cdot \gamma \cdot V + \frac{K \cdot F}{m_a} \cdot V^3}. \quad (13)$$

Подставляя выражение (13) в левую часть неравенства (10), получим после преобразований

$$\frac{N_e}{m_a} \leq \frac{g \cdot \gamma \cdot V + \frac{KF}{m_a} \cdot V^3}{h_{mp}} + \frac{d \cdot g}{h_{mp}} V \times \left[\frac{j^2 \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left(K_R^2 - j^2 \cdot \frac{h^2}{L^2} \right) - \frac{b^2}{a^2} (K_R - 0,5)} - \frac{K \cdot F}{g \cdot m_a} \cdot V^2 \right] \quad (14)$$

Преобразовав неравенство (14), получим

$$\frac{N_e}{m_a} \leq \frac{g \cdot V}{h_{\phi\delta}} \cdot \left[y - \frac{K \cdot F}{m_a \cdot g} \cdot V^2 \cdot (d-1) + d \cdot \frac{j^2 \frac{h}{L} \frac{b}{a}}{0,5 \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \cdot \left(K_R^2 - j^2 \cdot \frac{h^2}{L^2} \right) - \frac{b^2}{a^2} \cdot (K_R - 0,5)} \right] \quad (15)$$

Неравенство (15) определяет величины допустимых значений удельной мощности двигателя в зависимости от линейной скорости автомобиля. На рис. 2 приведены графики зависимости (15) для передне- и заднеприводных автомобилей на различных передачах. При $d = 1$ (см. выражение (15)) аэродинамическое сопротивление не оказывает влияния на величину максимально допустимо по условию устойчивости движения удельной мощности двигателя.

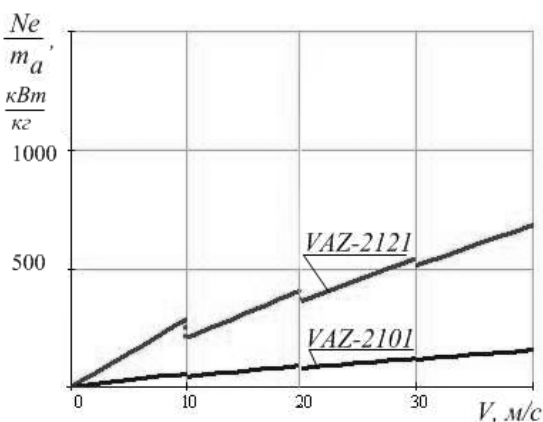


Рисунок 2 – Зависимость предельной удельной мощности по условию устойчивости от скорости движения автомобиля

Выводы.

1. Переднеприводные автомобили обладают устойчивостью движения при наиболее высоких значениях коэффициента динамичности. Полноприводные автомобили более устойчивы, чем заднеприводные.

2. При $d = 1$ аэродинамическое сопротивление не оказывает влияния на величину максимально допустимо по условию устойчивости движения удельной мощности двигателя.

Список литературы: 1. Динамика автомобиля Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редьков В.В.; под ред. М.А. Подригало. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

Поступила в редколлегию 27.09.10

М. А. ПОДРІГАЛО, д-р. техн. наук, ХНАДУ (м. Харків);
А.І. КОРОБКО, аспірант, ХНАДУ (м. Харків)

ВПЛИВ КУТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКІВ ПРИСКОРЕНЬ НА ТОЧНІСТЬ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Предложены аналитические зависимости для определения погрешности измерения параметров движения автомобиля при динамических испытаниях с использованием датчиков ускорений.

Analytical dependences for finding the definition errors of automobile movement parameters at dynamic tests with acceleration sensors are offered.

Вступ. Для забезпечення необхідного рівня безпеки при використанні автомобіля необхідно розширювати контроль різних механізмів, що приймають участь у його роботі, переходити на якісно більш високий рівень випробувань і впроваджувати нові пристрої з широкими функціональними можливостями.

В даній статті отримано аналітичні вирази, що дозволяють оцінити погрішність вимірювання параметрів руху автомобіля при динамічних (кваліметричних) випробуваннях при кутовому зміщенні датчиків прискорень (акселерометрів).

Аналіз останніх досягнень і публікацій. В [1] наведено можливості застосування акселерометрів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях автомобілів. В [2, 3] описано метод вимірювання параметрів руху автомобіля, а саме кутових швидкості і прискорень, миттєвого радіусу повороту, координати центру пружності і лінійної швидкості, з застосуванням двох датчиків прискорень (1-5):

$$e = \frac{Y_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1}) + X_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}, \quad (1)$$

$$w = \sqrt{\frac{Y_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1}) - X_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}}, \quad (2)$$

$$R_D = \frac{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1}}{e^2 + w^4} - 0,5(Y_A - Y_B), \quad (3)$$

$$X_A = \frac{e\bar{a}_{y_1} - w^2\bar{a}_{x_1}}{e^2 + w^4} + 0,5X_{AB}. \quad (4)$$

де $a_{Ax_1}, a_{Ay_1}, a_{Bx_1}, a_{By_1}$ – виміряні значення лінійних прискорень вздовж осей O_1x_1 і O_1y_1 акселерометрами встановленими в точках A і B відповідно (рис. 1);

Y_{AB}, X_{AB}, Y_A, Y_B – координати встановлення акселерометрів (рис. 1).

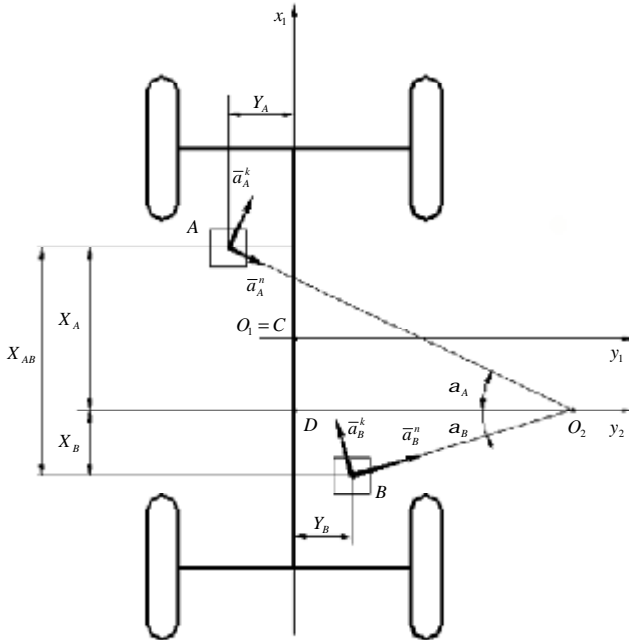


Рисунок 1 – Схема вимірювання лінійних прискорень автомобіля при довільній установці двох акселерометрів

Перевагою такого методу є те, що можливо вимірювати лінійну швидкість руху автомобіля без застосування інтегрування. Також в [2] наведено вирази для визначення погрішності непрямих вимірювань указаних параметрів. Але в указаних роботах не враховується і не досліджено вплив на точність вимірювання кутів зміщення датчиків прискорень в горизонтальні і вертикальні площині.

Мета і постановка задач дослідження. Метою даного дослідження є визначення впливу кутового зміщення датчиків прискорень на точність вимірювання параметрів руху автомобіля.

Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити погрішність вимірювання параметрів руху автомобіля при кутовому зміщенні датчиків прискорень;
- визначити сумарну погрішність вимірювання параметрів руху автомобіля.

Визначення погрішності вимірювання параметрів руху автомобіля при кутовому зміщенні датчиків прискорень. Абсолютні погрішності вимірювання кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту і координати центру пружності автомобіля при зміщенні акселерометрів визначаються як різниця між дійсним значенням указаних параметрів і вимірними

$$\Delta e_{кут} = e_{\delta} - e, \quad (5)$$

$$\Delta w_{кут} = w_{\delta} - w, \quad (6)$$

$$\Delta R_{D_{кут}} = R_{D_{\delta}} - R_D, \quad (7)$$

$$\Delta X_{A_{кут}} = R_{D_{\delta}} - R_D, \quad (8)$$

де e_{δ} , w_{δ} , $R_{D_{\delta}}$, $X_{A_{\delta}}$ – дійсні значення кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту і координати центру пружності автомобіля відповідно;

e , w , R_D , X_A – вимірні значення параметрів руху автомобіля, визначаються залежностями (1)-(4) відповідно.

Для того, щоб знайти дійсні значення параметрів руху автомобіля, необхідно вимірні значення параметрів скоректувати з урахуванням кутів відхилення датчиків прискорень від прямолінійного і горизонтального положення:

$$e_{\delta} = \frac{Y_{AB} (a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A - a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} + \frac{X_{AB} (a_{Ay_1} \sec a_A \sec g_A - a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}, \quad (9)$$

$$w_{\delta} = \sqrt{\frac{Y_{AB} (a_{Ay_1} \sec a_A \sec g_A - a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2} - \frac{X_{AB} (a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A - a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}}, \quad (10)$$

$$R_D = \frac{0,5e(a_{A_{x_1}} \sec a_A \sec b_A + a_{B_{x_1}} \sec a_B \sec b_B)}{e^2 + w^4} + \frac{0,5w^2(a_{A_{y_1}} \sec a_A \sec g_A + a_{B_{y_1}} \sec a_B \sec g_B)}{e^2 + w^4} - 0,5(Y_A - Y_B) \quad (11)$$

$$X_A = \frac{0,5e(a_{A_{y_1}} \sec a_A \sec g_A + a_{B_{y_1}} \sec a_B \sec g_B)}{e^2 + w^4} - \frac{0,5w^2(a_{A_{x_1}} \sec a_A \sec b_A + a_{B_{x_1}} \sec a_B \sec b_B)}{e^2 + w^4} + 0,5X_{AB} \quad (12)$$

де $a_A, a_B, b_A, b_B, g_A, g_B$ – кути відхилення датчиків прискорень від прямолінійного і горизонтального положення (рис. 2).

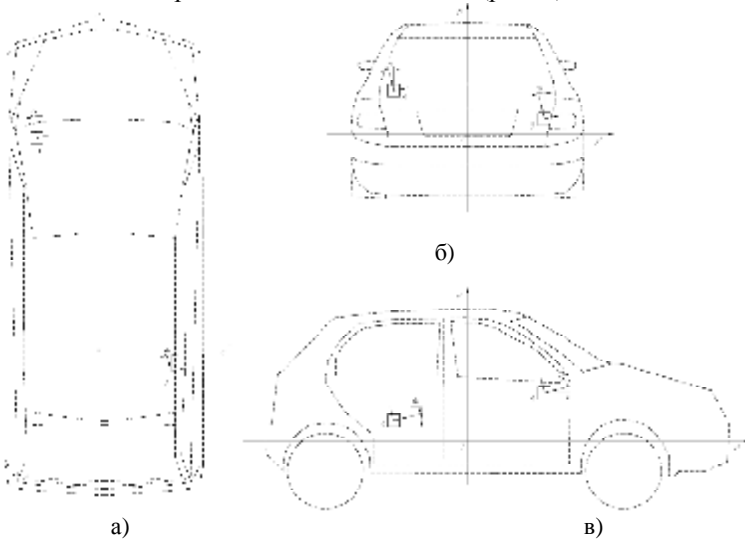


Рисунок 2 – Установка датчиків прискорень

Відносна погрішність визначення параметрів руху автомобіля при кутовому відхиленні датчиків прискорень

$$\frac{\Delta e_{кут}}{e} = \frac{e_{\delta}}{e} - 1, \quad (13)$$

$$\frac{\Delta w_{кут}}{w} = \frac{w_{\delta}}{w} - 1, \quad (14)$$

$$\frac{\Delta R_{D_{кут}}}{R_D} = \frac{R_{D\delta}}{R_D} - 1, \quad (15)$$

$$\frac{\Delta X_{Акум}}{X_A} = \frac{X_{A\partial}}{X_A} - 1. \quad (16)$$

Підставивши у вирази (13)-(16) відповідно дійсні і виміряні значення параметрів руху отримаємо відносні погрішність визначення параметрів руху автомобіля при кутовому зміщенні датчиків прискорень:

$$\frac{e_{\partial}}{e} = \frac{Y_{AB}(a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A - a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{Y_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1}) + X_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1})} + \frac{X_{AB}(a_{Ay_1} \sec a_A \sec g_A - a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{Y_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1}) + X_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1})} - 1, \quad (17)$$

$$\frac{w_{\partial}}{w} = \sqrt{\frac{Y_{AB}(a_{Ay_1} \sec a_A \sec g_A - a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{Y_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1}) - X_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1})} - \frac{X_{AB}(a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A - a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{Y_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1}) - X_{AB}(a_{Ax_1} - a_{Bx_1})}} - 1, \quad (18)$$

$$\frac{R_{D\partial}}{R_D} = \frac{0,5e(a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A + a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} - 0,5(e^2 + w^4)(Y_A - Y_B)} + \frac{0,5w^2(a_{Ay_1} \sec a_A \sec g_A + a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} - 0,5(e^2 + w^4)(Y_A - Y_B)} - \frac{-0,5(e^2 + w^4)(Y_A - Y_B)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} - 0,5(e^2 + w^4)(Y_A - Y_B)} - 1, \quad (19),$$

$$\frac{X_{A\partial}}{X_A} = \frac{0,5e(a_{Ax_1} \sec a_A \sec g_A + a_{By_1} \sec a_B \sec g_B)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} + 0,5X_{AB}(e^2 + w^4)} - \frac{0,5w^2(a_{Ax_1} \sec a_A \sec b_A + a_{Bx_1} \sec a_B \sec b_B)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} + 0,5X_{AB}(e^2 + w^4)} + \frac{0,5X_{AB}(e^2 + w^4)}{e\bar{a}_{x_1} + w^2\bar{a}_{y_1} + 0,5X_{AB}(e^2 + w^4)} - 1, \quad (20).$$

Визначення сумарної погрішності вимірювання параметрів руху автомобіля. Сумарна погрішність вимірювання параметрів руху автомобіля визначається як алгебраїчна сума погрішностей, що виникають при кутовому зміщенні датчиків прискорень і погрішності непрямих вимірювань:

$$\left(\frac{\Delta e}{e} \right)_{\Sigma} = \frac{e_{\text{кум}}}{e} + \frac{e_e}{e}, \quad (21)$$

$$\left(\frac{\Delta w}{w} \right)_{\Sigma} = \frac{w_{\text{кум}}}{w} + \frac{e_w}{w}, \quad (22)$$

$$\left(\frac{\Delta R_D}{R_D} \right)_{\Sigma} = \frac{R_{\text{кум}}}{R_D} + \frac{e_{R_D}}{R_D}, \quad (23)$$

$$\left(\frac{\Delta X_A}{X_A} \right)_{\Sigma} = \frac{X_{A\text{кум}}}{X_A} + \frac{e_{X_A}}{X_A}, \quad (24)$$

де $\frac{e_e}{e}$, $\frac{e_w}{w}$, $\frac{e_{R_D}}{R_D}$, $\frac{e_{X_A}}{X_A}$ – погрішності непрямих вимірювань кутового

прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту і координати центру пружності автомобіля відповідно [2].

Висновки. Отримані залежності дозволяють визначати погрішність вимірювання параметрів руху автомобіля в ході динамічних випробувань, що виникає при відхиленні датчиків прискорень від прямолінійного і горизонтального положення.

Список літератури. 1. Коробко А. І. Застосування акселерометрів при динамічних випробуваннях автомобілів / А. І. Коробко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2009. – Вип. 9 Т. 5. – С. 193-197. 2. Коробко А. І. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М. А. Подрігало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, В. І. Гацько // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 87-99. 3. Коробко А. Підвищення точності вимірювання параметрів руху автомобіля у процесі динамічних випробувань / М. Подрігало, А. Коробко, Д. Клец, О. Назарько, В. Гацько // Метрологія та прилади. – 2010. – № 3. – С. 49-52.

Поступила в редакцію 30.09.2010

В.М. РОМАНЧЕНКО, канд. техн. наук, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка (м. Харків)

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КОПІЮВАННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Проведен кинематический анализ серийного и разработанного механизмов копирования головок корнеплодов. Предложены пути повышения их функциональной возможности.

Conducted kinematics analysis serial and developed mechanisms printing-down heads root crops. The ways increase their functional possibilities are offered.

Постановка проблеми. Існуючі гичкозбиральні машини не повністю задовольняють зростаючим вимогам виробництва через значні втрати. Так, при роботі серійної гичкозбиральної машини БМ-6Б, яка обладнана механізмом копіювання полозкового типу, відбувається вибивання з ґрунту та пошкодження до 20% коренеплодів.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження присвячені механізації і автоматизації технологічних процесів збирання цукрових буряків в різних природно-кліматичних зонах України дозволяє зробити висновок, що це, порівняно складний і енергомісткий процес, який потребує подальшого удосконалення, як окремих вузлів і агрегатів бурякозбиральної техніки, так і набору спеціальних машин і механізмів, які змогли б найбільш повно задовольнити існуючі агротехнічні норми і вимоги. При цьому, перевага віддається роздільній технології збирання цукрових буряків з застосуванням набору техніки до складу якого входять і такі машини, як БМ-6, БМ6А, БМ-6А. Оцінка і аналіз виробничих показників цих машин переконують, що їх застосування дозволяє якісно виконувати зрізання гички на коренеплодах цукрових буряків і в подальшому використовувати її на корм тваринам. Але, в той же час, слід зазначити, що із збільшенням робочих швидкостей і погіршенням погодних умов, якісні показники роботи копіювальних механізмів гичко збиральних машин знижуються в наслідок вибивання коренів і нерівномірного зрізання гички[1,2]. Дослідженнями та оптимізацією параметрів гичкозрізуючих агрегатів займався В.Я. Татяненко[3].

Все вище згадане дає реальні підстави вважати проблему підвищення функціональних властивостей робочих органів гичкозбиральної техніки актуальною, яка має велике народногосподарське значення для агропромислового комплексу нашої країни.

Одним із способів підвищення робочих показників гичкозбиральної машини, наприклад БМ-6Б може бути підвищення функціональних показників її копіювального механізму. Під функціональними показниками

механізму копіювання гичкозбиральних машин розуміють безвідривний контакт останнього з коренеплодами в процесі руху машини. При цьому, стійкість коренеплодів в ґрунті не повинна порушуватись [4].

Мета. Провести дослідження роботи серійного та розробленого механізмів копіювання головок коренеплодів гичкозбиральних машин з метою зниження навантаження на коренеплоди.

Результати досліджень. Дослідженнями кінематики руху копіра і ножа серійного механізму копіювання (рис. 1) встановлено, що з підйомом копіра до $h_e=0,12\text{м}$ горизонтальний зазор змінюється від 0,05м до 0,045м, а вертикальний зазор – від 0,005м до 0,034м.

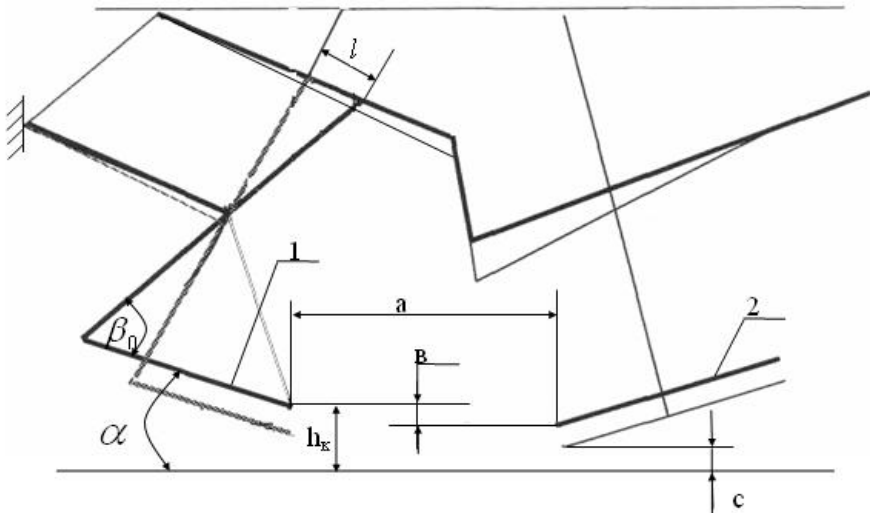


Рис. 1. Кінематична схема розробленого механізму копіювання:

1 – копір; 2 – ніж; с – зазор між ножем і ґрунтом; β_0 – кут між копіром і штангою; h_k – висота підйому копіра; a – кут атаки копіра; а, в – горизонтальний та вертикальний зазори між ножем і копіром; l – величина зменшення верхньої тяги підвіски

Кут атаки копіра a зі збільшенням висоти підйому механізму є незмінним. При зміні показника l в розробленому механізмі копіювання в межах від 0,01м до 0,03м при підйомі копіра забезпечується зміна горизонтального зазору «а» від 0,05м до 0,07м, а вертикального «в» - від 0,005м до 0,04м. При цьому кут атаки копіра a при $h_e=0,12\text{м}$ та $l=0,03\text{м}$ зменшується від 24° до 18° (рис. 2).

Отримані розрахункові дані кута атаки копіра апроксимовані залежністю:

$$a = a_0 - A \cdot l^{0,5} \cdot h_e, \quad (1)$$

де a_0 – кут атаки копіра у вихідному положенні, рад.; $A=4,42$ – зрівнювальний коефіцієнт (отримано методом найменших квадратів); l – величина зменшення довжини верхньої тяги чотириполосника, м; h_e – висота підйому копіра, м.

Виходячи з (1), горизонтальну складову сили P_Γ , яка сприяє вибиванню коренеплодів із ґрунту, отримано у вигляді:

$$P_\Gamma(h, l) = \frac{qMV_M^2 \left[\sin j + (a_0 - Al^{0,5}h_e) \cos j - \frac{(a_0 - Al^{0,5}h_e)^2 \sin j}{2!} \right]}{\cos j - (a_0 - Al^{0,5}h_e) \sin j - \frac{(a_0 - Al^{0,5}h_e)^2 \cos j}{2!}}, \quad (2)$$

де q – динамічний коефіцієнт копіювання коренеплодів, m^{-1} ; \dot{I} – приведена до копіра вага рухомих частин апарата, $H \cdot c^2/m$; V_M – швидкість руху машини, m/c .

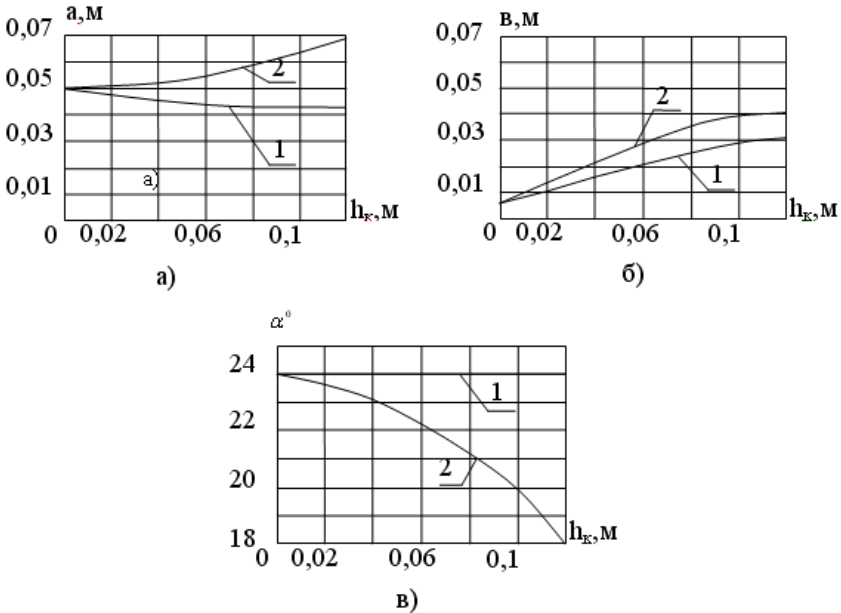


Рис. 2. Залежності горизонтального (а) і вертикального (б) зазорів та кута атаки a від висоти підйому механізму копіювання h_e при: 1– $l = 0$ м; 2– $l = 0,03$ м

Дослідженнями (2) встановлено, що зміна параметра l на 0,03м при переміщенні копіра у верхнє положення ($h_e=0,12\text{м}$) при зменшенні кута атаки копіра α на 6° дозволяє зменшити горизонтальну складову навантаження P_T на коренеплід з боку механізму копіювання на 68Н. Це дало можливість понизити тиск пасивного полозкового копіра на коренеплід, що запобігає вибиванню коренеплідів, які високо розташовані над рівнем ґрунту.

Встановлено, що при підйомі копіра у верхнє положення ($h_e = 0,12\text{ м}$) горизонтальна складова сили D_A зменшується з 368Н до 299,6Н при зменшенні параметра l до 0,03м (рис. 3). Збільшення параметра l з кроком 0,01м зумовлює зміну горизонтальної складової сили D_A від 10,2Н до 17,1Н на кожні 0,03м підйому копіра.

Значення горизонтальної складової сили D_A , одержані експериментальним шляхом, співпадають з результатами теоретичних досліджень з розбіжністю 3–5%, що підтверджує адекватність (2).

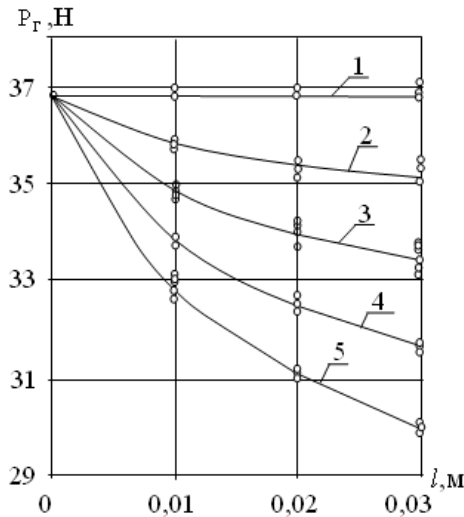


Рис. 3. Експериментальні залежності горизонтальної складової сили D_A від параметра l : 1- $h_e=0,0\dots0,12\text{м}$; 2- $h_e=0,03\text{м}$; 3- $h_e=0,06\text{м}$; 4- $h_e=0,09\text{м}$; 5- $h_e=0,12\text{м}$

Експериментально встановлено, що відхилення коренеплодів від вертикального положення залежить від висоти розташування коренеплодів над рівнем ґрунту (рис. 4).

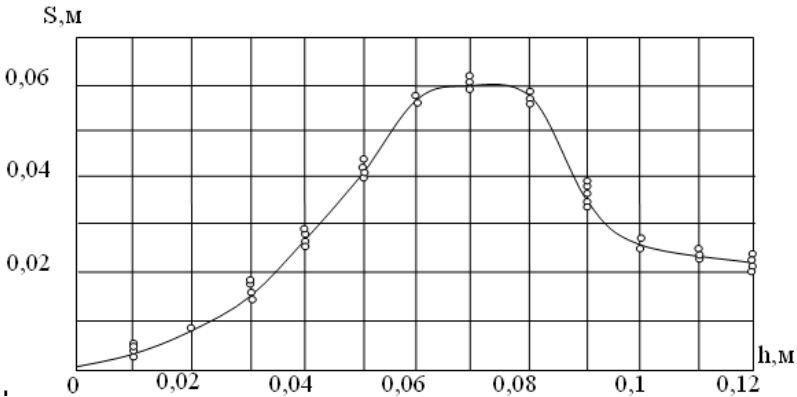


Рис. 4. Експериментальна залежність відхилень коренеплодів від висоти розташування їх над ґрунтом

Відхилення коренеплодів від вертикального положення при дії на них механізму копіювання змінюється в межах від 0 до 0,06м при висоті розташування коренеплодів над рівнем ґрунту до 0,12м. Розташування коренеплодів над рівнем ґрунту в межах від 0,06 до 0,08м зумовлює їх відхилення від вертикального положення 0,05...0,06м. Зменшення кількості вибитих і похилених коренеплодів поліпшило якість процесу їх викопування коренезбиральною машиною.

Висновки. Проведеним аналізом результатів досліджень засобів збирання цукрового буряку встановлено, що існуючі гичкозбиральні машини призводять до значних втрат через вибивання коренеплодів з ґрунту.

Одним із перспективних напрямків скорочення втрат є зменшення горизонтальної сили дії механізму копіювання гичкозбиральної машини на коренеплоди. При виконанні технологічної операції це сприяє зменшенню вибивання коренеплодів з ґрунту і збільшенню повноти збирання врожаю.

Розроблений механізм сприяє зменшенню зусилля дії копіра на коренеплід до 68Н.

Список літератури: 1. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку /Войток Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М., та ін.]; за ред. Д. Г. Войтока. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с. 2. Аванесов Ю.Б. Уборка сахарной свеклы в сложных условиях / Ю. Б. Аванесов //Сахарная свекла. – 1983. – №8. – С. 10–15. 3. Мартыненко В. Я. Перспективные конструкции свеклоуборочной техники / В. Я. Мартыненко //Сахарная свекла. – 1996. – №12. – С. 15–16. 4. Погорелый Л. В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин /Погорелый Л. В. – К.: Техника, 1992. – 164 с.

Поступила в редакцію 21.09.10

В.М. ШАТОХИН, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.Д. АРТЮШЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ХОДОВОЙ СИСТЕМОЙ, УМЕНЬШАЮЩЕЙ УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ НА ПОЧВУ

Побудовано модель гусеничного трактора зі змішаною системою підресорювання, яка включає чотири балансувальні каретки і дві індивідуальні торсіонні підвіски. Проведено дослідження впливу ходової системи, що зменшує питомий тиск на ґрунт, на плавність ходу гусеничного трактора. Отримано амплітудно-частотні характеристики при русі трактора по типовим для експлуатації нерівностям і визначені раціональні параметри змішаної підвіски.

The model of hush-hush is built with the mixed system, which includes four carriages and two individual pendants. Research of influence of the working system which diminishes specific pressure on soil is conducted, on the smoothness of motion of hush-hush. Gain-frequency descriptions are got at motion of tractor for to typical for exploitation inequalities and the rational parameters of the mixed pendant are certain.

Введение. К важнейшим показателям, по которым оценивается трактор, относятся, в частности, и такие агротехнические показатели как плавность хода, давление на почву – непосредственно влияющие на урожайность. Оба указанных показателя связаны между собой. Максимальные давление опорных катков гусеничного трактора определяются динамическими нагрузками, которые зависят от плавности хода трактора. Снижение давления на почву может быть достигнуто выбором соответствующих параметров гусеничной цепи, конструктивными исполнениями ходовой системы. С целью уменьшения удельных давлений на почву в ходовой системе увеличивают количество опорных катков. Однако на этом пути имеются конструктивные ограничения – увеличивается продольная база, ухудшается маневренность трактора.

Анализ последних достижений и публикаций. Данные по воздействию ходовых систем тракторов на почву приведены в работе [1]. Способы снижения воздействий ходовых систем на почву анализируются в работе [2], где, в частности, отмечается, что для обеспечения допустимого воздействия на почву необходимо увеличение числа опорных катков на борт с четырех до восьми. В этом случае существенно уменьшаются диаметры опорных катков, что вызывает увеличение сопротивления перекачиванию трактора. Анализу снижения влияния упругой связи в шарнирах гусеничной цепи на динамическое воздействие на почву посвящена работа [3]. Введение дополнительного упругого момента в шарнирах требует увеличения силы натяжения гусеницы. Упругая балансирующая подвеска трактора обладает эффектом сглаживания неровностей и широко распространена на гусеничных тракторах. Теоретическое исследование плавности хода гусеничного

трактора показало, что с увеличением количества опорных катков снижаются значения среднеквадратических вертикальных ускорений в зоне центра масс трактора [4]. В настоящее время завод ХТЗ серийно выпускает трактор ХТЗ-181 с пятью опорными катками на борт, диаметр которых такой же, как в четырехкатковой ходовой системе.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является оценка влияния ходовой системы, уменьшающей удельное давление на почву, на плавность хода гусеничного трактора.

Для решения этой задачи будут получены амплитудно-частотные характеристики при движении трактора по типичным для эксплуатации неровностям и определены рациональные параметры смешанной подвески.

Модель гусеничного трактора со смешанной системой поддрессоривания. Система поддрессоривания трактора включает четыре балансировочные каретки и две индивидуальные торсионные подвески (рис. 1). Приняты следующие обозначения: C – центр масс корпуса трактора; G – сила тяжести; $P_1, P_2', P_2'', P_3', P_3'', P_4', P_4'', P_5$ – вертикальные составляющие сил, действующих на катки со стороны почвы (реакции почвы); l_0 – расстояние от цапф до кривошипов катков (осей катков; см. также рис. 2); l_1 – расстояние от центра масс до цапф передней каретки; l_2 – расстояние от центра масс до цапф задней каретки; l_3 – расстояние от центра масс до оси торсиона индивидуальной подвески; l_h, l_k, l_b – расстояния соответственно между осью ведомой звездочки и цапфой передней каретки; цапфами передней и задней кареток; ведущей звездочки и задней кареткой; s, q_0 – период и амплитуда гармонического профиля трассы движения трактора; c_1', c_2' – коэффициенты жесткости амортизаторов кареток; c_3' – коэффициент жесткости торсиона; k_1', k_2' – коэффициенты демпфирования амортизаторов кареток; k_3' – коэффициенты демпфирования амортизатора индивидуальной подвески; x, v, t – соответственно горизонтальная координата центра масс корпуса, модуль скорости равномерного движения, время; z, Φ – обобщенные координаты, определяющие положение корпуса.

С целью существенного снижения удельных давлений, оказываемых ходовой системой гусеничного трактора на почву предлагается катки каретки конструктивно выполнить по схеме рис. 2.

Математическая модель динамики корпуса трактора. Воспользуемся методом приведения реальных подвесок к условным, расчетным. Получим выражения для приведенных коэффициентов жесткости индивидуальной подвески и кареток.

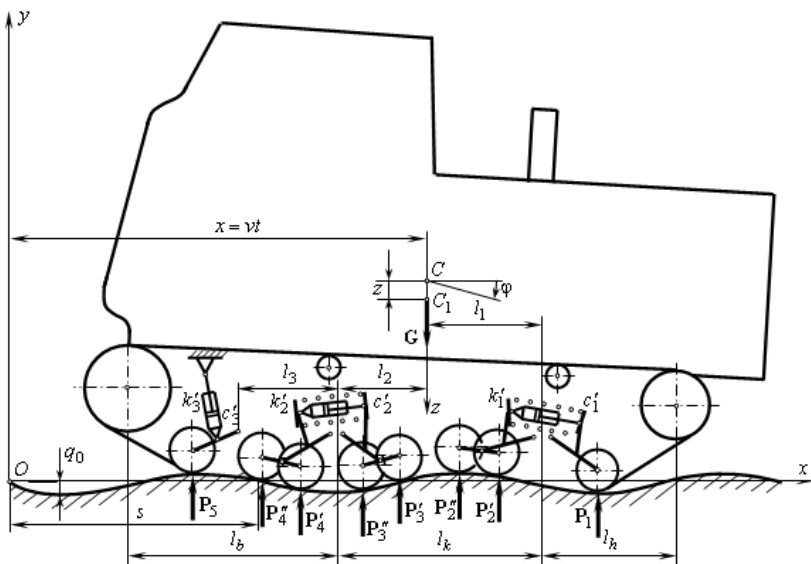


Рисунок 1 – Расчетная схема гусеничного трактора со смешанной системой поддрессоривания

Индивидуальная подвеска. Известно, что приведенная к опорному катку жесткость упругого элемента [5] (рис. 3)

$$c_3 = \frac{\pi G d^4}{32 a_0^2 l_t}, \quad (1)$$

где G – модуль сдвига;

d, l_t – соответственно диаметр и длина торсиона;

a_0 – длина балансира.

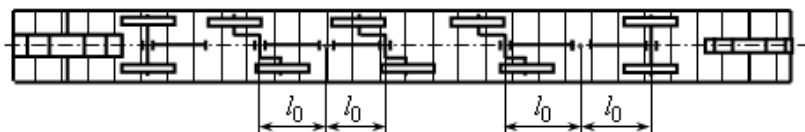


Рисунок 2 – Схема размещения опорных катков на гусеничной цепи

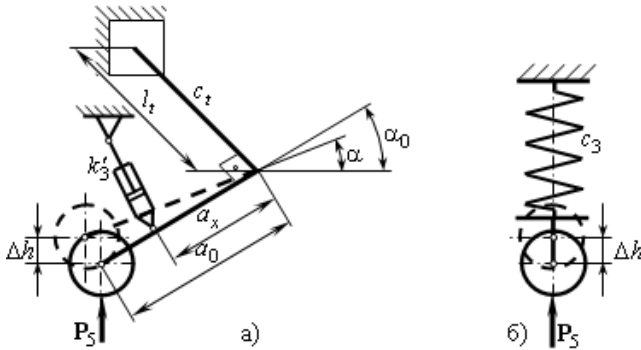


Рисунок 3– Схема индивидуальной подвески: а) – исходная; б) – приведенная

Приведенная жесткость средней балансирной подвески. Полагаем, что нижние части балансиров в положении статического равновесия трактора на горизонтальной плоскости расположены под углом α_0 к горизонту. При движении трактора по неровностям в общем случае эти углы будут разными. Обозначим их, как α_3 и α_4 (рис. 4). Тогда суммарное вертикальное перемещение концов балансиров с точностью до малых высших порядков

$$\Delta l_2 = \frac{\Delta h_3 + \Delta h_4}{2} = \frac{\Delta h'_3 + \Delta h''_3}{2} + \frac{\Delta h'_4 + \Delta h''_4}{2},$$

где $\Delta h_3, \Delta h_4$ – перемещения концов правого и левого балансиров;

$\Delta h'_3, \Delta h''_3$ – перемещения осей катков правого балансира;

$\Delta h'_4, \Delta h''_4$ – перемещения осей катков левого балансира.

Так как

$$\Delta h_3 = a_1(\sin \alpha_0 - \sin \alpha_3), \quad \Delta h_4 = a_1(\sin \alpha_0 - \sin \alpha_4),$$

то

$$\Delta l_2 = \frac{a_1(2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_3 - \sin \alpha_4)}{2}, \quad (2)$$

где a_1 – длина нижней части рычага балансира (см. рис. 4).

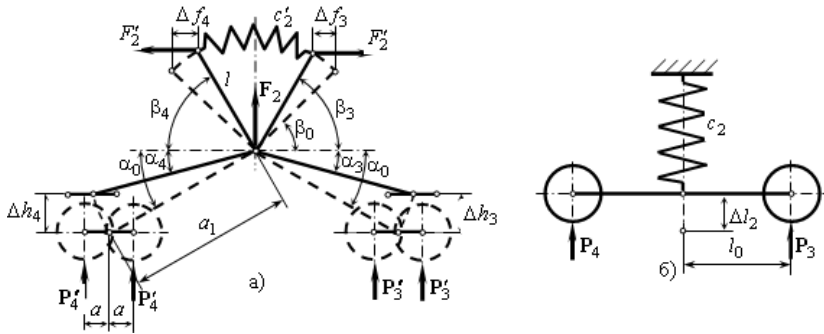


Рисунок 4 – Схема балансирной подвески:
а) – исходная; б) – приведенная

Аналогично для деформации упругого элемента каретки имеем соответственно (см. рис. 4)

$$\Delta f_2 = \Delta f_3 + \Delta f_4,$$

где Δf_3 , Δf_4 – деформации, обусловленные перемещениями правого и левого концов упругого элемента;

С точностью до величин первого порядка малости

$$\Delta f_3 = l(\cos \beta_0 - \cos \beta_3); \quad \Delta f_4 = l(\cos \beta_0 - \cos \beta_4),$$

где l – длина верхней части рычага балансира; β_0 – углы, образованные верхними частями балансиров, с горизонтом в положении статического равновесия; β_3 , β_4 – текущие значения углов (см. рис. 4).

Тогда

$$\Delta f_2 = l(2 \cos \beta_0 - \cos \beta_3 - \cos \beta_4). \quad (3)$$

С помощью формул (2) и (3) введем в рассмотрение передаточное число каретки

$$i_2 = \frac{\Delta l_2}{\Delta f_2} = \frac{a_1(2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_3 - \sin \alpha_4)}{l(2 \cos \beta_0 - \cos \beta_3 - \cos \beta_4)}. \quad (4)$$

Приведенную жесткость определим из условий равновесия двух частей каретки. Используя традиционное правило знаков для моментов сил, потребуем, чтобы суммы моментов сил относительно оси каретки для ее правой и левой частей равнялись нулю. Имеем

$$\left. \begin{aligned} (P'_3 + P''_3)a_1 \cos \alpha_3 - F'_2 l \sin \beta_3, \\ -(P'_4 + P''_4)a_1 \cos \alpha_4 + F'_2 l \sin \beta_4, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где

$$F'_2 = c'_2 \Delta f_2. \quad (6)$$

Введем в рассмотрение обозначения: $P_3 = P'_3 + P''_3$; $P_4 = P'_4 + P''_4$. Для новых переменных из (5) имеем:

$$P_3 = \frac{F'_2 l \sin \beta_3}{a_1 \cos \alpha_3}; \quad P_4 = \frac{F'_2 l \sin \beta_4}{a_1 \cos \alpha_4}. \quad (7)$$

Теперь приведенная жесткость c_2 определяется из условия (см. рис. 4, б)

$$c_2 \Delta l_2 = F_2 = P_3 + P_4. \quad (8)$$

Принимая во внимание выражение для F'_2 с учетом (2), (3) и (7) из уравнения (8) получим приведенную жесткость

$$c_2 = \frac{2c'_2 l^2 (2 \cos \beta_0 - \cos \beta_3 - \cos \beta_4) (\sin \beta_3 \cos \alpha_4 + \sin \beta_4 \cos \alpha_3)}{a_1^2 \cos \alpha_3 \cos \alpha_4 (2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_3 - \sin \alpha_4)}. \quad (9)$$

Приведенная жесткость передней балансирной подвески. Схема каретки, показанная на рис. 5, а, незначительно отличается от предыдущей расположением катков правого балансира. Приведенная же схема рис. 5, б имеет такой же вид, как и схема рис. 4, б. Вывод соответствующей формулы также имеет несущественные отличия.

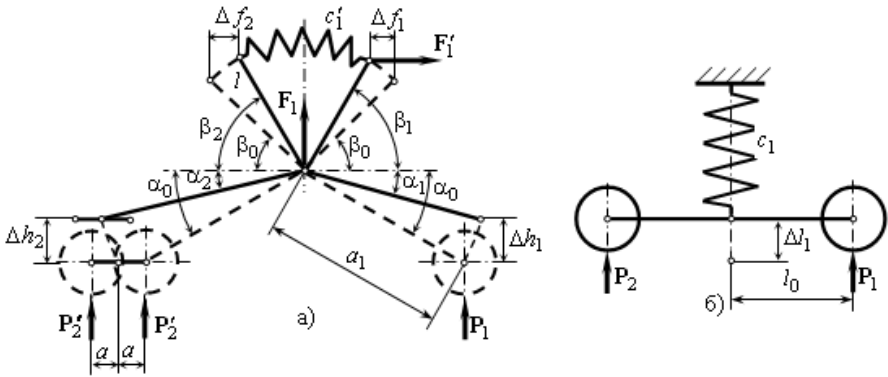


Рисунок 5 – Схема передней балансирной подвески:
а) – исходная; б) – приведенная

Суммарное вертикальное перемещение концов балансиров с точностью до малых высших порядков

$$\Delta l_1 = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{2} = \frac{\Delta h_1}{2} + \frac{\Delta h'_2 + \Delta h''_2}{2},$$

где $\Delta h_1, \Delta h_2$ – перемещения концов правого и левого балансиров;

$\Delta h'_2, \Delta h''_2$ – перемещения осей катков левого балансира.

Так как

$$\Delta h_1 = a_1(\sin \alpha_0 - \sin \alpha_1), \quad \Delta h_2 = a_1(\sin \alpha_0 - \sin \alpha_2),$$

то

$$\Delta l_1 = \frac{a_1(2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_1 - \sin \alpha_2)}{2}. \quad (10)$$

Аналогично для деформации упругого элемента каретки имеем соответственно (см. рис. 5, а)

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2,$$

где $\Delta f_1, \Delta f_2$ – деформации, обусловленные перемещения правого и левого концов упругого элемента;

С точностью до величин первого порядка малости

$$\Delta f_1 = l(\cos \beta_0 - \cos \beta_1); \quad \Delta f_2 = l(\cos \beta_0 - \cos \beta_2).$$

Тогда

$$\Delta f = l(2 \cos \beta_0 - \cos \beta_1 - \cos \beta_2). \quad (11)$$

С помощью формул (10) и (11) введем в рассмотрение передаточное число задней каретки

$$i_1 = \frac{\Delta l_1}{\Delta f} = \frac{a_1(2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_1 - \sin \alpha_2)}{l(2 \cos \beta_0 - \cos \beta_1 - \cos \beta_2)}. \quad (12)$$

Аналогично определим приведенную жесткость из условий равновесия двух частей каретки. Имеем

$$\left. \begin{aligned} P_1 a_1 \cos \alpha_1 - F_1' l \sin \beta_1, \\ -(P_2' + P_2'') a_1 \cos \alpha_2 + F_1' l \sin \beta_2, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где

$$F_1' = c_1' \Delta f. \quad (14)$$

Введем в рассмотрение обозначение $P_2 = P_2' + P_2''$. Для новых переменных из (14) имеем:

$$P_1 = \frac{F_1' l \sin \beta_1}{a_1 \cos \alpha_1}; \quad P_2 = \frac{F_1' l \sin \beta_2}{a_1 \cos \alpha_2}. \quad (15)$$

Теперь приведенную жесткость c_1 определяем из условия (см. рис. 5, б)

$$c_1 \Delta l_1 = F_1 = P_1 + P_2. \quad (16)$$

Принимая во внимание выражение для F_1' с учетом (10), (11) и (15) из уравнения (16) получим приведенную жесткость

$$c_1 = \frac{c'_1 l^2 (2 \cos \beta_0 - \cos \beta_1 - \cos \beta_2) (\sin \beta_1 \cos \alpha_2 + \sin \beta_2 \cos \alpha_1)}{a_1^2 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 (2 \sin \alpha_0 - \sin \alpha_1 - \sin \alpha_2)}. \quad (17)$$

Запишем выражения для приведенных коэффициентов сопротивления амортизаторов.

Приведенный коэффициент сопротивления амортизатора торсионной подвески имеет вид (см. рис. 3)

$$k_3 = \frac{k'_3 a_x^2}{a_0^2 \cos^2 \alpha}. \quad (18)$$

Выражение (18) следует из условия равенства моментов сил сопротивления исходного и приведенного амортизаторов относительно оси торсиона.

Приведенный коэффициент сопротивления амортизатора средней балансирной подвески (см. рис. 4) можно получить рассуждениями, которые были выше использованы для нахождения приведенной жесткости.

Уравнение для нахождения приведенного коэффициента сопротивления будет аналогичным (8)

$$k_2 \frac{d(\Delta l_2)}{dt} = F_{2a} = P_{3a} + P_{4a}, \quad (19)$$

где P_{3a} , P_{4a} определяются по формулам аналогичным (7):

$$P_{3a} = \frac{F'_{2a} l \sin \beta_3}{a_1 \cos \alpha_3}; \quad P_{4a} = \frac{F'_{2a} l \sin \beta_4}{a_1 \cos \alpha_4}. \quad (20)$$

В свою очередь формула для F'_{2a} будет аналогом выражения (6)

$$F'_{2a} = k'_2 \frac{d(\Delta f_2)}{dt}. \quad (21)$$

Для производных на основании формул (2) и (3) имеем

$$\frac{d(\Delta l_2)}{dt} = -\frac{a_1 (\cos \alpha_3 + \cos \alpha_4)}{2}, \quad (22)$$

$$\frac{d(\Delta f_2)}{dt} = l(\sin \beta_3 + \sin \beta_4). \quad (23)$$

Уравнение (19) с учетом (20)–(23) окончательно дает

$$k_2 = -\frac{2k_2' l^2 (\sin \beta_3 + \sin \beta_4) (\sin \beta_3 \cos \alpha_4 + \sin \beta_4 \cos \alpha_3)}{a_1^2 \cos \alpha_3 \cos \alpha_4 (\cos \alpha_3 + \cos \alpha_4)}. \quad (24)$$

Приведенный коэффициент сопротивления амортизатора передней балансирной подвески (см. рис. 5) получается совершенно аналогично с учетом формул, использованных для нахождения приведенной жесткости передней подвески.

Имеем

$$k_1 = -\frac{2k_1' l^2 (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) (\sin \beta_1 \cos \alpha_2 + \sin \beta_2 \cos \alpha_1)}{a_1^2 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2)}. \quad (25)$$

Дифференциальные уравнения движения корпуса трактора.

Расчетная схема ходовой системы трактора показана на рис. 6.

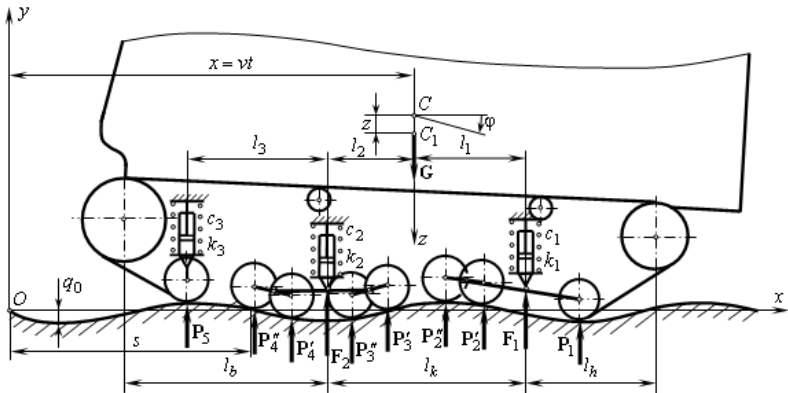


Рисунок 6 – Эквивалентная расчетная схема гусеничного трактора

Для записи дифференциальных уравнений движения корпуса трактора удобно воспользоваться принципом Даламбера

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + 2c_1\dot{z}_1 + 2c_2\dot{z}_2 + 2c_3\dot{z}_3 + 2k_1\dot{\varphi} + 2k_2\dot{\varphi} + 2k_3\dot{\varphi} &= 0, \\ J\ddot{\varphi} + 2c_1\dot{z}_1l_1 - 2c_2\dot{z}_2l_2 - 2c_3\dot{z}_3(l_2 + l_3) + 2k_1\dot{\varphi}l_1 - 2k_2\dot{\varphi}l_2 - 2k_3\dot{\varphi}(l_2 + l_3) &= 0, \end{aligned} \right\} (26)$$

где m , J – масса корпуса трактора и его момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости рисунка (см. рис. 1);

z_i ($i = \overline{1,3}$) – деформация i -го упругого элемента;

$\dot{\varphi}$ ($i = \overline{1,3}$) – относительная скорость перемещения поршня приведенного амортизатора;

k_i ($i = \overline{1,3}$) – приведенные коэффициенты демпфирования.

Запишем выражения для деформаций упругих элементов, когда текущие значения обобщенных координат z и φ , а перемещение центра масс трактора в горизонтальном расправлении – x . Принимая во внимание геометрические размеры, приведенные на рис. 1, 2, 6, получим:

$$\begin{aligned} z_1 &= z + l_1\varphi - \frac{q_0}{2} \left[\sin \frac{2\pi}{s}(x + l_1 + l_0) + \frac{1}{2} \left(\sin \frac{2\pi}{s}(x + l_1 - l_0 + a) + \sin \frac{2\pi}{s}(x + l_1 - l_0 - a) \right) \right], \\ z_2 &= z - l_2\varphi - \frac{q_0}{2} \left\{ \frac{1}{2} \left[\sin \frac{2\pi}{s}(x - l_2 + l_0 + a) + \sin \frac{2\pi}{s}(x - l_2 + l_0 - a) \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \left[\sin \frac{2\pi}{s}(x - l_2 - l_0 + a) + \sin \frac{2\pi}{s}(x - l_2 - l_0 - a) \right] \right\}, \\ z_3 &= z - (l_2 + l_3)\varphi - q_0 \sin \frac{2\pi}{s}(x - l_2 - l_3). \end{aligned}$$

Так как $x = vt$ (см. рис. 1, 6), то $\frac{2\pi}{s}x = \omega t$, где ω – угловая частота колебаний

$$\omega = \frac{2\pi v}{s} \quad (27)$$

Для компактной записи выражений воспользуемся следующими обозначениями:

$$\begin{aligned}
l_{10} &= l_1 + l_0, \quad l_{11} = l_1 - l_0 + a, \quad l_{12} = l_1 - l_0 - a, \quad l_{20} = -l_2 + l_0 + a, \\
l_{21} &= -l_2 + l_0 - a, \quad l_{22} = -l_2 - l_0 + a, \quad l_{23} = -l_2 - l_0 - a, \quad l_{30} = l_2 + l_3, \\
l_{31} &= -l_2 - l_3.
\end{aligned}$$

С новыми обозначениями выражения для координат приобретают такой вид:

$$\begin{aligned}
z_1 &= z + l_1\Phi - \frac{q_0}{2} \left[\sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{10} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{10} + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{2} \left(\sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{11} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{11} + \sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{12} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{12} \right) \right]; \\
z_2 &= z - l_2\Phi - \frac{q_0}{2} \left[\frac{1}{2} \left(\sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{20} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{20} + \sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{21} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{21} \right) + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{2} \left(\sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{22} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{22} + \sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{23} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{23} \right) \right]; \\
z_3 &= z - l_{30}\Phi - q_0 \left(\sin \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{31} + \cos \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{31} \right).
\end{aligned}$$

Для производных по времени от этих выражений имеем:

$$\begin{aligned}
\dot{z}_1 &= \dot{z} + l_1\dot{\Phi} - \frac{q_0\omega}{2} \left[\cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{10} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{10} + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{2} \left(\cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{11} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{11} + \cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{12} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{12} \right) \right]; \\
\dot{z}_2 &= z - l_2\dot{\Phi} - \frac{q_0\omega}{2} \left[\frac{1}{2} \left(\cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{20} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{20} + \cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{21} + \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{21} \right) + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{2} \left(\cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{22} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{22} + \cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{23} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{23} \right) \right]; \\
\dot{z}_3 &= \dot{z} - l_{30}\dot{\Phi} - q_0 \left(\cos \omega t \cos \frac{2\pi}{s} l_{31} - \sin \omega t \sin \frac{2\pi}{s} l_{31} \right).
\end{aligned}$$

Дальнейшее упрощение этих формул возможно с использованием таких обозначений:

$$\begin{aligned}
a_{11} &= \cos \frac{2\pi}{s} l_{10}; \quad a_{12} = \sin \frac{2\pi}{s} l_{10}; \quad a_{13} = \cos \frac{2\pi}{s} (l_{11} + l_{12}); \\
a_{14} &= \sin \frac{2\pi}{s} (l_{11} + l_{12}); \quad a_{21} = \cos \frac{2\pi}{s} (l_{20} + l_{21}); \quad a_{22} = \sin \frac{2\pi}{s} (l_{20} + l_{21}); \\
a_{23} &= \cos \frac{2\pi}{s} (l_{22} + l_{23}); \quad a_{24} = \sin \frac{2\pi}{s} (l_{22} + l_{23}); \quad a_{31} = \cos \frac{2\pi}{s} l_{31}; \\
a_{32} &= \cos \frac{2\pi}{s} l_{31}.
\end{aligned}$$

Выражения для деформаций:

$$\left. \begin{aligned}
z_1 &= z + l_1 \Phi - \frac{q_0}{2} \left[a_{11} \sin \omega t + a_{12} \cos \omega t + \frac{1}{2} (a_{13} \sin \omega t + a_{14} \cos \omega t) \right], \\
z_2 &= z - l_2 \Phi - \frac{q_0}{2} \left[\frac{1}{2} (a_{21} \sin \omega t + a_{22} \cos \omega t) + \frac{1}{2} (a_{23} \sin \omega t + a_{24} \cos \omega t) \right], \\
z_3 &= z - l_3 \Phi - q_0 (a_{31} \sin \omega t + a_{32} \cos \omega t).
\end{aligned} \right\} (28)$$

Выражения для производных от деформаций:

$$\left. \begin{aligned}
\dot{z}_1 &= \dot{z} + l_1 \dot{\Phi} - \frac{q_0 \omega}{2} \left[a_{11} \cos \omega t - a_{12} \sin \omega t + \frac{1}{2} (a_{13} \cos \omega t - a_{14} \sin \omega t) \right], \\
\dot{z}_2 &= \dot{z} - l_2 \dot{\Phi} - \frac{q_0 \omega}{2} \left[\frac{1}{2} (a_{21} \cos \omega t - a_{22} \sin \omega t) + \frac{1}{2} (a_{23} \cos \omega t - a_{24} \sin \omega t) \right], \\
\dot{z}_3 &= \dot{z} - l_3 \dot{\Phi} - q_0 \omega (a_{31} \cos \omega t - a_{32} \sin \omega t).
\end{aligned} \right\} (29)$$

Подставляя выражения из (28), (29) в уравнения (26), после введения обозначений

$$\begin{aligned}
c_{11} &= 2(c_1 + c_2 + c_3); \quad c_{12} = c_{21} = 2(c_1 l_1 - c_2 l_2 - c_3 l_3); \\
c_{22} &= 2(c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 + c_3 l_3^2); \quad b_{11} = 2(k_1 + k_2 + k_3); \\
b_{12} &= b_{21} = 2(k_1 l_1 - k_2 l_2 - k_3 l_3); \quad b_{22} = 2(k_2 l_2^2 + k_3 l_3^2); \\
A_1 &= \frac{c_1 (2a_{11} + a_{13}) + c_2 (a_{21} + a_{23}) + 4c_3 a_{31}}{2}; \\
B_1 &= \frac{c_1 (2a_{12} + a_{14}) + c_2 (a_{22} + a_{24}) + 4c_3 a_{32}}{2};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
D_1 &= \frac{k_1(2a_{11} + a_{13}) + k_2(a_{21} + a_{23}) + 4k_3a_{31}}{2}; \\
E_1 &= \frac{k_1(2a_{12} + a_{14}) + k_2(a_{22} + a_{24}) + 4k_3a_{32}}{2}; \\
A_2 &= \frac{c_1l_1(2a_{11} + a_{13}) + c_2l_2(a_{21} + a_{23}) + 4c_3l_3a_{31}}{2}; \\
B_2 &= \frac{c_1l_1(2a_{12} + a_{14}) + c_2l_2(a_{22} + a_{24}) + 4c_3l_3a_{32}}{2}; \\
D_2 &= \frac{k_1l_1(2a_{11} + a_{13}) - k_2l_2(2a_{21} + a_{23}) - 4k_3l_3a_{31}}{2}; \\
E_2 &= \frac{k_1l_1(2a_{12} + a_{14}) - k_2l_2(2a_{22} + a_{24}) - 4k_3l_3a_{32}}{2}; \\
H_{s1} &= q_0(A_1 - \omega E_1); \quad H_{c1} = q_0(B_1 + \omega D_1); \quad H_{s2} = q_0(A_2 - \omega E_2); \\
H_{c2} &= q_0(B_2 + \omega D_2),
\end{aligned}$$

получим

$$\left. \begin{aligned}
m\ddot{x} + b_{11}\dot{x} + b_{12}\dot{z} + c_{11}z + c_{12}\varphi &= H_{c1} \cos \omega t + H_{s1} \sin \omega t, \\
J\ddot{\varphi} + b_{21}\dot{x} + b_{22}\dot{\varphi} + c_{12}z + c_{22}\varphi &= H_{c2} \cos \omega t + H_{s2} \sin \omega t.
\end{aligned} \right\} \quad (30)$$

Для компактного представления решения системы уравнений (30) представим ее в матричной форме

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{H}_c \cos \omega t + \mathbf{H}_s \sin \omega t, \quad (31)$$

где \mathbf{M} , \mathbf{B} , \mathbf{C} – симметричные матрицы соответственно инерции, демпфирования и жесткости;

\mathbf{x} – вектор обобщенных координат;

\mathbf{H}_c , \mathbf{H}_s – векторы соответственно косинусных и синусных амплитуд возмущения.

Указанные матрицы и векторы имеют следующую структуру:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} z \\ \varphi \end{bmatrix}; \quad \mathbf{H}_c = \begin{bmatrix} H_{c1} \\ H_{c2} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{H}_s = \begin{bmatrix} H_{s1} \\ H_{s2} \end{bmatrix}.$$

Частное решение уравнения (31) при вынужденных колебаниях представим в виде

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}_c \cos \omega t + \mathbf{A}_s \sin \omega t, \quad (32)$$

\mathbf{A}_c , \mathbf{A}_s – векторы соответственно косинусных и синусных амплитуд колебаний масс.

Подставим выражение (32) в дифференциальное уравнение (31). Сравнивая коэффициенты при $\cos \omega t$ и $\sin \omega t$ в правой и левой частях полученного соотношения, придем к матричному уравнению относительно неизвестных амплитуд

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M} & \omega \mathbf{B} \\ -\omega \mathbf{B} & \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_c \\ \mathbf{A}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_c \\ \mathbf{H}_s \end{bmatrix}. \quad (33)$$

Из (33) для вектора искоемых амплитуд имеем

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_c \\ \mathbf{A}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M} & \omega \mathbf{B} \\ -\omega \mathbf{B} & \mathbf{C} - \omega^2 \mathbf{M} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{H}_c \\ \mathbf{H}_s \end{bmatrix}. \quad (34)$$

Теперь законы изменения обобщенных координат будут иметь вид:

$$z = A_{c1} \cos \omega t + A_{s1} \sin \omega t = \tilde{A}_1 \sin(\omega t + \varepsilon_1), \quad (35)$$

$$\varphi = A_{c2} \cos \omega t + A_{s2} \sin \omega t = \tilde{A}_2 \sin(\omega t + \varepsilon_2), \quad (36)$$

где A_{ci} , A_{si} , $\tilde{A}_i = \sqrt{A_{ci}^2 + A_{si}^2}$ ($i=1,2$) – косинусные, синусные и полные амплитуды колебаний обобщенных координат z , φ ;

ε_i ($i=1,2$) – фаза колебаний обобщенных координат z , φ .

Для однозначного определения фазы колебаний следует воспользоваться очевидными соотношениями

$$\cos \varepsilon_i = \frac{A_{ci}}{\tilde{A}_i}, \quad \sin \varepsilon_i = \frac{A_{si}}{\tilde{A}_i}.$$

Результаты расчетных исследований. Будем рассматривать движение трактора без нагрузки. Для расчетов принимаем: $m = 6000$ кг – масса подрессоренной части трактора; $a_1 = 270$ мм, $l = 270$ мм – длины рычагов; $l_k = 1180$ мм, $l_b = 915$ мм, $l_1 = 648$ мм, $l_2 = 532$ мм, $l_3 = 760$ мм – расстояния; $L = 2250$ мм – расстояния между крайними катками.

В расчетной схеме неизвестными являются: деформации рессор z_1, z_2, z_3 ; жесткости упругих элементов c_1, c_2, c_3 ; Φ – дифферент; нагрузки на упругие элементы F_1, F_2, F_3 .

В сельскохозяйственных тракторах центр тяжести располагается обычно впереди середины опорных поверхностей гусениц на расстоянии $l_{\text{ц}} = (0,05 \div 0,06)L$, с таким расчетом, чтобы при выполнении наиболее характерной работы – пахоты центр давления был посередине опорной поверхности, что обеспечивает минимальную нагрузку на поверхность почвы.

Примем $l_{\text{ц}} = 0,05L = 0,05 \cdot 2250 = 112,5$ мм, тогда при работе на горизонтальном участке движения с номинальной силой тяги на крюке $P_{\text{кр}} = 30$ кН для смещения центра давления имеем в первом приближении

$$x_{\text{д}} = \frac{P_{\text{кр}} h_{\text{кр}}}{G_{\text{T}}} - l_{\text{ц}} = \frac{30000 \cdot 0,327}{85800} - 0,1125 = 0,0018 \text{ м},$$

где $h_{\text{кр}} = 0,327$ м – высота точки крепления плуга; $G_{\text{T}} = 85,8$ кН – вес трактора.

Таким образом, для принятых данных центр давления будет практически совпадать с серединой опорных поверхностей гусениц.

Для определения вертикальных реакций, действующих на упругие элементы, воспользуемся следующими соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} 2(F_1 + F_2 + F_3) &= mg, \\ F_1 &= c_1 z_1, \quad F_2 = c_2 z_2, \quad F_3 = c_3 z_3, \\ F_3(l_2 + l_3) + F_2 l_2 - F_1 l_1 &= 0, \\ z_2 &= z_3 + l_3 \operatorname{tg} \varphi, \quad z_1 = z_3 + (l_1 + l_2 + l_3) \operatorname{tg} \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

где g – ускорение свободного падения.

Будем полагать, что собственная частота вертикальных колебаний корпуса трактора $f = 3,5$ Гц.

В первом приближении, пренебрегая смещением центра тяжести, жесткость эквивалентного упругого элемента определим по формуле

$$c_i = \frac{4\pi^2 f^2 m}{6} = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 3,5^2 \cdot 6000}{6} = 483,1 \text{ кН/м} \quad (i = \overline{1,6}).$$

Для деформации упругого элемента имеем

$$\Delta h = \frac{mg}{\sum_{i=1}^6 c_i} = \frac{6000 \cdot 9,81}{483,1 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0,0203 \text{ м}.$$

Считая жесткости упругих элементов одинаковыми, получим

$$z_1 + z_2 + z_3 = 0,0609.$$

Теперь, решая систему уравнений, найдем искомые параметры:

$\varphi = 0,53^\circ$ – угол наклона рамы трактора; $z_1 = 0,03$ м, $z_2 = 0,019$ м, $z_3 = 0,012$ м – деформации упругих элементов; $F_1 = 14,47$ кН, $F_2 = 9,179$ кН, $F_3 = 5,797$ кН.

Определим точку, вокруг которой произойдет поворот рамы трактора

$$l_{\Pi} = \frac{z_1 - \Delta h}{\sin \varphi} = \frac{0,03 - 0,203}{0,00925} = 1,05 \text{ м}.$$

Принимаем углы установки балансиров: первой каретки $\alpha_{01} = 14,7^\circ$, $\alpha_{02} = 15,8^\circ$; второй каретки $\alpha_{03} = 17,15^\circ$, $\alpha_{04} = 18,2^\circ$; задней подвески $\alpha_{05} = 19,8^\circ$.

Коэффициент сопротивления амортизаторов определим из условия, что на подвеску действует $\frac{1}{6}$ силы тяжести трактора; коэффициент относительного затухания колебаний трактора примем равным $\psi = 0,3$. Тогда

$$k = \psi \sqrt{cm} = \sqrt{483120,4 \cdot \frac{6000}{6}} = 20852 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}.$$

Углы установки рычагов кареток относительно рамы трактора определяются его конструкцией, так как

$$\alpha_0 + \beta_0 = 65^\circ, \alpha_{01} + \beta_{01} = 65^\circ.$$

На рис. 7 показаны амплитудно-частотные характеристики вертикального перемещения центра масс (1) и угла поворота корпуса трактора (2) в зависимости от частоты возмущения, которая связана со скоростью движения трактора соотношением (27), для двух амплитуд гармонического профиля дороги $q_0 = 0,05\text{ м}$ (верхние кривые), $q_0 = 0,03\text{ м}$ (нижние кривые).

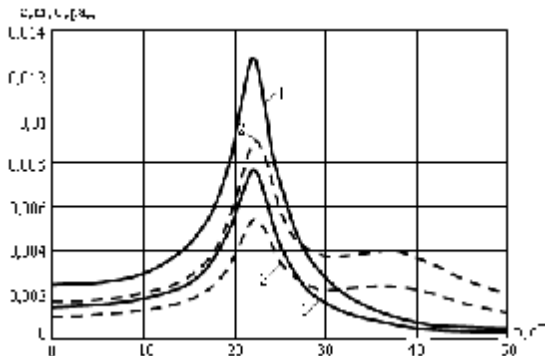


Рисунок 7 – Амплитудно-частотные характеристики:
1 – вертикальное перемещение; 2 – угол поворота

На рис. 8 аналогичные амплитудно-частотные характеристики построены для ускорения центра масс и углового ускорения корпуса трактора.

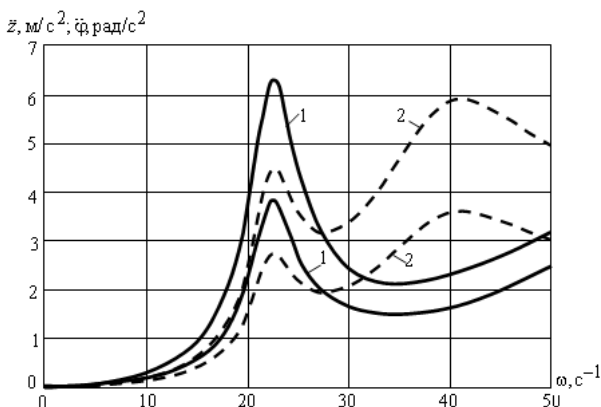


Рисунок 8 – Амплитудно-частотные характеристики:
1 – вертикальное ускорение; 2 – угловое ускорение

Выводы. 1. Построена математическая модель динамики корпуса трактора со смешанной системой поддрессоривания и несоосными катками кареток. 2. Получены выражения для приведенных коэффициентов жесткости и сопротивления индивидуальной подвески и кареток. 3. Записаны дифференциальные уравнения динамики трактора в матричной форме с гармоническим возмущением, зависящим от частоты. 4. Представлено решение системы дифференциальных уравнений в форме удобной для анализа. 5. Приведены результаты расчетов амплитудно-частотных характеристик перемещения центра масс корпуса трактора и его угла поворота, а также их вторых производных для предложенной модели. 6. Установлено, что для выбранных параметров модели динамические характеристики удовлетворяют технологическим требованиям.

Список литературы: 1. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксеневич, В.А. Скольников, М.И. Ляско – Агропромиздат, 1985.– 304 с. 2. Ходовые системы тракторов: (Устройство, эксплуатация, ремонт): Справочник / В.М. Забродский, А.М. Файнлейб, Л.Н. Кутин, О.Л. Уткин-Любовцов.– М.: Агропромиздат, 1986.– 271 с. 3. Ребров А.Ю., Великодний В.М. Влияние упругой угловой связи в шарнире гусеничной цепи на параметры воздействия на почву // Вісник НТУ “ХП”. Тематичний випуск: Автомобіле – та тракторобудування.– 2006.– № 6.– С. 3-7. 4. Эффективность применения ЭВМ при проектировании систем поддрессоривания тракторов / Кутин Л.Н., Шевчук В.П., Пономаренко В.М., Лобода Е.Г.– В сб.: Автоматизация проектно-конструкторских работ с помощью ЭВМ. Труды НИОУ “НАТИ”, М., 1984.– С. 3-15. 5. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов по специальности “Автомобили и тракторы”– М.: Машиностроение, 1980.– 335 с.

Поступила в редколлегию 27.09.10

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 621.313

Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ, канд. техн. наук, ***В.П. СЕВЕРИН***, д-р техн. наук,
Т.В. ПАРФЕНЮК, Д.Ю. ЗЮЗИН, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
М.Л. ГЛЕБОВА, канд. техн. наук, ХНАГХ (г. Харьков),
Н.А. ГОРДЕЕВА

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА БАЗЕ ЛИНЕЙНОГО ШАГОВОГО ПРИВОДА

Розроблена імітаційна модель електроприводу з лінійним кроковим двигуном, що дозволяє визначати миттєві значення параметрів електроприводу в різних режимах його роботи.

The developed simulation model of electric drive with linear stepper motor allows to determine the instantaneous values of parameters of electric drive in different modes of its operations.

В настоящее время широко распространены различные автоматизированные электроприводы на базе электромеханического преобразователя энергии шагового типа. Они создаются ротативной или линейной конструкции на различные значения мощности от 0,1 Вт до 500 кВт. Линейная конструкция электромеханических преобразователей нашла свое применение в качестве исполнительных механизмов приводов различного назначения. Рассматриваемый в данной статье линейный шаговый двигатель (ЛШД) можно использовать в качестве привода закрытия дверей электропоездов, привода поднятия токоприемников на электроподвижном составе и в электромеханических системах наклона кузовов поездов [1–3], привода систем управления и защиты (СУЗ) ядерных реакторов типа ВВЭР-1000 атомных электростанций [4,5],

При моделировании работы приводов с ЛШД используются упрощенные модели этих двигателей, которые не учитывают ряд определяющих факторов, влияющих на работоспособность системы в целом [3, 4]. В первую очередь это относится к насыщению участков магнитной цепи двигателя, особенно в зубцовой области, и к нелинейности параметров ключей в системе питания двигателя.

Однако для создания оптимальных систем управления приводом в целом необходимы модели ЛШД учитывающие их геометрические параметры и параметры систем их питания и управления. В работе [6] приведена математическая модель которую можно использовать для создания имитационной модели ЛШД в системе MATLAB [7].

Целью данной статьи является создание имитационной модели электропривода на базе линейного электромеханического преобразователя шагового типа.

Принципиальная схема привода с ЛШД представлена на рис. 1. Привод состоит из системы питания и управления ЛШД и линейного шагового двигателя. Система питания и управления ЛШД представляет собой четыре автономных полумостовых инвертора включенных в параллель. К входу преобразователя подается постоянное напряжение U_d . Структура питания всех четырех фаз питания двигателя одинакова. Так фаза А двигателя питается от инвертора, в состав которого входят транзисторные ключи VT1 и VT2 и диоды VD1 и VD2. Конденсатор С предназначен для ускорения процесса переключения фаз двигателя.

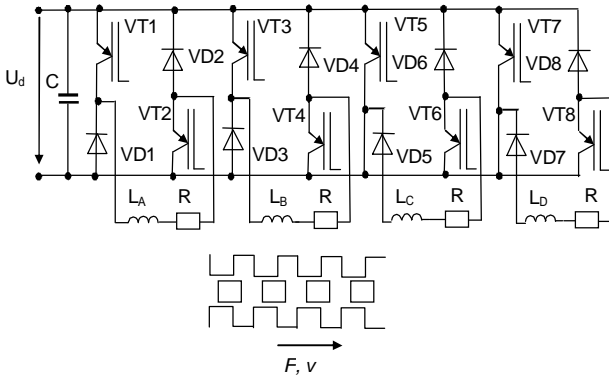


Рисунок. 1 – Принципиальная схема привода

ЛШД представляет собой четырехфазную линейную шаговую машину. На принципиальной схеме привода рис. 1 обмотки фаз двигателя обозначены в виде индуктивностей L_A , L_B , L_C , L_D и активных сопротивлений R . Последовательная подача импульсов тока в обмотки фаз приводит к созданию электромагнитной силы F , вызывающей перемещение якоря со скоростью v .

Система управления автономным инвертором представлена в [12] и состоит из двух каналов – канала ограничения тока и канала линейного перемещения.

Конструкция двигателя в различных видах приведена на рис. 3. Двигатель состоит из четырех фаз А, В, С и D, магнитные системы которых между собой не связаны. Для увеличения быстродействия привода двигатель выполнен по конструкции с полым трубчатым якорем 4 и внутренний статором 1. Конструкция катушки каждой фазы состоит из четырех отдельных катушек 5, установленных на разных полюсах внешнего статора 3. Для увеличения точности позиционирования полюсные наконечники внешнего статора 2 выполнены с зубцами. Фазы двигателя конструктивно соединены между собой корпусом 6.

Предлагается разработать комбинированную модель автоматизированного электропривода на базе ЛШД, которая включает имитационную модель полупроводникового преобразователя, а также математические модели ЛШД и механической части привода. Имитационная модель преобразователя построена на основе стандартных элементов инструментария SIMULINK системы MATLAB. Математическая модель ЛШД строится с учетом геометрических размеров зубцовой зоны и нелинейных свойств магнитных материалов.

Рассмотрим построение математической модели ЛШД. Уравнение электрической цепи фазы индукторного двигателя по второму закону Кирхгофа имеет вид:

$$U = e + ir. \quad (1)$$

Здесь противоЭДС определяется по закону электромагнитной индукции:

$$e = \frac{d\Psi}{dt} = \frac{\partial\Psi}{\partial i} \frac{di}{dt} + \frac{\partial\Psi}{\partial x} \frac{dx}{dt} = \frac{di}{dt} L + vK, \quad (2)$$

где Ψ – потокосцепление фазы индукторного двигателя, L – индуктивность катушки, v – линейная скорость, K – частная производная потокосцепления по линейному перемещению при постоянном токе.

Подставим выражение (2) для противоЭДС в уравнение (1) и преобразуем его к виду Коши:

$$\frac{di}{dt} = \frac{U - iR - vK}{L}. \quad (3)$$

Механическое уравнение движение якоря на основании второго закона Ньютона имеет вид:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_e - F_c, \quad (4)$$

где m – масса якоря, F_e – электромагнитная сила, F_c – сила сопротивления.

Понизим порядок дифференциального уравнения (4), введя промежуточное уравнение:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_e - F_c}{m}, \quad \frac{dx}{dt} = v. \quad (5)$$

Общая математическая модель четырехфазного ЛШД, составленная по уравнениям (3) и (5), имеет вид:

$$\frac{di_A}{dt} = \frac{U_A - iR - vK(x-t, i_B)}{L(x, i_A)}, \quad \frac{di_B}{dt} = \frac{U_B - iR - vK(x-t, i_B)}{L(x, i_B)}, \quad (6)$$

$$\frac{di_C}{dt} = \frac{U_C - iR - vK(x-2t, i_C)}{L(x, i_C)}, \quad \frac{di_D}{dt} = \frac{U_D - iR - vK(x-3t, i_D)}{L(x, i_D)}, \quad (7)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F(x, i_A) + F(x-t, i_A) + F(x-2t, i_A) + F(x-3t, i_A) - F_c}{m}, \quad \frac{dx}{dt} = v. \quad (8)$$

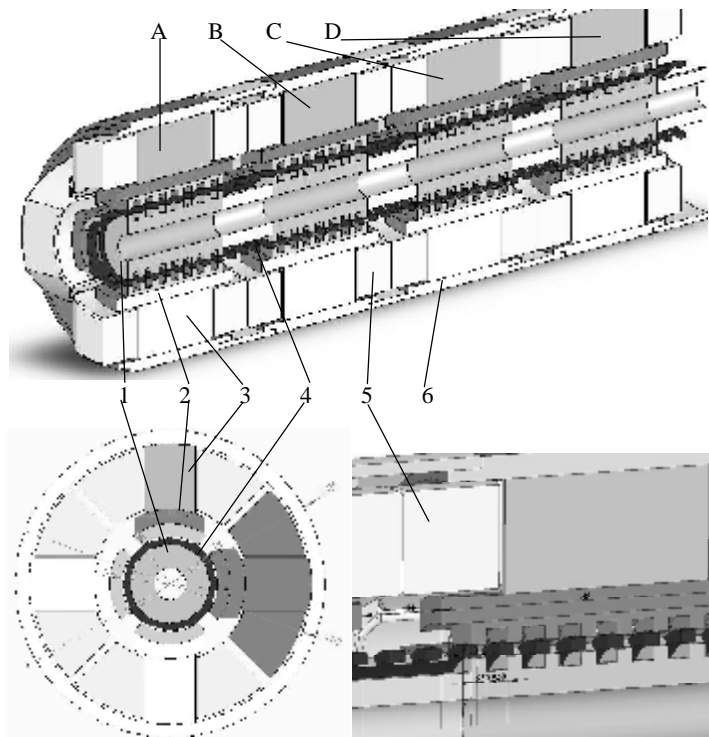


Рисунок 3– Конструкция двигателя: 1 – внутренний статор, 2 – полюсные наконечники внешнего статора, 3 – полюса, 4 – якорь, 5 – катушки фаз, 6 – корпус

В уравнениях (6) и (7) используются величины частных производных потокоцеплений:

$$L = \frac{\partial \Psi}{\partial i}, \quad K = \frac{\partial \Psi}{\partial x}. \quad (9)$$

Поскольку магнитные системы фаз между собой не связаны, их потокоцепления и электромагнитные силы являются функциями линейного перемещения и тока соответствующей фазы:

$$\Psi = f(x, i), \quad F = f(x, i). \quad (10)$$

На рис. 4 представлена расчетная область зубцовой зоны. Задача рассматривается в аксиально-симметричной постановке. Принято допущение о не насыщенности участков магнитной цепи: спинки внутреннего и внешнего статоров.

Участки (см. рис. 4) 1- ротор, 2- внутренний статор, 3- внешний статор, 4- участок магнитной цепи с относительной магнитной проницаемостью близкой к бесконечности (в расчетах принято равным 10000) 5- эквивалентная катушка обеспечивающая создание магнитного потока 6- воздушный зазор 7- область ограничения потока рассеяния. Конечно-элементная сетка в области воздушного зазора для обеспечения точности определения электромагнитной силы число треугольников не менее 4. В остальных областях установлена адаптивная сеточная модель. По результатам расчетов магнитного поля определялись значения потокосцепления эквивалентной катушки и электромагнитная сила с использованием стандартных функций FEMM [8].

Для определения функций (10) предлагается разложить их в гармонический ряд по координате линейного перемещения с последующей аппроксимацией амплитуд каждой гармоники полиномами Чебышева на множестве равноудаленных точек по координате тока фазы, используя результаты вычислительных экспериментов как исходные данные. При этом аппроксимация потокосцепления фазы имеет вид:

$$\begin{aligned} \Psi &= PC(i) + \sum_{k=1}^{N_G} (PA(i) \sin(kx) + PB(i) \cos(kx)) = \\ &= \sum_{n=0}^{N_s} (C_n (M i + Z)^n) + \sum_{k=1}^{N_G} \left(\sum_{n=0}^{N_s} (A_{n,k} (M i + Z)^n) \sin(kx) + \right. \\ &\quad \left. \sum_{n=0}^{N_s} (B_{n,k} (M i + Z)^n) \cos(kx) \right), \end{aligned} \quad (11)$$

где $PA(i)$, $PB(i)$ и $PC(i)$ – полиномы Чебышева при синусной, косинусной и постоянной составляющих соответственно, k – номер гармоники, N_G – число гармоник, $A_{n,k}$, $B_{n,k}$ и C_n – коэффициенты регрессии полиномов при синусной, косинусной и постоянной составляющих соответственно, n – номер коэффициента регрессии, N_s – степень полинома, M и Z – масштабный коэффициент и смещение при токе фазы.

Аналогично потокосцеплению представим аппроксимацию электромагнитной силы:

$$\begin{aligned} F &= PFC(i) + \sum_{k=1}^{N_G} (PFA(i) \sin(kx) + PFB(i) \cos(kx)) = \\ &= \sum_{n=0}^{N_s} (FC_n (M i + Z)^n) + \sum_{k=1}^{N_G} \left(\sum_{n=0}^{N_s} (FA_{n,k} (M i + Z)^n) \sin(kx) + \right. \\ &\quad \left. \sum_{n=0}^{N_s} (FB_{n,k} (M i + Z)^n) \cos(kx) \right), \end{aligned} \quad (12)$$

где $PFA(i)$, $PFB(i)$ и $PFC(i)$ – полиномы при синусной, косинусной и постоянной составляющих соответственно для электромагнитной силы,

$FA_{n,k}$, $FB_{n,k}$ и FC_n – коэффициенты регрессии полиномов при синусной, косинусной и постоянной составляющих соответственно.

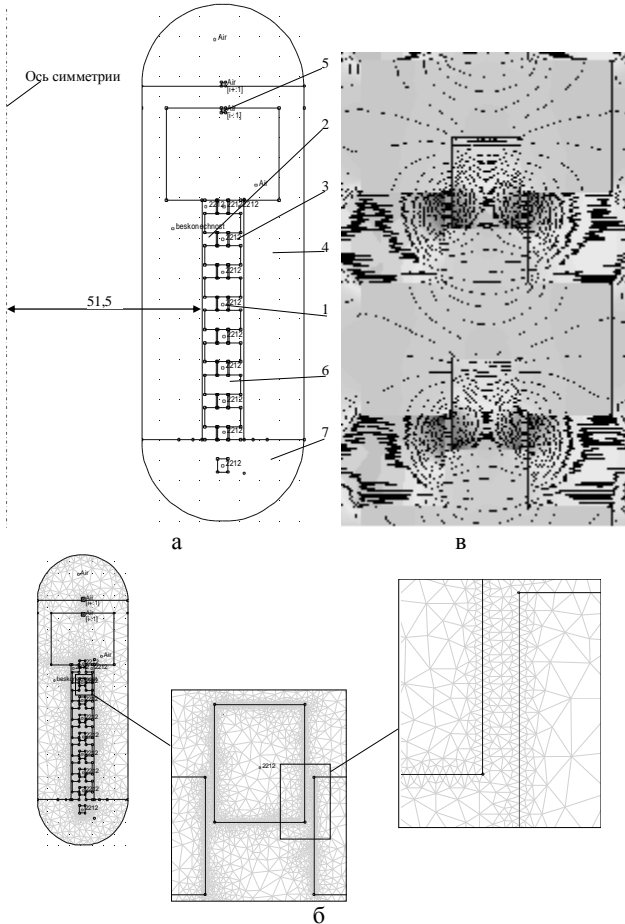


Рисунок 4 – Расчет магнитного поля ЛШД: а– расчетная область, б – конечно-элементная сетка, в– результаты расчета поля в зубцовой зоне.

Из выражения (11) получим аналитически производные (9) потокоцеплений по координатам тока и линейного перемещения:

$$L = M \left(\sum_{n=1}^{N_s} \left(nC_n (M i + Z)^{n-1} \right) + \sum_{k=1}^{N_G} \left(\sum_{n=1}^{N_s} \left(nA_{n,k} (M i + Z)^{n-1} \right) \sin(kx) + \sum_{n=1}^{N_s} \left(nB_{n,k} (M i + Z)^{n-1} \right) \cos(kx) \right) \right), \quad (13)$$

$$K = \sum_{k=1}^{N_G} \left(\sum_{n=0}^{N_s} k (A_{n,k} (M i + Z)^n) \cos(kx) - \sum_{n=0}^{N_s} (B_{n,k} (M i + Z)^n) \sin(kx) \right) \quad (14)$$

Уравнения (6)–(8) и (12)–(14) составляют математическую модель ЛШД, которую предлагается использовать для создания модели автоматизированного электропривода.

Для моделирования привода разработана имитационная модель в среде Matlab simulink. Модель представлена на рис. 5а. Она состоит из следующих основных элементов: подсистема INVERTOR позволяет имитировать работу инвертора и системы управления привода, подсистемы ID_EL1, ID_EL2, ID_EL3 и ID_EL4 – фазы двигателя, а подсистема МЕХАНИКА1 механическую часть привода.

Рассмотрим подсистему INVERTOR. (рис. 5б) Она состоит из четырех однотипных подсистем INVERTOR_FAZA1, INVERTOR_FAZA2, INVERTOR_FAZA3, INVERTOR_FAZA4 имитирующих работу фаз автономного инвертора и систем их управления. Фазы инвертора получают сигналы о положении ротора со сдвигом в $\tau = 0,004$ м. Блок I_{max} (рис. 5в) устанавливает ограничение по току фазы инвертора.

На рис. 5в показана подсистема INVERTOR_FAZA1. В ней собрана имитационная модель фазы полумостового инвертора и системы управления.

На рис 5г приведена структура подсистемы ID_EL1 имитирующей работу фазы индукторного двигателя. Подсистема состоит из управляемого источника тока Tok1 определяющего ток фазы двигателя вольтметра изверяющего напряжение на источнике тока подсистемы MODEL_EL в которой реализована имитационная модель. MATLAB функция PILA преобразует линейное перемещение ротора из геометрических величин в относительное перемещение ротора относительно статора. Подсистема MODEL_EL (рис. 5д) реализует интегрирование дифференциальных уравнений (6). MATLAB- функции L , K и FF определяют значение L , K и F по аппроксимирующим полиномам (13), (14) и (12) соответственно. Блок R задает величину активного сопротивления R . Блок W задает число витков в катушке статора, а блок LW определяет полную индуктивность катушки статора. Блок IW определяет МДС катушки статора. Блоки Add1 и KV1 предназначены для реализации выражения (6). Для интегрирования дифференциального уравнения используется блок int di/dt, а начальные условия задает блок ia nach. Из подсистемы выводятся мгновенные значения тока и силы реализуемой фазой.

Подсистема МЕХАНИКА1 (рис 5е) реализует интегрирование дифференциальных уравнений движения ротора (5). Блок F nagr задает значение сила сопротивления F_c , блок massa задает значение массы якоря m . Блок int dV/dt интегрирует дифференциальное уравнения скорости, а int dX/dt

уравнение движения. Блоки V паш задает начальную скорость движения ротора, а X паш начальную координату ротора.

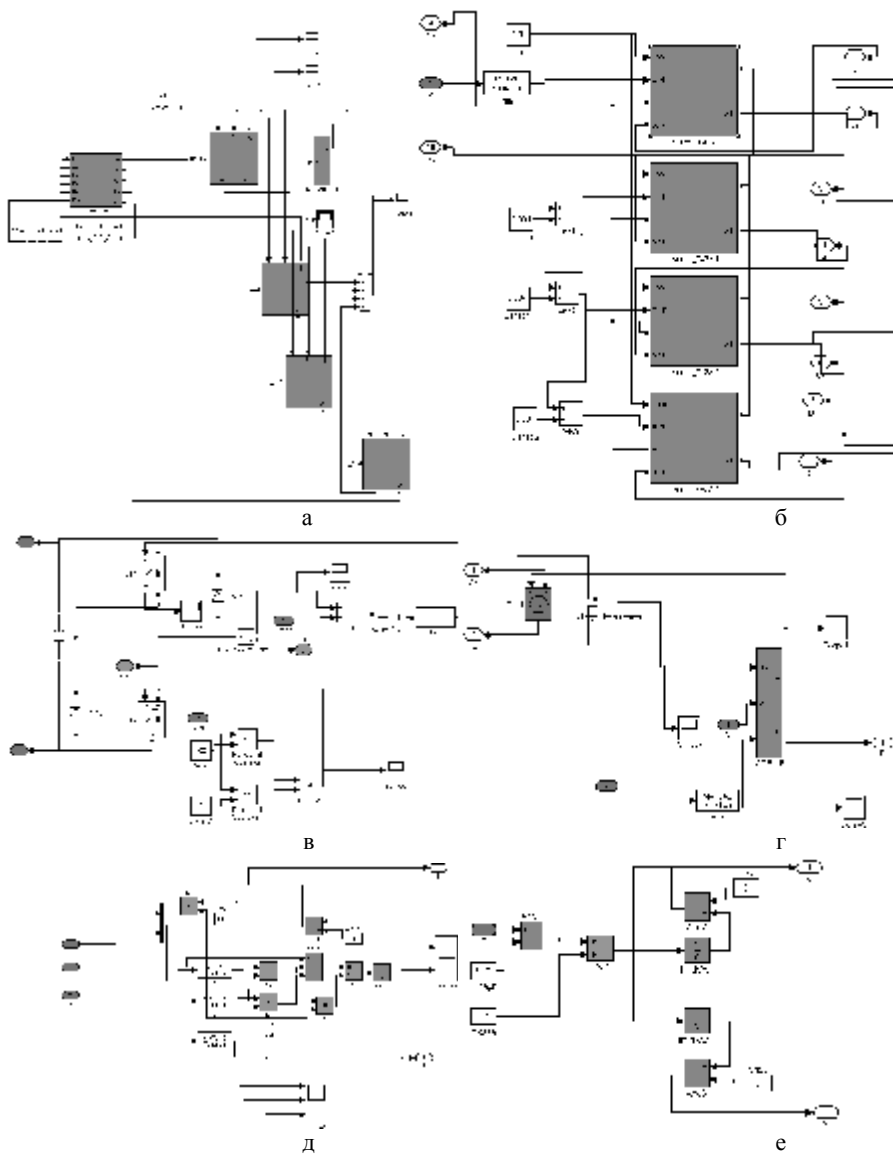


Рисунок 5 – Имитационная модель привода ЛШД

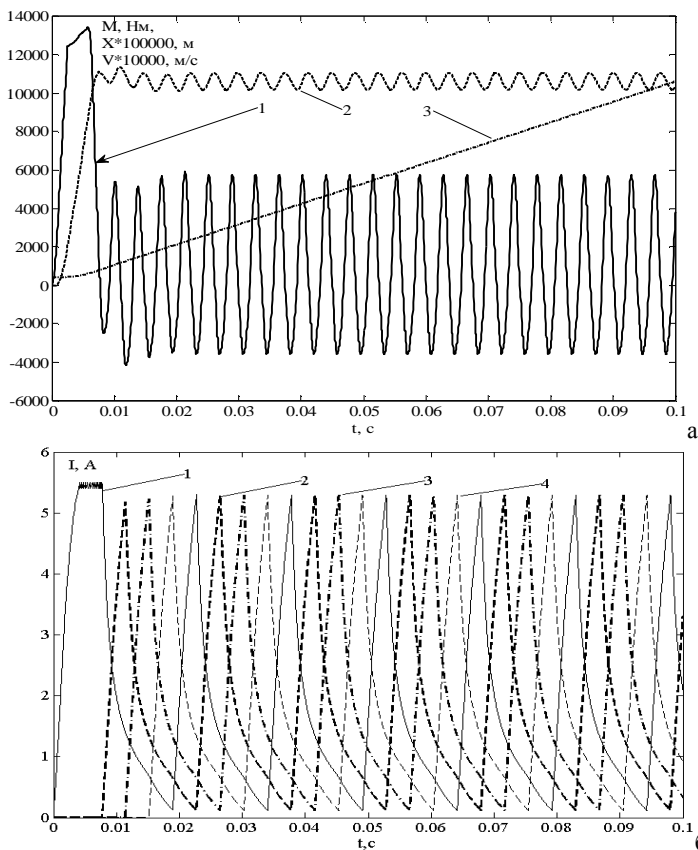


Рисунок 6 – Результаты моделирования режима пуска ЛШД.

а – механические параметры: 1 – электромагнитная сила, 2 – линейная скорость, 3 – линейное перемещение

б – токи в фазах: 1 – ток фазы А, 2 – ток фазы В, 3 – ток фазы С, 4 – ток фазы D

Результаты моделирования приведены на рис. 6. Скорость ротора (рис. 6а) монотонно возрастает в интервале времени 0...0,006с, далее ее график представляет собой функцию имеющую три составляющие: постоянная составляющая 1,07 м/с, переменная гармоническая составляющая с амплитудой 0,1м/с и периодом 0,0027 с, и аperiodическая составляющая с постоянной времени приблизительно 0,005с. Такой характер скорости вызван следующими процессами. В момент разгона двигателя работает только фаза А ток в ней монотонно возрастает в связи с наличием индуктивности в фазе, одновременно растет электромагнитная сила. Ток в фазе двигателя достигает значения соответствующего току уставки 5,5 А (рис. 6б). Далее система управления двигателя пытается стабилизировать ток фазы путем широко-

импульсного регулирования. В результате в интервале времени от 0,03 до 0,07 ток поддерживается на уровне $5,5 \pm 0,01$ А. В этот момент возникает сила тяги, которая соответствует положительной полуволне второй составляющей скорости. В момент времени 0,006 до 0,009 с ток фазы А монотонно снижается так как согласно закона управления в этот момент времени силу тяги должна создавать фаза В. Но ввиду индуктивности фазы ток не может мгновенно снизиться до нуля. В результате чего в интервале времени 0,007 до 0,009с. возникает тормозная сила и отрицательная полуволна второй составляющей скорости. В это время ток фазы В начинает монотонно возрастать но достигнув значения 5,2 А к 0,011с начинает снестаться так как напряжение с фазы снимается и передается на следующую фазу С согласно закону управления. При этом среднее значение электромагнитной силы значительно снижается – энергия расходуется только на преодоление силы сопротивления. А импульсы тока создают периодическую составляющую скорости.

Что касается апериодической составляющей то она вызвана, в первую очередь, свойствами механической части привода (массой якоря) и может быть скомпенсирована применением различного типа регуляторов.

Выводы: 1. Разработанная имитационная модель электропривода ЛШД позволяет определять мгновенные значения параметров электропривода в различных режимах его работы. 2. Имитационная модель создана в среде MATLAB. Особенностью модели является определение электромагнитных параметров двигателя по результатам расчета магнитного поля методом конечных элементов и их последующая аппроксимация полиномами Чебышева. Модель учитывает геометрию зубцовой зоны ЛШД и ее насыщение в отдельных участках, учитывается нелинейность полупроводниковых элементов преобразователя и его схемотехника.

Список литературы 1. Корниенко В. В., Омеляненко В. И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Щербаков В. Г., Коллахчян Г. И., Хоменко Б. И. Применение реактивных индукторных двигателей на перспективном ЭПС // *Электровозостроение: сб. научн. тр. ОАО «Всерос. н.-и. и проектно-конструкт. ин-т электровозостроения» (ОАО «ВЭЛНИИ»)*. Т.40. Новочеркасск, 2001. – С. 45-57. 3. Омеляненко В. И., Любарский Б. Г., Рябов Е. С., Демидов А. В., Глебова Т. В. Анализ и сравнение перспективных тяговых электродвигателей // *Залізничний транспорт України*. 2008. № 2/1. – С. 26–31. 4. Емельянов И. Я., Воскобойников В. В., Масленок Б. А. Основы конструирования исполнительных механизмов управления ядерных реакторов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 232 с. 5. Приводы СУЗ реакторов ВВЭР для атомных электростанций / В. П. Никитюк, А. Г. Казахмедов, А. С. Ваулин и др. – М.: ИКЦ Академкнига, 2004. – 325 с. 6. Джафари Хенджани Сейед Моджтаба Математическая модель автоматизированного электропривода на базе линейного шагового двигателя / Джафари Хенджани Сейед Моджтаба, Б. Г. Любарский, Е. С. Рябов, В. П. Северин, В. Ф. Чернай, Д. И. Якунин // «*Електроінформ*» - 2009. Тем. вип. «Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика» С. 88– 91 7. Дьяконов В. MATLAB 6: учебный курс. – СПб.: Питер, 2001. – 592 с. 8. <http://femm.berlios.de>

Поступила в редакцию 30.09.2010

Ю.В. МАКАРЕНКО, аспирант, НТУ «ХПИ»,
В.Н. БАЛЕВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
В.Г. МАСЛИЕВ, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»

ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАТРОНИКИ ПРИ СОЗДАНИИ РЕГУЛЯТОРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕСОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ НА ТРАНСПОРТЕ

Наведено результати розробки блок-схеми мехатронного регулятора положення кузова відносно площини колії по висоті для транспортних засобів, які обладнано пневматичним ресорним підвішуванням.

The results of development of flow-chart of mechanic-electronically regulator of position of basket are resulted in relation to the plane of track on a height for transport vehicles which are equipped a pneumatic spring hanging.

В настоящее время скорости движения пассажирских поездов возрастают до 200 км/час, что, учитывая состояние рельсового пути, выдвигает на первый план проблемы улучшения комфорта для пассажиров и уменьшения динамического воздействия на путь.

Применение систем ресорного подвешивания на основе пневматических ресор является одним из путей решения этих проблем. Однако, их эксплуатация показывает, что один из основных элементов – регулятор положения кузова (высоторегулирующий клапан «ВК») по стабильности характеристик не соответствует современному техническому уровню, так как требует затрат на проведение регулировочных работ [1].

В частности, работа ВК, не имеющих замедлителей, сопровождается значительной потерей сжатого воздуха при колебаниях кузова на пневморессорах. Работа ВК, у которых применяются гидравлические замедлители, зависит от условий окружающей среды в связи с изменением вязкости жидкости, что требует их перенастройки. Они также экологически несовершенны из-за возможных утечек рабочей жидкости. Более совершенными являются ВК с электрическими замедлителями, поскольку их работа не зависит от условий окружающей среды, они более просты в настройке. Однако износ и подгорание контактов датчика положения кузова не обеспечивает должной стабильности работы всей системы в целом.

Более совершенным является регулятор положения кузова, у которого исключены трущиеся пары, а подгорающие электрические контакты заменены бесконтактным индуктивным датчиком [2]. Однако аналоговому исполнительному устройству, которое применено здесь, свойственна

нестабильность состояний, зависящих от условий окружающей среды, разброса параметров аналоговых элементов и сложность настройки.

Цель данной статьи заключается в разработке блок-схемы системы регулирования положения кузова транспортного средства по высоте относительно плоскости пути при пневматическом рессорном подвешивании, исключающей перечисленные выше недостатки благодаря использованию элементов мехатроники.

Современное транспортное средство представляет собой сложную техническую систему, в которой происходит множество разнообразных системных событий, существенно влияющих как на качественные, так и на количественные характеристики ее работы.

На начальной стадии развития технических систем в них использовались аналоговые подходы для управления компонентами системы, которым присущи упомянутые выше недостатки. Поэтому многие задачи управления невозможно было решить в рамках аналоговых подходов или возникали принципиальные трудности.

В последнее время все более широкое распространение получают мехатронные системы на базе дискретной электроники. Обычно мехатронная система является совокупностью собственно электромеханических компонентов и силовой электроники, управляемой с помощью различных микроконтроллеров, процессоров, компьютеров. Достижения в области построения цифровых систем показали целесообразность применения мехатронных модулей. Они обеспечивают возможность согласованного взаимодействия между отдельными частями системы. Это необходимо для достижения локальных и глобальных целей, поставленных при создании технической системы [3].

В рамках мехатронных модулей достаточно легко обеспечивается интеграция в системы управления при использовании цифровых интерфейсов. Модернизация и расширение функциональных возможностей системы может осуществляться за счёт перезаписи программы работы микроконтроллеров или других устройств.

В статье рассмотрены задача, структура и алгоритм работы интеллектуального мехатронного модуля управления пневматическим рессорным подвешиванием транспортных средств.

Задача управления формулируется следующим образом – необходимо обеспечить стабильное положение кузова относительно плоскости пути в заданном интервале ± 3 мм, при возможном изменении от среднего положения ± 40 мм.

Объектом управления является пневморессора. В качестве исполнительных устройств используются два электропневматических вентиля. Один из них нагнетающий, а другой сбрасывающий сжатый воздух из пневморессоры.

На рисунке 1 показана блок-схема системы управления пневматическим рессорным подвешиванием транспортных средств. Она представляет собой мехатронный модуль в состав, которого входят три классические подсистемы: измерительная, решающая (управляющая) и исполнительная.

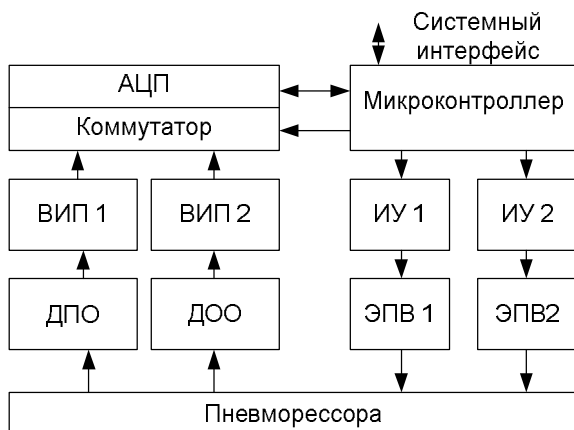


Рисунок 1 – блок-схема системы управления пневматическим рессорным подвешиванием транспортных средств

Измерительная подсистема состоит из датчиков положительного (ДПО) и отрицательного (ДОО) отклонений, например, индуктивных датчиков типа ИД-41, преобразователей сигналов датчиков в постоянное напряжение – вторичных измерительных преобразователей (ВИП 1 и ВИП 2), коммутатора и аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

Решающая подсистема представлена микроконтроллером (однокристалльной микроЭВМ). Она имеет внешний (системный) интерфейс для обеспечения системного применения мехатронного модуля. Исполнительная подсистема состоит из двух исполнительных устройств ИУ1 и ИУ2 и двух электропневматических вентилях типа ВВ-32 (ИПВ 1 и ИПВ 2).

Алгоритм работы интеллектуального мехатронного модуля можно описать следующим образом: используя измерительную подсистему, необходимо определить положение кузова транспортного средства над уровнем плоскости пути относительно номинального значения. При превышении уровня на 3 мм необходимо включить сбрасывающий электропневматический вентиль, который выпустит некоторое количество сжатого воздуха из пневморессоры, а при уменьшении уровня более чем на 3 мм необходимо включить нагнетающий электропневматический вентиль, который подаст сжатый воздух в пневморессору.

Алгоритм работы модуля должен быть устойчивым к влияющим факторам – колебаниям и вибрациям, возникающим при движении

транспортного средства по реальному рельсовому пути. Реализация управляющих воздействий должна обеспечиваться с некоторой временной задержкой (5-10 с), чтобы эти колебания не вызывали срабатывания системы ведущих к увеличенному расходу воздуха для питания пневморессор. Кроме того, необходимо обеспечивать возможность дистанционного изменения настроек системы (например, для обеспечения прохождения кривых участков пути).

В качестве основной модели работы мехатронного модуля рассматривается следующая трёхтактная схема (рис. 2).

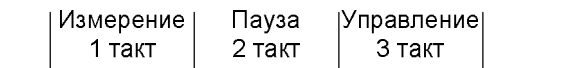


Рисунок 2 – трёхтактная схема работы модели мехатронного модуля

Длительность всех тактов одинакова, приблизительно 5 секунд. В первом такте производится многократное измерение отклонения кузова транспортного средства над уровнем плоскости пути от номинального положения и производится обработка результатов. Это позволит свести к минимуму погрешность измерения, обусловленную влиянием случайных факторов. На втором такте принимается решение о необходимости выработки управляющих воздействий и обмен информацией через системный интерфейс с системами управления остальных пневматических рессор транспортного средства. На третьем такте реализуются управляющие воздействия, если в этом есть необходимость.

Таким образом, предлагаемая система исключает излишний расход сжатого воздуха через электропневматические вентили при колебаниях кузова на пневматических рессорах, нечувствительна к изменению внешних климатических условий, защищена от ложных срабатываний при действии случайных факторов, не требует настройки в процессе эксплуатации, содержит минимальное количество изнашивающихся пар трения и электрических контактов, что позволяет рекомендовать ее для использования на современном скоростном транспорте.

Список литературы: 1. *Акопян Р.А.* Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики). – Львов: Вища школа, 1979. – 218 с. – ч.1. 2. Пат. 52237 на корис. мод., Україна МПК В61F 5/00 Пристрій для керування рівнем підресореної частини транспортного засобу / *Нестеренко В.І., Басов Г.Г., Міщенко К.П., Антонов С.В., Якунін Д.І., Макаренко Ю.В., Маслів В.Г.*; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т «Харків-й політехн. ін-т». – № и 2009 11113; Заявл. 02.11.2009; Опубл. 25.08.2010, Бюл. №16. 3. *Егоров О.Д., Подураев Ю.В.* Мехатронные модули. Расчёт и конструирование: Учебное пособие. – М.:МГТУ «Станкин», 2004 – 360 с.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

В.И. ОМЕЛЬЯНЕНКО, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»,
Н.Н. КАЛЮЖНЫЙ, НТУ «ХПИ»

СПОСОБ ЗАДАНИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ПРИ СТАБИЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ ТЯГОВОЙ СЕТИ

Запропонований спосіб стабілізації напруги тягової мережі електрифікованих залізниць з використанням сукупності ПАК та нечітких нейронних мереж, яка дозволяє визначити необхідні дані для розрахунку оптимальних параметрів роботи тягової мережі в умовах неповноти вхідних даних.

The method of stabilizing of tension of hauling network of the electrified railways is offered with the use of unclear neuron networks, which allows to define necessary information for the calculation of optimum parameters of work of hauling network in the conditions of incompleteness of detains.

Наблюдаемое в Украине увеличение железнодорожных грузоперевозок приводит к росту потребной для тяги электроэнергии на электрифицированных ее участках и, как следствие, к росту потерь мощности в тяговой сети и тяговых подстанциях, а также к росту потерь напряжения контактной сети. Это, в свою очередь, приводит к ограничению параметров движения поезда. Потери мощности в последнее время выросли до уровня, который почти вдвое превышает аналогичные показатели западных стран [1]. Одна из причин этого – моральное и физическое старение оборудования объектов электрических сетей на всех уровнях эксплуатации. Перспективным направлением уменьшения потерь в тяговой сети является внедрение современного оборудования сетей энергообеспечения, внедрение автоматических систем управления ими, с целью обеспечения их оптимальной работы.

К настоящему времени разработано большое количество устройств подпитки тяговой сети, использующих различные технические решения. Одним из наиболее совершенных из них, является система управляемого электроснабжения. Работа системы основана на передаче электрической энергии повышенного напряжения переменного тока 10 кВ от соседней тяговой подстанции по линии ПЭС-10 на одноагрегатный тяговый блок, на котором производится преобразование повышенного напряжения переменного тока в напряжение 3.3 кВ постоянного тока. В качестве распределителя принят комплектный пост секционирования. Система позволяет стабилизировать выходное напряжение подстанции и автоматически повышать напряжение в контактной сети по сигналам блока «Сирена», устанавливаемого на посту секционирования. Такие системы устанавливаются на вновь строящихся электрифицированных участках железных дорог Российской Федерации и показали свою высокую эффективность [2].

В связи с тем, что система производит мониторинг напряжения только на посту секционирования, стабильным напряжением будет только вблизи поста, но будут допускаться провалы напряжения на токоприемниках ЭПС, когда поезд будет находиться на половинном расстоянии между постом секционирования и тяговой подстанцией. Улучшить качество работы системы можно путем мониторинга напряжения на токоприемнике ЭПС, но такой подход встречает большие трудности, связанные с передачей информации о величине напряжения с движущегося электровоза на тяговую подстанцию.

Целью статьи является разработка способа управления одноагрегатным тяговым блоком тяговой подстанции, обеспечивающим стабилизацию напряжения на токоприемниках ЭПС.

Для достижения поставленной цели решено систему управления реализовать на основе теории, технических решений и с использованием элементной базы нечеткой логики и нейронных сетей, которые нашли широкое распространение в странах Европы, США и Японии [3]. При принятии данного решения руководствовались следующим:

- Регуляторы выполненные по обычной технологии имеют плохие показатели качества при управлении нелинейными, сложными объектами, особенно при недостаточными или искаженными помехами входными данными.

- Обычные регуляторы не могут использовать без перестройки, или даже своей полной замены, накопленный опыт управления объектом, экспертную информацию. Регуляторы на базе нечетких нейронных сетей могут использовать ее в виде лингвистических правил.

- Нейро-нечеткие регуляторы относительно легко реализуют адаптивное управление.

- Для нечетко-нейронных регуляторов характерна терпимость к неточности, неопределенности и частичной истинности, позволяющие достичь легкости обработки, низкой стоимости решения и лучшего согласия с реальностью [4].

Основной недостаток нейронных регуляторов – медленная сходимость, особенно многослойных нейронных сетей. Для преодоления этого недостатка необходимо помимо применения эффективных алгоритмов обучения, встраивать в сеть знания о структуре объекта управления, применять гибридные сети, в которых нейронные сети получают информацию от систем, использующих другую технологию. В данной работе для определения положения ЭПС на межподстанционной зоне, мгновенных значений потребляемого тока и напряжения на токоприемниках ЭПС используется виртуальная модель «поезд-тяговая сеть» в виде программно-алгоритмического комплекса. Программно- алгоритмический комплекс (ПАК) [5] реализован в среде объектно-алгоритмического программирования

DELPHI и позволяет получать расчетные данные в реальном масштабе времени.

Исходными данными для расчета являются: заданная участковая скорость и допустимое ускорение, параметры профиля пути (длины и уклоны участков, радиусы и длины кривых), параметры ЭПС (тип, мощность, мощность и тип тяговых двигателей), параметры состава (тип и количество вагонов).

Величины, получаемые расчетным путем: путь пройденный ЭПС в координатах «путь-время», мгновенная скорость движения ЭПС в координатах «скорость-путь», мгновенные значения потребляемого ЭПС тока и напряжение на его токоприемниках соответственно «ток-время» и «напряжение-время».

Предусмотрены следующие режимы движения ЭПС: разгон, тяга, выбег, рекуперативное и пневматическое торможение. Управляющие воздействия вырабатываются программой путем сравнения текущей скорости движения поезда с заданной для данного участка, с учетом текущих значений ускорения, силы тяги (торможения). Производится проверка на превышение силы тяги (торможения) согласно предельной величине сцепления колеса с рельсом.

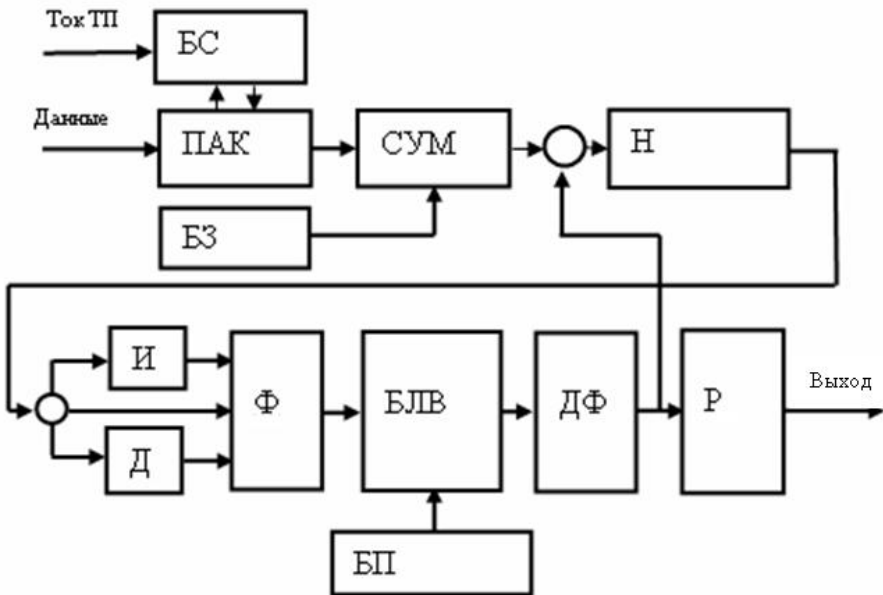


Рис.1 Структурная схема регулятора напряжения контактной сети

БС – блок синхронизации, предназначен для синхронизации расчетной текущей скорости движения ЭПС; ПАК – программно-алгоритмический комплекс, моделирует параметры движения ЭПС; БЗ – блок задания уровня напряжения на токоприемниках ЭПС; СУМ – сумматор; БН – блок нормирования сигнала; И – интегратор; Д – дифференцирующее устройство; Ф – фаззификатор; БЛВ – блок логического вывода; БП – база правил; ДФ – дефаззификатор; Р – преобразователь выходного управляющего сигнала, согласует выходной сигнал регулятора с уровнем напряжения блока управления тиристорами одноагрегатного тягового блока.

Выборка режимов для построения и обучения нейронной сети представляет собой множество пар взаимосвязанных векторов входа и выхода, покрывающих пространство возможных режимов функционирования системы тяговая сеть- ЭПС. Расчет режимов осуществляется на основе численных экспериментов с математической моделью, используя разработанный программно-алгоритмический комплекс. Часть из полученных пар векторов используется для обучения нейронной сети, а остальные для тестирования. С целью получения нейросетевого регулятора высокого качества выборка должна проверяться и отвечать требованию непротиворечивости, равномерности и представительности [6]. Так как, на межподстанционном пути одновременно может находиться до трех-четырех ЭПС, для формирования управляющего воздействия выбирается напряжение на токоприемнике ЭПС имеющего наименьшее значение.

Вывод. Применение для стабилизации уровня напряжения питания ЭПС системы управляемого электроснабжения с мониторингом напряжения на токоприемниках повышает качество работы ЭПС. Для механизма стабилизации уровня напряжения рационально использовать разработанный в НТУ «ХПИ» ПАК в сочетании с регулятором, выполненным на базе нейронечетких систем.

Список литературы: 1. Павловский В.В., Куденко Г.Е. Инженерный расчет потерь мощности и энергии в электрических сетях, основанный на моделировании установившихся режимов.//Электрические сети и системы. -2004. -№3. –С 17-22. 2. Б.А.Аржанников, Л.М.Немытых Выбор способа усиления устройств электроснабжения при введении тяжеловесного движения поездов.// Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Транспорт, наука, бизнес: проблемы и стратегия развития». Екатеринбург. 16-17 октября 2008. 3. Mann G.K.I. , Bao-Gang Hu, Gosine R.G. Analysis of direct action fuzzy PID controller structures// IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics. Part B. Jun. 1999, Vol. 17. P 501–506. 4. . Заде Л.А. Роль мягких вычислений и нечеткой логики в понимании, конструировании и развитии информационных интеллектуальных систем. Новости искусственного интеллекта. №2-3 01. М: МЭИ, 2001. -7–11с. 5. В.И.Омельяненко, Г.В.Омельяненко, Н.Н.Каложный, Б.Г.Любарский Основы электрической тяги, системы и режимы тяговых сетей постоянного тока. Харьков: НТУ ХПИ. -2002. -162с.6. A.A.Al-Keib, X.Ma Application of artificial neural net-works in voltage stability assessment IEEE Trans. On Power Systems, Vol. 10, №4, Nov. 1995

Поступила в редколлегию 30.09.2010

Е.С. РЯБОВ, асп., НТУ «ХПИ»

РЕАКТИВНЫЙ ИНДУКТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С АКСИАЛЬНЫМ МАГНИТНЫМ ПОТОКОМ

Запропоновано для безредукторного приво­ду використовувати реактивний індукторний двигун з аксіальним магнітним потоком, відмінністю якого від двигунів з аксіальним потоком є відсутність постійних магнітів і утворення електромагнітного моменту лише за рахунок зміни провідності повітряного проміжку та ступеню насичення магнітної системи двигуна. Наведено вирази для обчислення електромагнітного моменту двигуна.

It is offered for direct drive to use a transverse flux reluctance motor which difference from axial flux motor is absence of constant magnets and formation of the electromagnetic moment only at the expense of change of conductivity of an air gap and degree of satiation of the magnetic system of motor. Expressions are resulted for the calculation of electromagnetic moment of motor.

В качестве технологии, позволяющей создать тяговый электропривод с повышенной энергетической эффективностью, многими специалистами в области железнодорожного транспорта как в нашей стране, так и за рубежом, считается безредукторный тяговый привод [1,2]. Однако, при переходе к безредукторному приводу необходимо сохранить силу тяги, что требует применения высокомоментного двигателя, способного «компенсировать» отсутствие редуктора. К тому же, такой двигатель имеет ограниченные геометрические размеры, поскольку должен разместиться в пространстве между колёсными центрами. Эти два условия оказывают решающее значение на выбор типа тягового двигателя для безредукторного привода.

Анализ источников показывает, что преимущественно для безредукторного привода используются синхронные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов. Это обусловлено высокими удельными показателями машин этого типа [3-5]. В тоже время, в качестве альтернативного варианта рассматриваются двигатели с поперечным полем (с аксиальным магнитным потоком) (Transverse flux motor(TFM), Axial flux motor,(AFPM)), которые уже нашли применение на трамваях (Франция, Германия) и автобусах с гибридным приводом (Великобритания) [6]. Кроме того, был разработан опытный образец двигателя для высокоскоростного поезда ICE железных дорог Германии [7]. С конструктивным выполнением магнитной системы таких двигателей и принципом действия можно ознакомиться в [5-11]. Отличительной особенностью этих машин является применение постоянных магнитов, что и позволяет получить высокие удельные показатели. Электромагнитный момент образуется за счёт взаимодействия магнитного поля постоянных магнитов и магнитного поля, обусловленного током фазной обмотки, а также изменения проводимости воздушного зазора. Однако известны конструкции

двигателей, в которых постоянные магниты не применяются. В русскоязычной литературе они известны как многопакетные реактивные индукторные двигатели с аксиальным магнитным потоком (в англоязычной литературе – Transverse flux reluctance motor (TFRM)).

В статье рассматривается реактивный индукторный двигатель с аксиальным магнитным потоком (АИД) для безредукторного тягового привода.

Конструкция такого двигателя (на примере трёхфазной машины) и его фазы показана на рис. 1. В корпусе статора 1 расположены магнитопроводы 5, во внешней части которых имеются вырезы для установки сердечников 2. Между магнитопроводами расположен каркас 7, в котором смонтирована фазная катушка 3.

Ротор имеет аналогичную конструкцию. На корпусе 9 расположены магнитопроводы 6, во внутренней части которых имеются вырезы под сердечники 8. Конструктивный каркас 7 установлен для увеличения жёсткости конструкции.

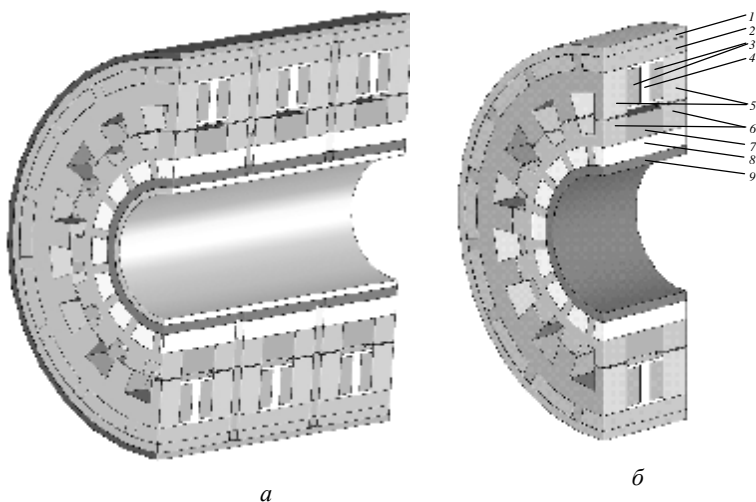


Рисунок 1 – Конструкция трёхфазного АИД (а) и его фазы (б)

- 1 – корпус статора, 2 – сердечник статора, 3 – фазная катушка, 4 – каркас катушки, 5 – магнитопровод статора, 6 – магнитопровод ротора, 7 – каркас, 8 – сердечник ротора, 9 – корпус ротора

Двигатель имеет количество фаз m ($m > 3$), при этом статора (или ротора) должны быть смещены на $360/(mZ)$ геометрических градусов по угловому положению. Здесь Z – количество зубцов статора (ротора). Принцип действия рассматриваемого двигателя аналогичен принципу действия реактивного индукторного двигателя традиционной конструкции.

В положении, близком к рассогласованному, (зубец статора находится против «паза» ротора или зубцы статора и ротора частично перекрыты), фазную катушку подключают к источнику питания, вследствие чего по ней начинает протекать электрический ток (рис. 2а). При этом магнитное поле, возникающее при протекании тока в катушке, начинает втягивать зубцы ротора под зубцы статора. Это и приводит к вращению ротора. При достижении согласованного положения (зубец статора располагается против зубца ротора – рис. 2б) катушка отключается от источника питания. Поскольку другая фаза смещена на угол $360/(mZ)$, то в ней созданы условия для возникновения вращения ротора (при смещении фазных блоков на угол $360/(mZ)$ всегда в одном из блоков зубцы статора перекрывают зубцы ротора). Далее процесс повторяется.

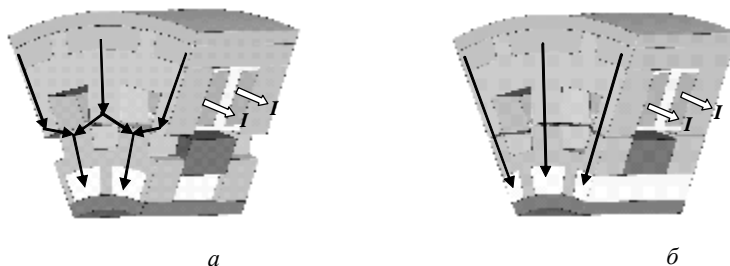


Рисунок 2 – К пояснению принципа действия АИД
(сплошные стрелки – путь прохождения магнитного потока,
контурные стрелки – направление протекания фазного тока I)

Как видим, при таком конструктивном исполнении электромагнитный момент образуется за счёт изменения проводимости воздушного зазора. Следует отметить, что на электромагнитный момент в реактивных индукторных двигателях также влияет насыщение магнитной системы [1].

Для определения мгновенного значения электромагнитного момента одной фазы двигателя используем выражение [12]:

$$M_k = \left. \frac{\partial W'_k}{\partial g} \right|_{i=\text{const}} \quad (1)$$

где $\partial W'_k$ – изменение коэнергии фазы, обусловленное изменением угла поворота ротора $\partial \gamma$,

i – ток в обмотке.

Коэнергия вычисляется по формуле:

$$W'_k = \int_0^{i_k} \Psi_k(i_k, g) di \quad (2)$$

где $\Psi_k(i_k, \gamma)$ – зависимость потокоцепления фазы от фазного тока и угла поворота ротора.

Тогда электромагнитный момент фазы двигателя равен:

$$M_k = \left. \frac{\partial \int_0^{i_k} \Psi_k(i_k, g) di}{\partial g} \right|_{i=const} \quad (3)$$

Мгновенное значение электромагнитного момента двигателя равно сумме мгновенных значений электромагнитного момента каждой их фаз:

$$M_\Sigma = \sum_{k=1}^m \left(\left. \frac{\partial \int_0^{i_k} \Psi_k(i_k, g) di}{\partial g} \right|_{i=const} \right) \quad (4)$$

Таким образом, считаем, что применение рассмотренного АИД в безредукторном приводе, в принципе, возможно. Для окончательного вывода о целесообразности применения такого двигателя и типе подвижного состава, для которого можно применить этот двигатель, необходимы детальные исследования. В их основу могут быть положены приведенные в статье выражения для определения электромагнитного момента АИД.

Список литературы: 1. Киреев А.В. Тяговый вентильно-индукторный привод электроподвижного состава // Железнодорожный транспорт. – 2008, №7. – С. 50–54. 2. Курбасов А.С., Подопросветов А.В., Рязанкин В.Н., Сорин Л.Н. Специализированный электровоз для тяжеловесных поездов // Железнодорожный транспорт. – 2007. – №1. – С. 33–36. 3. Концепция современного тягового привода [Текст] // Железные дороги мира. – 1999. – № 06. – С. 40 – 45. 4. Непосредственный тяговый привод локомотива // Железные дороги мира. – 2004. – № 1. – С. 20–26. 5. Омеляненко В.И., Любарский Б.Г., Рябов Е.С. и др. Электродвигатели для перспективного электроподвижного состава // Локомотив-информ. – 2008. – №1. – С. 16–19. 6. Wilhelm Hackmann. Systemvergleich unterschiedlicher Radnabenantriebe für den Schienennahverkehr: Asynchronmaschine, permanentenerregte Synchronmaschine, Transversalfeldmaschine. Doktor-Ingenieurs vorgelegte Dissertation, Technischen Universität Darmstadt, 214p., 2003. 7. Тяговый двигатель с возбуждением постоянными магнитами. // Железные дороги мира – 2004. – №9. – С.12–14. 8. M. Bork and G. Henneberger, “New Transverse Flux Concept for An Electric Vehicle Driver System”, in Proceedings of the International Conference on Electrical Machines, volume 3, pp. 308-313, Vigo, Spain, 1996. 9. H. Hoffman, H. Web and J. Landrath, “New Permanent Magnet Excited Synchronous Machine with High Efficiency at Low Speeds”, in Proceedings of the International Conference on Electrical Machines, volume 3, pp. 35-39, Pisa, Italy, 1988. 10. C. P. Maddison, B. C. Mecrow and A. G. Jack, “Claw Pole Geometries for High Performance Transverse Flux Machine”, in Proceedings of the International Conference on Electrical Machines, volume 1, pp. 340-345, Istanbul, Turkey, September, 1998. 11. H. Weh and H. May, “Achievable Force Densities for Permanent Magnet Excited Machines in New Configurations”, in Proceedings of the International Conference on Electrical Machines, volume 3, pp. 1107-1111, Munchen, Germany, 1986. 12. Иванов-Смоленский А.В., Абрамкин Ю.В., Власов А.И. и др. Универсальный метод расчета электромагнитных процессов в электрических машинах / Под ред. А.В. Иванова-Смоленского. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 213 с.

Поступила в редакцию 30.09.2010

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.026

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.С. БОГАЧ, інженер ХКБМ ім. А.А. Морозова (г. Харків)

СРАВНЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ПЕРЕМАТЫВАНИЕ В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ ТАНКА Т-72 МЕТОДАМИ ЧИСЛЕННОГО И НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

В статті розглянуто порівняння результатів розрахунків на запропонованій в попередніх публікаціях комплексній функціональній математичній моделі різних варіантів сполучень конструктивних параметрів гусеничного рушія з гумово-металевим шарніром танку Т-72 на предмет витрат потужності на перематкування.

In article comparison of calculations results on the complex functional mathematical model of different variants of design data combinations offered in the previous publications caterpillar mover with rubber-metallic hinge of tank T-72 about capacity losses on a rewinding is considered.

Введение

Одной из основных причин сдерживания роста скорости движения гусеничных машин по шоссе и грейдерным грунтовыми дорогам является низкая эффективность гусеничного движителя, особенно при больших скоростях движения.

Анализ публикаций

Вопросам снижения потерь в гусеничном обводе посвящено большое количество статей, авторских свидетельств и патентов. Наиболее серьезно этой проблемой занимались создатели бронетанковой техники. Можно выделить статьи, посвященные решению или освещению узких проблем [4, 5], и труды, делающие попытку систематизировать сами проблемы и пути их решения [6]. В работах [1–3] были описаны фрагменты создаваемой авторами комплексной функциональной математической модели гусеничного движителя. Моделирование гусеничного движителя и сравнение результатов счета с экспериментом проводилось на исследовательском стенде и на основе натуральных испытаний описанных в [6].

Цель работы

Целью работы является уменьшение потерь мощности на кулоновское и внутреннее трение в элементах ходовой части гусеничной машины путем рационального выбора конструктивных параметров гусеничного движителя по результатам комплексного функционального математического моделирования.

Перечень варьируемых параметров для численного эксперимента

Параметры, которые задаются при проведении расчетов:

- геометрические характеристики ходовой части танка (координаты центров тяжести траков, ведущего колеса, поддерживающих роликов, оси кривошипа направляющего колеса, осей балансиров подвески), радиусы балансиров и кривошипа направляющего колеса;
- массы и моменты инерции для траков и опорных катков, моменты инерции для поддерживающих роликов, направляющего и ведущего колес;
- моменты трения на подшипниках вращающихся элементов ХЧ;
- коэффициенты трения в местах контактов взаимодействующих друг с другом элементов ХЧ;
- коэффициенты жесткости и демпфирования во взаимодействующих элементах;
- номинальный, наружный и внутренний радиусы ведущего колеса, число зубьев на нем, криволинейный профиль зубьев венца ведущего колеса;
- характеристика амортизаторов, в зависимости от скорости перемещения оси вращения опорного катка, связанного с ним;
- упругая характеристика подвески;
- характеристика грунта.

В ходе численного эксперимента варьируемыми параметрами были: коэффициент демпфирования резины, угловая жесткость в соединении траков с пальцами, угол сборки траков, а также угловая скорость перематывания гусеничного обвода.

Анализ потерь на перематывание в гусеничном обводе

Для решения задачи выбора наиболее рационального исполнения ходовой части был проведен численный эксперимент. В качестве параметра сравнения были выбраны значения суммарных затрат мощности на обоих ведущих колесах в зависимости от скорости перематывания гусеничного обвода, а также потери мощности в зацеплении гусениц с венцами ведущих колес и потерь мощности на демпфирование. Результаты расчетов для выбранных параметров предварительного угла сборки шарниров и крутильной жесткости РМШ приведены на рис. 1–3, на которых цифрами обозначены: 1) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 2) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 3) $\alpha=0^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад; 4) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 5) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 6) $\alpha=9^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад; 7) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1860$ Нм/рад; 8) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1560$ Нм/рад; 9) $\alpha=13^\circ$, $c_{кр}=1260$ Нм/рад.

По результатам расчетов и сравнения построенных графиков можно сделать следующие выводы:

1. Затраты мощности на ведущих колесах для проворачивания гусеничного обвода изменяются нелинейно с увеличением скорости перематывания и при этом выделяется три периода – для скоростей вращения ω от 0 до 10 с^{-1} затраты мощности возрастают до примерно до $N=50$ кВт, в

диапазоне скоростей $10 - 40 \text{ с}^{-1}$ мощность растет от 50 до 260-270 кВт, и при скоростях $40-50 \text{ с}^{-1}$ мощность возрастает до 330-360 кВт.

2. Угол сборки шарниров и угловая жесткость в соединении траков с пальцами оказывают меньшее влияние на затраты мощности, в сравнении с коэффициентом демпфирования и для рабочих скоростей вращения ($\omega = 20-45 \text{ с}^{-1}$) увеличивают затраты мощности на 30-50 кВт для больших величин коэффициента демпфирования.

3. Потери мощности в зацеплении гусеницы с венцом ведущего колеса также изменяются нелинейно. Наименьшие затраты мощности в зацеплении гусеницы с ведущим колесом достигаются при угле сборки шарниров 13° . При углах 0° потери возрастают на 15-20%. При углах 9° потери возрастают на 3-8% относительно наименьших значений. Для скоростей вращения ведущего

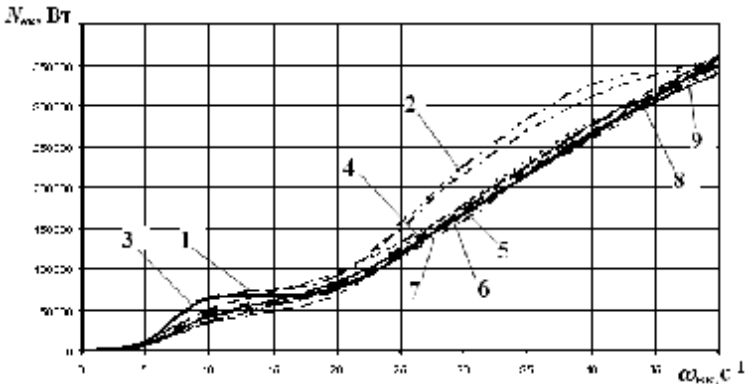


Рис. 1. Зависимость суммарной расчетной мощности на ВК танка Т-72 по результатам численного эксперимента

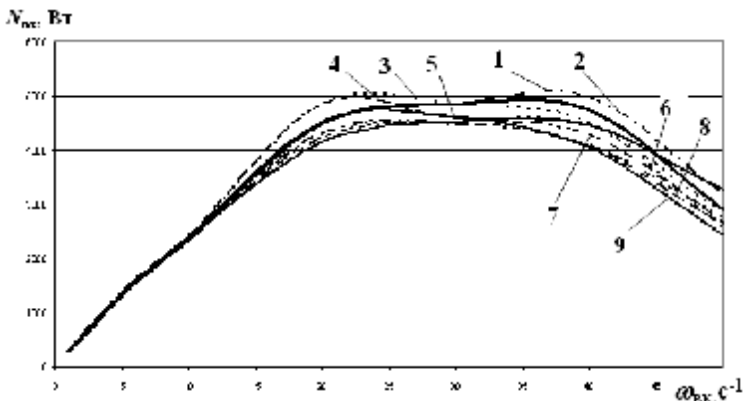


Рис. 2. Зависимость затрат мощности на венцах ВК танка Т-72 по результатам численного эксперимента

$N_{\text{вк}}, \text{Вт}$

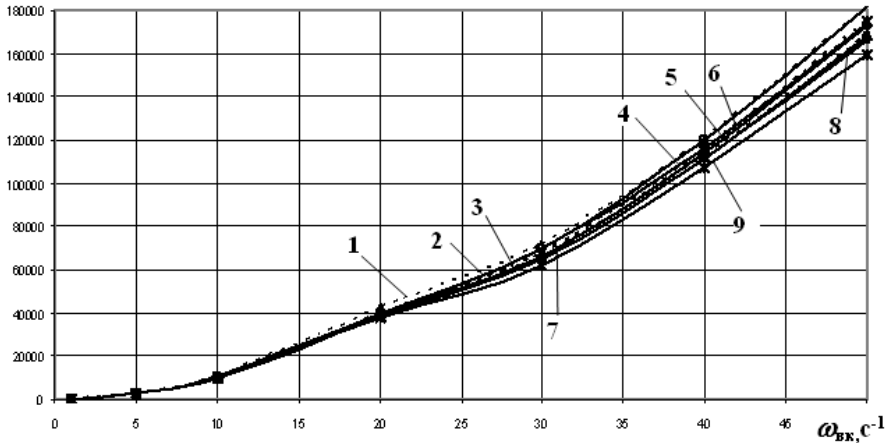


Рис. 3. Зависимость затрат мощности на демпфирование в ходовой части танка Т-72 по результатам численного эксперимента

колёса $\omega > 35\text{--}40\text{с}^{-1}$ происходит общее снижение затрат мощности в связи с влиянием центробежных сил.

4. Минимальные затраты мощности на ведущих колесах при вращении гусеничного движителя обеспечиваются при малых значениях угловой жесткости резины в РМШ траков $c=1260 \text{ Нм/рад}$, а также угле сборки шарниров 13° . Применительно к серийному танку Т-72 рекомендуется уменьшать величину угловой жесткости резины в РМШ при одновременном увеличении угла предварительной сборки шарниров.

Список литературы: 1. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия траков в гусеничной ленте в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины // *Механика та машинобудування*. – 2002. – №1. – С. 116–119. 2. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия гусеничной ленты и ведущего колеса в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины // *Вестник НТУ "ХПИ"*. – Вып. 10, – Т.3, – Харьков, 2002. – С. 79–84. 3. Волонцевич Д.О., Богач А.С. Алгоритм моделирования взаимодействия траков с цилиндрическими элементами ходовой части в процессе создания комплексной функциональной математической модели гусеничной машины. // *Механика та машинобудування*. – 2003. – №1. – С. 152–159. 4. Колков Е.И., Вереха Ю.Н., Проскуряков В.Б., Стамбровский А.А. Затраты мощности в гусеничном движителе // *Вестник бронетанковой техники*. – 1985. – № 5. – С. 23–26. 5. Колков Е.И. Влияние параметров гусениц на потери мощности в обводе // *Вестник бронетанковой техники*. – 1990. – №4. – С. 45–47. 6. Теория и конструкция танка: в 10 т. / Под ред. П.П. Исакова. – Т.6. – Вопросы проектирования ходовой части военных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 244 с.

Поступила в редколлегию 30.09.10.

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.432.018.2

І.В. ПАРСАДАНОВ, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
В.В. ШПАКОВСКИЙ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
І.Н. КАРЯГИНА, НТУ «ХПИ», **С.Ю. БЕЛИК** НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ГАЛЬВАНОПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ

Наведені результати експериментальних досліджень з визначення впливу гальваноплазмової обробки поверхні поршня на ефективні показники автотракторного дизеля 4ЧН 12/14. Оцінка ефективності проведена по показниках витрати палива при роботі дизеля в широкому діапазоні частот обертання колінчатого вала і навантажень. Зроблено висновок, що підвищення ефективних показників автотракторного дизеля при застосуванні поршнів з гальваноплазмовою обробкою бічної поверхні, забезпечується зниженням витрат на тертя у циліндро - поршневої групі.

The brought results of the experimental studies on determination of the influence galvanoplasma processing to surfaces piston on efficient factors motor and tractor diesel 4CH 12/14. The estimation to efficiency is organized on factor of the consumption fuel when working the diesel in broad range of the frequencies of the rotation of the crankshaft and loads. It is made conclusion that increasing of the efficient factors motor and tractor diesel when using pistons with galvanoplasma by processing to lateral surface, is provided by reduction of the losses on friction in cylinder - a piston group.

На эффективные показатели дизеля непосредственное влияние оказывают механические потери. Наибольшее снижение механических потерь может быть достигнуто при уменьшении потерь в в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ), которые составляют более 60% суммарных механических потерь в дизеле. Одним из направлений, позволяющим уменьшать потери в ЦПГ дизеля, является применение покрытий. Определенное преимущество перед различными типами покрытий имеет гальваноплазменная обработка – образование корундового слоя на поверхности поршня.

Корундовый слой состоит, в основном, из твердых компонентов $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ и $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$, а также окислов и соединений, которые входят в состав алюминиевого сплава и электролита. К положительным качествам корундового слоя можно отнести высокие микротвердость (до 20000 МПа) и износостойкость ($i_{\text{п}} \sim 10^{-12}$), низкий коэффициент трения (0,02 – 0,006). Особенностью корундового слоя является развитая пористая структура.

Анализ ранее опубликованных работ показал, что гальваноплазменная обработка позволяет снизить темп износа поршней и существенно увеличить их ресурс [1,2,3,4]. Полученные данные позволяют предположить, что при гальваноплазменной обработке снижается уровень потерь на трение в ЦПГ.

Целью проведенного исследования является оценка влияния гальваноплазменной обработки поверхности поршня на механические потери в автотракторном дизеле.

Объектом исследования выбран автотракторный дизель 4ЧН 12/14, имеющий номинальную мощностью $N_e = 100$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹. На дизель устанавливаются поршни, отлитые из алюминиевого сплава АЛ-25.

Эксперимент проводился в следующей последовательности.

1. Обкатка дизеля с серийными поршнями до стабилизации эффективных показателей. Демонтаж поршней для измерения диаметров поршней и цилиндров.

2. Сборка дизеля и снятие исходных нагрузочных характеристик с определением часового расхода топлива при частотах вращения коленчатого вала $n = 2000, 1500$ и 1000 мин⁻¹.

3. Демонтаж поршней и гальваноплазменная обработка их боковой поверхности до маслосъемного кольца. При обработке поршней были обеспечены исходные значения диаметров поршня.

4. Установка поршней прошедших гальваноплазменную обработку на дизель и снятие нагрузочных характеристик с определением часового расхода топлива при частотах вращения коленчатого вала $n = 2000, 1500$ и 1000 мин⁻¹.

При проведении исследований регулировочные показатели дизеля не изменялись, а температуры охлаждающей жидкости, смазывающего масла и окружающей среды поддерживались постоянными.

Результаты экспериментальных исследований представлены, на рисунке 1.

Как видно из графика, в исследованном диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля при работе с поршнями прошедшими гальваноплазменную обработку практически на всех нагрузках отмечено снижение удельного эффективного расхода топлива. При частотах вращения коленчатого вала $n = 1000$ мин⁻¹ и $n = 1500$ мин⁻¹ удельный эффективный расход топлива уменьшился во всем диапазоне исследованных нагрузок на 3...4 г/(кВт·час). При частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹ удельный эффективный расход топлива уменьшился при максимальных нагрузках до 2 г/(кВт·час).

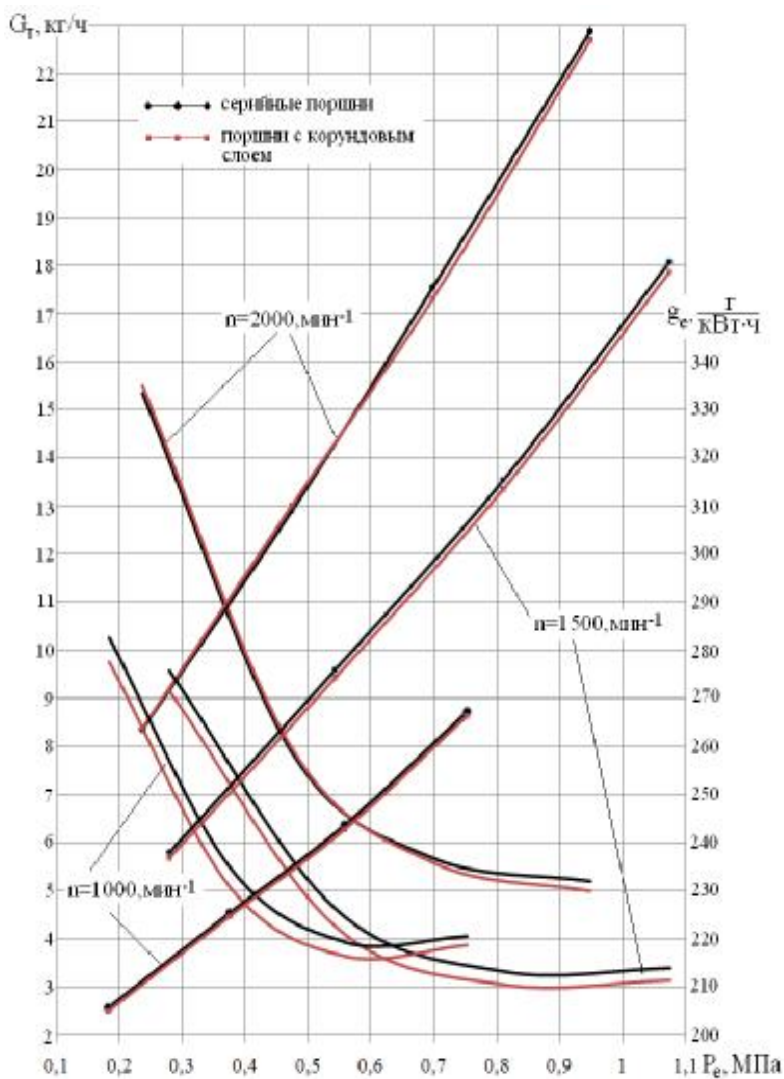


Рисунок 1 – Изменение показателей расхода топлива дизеля от нагрузки при применении поршней с гальваноплазменной обработкой боковой поверхности эффективного давления (P_e) при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ на 0,007 МПа. При частоте вращения коленчатого вала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – на 0,009 МПа, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – на 0,005 МПа.

Исключение составляют режимы малых нагрузок $P_e < 0,5 \dots 0,6$ от $P_{e \max}$ на режиме номинальной мощности ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$), где снижение удельного эффективного расхода топлива не происходит, и даже отмечается незначительное увеличение расхода на $1 \dots 2 \text{ г/(кВт}\cdot\text{час)}$ при уменьшении нагрузки и приближении ее к режиму холостого хода. Анализируя полученные данные можно отметить, что на режимах максимальных нагрузок при равных значениях часового расхода топлива (G_T) дизель с поршнями, прошедшими гальваноплазменную обработку, обеспечивает увеличение среднего

При соблюдении идентичности всех факторов, влияющих на эффективные показатели дизеля, такое увеличение среднего эффективного давления может быть связано только с уменьшением механических потерь в двигателе (среднего давления механических потерь), а в данном случае со снижением потерь на трение в ЦПГ. В результате предварительных расчетов установлено, что снижение потерь на трение в ЦПГ исследуемого дизеля при установке поршней, прошедших гальваноплазменную обработку боковой поверхности, на режимах максимальных нагрузок в исследованном диапазоне изменения частот вращения коленчатого вала составило $6 \dots 10\%$.

Выводы. Результаты проведенных исследований показали, что применение гальваноплазменной обработки боковой поверхности поршней позволяет повысить эффективные показатели автотракторных дизелей за счет снижения потерь на трение в ЦПГ.

Литература: 1 Шпаковский В.В. Применение поршней с корундовым слоем – способ повышения надежности двигателей внутреннего сгорания / Шпаковский В.В., Пылев В.А., Осейчук В.В. // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2007. – Вып. 21. с. 128 – 131. 2 Шпаковский В.В. Результаты исследований износа поршней с корундовым поверхностным слоем дизельного двигателя / Шпаковский В.В. // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: 2009, №2 (59). с. 74 – 76. 3 Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндра-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В. и др. // Локомотив информ. – 2007. – с. 28 – 30. 4 Шпаковский В.В. Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршней / Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Феоктистов С.А., Маслий С.М., Осейчук В.В. // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: 2007, №1. с. 101 – 104.

Поступила в редколлегию 30.09. 2010

А.В. СТЕПАНОВ, канд. техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ АВТОСАМОСВАЛА

У статті запропоновано математичну модель яка враховує особливості експлуатації автосамоскидів, що дає можливість оптимізувати періодичність технічного обслуговування.

In the article a mathematical model is offered which takes into account the features of exploitation of avtosamoskidiv, which enables to optimize periodicity of technical service.

Введение. Одной из основных задач математического моделирования при организации технической эксплуатации автосамосвалов в особых условиях является оптимизация процессов и методов ТОР.

Так парк эксплуатируемых автосамосвалов, например в угольной промышленности, КрАЗ – 256Б и КрАЗ – 6510 характеризуется низкими стоимостными показателями: стоимость машины; технического обслуживания; расходных материалов. При этом, отмечаются низкая надежность деталей, что приводит к простоям машин в ремонте.

Цель и постановка задач. Для оптимизации показателей надежности применяются различные критерии. Так математические модели имеют следующие критерии:

- минимум суммарных удельных затрат на эксплуатацию. Характеризуется величиной затрат, отнесенной к периодичности проведения технических воздействий;
- максимум эффекта на единицу затрат (этот критерий показывает величину прибыли на единицу затрат);
- максимально возможная производительность (предполагает использовать максимальные возможности машины);
- минимум затрат на единицу времени (характеризуется затратами на содержание машины за определенный срок службы);
- минимум издержек на единицу наработки (дает возможность оптимизировать количество средств, затрачиваемых на один час работы машины);
- минимум суммарных потерь при межремонтном обслуживании (позволяет оптимизировать затраты на техническое обслуживание и ремонт машины);
- минимум суммарных удельных затрат на поддержание надежности всех последовательно связанных сопряжений (обеспечивает требуемый уровень надежности узлов и агрегатов при минимальных затратах на техническое обслуживание и ремонт машины);
- минимум затрат на восстановление (позволяет оптимизировать

периодичность ремонта и затраты на его проведение).

Проведение технического обслуживания двигателя автосамосвала включает в себя работы по замене смазочных материалов и регулировочные работы, что требует затрат на приобретение смазочных и расходных материалов, на оплату ремонтным рабочим, на простои. Поэтому необходимо определить периодичность проведения технического обслуживания, при которой затраты на эксплуатацию двигателя были бы минимальными, а его ресурс - максимальным. Это позволит утверждать, что приемлемым критерием при определении периодичности обслуживания в адаптивной системе ТОР является минимум суммарных удельных затрат на эксплуатацию машины. Применение данного критерия позволит получить математическую модель для расчета оптимальной периодичности замены моторного масла двигателя и при минимальных затратах на ТОР.

Математическое моделирование процессов эксплуатации. Для создания предлагаемой модели приняты следующие допущения: затраты на устранение отказов и неисправностей независимы от наработки на отказ и от значения износа деталей; затраты на техническое обслуживание зависят от периодичности его выполнения $C = \Phi(t_{об})$; техническое обслуживание проводится регулярно с периодичностью $t_{об}$ и полностью восстанавливает благоприятные условия работы сопряженных деталей.

Дополнительным критерием принята величина предельного износа подшипников скольжения I_n , который выявляется из условия невозможности дальнейшей эксплуатации машины из-за поломки деталей.

С учетом сделанных предпосылок целевая функция имеет вид

$$C_{y\partial} = F \frac{C_p}{t_p} + \frac{C_{об}}{t_{об}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где F - коэффициент зависящий от номера капитального ремонта;
 C_p - затраты на текущий ремонт машины;
 $C_{об}$ - затраты на проведение технического обслуживания машины;
 t_p - периодичность проведения текущего ремонта;
 $t_{об}$ - периодичность проведения технического обслуживания.

Значения коэффициента F определяются из выражения

$$F = \frac{n}{1 + K_p \cdot (n - 1)}, \quad (2)$$

где v - порядковый номер межремонтного цикла;
 K_p - коэффициент, характеризующий ресурс машины после капитального ремонта.

Ресурс машины после капитального ремонта должен составлять не менее 80% от ресурса новой машины, то есть $K_p \geq 0,8$ [1].

Затраты на ремонт машины составляют

$$C_p = C_{ам} + C_{нр.р} + C_{рем}, \quad (3)$$

где $C_{ам}$ - стоимость амортизационных отчислений за период эксплуатации, грн.

$C_{нр.р}$ - стоимость простоя в ремонте, грн.;

$C_{рем}$ - стоимость ремонта машины, грн.

Затраты на техническое обслуживание составляют

$$C_{об} = C_{нр.об} + C_{обс}, \quad (4)$$

где $C_{нр.об}$ - стоимость простоя машины в техническом обслуживании, грн.;

$C_{обс}$ - стоимость проведения технического обслуживания, грн.

Значения t_p можно определить из выражения

$$t_p = \frac{I_n}{a \cdot t_{об}^{n-1}}, \quad (5)$$

где I_n - предельно допустимый износ детали от состояния, которой зависит работоспособность агрегата или машины, мкм.;

a - коэффициент, характеризующий скорость изнашивания в зависимости от вязкостных свойств масла.

Подставив выражения (3, 4, 5) в 2, получим

$$C_{y\partial} = F \cdot a \cdot t_{об}^{n-1} \cdot (C_{ам} + C_{нр.р} + C_{рем}) \cdot \frac{1}{I_n} + \frac{C_{нр.р} + C_{обс}}{t_{об}} \rightarrow \min. \quad (6)$$

Для определения оптимальной периодичности проведения ТО про дифференцируем функцию (3) по $t_{об}$ и приравняем ее к 0 при условии $\alpha > 1$

$$F \cdot a \cdot (a - 1) \cdot t_{об.он}^{n-2} \cdot (C_{ам} + C_{нр.р} + C_{рем}) \cdot \frac{1}{I_n} - \frac{C_{нр.р} + C_{обс}}{t_{об.он}^2} = 0, \quad (7)$$

где α - коэффициент, зависящий от режима работы сопряжения.

$$t_{об.он}^{n-2} = \frac{t_{об.он}^n}{t_{об.он}^2}. \quad (8)$$

Подставим (7) в (8) получим

$$F \cdot a \cdot (a - 1) \cdot \frac{t_{об.он}^n}{t_{об.он}^2} \cdot (C_{ам} + C_{нр.п} + C_{рем}) \cdot \frac{1}{I_n} - \frac{C_{нр.п} + C_{обс}}{t_{об.он}^2} = 0, \quad (9)$$

После преобразования уравнения (9) получим

$$\frac{F \cdot a \cdot (a - 1) \cdot t_{об.он}^n \cdot (C_{ам} + C_{нр.п} + C_{рем})}{I_n} = C_{нр.п} + C_{обс}. \quad (10)$$

Выразим из уравнения (10) $t_{об.он}$

$$t_{об.он}^n = \frac{(C_{нр.об} + C_{обс}) \cdot I_n}{F \cdot a \cdot (a - 1) \cdot (C_{ам} + C_{нр.п} + C_{рем})}, \quad (11)$$

$$t_{об.он} = \sqrt[n]{\frac{(C_{нр.об} + C_{обс}) \cdot I_n}{F \cdot a \cdot (a - 1) \cdot (C_{ам} + C_{нр.п} + C_{рем})}}.$$

Зависимость (11) позволяет определить оптимальную периодичность замены смазочного материала в сопряжении, исправность которого лимитирует работоспособность агрегата или автосамосвала в целом. В данном случае можно определить периодичность обслуживания базовой системы, то есть системы смазки двигателя.

Полученное уравнение содержит, в основном, стоимостные показатели, которые определяются по средней величине рыночной стоимости материалов на основании прейскурантов, прайс-листов. Составляющие этой формулы определяются следующим образом:

Затраты на амортизационные отчисления можно определить по формуле [2]:

$$C_{ам} = \frac{C_0 \cdot A}{100}, \quad (12)$$

где C_0 - первоначальная стоимость автосамосвала, грн.,

A - норма амортизационных отчислений, %.

При простое в техническом обслуживании или ремонте автосамосвал не приносит прибыль, следовательно, не окупает свое содержание, затраты на эксплуатационные материалы, заработную плату водителя. Поэтому АТП при простое автосамосвала за один час теряет сумму, стоимостью одного тонно-километра, которую можно определить по формуле:

$$C_{ми} = A_n + P + 3 + C_c + \Gamma + C_m + П, \quad (13)$$

где A_n - нормативный показатель амортизационных отчислений на полное восстановление, грн/ тн-км;
 P - затраты на выполнение всех видов ремонта, диагностирование и техническое обслуживание, грн.;
 Z - заработная плата водителей, управляющих автосамосвалом, грн.;
 C_c - затраты на смазочные материалы, грн.;
 G - затраты на охлаждающую и гидравлическую жидкости, грн.;
 Π - затраты на перебазировку машины, грн.;
 C_m - затраты на топливо, грн.

Но при простое машины в ремонте или техническом обслуживании не расходуется топливо. Поэтому предлагаем определить стоимость простоя машины в ТОР по формуле (14) и (15):

$$C_{пр.р} = (C_{м.ч.} - C_{топ} \cdot P) \cdot \Pi, \quad (14)$$

где $C_{м.ч.}$ - стоимость одного тн-км работы, грн.;
 $C_{топ}$ - стоимость топлива за один литр, грн.;
 P - расход топлива машиной за один час, кг.;
 Π_p - продолжительность простоя в ремонте, час.

$$C_{пр.о} = (C_{м.ч.} - C_{топ} \cdot P) \cdot \Pi_o, \quad (15)$$

где Π_o - продолжительность простоя машины в техническом обслуживании, час.

Техническое обслуживание, согласно [3], предусматривает проведение диагностирования, замену масла в двигателе и восстановление регулировочных параметров. Предлагается пренебречь количеством долива масла и рабочих жидкостей из-за их незначительного количества по отношению к заправочным емкостям. Тогда стоимость обслуживания выразим формулой

$$C_{об} = C_{мм} \cdot O_{зч} + C_{зч} + C_{чзпр} \cdot \Pi_o, \quad (16)$$

где $C_{мм}$ - стоимость моторного масла, грн.;
 $O_{зч}$ - объем системы смазки двигателя, литр;
 $C_{зч}$ - стоимость запасных частей для проведения ТО, грн.;
 $C_{чзпр}$ - часовая заработная плата рабочего занятого в проведении ТОР, грн.

Работы по текущему ремонту включают в себя проведение технического обслуживания и, согласно [3, 4], предусматривают замену масла трансмиссии, двигателя и гидросистемы, проведение ремонтных и регулировочных работ. Поэтому предлагается определить стоимость текущего ремонта по формуле

$$C_{тр} = C_{мм} \cdot O_{сд} + C_{тт} \cdot O_{ст} + C_{мг} \cdot O_{сг} + C_{чзпр} \cdot \Pi_o + C_{зч}, \quad (17)$$

где $C_{тт}$ - стоимость трансмиссионного масла за один литр, грн.;
 $O_{ст}$ - объем заправочных емкостей трансмиссии, литр;

$C_{ме}$ - стоимость гидравлического масла, грн.;
 $O_{сз}$ - объем гидравлической системы машины, литр.

$$C_{чзпр} = C_{озп} + C_{дзп} + C_{соц}. \quad (18)$$

Затраты на заработную плату рабочих, занятых в техническом обслуживании и ремонте машин, составляют

$$C_{озп} = C_{чмс} \cdot B, \quad (19)$$

где $C_{озп}$ - основная заработная плата рабочего за 1 час, грн.;
 $C_{чмс}$ - часовая тарифная ставка рабочего, грн.;
 B - количество рабочих, занятых ТОР,

$$C_{дзп} = C_{озп} \cdot 0,1, \quad (20)$$

где $C_{дзп}$ - дополнительная заработная плата рабочих, грн.

$$C_{соц} = (C_{озп} + C_{дзп}) \cdot 0,14, \quad (21)$$

где $C_{соц}$ - отчисления на социальное страхование, грн.

Для определения оптимальной периодичности замены масла в двигателе внутреннего сгорания по предлагаемой модели за предельную величину износа для всего двигателя принимается предельный износ шеек коленчатого вала.

На основании проведенного математического моделирования построен алгоритм, который позволяет определить оптимальную периодичность замены моторных масел в двигателях автосамосвалов (рис. 1).

Расчет стоимости простоя в ТОР производится после введения стоимости одного тн-км, часовой тарифной ставки водителя и затрат на запасные части. Стоимость запасных частей определяется на основании затрат прошедшего года на один текущий ремонт, рассчитываемой машины.

Расчет стоимости текущего ремонта и технического обслуживания предусматривает затраты на смену масел во всех системах машины, заработную плату ремонтного персонала и затраты на запасные части, необходимые для обслуживания.

Таким образом, амортизационные отчисления, стоимость простоя и затраты на проведение текущего ремонта и технического обслуживания служат исходными данными для расчета оптимальной периодичности обслуживания двигателя. В частности, она определяет периодичность замены моторного масла, так как одним из дополнительных критериев при создании математической модели является предельный износ шеек коленчатого вала.

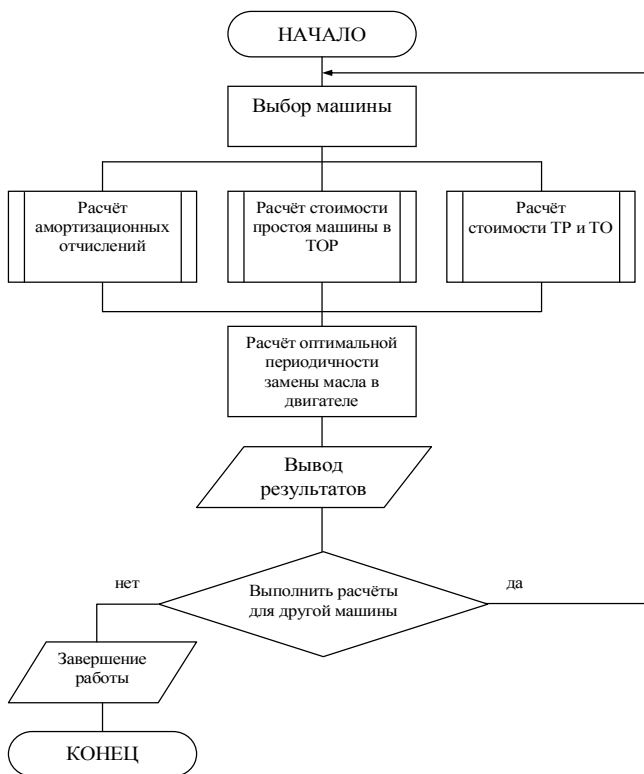


Рисунок 1 - Блок-схема алгоритма программы расчета оптимальной периодичности замены масла

Выводы. При наличии всех введенных стоимостных данных и значений износа производится расчет периодичности проведения ремонтных воздействий и оптимизирует периодичность замены масла в двигателе. Величина оптимальной периодичности корректируется в зависимости от порядкового номера ремонтного цикла машины.

Список литературы: 1. Говорущенко Н. Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К. : Изд. при Харк. ун-те, 1984. – 312 с. 2. Указания по организации и проведению технического обслуживания и ремонта дорожных машин (ВСН 6 - 79)\ Минавтодор РСФСР. - М.; Транспорт, 1980. - 103 с. 3. Подригало М. А. Обеспечение надёжности автотракторной техники адаптивными методами технического обслуживания и ремонта / Подригало М. А., Кухтов В. Г., Полянский А. С. // Автомобильный транспорт.– X. : ХГАДТУ, 2000. - С. 49 - 51. – (Сб. науч. тр., Вып. 4). 4. Хрущев М. М. Абразивное изнашивание / М. М. Хрущев, И. А. Бабичев, 1970. - 412 с.

Поступила в редакцию 30.09. 2010

A. ZOLOCHEVSKY, Dr. Sc., N. SERGIENKO, Dr., S. EREMENKO, Dr.,
National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”,
A. KÜHHORN, Dr., Brandenburg University of Technology Cottbus,
Germany

CONSTITUTIVE AND NUMERICAL MODELING OF CHEMICAL AND MECHANICAL PHENOMENA IN THERMAL BARRIER COATINGS FOR GAS TURBINE BLADES OF AIRCRAFT ENGINES

Виконано моделювання хімічних і механічних явищ, та розроблені узагальнені визначальні співвідношення, які можуть бути використано для розрахунків залежних від часу розподілень напружень та пошкоджуваності термоізоляції лопаток газових турбін авіаційних двигунів. Розроблені визначальні співвідношення впроваджено в формі структурних моделей для аналізу пошкоджуваності в часі термоізоляції лопаток газових турбін авіаційних двигунів, для аналізу міцності та тривалої міцності, для забезпечення безпечної роботи лопаток газових турбін авіаційних двигунів.

Выполнено моделирование химических и механических явлений, разработаны обобщенные определяющие соотношения, которые могут быть использовано для расчетов зависимых от времени распределений напряжений и повреждаемости термоизоляции лопаток газовых турбин авиационных двигателей. Разработанные определяющие соотношения внедрены в форме структурных моделей для анализа повреждаемости во времени термоизоляции лопаток газовых турбин авиационных двигателей, для анализа прочности и длительной прочности, для обеспечения безопасной работы лопаток газовых турбин авиационных двигателей.

Introduction. In this paper a comprehensive theoretical and computational investigation will be carried out with the main focus directed at the understanding of the relationships between electron beam physical vapour deposition (EB-PVD) parameters, characteristics of high-temperature coating systems such as multilayer composition, interface failure, crystal structure, defect chemistry and microstructure, and multicomponent material properties related to diffusion of ionic species and oxidation as well as at the understanding on how these material characteristics, oxygen chemical potential gradient, transport phenomena, swelling, oxidation, fatigue and high temperature creep affect degradation and lifetime reduction for thermal barrier coating systems for gas turbine blades of aircraft engines. Furthermore, focus is put on how the EB-PVD parameters, coating characteristics, diffusion processes, swelling, oxidation, creep deformation as well as the creep/fatigue damage growth due to microstructural changes in the materials over time may be controlled using developed constitutive modeling tool in order to reduce degradation, improve oxidation protection, optimize coating design and operating conditions, and extend lifetime of thermal barrier coating systems for gas turbine blades of aircraft engines. The interdisciplinary approach proposed in this project involves new knowledge developed in Mechanical Engineering, Material Science, Mathematical Theory of Diffusion and Computational Mechanics.

The specific objectives of the present paper are:

- to identify the mechanisms of chemical, thermal and structural degradation processes that affect the lifetime reduction of thermal barrier coatings systems, including the columnar ceramic layer made by EB-PVD, the metallic bond coat, the thermally grown oxide and the Ni-based superalloy substrate,
- to incorporate mathematical theory of diffusion into analysis of oxidation and diffusion induced stresses in the thermally grown oxide of thermal barrier coatings system,
- to develop an integrated micro-meso-macro constitutive framework that will then be used to calculate the time dependent and diffusion induced stress distribution, and the creep/fatigue damage growth in thermal barrier coating systems for gas turbine blades of aircraft engines under transient operating conditions as a function of the EB-PVD parameters and coating properties as well as operating conditions, and additionally to predict the lifetime of thermal barrier coating systems working at a harsh environment and exposed to very large oxygen chemical potential gradients at high temperatures and under severe service loading conditions,
- to establish a relation between EB-PVD parameters, coating properties, oxidation phenomenon, swelling, high temperature creep and creep/fatigue damage in thermal barrier coatings system, and diffusion induced stress evolution in thermal barrier coating system under high temperature and its degradation over time,
- to enter into the constitutive model the experimental data of the crystal structure, composition, defect chemistry and microstructure, and material properties related to diffusion of ionic species for thermal barrier coating systems,
- to incorporate an integrated micro-meso-macro constitutive model proposed in this project into in-house developed software as well as into the ANSYS codes in a form of the computer-based structural modelling tool for analyzing time dependent and diffusion induced stress distributions in thermal barrier coating systems for gas turbine blades of aircraft engines and its degradation over time, for durability analysis and lifetime predictions, and for improving the performance of thermal barrier coating systems,
- to formulate practical recommendations based on the results of computational modeling and simulation for thermal barrier coating systems on how to modify the EB-PVD parameters and coating properties, and improve oxidation protection and operating conditions in order to reduce degradation of thermal barrier coating systems for gas turbine blades of aircraft engines, and extend its lifetime.

2. State of the art. For structures working at a harsh environment, coating may be applied to protect the material from direct exposure to the environment (Fig. 1) [1-7]. For example, thermal barrier coating (TBC) must operate in the most demanding high temperature environment of aircraft, because it may protect

the materials from environmental attacks and increase wear resistance. In this way, the TBCs can substantially improve the application potential of rotating blades for gas turbines of aircraft engines (Fig. 2) [8, 9]. The TBC system has very complex structure and generally consists of several intermediate layers with spatial variance in properties, namely the columnar ceramic layer made by electron beam physical vapour deposition (EB-PVD), the metallic bond coat, the thermally grown oxide (TGO), and the Ni-based single crystall superalloy substrate (Fig. 3) [10].

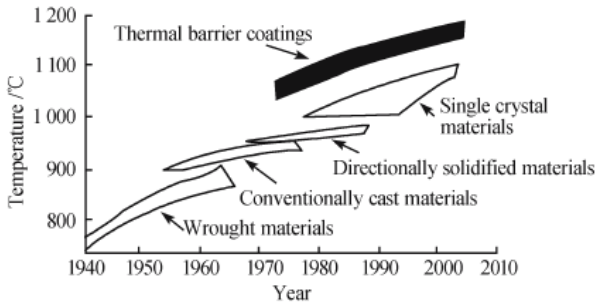


Fig. 1. Temperature improvements of gas turbine alloys in Rolls-Royce engines [1]

Fig. 2. The TBC system for gas turbine blade

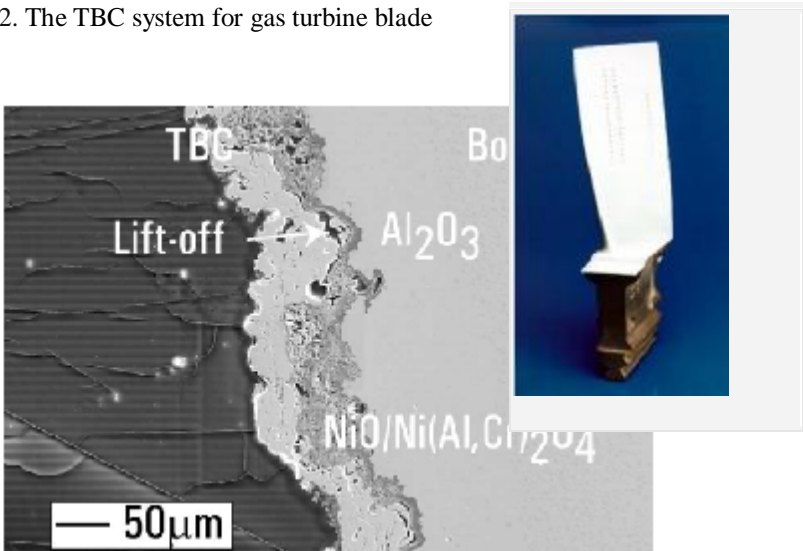


Fig. 3. Cross section of a TBC coated superalloy [10]

The TBC systems, which comprise metal and ceramic multilayers (Fig. 4), insulate turbine components from the hot gas stream and improve the durability

and energy efficiency of aircraft engines [11-13]. The advantages of ceramics and metals are combined in utilizing ceramic thermal barrier coated metallic substrates. Usage of only 0.2 mm thick ceramic thermal barrier coating on the surface of gas turbine blade made by the EB-PVD gives the possibility to reduce the surface temperature in the order from 100 to 150°C, the specific fuel consumption of about 2 to 3 % as well as the corresponding emission. The extremely low thermal conductivity and good phase stability makes yttrium - stabilized zirconia (YSZ) the most successful ceramic top-layer, when combined with a metallic interlayer. This metallic interlayer acts on the one hand as a bond coat and on the other hand as an oxidation and corrosion protection barrier. This bond coat consists frequently of MCrAlY or PtAl alloys which, under service conditions, produce a thermally grown oxide (TGO) scale of alumina. The lifetime of TBC systems is mainly restricted by the growth of TGO. As a metal oxidizes, oxygen diffuses through the oxide to react at the metal-oxide interface and create more oxide.

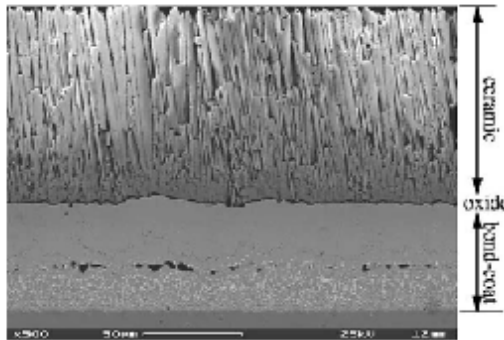


Fig. 4. SEM micrograph of an as-received TBC system [11]

3. Degradation features. Degradation of the TBC systems over time can be investigated experimentally at the laboratory conditions under thermal cycle loading (Fig. 5). Typical sample geometries are pins, plates, disks or turbine blades.

First, as its known [14], high thermal stress can be a source of cracking in the TBC system.

Second, it was experimentally established that the growth of the oxide layer and its stability as well as the embrittlement of the material due to incorporation of oxygen are of major importance [15].

Third, the creep response of the TBC system under the complex stress condition is another important issue concerning such novel multicomponent material system [16-18]. In this regard, it is necessary to take into account the top coat creep, bond coat creep and Ni-based single crystall superalloy creep.

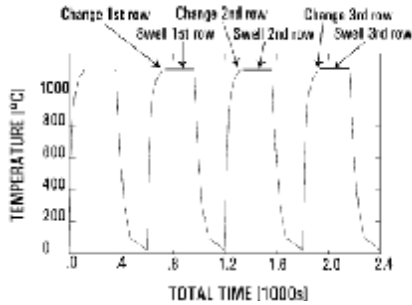


Fig. 5. Thermal cycle loading of the TBC systems [10]

Fourth, materials in the TBC systems operating under conditions of large oxygen chemical potential gradients combined with high temperatures for a prolonged period of time exhibit creep deformation considered as a time-dependent irreversible deformation process. Even in the initial stages of the creep process in metal and ceramic multilayers, dislocations, impurity atoms and voids accumulate at the grain boundaries to form grain boundary cavitation. For example, Fig. 6 shows the formation of the Kirkendall voids beneath the bond coat of the TBC system after 100 h of isothermal exposure at 1150°C [19].

As microscopic cavities at the grain boundaries get larger and coalesce, dislocations, impurity atoms and voids move out to grain boundaries, and microcracks along the grain facets begin to be formed. Growth and coalescence of these microcracks lead to the creep rupture in the final stage of the creep process with formation of macrocrack with some preferential orientation, often, direction perpendicular to the maximum principal stress. Thus, creep deformation changes the microstructure of metal and ceramic multilayers by introducing dislocations, impurity atoms and voids in the initial stages, microscopic cavities in the following, and microcracks in the final stage of the creep process, all of them, at the grain boundaries with some preferential orientation. Furthermore, the velocity of the growth of already existing grain boundary microscopic cavities and microcracks, and of the nucleation of new ones essentially depends on the intensity of creep deformation. On the other hand, creep deformation of metal and ceramic multilayers is influenced by the growth of microscopic cavities and microcracks. This influence begins at the primary and secondary stages of the creep process, and can be visible in the tertiary stage due to possible increasing of the creep strain rate, preceding the creep rupture. The creep rupture case without increase in the creep strain rate can be also observed. Thus, creep deformation and material deterioration in the TBC systems due to growth of creep damage occur parallel to each other, and they have a reciprocal effect. Obviously, creep damage growth in metal and ceramic multilayers leads to the mechanical and structural degradation of the TBC systems over time. However, to the best of the authors' knowledge, up

to now no investigations exist for creep damage development over time in the TBC systems for gas turbine blades of aircraft engines.

Finally, the fatigue damage development in the TBC systems over time is important for durability analysis of gas turbine blades of aircraft engines [20].

4. Modeling of TBC system. The interdisciplinary approach proposed in this paper includes:

- the simultaneous consideration of oxidation and oxygen bulk diffusion, thermoelastic deformation and swelling, as well as, high temperature creep process and creep damage development in the TBC systems for gas turbine blades of aircraft engines,
- modelling of oxygen diffusion process in TGO with determination of the chemical diffusion coefficient using the Fick's second law,
- constitutive modeling of thermal, diffusional and mechanical phenomena under consideration,
- structural analysis of the TBC systems for the typical laboratory sample geometries, such as pins, plates, disks and turbine blades, using in-house developed software as well as the ANSYS codes and constitutive model developed,
- computational modeling and simulation, and the quantitative analysis of the TBC systems degradation over time,
- comparison of the lifetime predictions against the experimental results obtained at the laboratory conditions under thermal cycle loading.

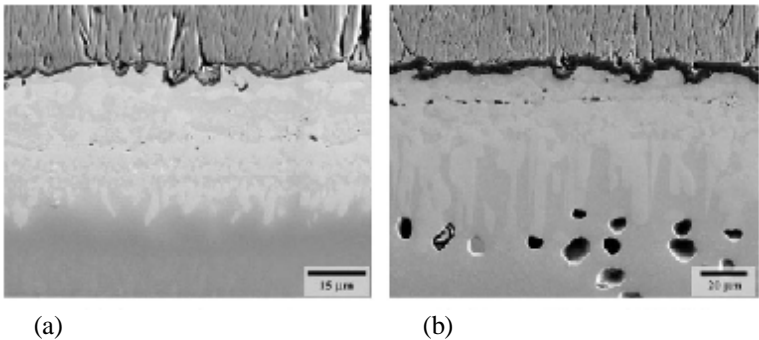


Fig. 6. The microstructures of the coatings on Ni-based alloy in the as-received condition (a) and following 100 h of isothermal exposure at 1150°C (b) [19]

Total strains in the TBC system are composed of an elastic part, thermal part, diffusional part [21] and a part due to creep [22] related to a continuum damage parameter by Kachanov-Rabotnov-type [22] reflecting microstructural changes, material deterioration and TBC system degradation. Constitutive model considered

in this paper takes into account different properties of ceramic top-layer under tension and compression (Fig. 7).

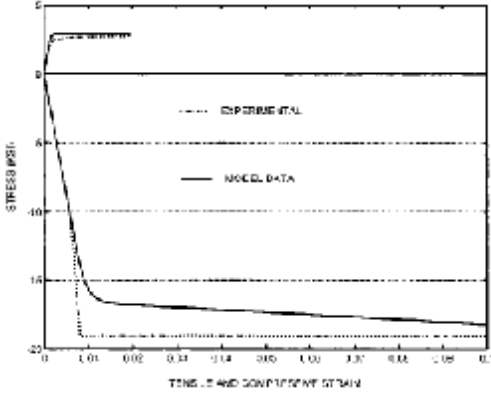


Fig.7. Stress-strain diagram for yttrium- stabilized zirconia at 1150°C °C under tensile and compressive loading types [17]

The infinitesimal creep strain tensor p_{kl} will be defined [22] as

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{p}}_{kl} &= s_e^m \left(1 - \frac{f}{f_*} \right)^{-q} \left(\frac{AI_1 d_{kl} + BS_{kl} + aCm_k m_l}{s_2} \right), \\ \dot{\mathbf{p}} &= s_e^{m+1} \left(1 - \frac{f}{f_*} \right)^{-q} \end{aligned} \quad (1)$$

with

$$\begin{aligned} s_e &= s_2 + as_1, \quad s_1 = Cs_{\max}, \quad s_{\max} = s_{kl} m_k m_l, \\ s_2 &= \sqrt{AI_1^2 + BI_2}, \quad I_1 = s_{kl} d_{kl}, \quad I_2 = s_{kl} s_{kl}, \\ \dot{\mathbf{p}} &= s_{kl} \dot{\mathbf{p}}_{kl}, \quad f \in [0, f_*] \end{aligned}$$

Here S_{kl} is the Cauchy stress tensor, f_* is a critical value of the specific dissipation energy f that corresponds to creep rupture time, I_1 and I_2 are the first and the second invariants of the stress tensor, a is a weight coefficient, d_{kl} is the Kronecker delta, and the dot above the symbol denotes a derivative with respect to time t . Material parameters m , q , A , B and C can be found using the experimental results under uniaxial tension

$$\mathcal{R}_{11} = K_+ S_{11}^m \left(1 - \frac{f}{f_*} \right)^{-q}, \quad f = S_{11} p_{11} \quad (2)$$

uniaxial compression

$$\mathcal{R}_{11} = -K_- |S_{11}|^m \left(1 - \frac{f}{f_*} \right)^{-q}, \quad f = S_{11} p_{11} \quad (3)$$

and pure torsion

$$2\mathcal{R}_2 = K_0 S_{12}^m \left(1 - \frac{f}{f_*} \right)^{-q}, \quad f = 2S_{12} p_{12} \quad (4)$$

with the material constants K_+ , K_- and K_0 .

In order to investigate the oxygen bulk diffusion, the consideration of the Fick's second law with hydrostatic pressure dependence of oxygen concentration in TGO has been given for the purpose of oxidation analysis. Describing the fatigue damage growth has been given using the continuum damage mechanics model proposed in [23]. Analysis of stress distributions in the multicomponent layers and TBC system degradation over time as well as life-prediction studies in this paper are related to the consideration of the physically nonlinear initial/three-dimensional boundary value problem. Therefore, in-house developed software as well as commercial software with ANSYS codes has been used for structural analysis, computational modeling and simulation, when the constitutive model proposed in the present paper has been implemented into software.

Some examples of the finite element models of TBC systems under discussion that have been considered using ANSYS are given in Figs. 8 and 9.

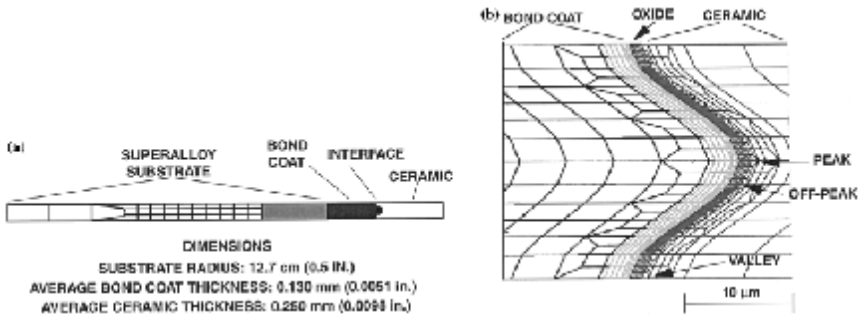


Fig. 8. Finite element mesh geometry for TBC model in the form of disk showing overall geometry of the system (a) and detail view of the interface region (b) [15]

The main feature of the kinematic model of the in-house developed modeling tool for analysis of TBC systems given in Figs. 8 and 9 using the recently proposed shear deformation theory [24, 25] compared with the classical shell theory based on the Kirchoff-Love assumptions is that the differential equations of this refined theory are of the tenth order while the classical theory has the eighth order. Thus, since the separate boundary condition corresponds to each of five generalized degrees of freedom of the normal element (three displacements and two angles of rotation), the boundary conditions in the proposed shear deformation theory are formulated more naturally.

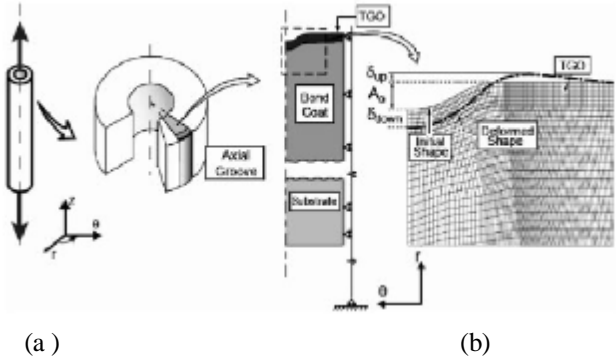


Fig. 9. Finite element model for TBC system in the form of cylinder showing overall geometry of the system (a) and detail view of the interface region (b) [20]

Furthermore, in the case of the refined theory under discussion for a moderately thick shell of revolution (model of a disc in Fig. 8 and a cylinder in Fig. 9) subjected to an axisymmetrically and statically applied diffusional and force loading leading to the meridional, transversal shear and torsional deformations it is necessary to find the 27 unknowns in the coordinate surface [24, 25]. They are the displacements u , v and w , total angles of rotation of a rectilinear element \mathbf{Y}_s and \mathbf{Y}_j , angles of rotation of the normal to the coordinate surface \mathbf{J}_s and \mathbf{J}_j , angles of rotation due to transversal shears \mathbf{g}_s and \mathbf{g}_j , forces N_s , N_j , N_{sj} , $N_{j s}$, Q_s and Q_j , moments M_s , M_j , M_{sj} and $M_{j s}$, components of the deformation of the coordinate surface \mathbf{e}_s , \mathbf{e}_j , \mathbf{k}_s , \mathbf{k}_j , \mathbf{w}_s , \mathbf{w}_j , \mathbf{t}_s and \mathbf{t}_j . A vector of resolving functions can be introduced as

$$\vec{Y} = \{y_1, \dots, y_{10}\}^T = \left\{ \vec{N}, \vec{u} \right\}^T \quad (5)$$

with

$$\begin{aligned} \vec{N} &= \{N_1, \dots, N_5\}^T = \{rN_s, rN_{sj}, rM_s, rM_{sj}, rQ_s\}^T, \\ \vec{u} &= \{u_1, \dots, u_5\}^T = \{u, v, \mathcal{Y}_s, \mathcal{Y}_j, w\}^T, \end{aligned}$$

and the resolving system of nonlinear differential equations of the shell theory under discussion can be presented in the following vector form

$$\vec{Y}' = [P]\vec{Y} + \vec{f} \quad (6)$$

where r is the distance from a point of the coordinate surface to the axis of revolution z , j is the circumferential coordinate, S is the length of the coordinate meridian arc, the superscript ‘T’ denotes the transposition operation, $(\mathbf{K})' = \frac{d(\mathbf{K})}{ds}$, $r' = \cos q$, $z' = \sin q$, and $(p - q)$ is the angle between the

normal to the coordinate surface and the axis z . The system (6) is complemented by the boundary conditions at the ends of the moderately thick shell

$$[G]\vec{Y} = \vec{g} \quad (7)$$

The matrixes $[P]$ and $[G]$ as well as the free-term vectors \vec{f} and \vec{g} used here have been discussed in [24, 25].

The components $\mathbf{e}_{ss}, \mathbf{e}_{jj}, \mathbf{e}_{sj}, \mathbf{e}_{sV}$ of the strain tensor as well as the angles of rotation $\mathbf{q}_s, \mathbf{q}_j$ of the reference triad of orthonormal vectors due to its declination at any point of a shell with coordinate V across shell thickness are connected with corresponding parameters of the coordinate surface by the following relations [24, 25]:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_{ss} &= \frac{\mathbf{e}_s + V\mathbf{k}_s}{a_s}(s, j), \quad 2\mathbf{e}_{sj} = \frac{\mathbf{w}_s}{a_s} + \frac{\mathbf{w}_j}{a_j} + V\frac{\mathbf{t}_s}{a_s} + V\frac{\mathbf{t}_j}{a_j}, \\ 2\mathbf{e}_{sV} &= \frac{\mathbf{g}_s}{a_s}(s, j), \quad \mathbf{q}_s = \mathcal{Y}_s - \frac{\mathbf{g}_s}{a_s}(s, j) \end{aligned} \quad (8)$$

where $a_s = 1 + V k_s$, $a_j = 1 + V k_j$, k_s and k_j are the principal curvatures of the coordinate surface, the symbol (s, j) implies that the new equation follows from the equation under consideration by the cyclic substitution of the subscripts s and j .

It was established for the TBC systems good correlation of the numerical results obtained using in-house developed software with the analogous results based on the ANSYS codes .

The research described in this paper was funded by the German Aerospace Center, Germany. The first author would like to thank Dr. Lapin Alexander Sergeevich for help, useful advices and support.

References: 1. *Stoever D., Funke C.* Directions of the development of thermal barrier coatings in energy applications. *J of Materials Processing Technology*, 1999, 92–93: 195–202. 2. *Novak S., Kalin M., Kosmač T.* Chemical aspects of wear of alumina ceramics. *Wear*, 2001, 250: 318–321. 3. *Sih G. C., Tu S. T.* Why, where and when it becomes necessary to consider chemical reaction effect in mechanics. *Sih G C, Tu S T, Wang Z D*, eds. *Structural Integrity and Materials Ageing*. Shanghai: ECUST Press, 2003, 1–18. 4. *Krnel K., Kosmač T.* Reactivity of aluminum nitride powder in aqueous silicon nitride and silicon carbide slurries. *J. Am. Ceram. Soc.*, 2002, 85: 484–486. 5. *Erdogan F.* Fracture mechanics of functionally graded materials. *Compos Eng*, 1995, 5(7): 753–750. 6. *Noda N, Jin Z. H.* Thermal stress intensity factors for a crack in a strip of a functionally graded material. *Int J Solids Struct*, 1993, 30: 1039–1056. 7. *Zhang X. C., Xu B. S., Wang H. D.*, et al. Modeling of thermal residual stresses in multilayer coatings with graded properties and compositions. *Thin Solid Films*, 2006, 497: 223–231. 8. *Chang, G. C., Phucharoen, W., and Miller R. A.*, 1987, “Behavior of Thermal Barrier Coatings for Advanced Gas Turbine Blades,” *Surf. Coat. Technol.*, 30, pp. 13–28. 9. *Fritscherl. K., Schulz I. U. and Leyens C.*, 2007, Lifetime-determining spalling mechanisms of NiCoCrAlRE / EB-PVD zirconia TBC systems, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, 38, pp. 734-746. 10. *Rösler J., Bäker M. and Volgmann M.*, 2001, Stress state and failure mechanisms of thermal barrier coatings: role of creep in thermally grown oxide, *Acta Materialia*, 49, pp. 3659–3670. 11. *Caliez M., Chaboche J.-L., Feyel F. and Kruch S.*, 2003, Numerical simulation of EB-PVD thermal barrier coatings spallation, *Acta Materialia*, 51, pp. 1133–1141. 12. *Evans A G, Mumm D R, Hutchinson J W*, et al. Mechanisms controlling the durability of thermal barrier coatings. *Prog Mater Sci*, 2001, 46: 505–553. 13. *De Masi, J. T., Sheffler K. D. and Ortiz, M.*, 1989, “Thermal Barrier Coating Life Prediction Model Development,” NASA CR 182230, Glenn Research Center, Cleveland, OH. 14. *Cheng J., Jordan E. H., Barber B., and Gell M.*, 1998, “Thermal/Residual Stress in a Thermal Barrier Coating System,” *Acta Materialia*, 46, pp. 5839–5850. 15. *Freborg, A.M., Ferguson, B.L., Brindley, W.J. and Petrus, G.J.*, 1998, Modeling oxidation induced stresses in thermal barrier coatings, *Materials Science and Engineering*, A245, pp. 182–190. 16. *Williamson R. L., Rabin B. H., Byerly G. E.* FEM study of the effects of interlayers and creep in reducing residual stresses and strains in ceramic-metal joints. *Compos Eng*, 1995, 5(7): 851–863. 17. *Chen J J, Tu S T, Liu M S*, et al. Creep crack behavior in functionally graded coating. *Sih G C, Kermanidis T B, Pantelakis S G*, eds. *Multiscaling in Applied Science and Emerging Technology*. Patras: University of Patras, 2004, 113–119. 18. *Xie W., Walker K.P., Jordan E.H. and Gell M.*, 2003, Implementation of a Viscoplastic Model for a Plasma Sprayed Ceramic Thermal Barrier Coating, *Transactions of the ASME. Journal of Engineering Materials and Technology*, 125, pp. 200-207. 19. *Wu R.T. and Reed R.C.*, 2008, On the compatibility of single crystal superalloys with a thermal barrier coating system, *Acta Materialia*, 56, pp. 313-323. 20. *Bartschl M., Baufeld B., Heinzelmann M., Karlsson A.M., Dalkilic S. and Chernova, L.*, 2007, Multiaxial thermo-mechanical fatigue on material systems for gas turbines, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, 38, pp.712-719. 21. *Zolochovsky A., Kühhorn A.* Constitutive and numerical modeling of chemical and mechanical phenomena in solid oxide fuel cells and oxygen permeable membranes. *Bulletin of National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”*, 2007, No. 23, pp. 128-138. 22. *Zolochovsky A., Galishin A., Sklepus S., Voyiadjis G.Z.*, 2007, Analysis of creep deformation and creep damage in thin-walled branched shells from materials with different behavior in tension and compression. *Int. J. Solids Structures*, 44, pp. 5075–5100. 23. *Zolochovsky A., Itoh T and. Obataya Y.* A continuum damage mechanics model for multiaxial low cycle fatigue failure. *Journal of the Mechanical Behavior of Materials*, 2001, Vol.12, No.1, pp.1-19. 24. *Zolochovsky A., Galishin A., Kühhorn A., Springmann M.* Transversal shear effect in moderately thick shells from materials with characteristics dependent on the kind of stress state under creep-damage conditions: Theoretical framework. *Technische Mechanik*, 2009, Vol. 29, No.1, pp.38-47. 25. *Galishin A., Zolochovsky A., Kühhorn A., Springmann M.* Transversal shear effect in moderately thick shells from materials with characteristics dependent on the kind of stress state under creep-damage conditions: Numerical modelling. *Technische Mechanik*, 2009, Vol. 29, No.1, pp.48-59.

Поступила в редакцию 30.09.10

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.01:539.3

И.В. АРТЕМОВ, главный конструктор,
ОАО «Головной специализированный конструкторско-технологический институт» (г. Мариуполь),
Ю.В. КОСТЕНКО, преп.-стажер каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
А. В. ГРАБОВСКИЙ, мл. науч. сотр. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»,
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, председатель правления - генеральный директор ОАО «Азовмаш» (г. Мариуполь)

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

У статті описані числові дослідження впливу параметрів корпусів віброударних машин на їх динамічні характеристики. Проаналізовано вплив товщини елементів корпусів та величини приєднаних мас на трансляційні та деформаційні частоти коливаль.

This article describes the influence of numerical parameters of the body vibroimpact systems on their dynamic characteristics. The influence of the thickness of a body and the value attached to a broadcast and mass deformation vibration frequencies.

1. Введение. В работах [1-7] установлено, что при проектировании тяжелонагруженных крупногабаритных виброударных машин необходимо учитывать не только спектр трансляционных колебаний, но и спектр их деформационных колебаний. Это обусловлено тем, что с ростом габаритов машины и увеличением массы технологических грузов нижняя граница спектра колебаний корпуса как упругого тела понижается и мигрирует к частотам возбуждения. В связи с этим возникает опасность возникновения резонансных процессов с возбуждением форм колебаний, более высоких, чем трансляционные (т.е. как жесткого тела на упругих опорах). При этом необходимо учитывать разнообразие структуры, параметров и условий работы машин. Это обуславливает актуальность и важность задачи разработки подходов, методов и моделей для анализа влияния этих факторов на спектр и формы колебаний корпусов виброударных машин.

Постановка задачи. В статье исследуется задача анализа влияния параметров и условий работы виброударных машин на их динамические характеристики на примере выбивной машины для выбивки крупного вагонного литья [1-7]. В частности, ставится задача разработки инструмента для численного определения изменения спектра собственных частот колебаний корпуса этой машины при варьировании параметров элементов

корпуса и величины присоединенных масс. Первый фактор оказывает потенциально сильное влияние на жесткость конструкции, а второй – на ее инерционные свойства.

Метод решения. Задача анализа влияния различных факторов на те или иные свойства сложных машиностроительных конструкций в общем виде является достаточно громоздкой. Для ее решения адаптирован метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем [8]. С его применением можно решать различные задачи параметрического и структурного анализа и синтеза. В частности, применительно к корпусам виброударных машин отдельные задачи решены в работах [1-7]. Однако в этих работах проводился анализ влияния только отдельных обобщенных параметров на свойства исследуемых машин. В то же время на этапе проектирования требуется проводить многопараметрический анализ. Соответственно, необходимо разработать такой подход и модели, которые обеспечивают вариативность модели виброударной машины при изменении ее параметров $p_i \in P$. Тогда частотное уравнение

$$\det(C(P) - w^2 M(P)) = 0, \quad (1)$$

где C, M – матрицы жесткости масс, имеет корни

$$w_j = w_j(P). \quad (2)$$

Определение параметрических зависимостей (2) для сложных конструкций возможно только численным путем [1-7].

Таким образом, необходимо разработать параметрическую модель, которая позволяет по конкретному набору параметров генерировать геометрическую и конечно-элементную модель, интегрируемую в CAD/CAE-систему. После этого проводится расчет собственных частот и форм.

Варьируя $p_i \in P$, можно получить зависимости (2), тем самым строя функцию отклика в параметрическом пространстве.

Описание модели. Исследуется модель корпуса виброударной машины, представленной на рис. 1. В этой модели варьируемыми могут быть толщины листов корпуса, его структура, свойства материала, распределение материала технологического груза по металлоконструкции после частичного его разрушения. Из всего разнообразия исследуемых параметров

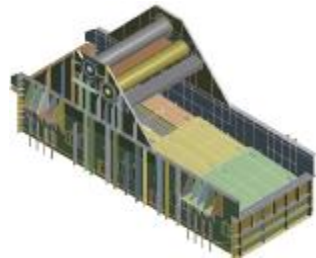


Рис. 1 – Геометрическая модель корпуса выбивной машины

выделим два:

$$p_1 = h / h_0, \quad (3)$$

где p_1 – относительная толщина элементов корпуса, h – текущая толщина, h_0 – базовая (исходная) толщина;

$$p_2 = g / g_0, \quad (4)$$

где p_2 – относительная плотность присоединенного материала с плотностью γ ; γ_0 – плотность материала корпуса машины.

Тогда, создав исходную модель, можно варьировать p_1 , p_2 , и после решения задачи (1) получить искомые зависимости:

$$w_j = w_j(p_1, p_2). \quad (5)$$

Результаты расчета. Базовая модель ВМ имеет параметры: масса 15960кг, материал – сталь 09Г2С, длина 5800мм, ширина 2000мм.

Варьируемые параметры p_1 , p_2 изменяются в пределах:

$$p_1 \in [0,1; 10]; p_2 \in [0; 5]. \quad (6)$$

При этом существенно меняются спектры их собственных колебаний (рис. 2–6).

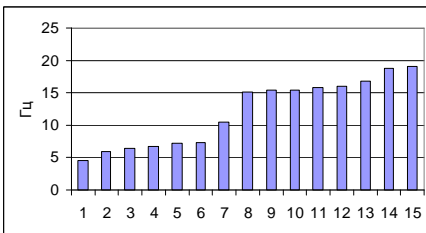


Рис. 2 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 0$

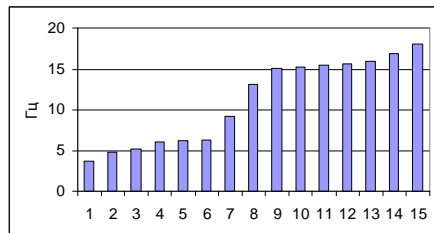


Рис. 3 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 5$

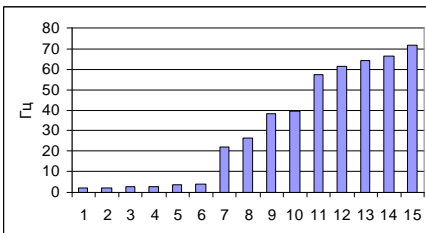


Рис. 4 – Спектр колебаний при $p_1 = 5; p_2 = 2,5$

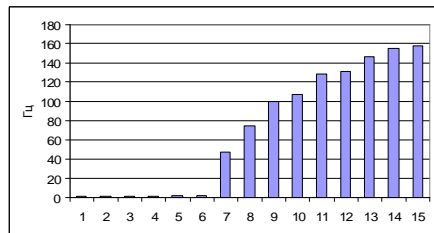
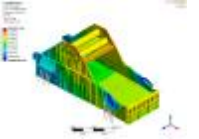
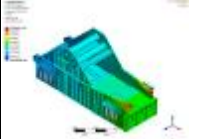
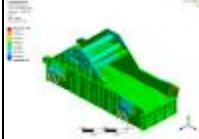
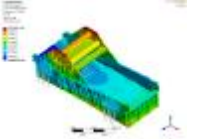
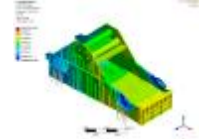
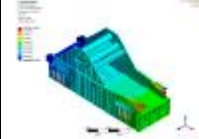
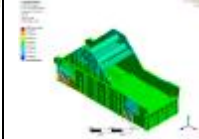
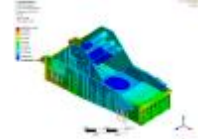
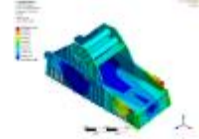
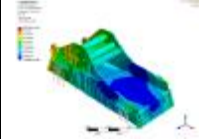
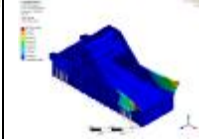
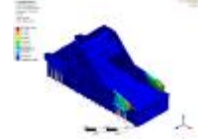
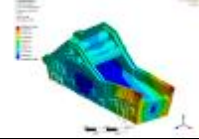
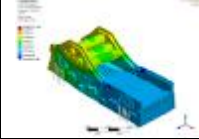
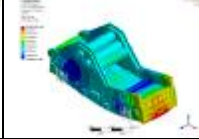
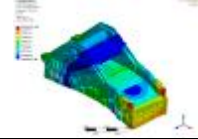
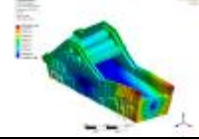
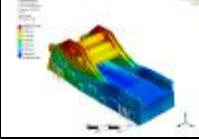
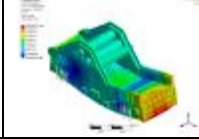
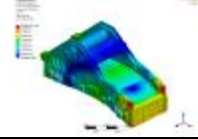


Рис. 5 – Спектр колебаний при $p_1 = 10; p_2 = 0$

В таблице 1 представлены изменения деформационных форм колебаний, обнаруженные при варьировании параметров p_1 и p_2 . Поскольку нижняя деформационная частота является обычно первой после трансляционных (их 6 по числу степеней свободы корпуса как твердого тела), то ее номер 7.

Таблица 1 – «Деформационные» частоты и формы колебаний конструкции корпуса выбивной машины

| p_1 | p_2 | № формы, частота, Гц | № формы, частота, Гц | № формы, частота, Гц | № формы, частота, Гц |
|-------|-------|---|---|---|--|
| 0,1 | 0 |  |  |  |  |
| | | 1я форма 4,6 Гц | 2я форма 5,6 Гц | 3я форма 6,4 | 4я форма 6,7 |
| 0,1 | 5 |  |  |  |  |
| | | 1я форма 3,7 Гц | 2я форма 4,8 Гц | 3я форма 5,2 Гц | 4я форма 6,0 Гц |
| 5 | 2,5 |  |  |  |  |
| | | 7я форма 22,0 Гц | 8я форма 26,6 Гц | 9я форма 38,0 Гц | 10я форма 39,3 Гц |
| 10 | 0 |  |  |  |  |
| | | 7я форма 47,0 Гц | 8я форма 73,8 Гц | 9я форма 99,4 Гц | 10я форма 107,9 Гц |
| 10 | 5 |  |  |  |  |
| | | 7я форма 42,3 Гц | 8я форма 66,9 Гц | 9я форма 79,6 Гц | 10я форма 89,4 Гц |

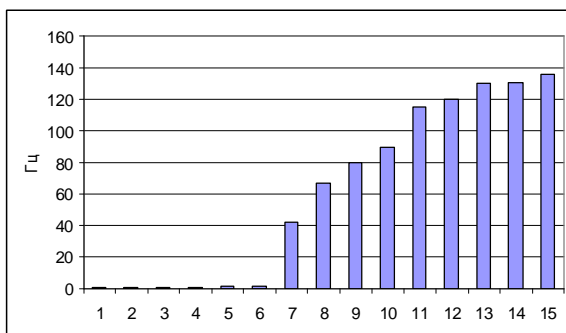


Рис. 6 – Спектр колебаний при $p_1 = 10$; $p_2 = 5$

На рис. 7 отображена зависимость $w_7(p_1, p_2)$.

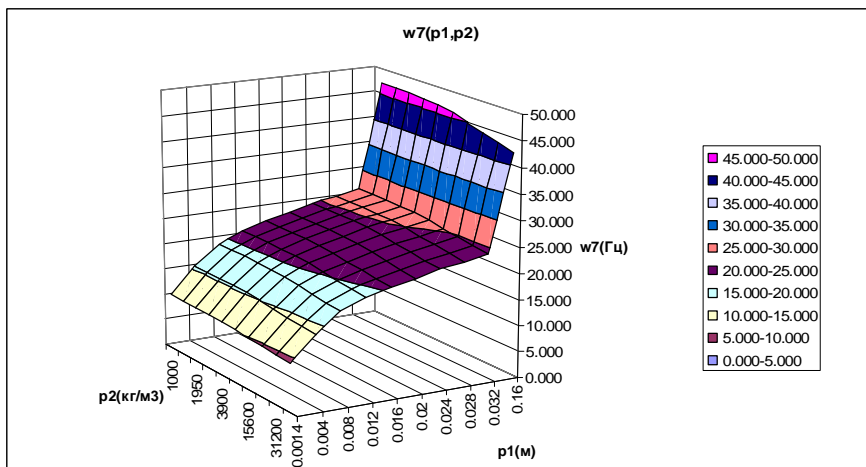


Рис. 7 - Зависимость $w_7(p_1, p_2)$ (нижняя деформационная частота)

Заключение. Анализ полученных результатов дает основание для следующих выводов:

1. Разработан подход и модель для параметрического анализа динамических характеристик выбивной машины.
2. Параметры относительной толщины и величины присоединенных масс оказывают сильное влияние на спектр собственных частот колебаний виброударной машины.

3. Полученные зависимости частот колебаний от варьируемых параметров позволяют решать задачи обоснования конструкционных и технических параметров вибробивной машины.

4. Как показал анализ форм колебаний, при значительном утонении стенок деформационные формы мигрируют в нижний диапазон частот, при этом соответствующие собственные частоты становятся ниже, чем «трансляционные» собственные частоты. В связи с этим, представляет интерес определение таких параметров, при которых происходит выравнивание собственных частот, соответствующих трансляционным и деформационным формам колебаний.

Последняя задача является предметом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. *Барчан Е. Н.* Экспериментальное исследование динамических процессов в вибробивной машине с дебалансным приводом / Е. Н. Барчан, Н. А. Ткачук, А. В. Грабовский // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХПІ". 36. наук. пр. Тематичний випуск : "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ „ХПІ”, 2007. — № 3. — С. 17 — 23. 2. *Барчан Е. Н.* Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной вибробивной машине / Е. Н. Барчан, В. А. Шкода, В. В. Просянок [та ін.] // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХПІ". 36. наук. пр. Тематичний випуск : "Машинознавство та САПР". — Харків : НТУ „ХПІ”, 2007. — № 23. — С. 26 — 32. 3. *Барчан Є.* Моделювання динаміки вибвної машини з дебалансним приводом / Є. Барчан, М. Ткачук, А. Грабовський // 8й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Праці. — Львів : КІНПАТРИ ЛТД. — 23 — 25 травня 2007. — С. 79. 4. *Барчан С. М.* Комп'ютерне моделювання динаміки і напружено-деформованого стану просторових конструкцій / С. М. Барчан, А. В. Грабовський, О. В. Мартиненко [та ін.] // Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій. Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції пам'яті академіка НАН України В. І. Моссаковського. — Дніпропетровськ : ДНУ. — 17 — 19 жовтня 2007. — С. 236 — 238. 5. *Грабовський А. В.* Методы исследования динамики инерционных вибромашин и определение действующих нагрузок в виброударной системе / А. В. Грабовський // Вісник Нац. техн. Ун-ту "ХПІ". 36. наук. пр. Тематичний випуск : Машинознавство та САПР. — Харків : НТУ „ХПІ”, 2009. — № 12. — С. 61 — 80. 6. *Грабовський А. В.* Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А. В. Грабовський // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — Харьков, 2010. — № 3/9(45). — С. 42 — 46. 7. *Барчан С. М.* Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : авт-р. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович — Маріуполь. — 2008. — 178 с. 8. *Ткачук Н. А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. — Харків. — 2006. — № 1. — С. 57 — 79.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. науч. сотр. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ, СОДЕРЖАЩИХ МАТЕРИАЛЫ С РЕЗКО ОТЛИЧАЮЩИМИСЯ СВОЙСТВАМИ, НА ПРИМЕРЕ ПАЯНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

У роботі описані результати досліджень механічної поведінки елементів конструкцій, що містять матеріали з властивостями, що різко відрізняються, на прикладі паяних корпусів силових гідроциліндрів.

New approach of researches results of mechanical conduct of elements constructions, containing materials with sharply different properties, on the example of the soldered corps of power hydrocylinders is presented in the paper.

1. Введение. Данная статья является продолжением цикла работ по исследованию поведения различных элементов механических систем с резко отличающимися физико-механическими свойствами, на примере паяных корпусов гидроцилиндра, изготовленных из стальной оболочки с внутренним футеровочным слоем [1].

Постановка задачи. В результате развития технологий изготовления корпусов гидроцилиндров появились паяные корпуса, в результате изготовления которых удастся существенно экономить материал (до 80%, по сравнению с ранее применяемой технологией изготовления из цельной заготовки). При изготовлении гильз паяных корпусов целесообразно использовать трубы с подходящими внутренними и внешними радиусами, а далее с помощью высокотемпературной пайки при 1135°C соединять ее с крышкой. В качестве припоя используется, например, медная проволока марки ДКРТ 1,6 БТ М1р ГОСТ 16130-85, при этом толщина паяного шва не превышает 0,1 мм [2, 3].

На рис. 1 представлена схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра. Набор параметров d_i, z_i, d полностью определяет геометрию корпуса цилиндра. Здесь d_i – диаметры, z_i – высоты, d – толщина шва пайки, в данном случае $d = 0,1$ мм – технологический параметр.

В данной работе приведены результаты исследования влияния длины паяного шва и выбор материала в качестве припоя на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра. Длина шва является технологическим параметром, влияющим на сам процесс пайки. В то же время длина шва очевидным образом влияет на напряженно-деформированное состояние корпуса в целом и самого шва в частности. В связи с этим необходимо

исследовать влияние этого параметра на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва соединения гильзы и крышки в корпусе гидроцилиндра на его напряженно-деформированное состояние рассматривалось при фиксированных параметрах, определяющих габаритные размеры корпуса (см. [2, 3]). Значения конструктивных параметров, которые полностью определяют геометрию корпуса гидроцилиндра, приведены в табл. 1.

При этом параметр z_6 , определяющий длину шва вдоль корпуса цилиндра, принимал следующие значения $z_6=14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

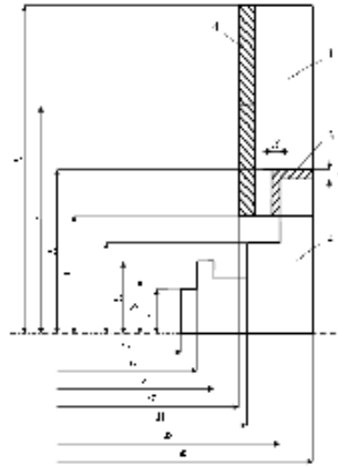


Рис. 1. Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра:
1 – трубная заготовка (гильза), 2 – донная заготовка (дно, крышка), 3 – слой припоя, 4 – футеровочный слой

Таблица 1 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

| i | d_i , мм | z_i , мм | i | d_i , мм | z_i , мм |
|-----|------------|------------|-----|------------|------------|
| 1 | 32 | 6 | 5 | 86 | 16.5 |
| 2 | 50 | 11 | 6 | - | var |
| 3 | 62 | 16 | 7 | 80 | 30 |
| 4 | 82 | 16 | 8 | 94 | 59 |

Нагружение было осуществлено путем прикладывания внутреннего давления, равного 10 МПа, при жестком защемлении нижней грани при $z = 0$. На рис. 2 представлена геометрия сечения корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками и конечно-элементная (КЭ) модель.

Характеристики материалов, используемых при расчетах напряженно-деформированного состояния элементов корпусов гидроцилиндров, приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Характеристики материалов

| № исследования | Модуль упругости E , МПа | Коэффициент Пуассона ν |
|----------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Сталь (область 1, 2, см. рис. 1) | $2.7 \cdot 10^5$ | 0.29 |
| Медь (область 3, см. рис. 1) | $1.1 \cdot 10^5$ | 0.32 |
| Акрил (область 4, см. рис. 1) | $3 \cdot 10^3$ | 0.39 |

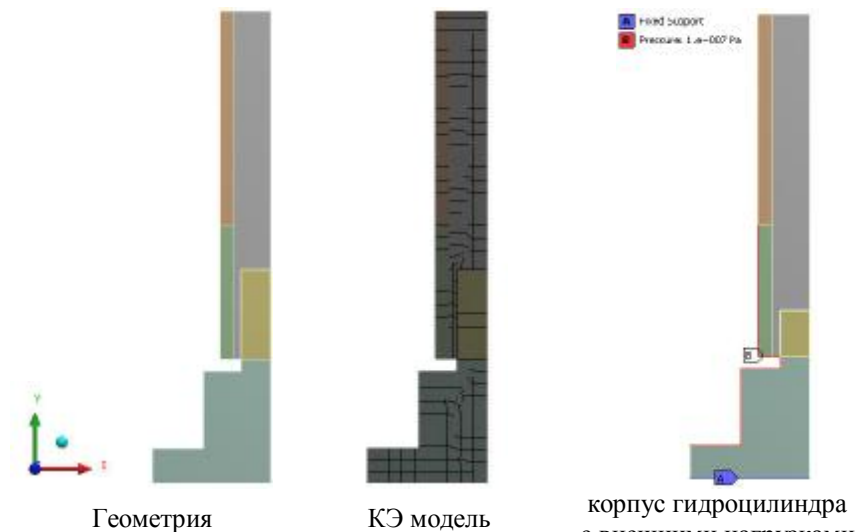


Рис. 2. Геометрия и КЭ модель корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками

Для проведения расчетов были построены конечно-элементные модели, которые насчитывали, в зависимости от длины шва, от 13 до 38 тыс. элементов (задача решается в осесимметричной постановке).

В результате проведения ряда исследований при варьировании длины соединительного шва были получены максимальные эквивалентные напряжения по von Mises и перемещения в корпусе гидроцилиндра. В табл. 3 приведены значения искомых величин. Характер изменения максимальных суммарных перемещений вдоль внешней кромки стенки корпуса гидроцилиндра представлены на рис. 3, мкм.

Таблица 3 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений и перемещений

| № расч. схемы (см. табл. 1) | Значение параметра z_6 , мм | Эквив. напр. по von Mises в шве, МПа | Макс. абс. перемещ. в шве, мкм | Эквив. напр. по von Mises в корпусе, МПа | Макс. абс. перемещ. в корпусе, мкм |
|-----------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|--|------------------------------------|
| 1 | 14,5 | 42,8 | 2,26 | 87,4 | 6,03 |
| 2 | 14,65 | 84,6 | 2,35 | 216,9 | 6,04 |
| 3 | 20 | 57,4 | 3,37 | 87,9 | 6,06 |
| 4 | 25 | 56,2 | 3,44 | 87,8 | 6,06 |
| 5 | 40 | 53,3 | 3,44 | 87,7 | 6,06 |

При рассмотрении результатов расчетов видно, что при значении $z_6=14,65$ мм эквивалентные напряжения von Mises существенно превышают уровень напряжений, достигаемый при других значениях параметра z_6 . Это объясняется образованием концентратора напряжений в области шва.

Анализ полученных результатов исследования паяных корпусов гидроцилиндров при различных длинах паяного соединительного шва крышки и гильзы позволяет заключить следующие: длина шва практически не влияет на характер перемещений, возникающих во всем корпусе гидроцилиндра, а также на напряженное состояние корпуса в целом. Однако, при $z_6=14,65$ мм, как было сказано ранее, эквивалентные напряжения, возникающие в шве, существенно превышают напряжения для других значений z_6 ,

а при $z_6=14,5$ напряжения шва самые низкие, как для шва, так и для всего корпуса. Также перемещения для данного значения z_6 тоже самые низкие из всего набора. При дальнейшем удлинении длины шва, $z_6=14,65; 20; 25$ мм, полученные перемещения возрастают, так как материал попадает в зону высоких градиентов перемещений, а следовательно, это приводит и к возрастанию эквивалентных напряжений в паяном соединительном шве. Но при дальнейшем увеличении шва до $z_6=40$ мм заметно небольшое понижение напряжений и перемещений в соединительном шве. Максимальные эквивалентные напряжения по von Mises для различных длин соединительного шва представлены на рис. 4.

НДС корпусов гидроцилиндров при использовании различных материалов в соединительном шве. Одним из направлений исследований паяных корпусов гидроцилиндров было изучение изменения напряженно-деформированного состояния в результате изменения состава материала, используемого в качестве припоя в соединительном шве гильзы и крышки. Для данного исследования были использованы три различных материала, а

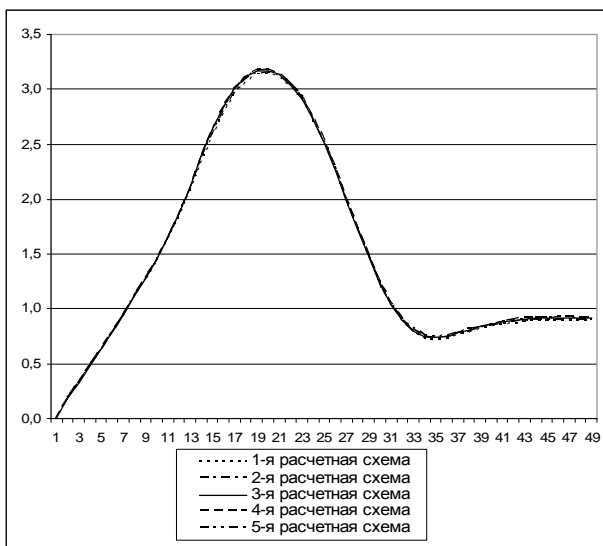


Рис. 3. Максимальные суммарные перемещения (мкм) вдоль внешней кромки корпуса

именно соответствующие по своим физико-механическим характеристикам меди,

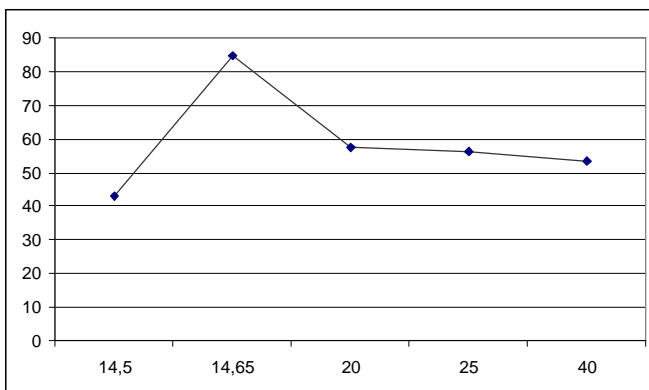


Рис. 4. Максимальные эквивалентные напряжения по von Mises в шве (МПа) при варьировании z_6 , мм (см. рис. 1)

алюминию и свинцу. Физико-механические характеристики материалов, используемых в качестве припоя, приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Физико-механические характеристики материалов припоя

| Материал | Модуль упругости E , МПа | Козф. Пуассона ν |
|------------|----------------------------|----------------------|
| «Алюминий» | $7,05 \cdot 10^4$ | 0,34 |
| Медь | $1,1 \cdot 10^5$ | 0,32 |
| «Свинец» | $2 \cdot 10^4$ | 0,42 |

Габаритные размеры описывающие геометрию корпуса гидроцилиндра определялись фиксированными параметрами, которые представлены в табл. 5.

Таблица 5 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

| i | d_i , мм | z_i , мм | i | d_i , мм | z_i , мм |
|-----|------------|------------|-----|------------|------------|
| 1 | 16 | 4 | 5 | 37 | 14,5 |
| 2 | 28 | 13 | 6 | - | 25 |
| 3 | 32 | 13 | 7 | 32 | 30 |
| 4 | 35 | 13 | 8 | 44 | 55 |

Максимальные напряжения в корпусе гидроцилиндра, возникающие в результате воздействия внутреннего давления 10 МПа и закрепления по нижней кромке гидроцилиндра, представлены в табл. 6. На рис. 5 представлены максимальные абсолютные перемещения вдоль корпуса с внешней стороны, мкм.

Таблица 6 – Эквивалентные напряжения и перемещения частей корпуса гидроцилиндра при различных материалах шва

| Материал использ. в шве | Эквив. напр. по von Mises в шве, МПа | Макс. абс. перемещ. в шве, в мкм | Эквив. напр. по von Mises в корпусе, МПа | Макс. абс. перемещ. в корпусе, в мкм |
|-------------------------------|--|--|---|---|
| «Алюминий» | 47,2 | 3,46 | 87,8 | 6,08 |
| «Свинец» | 28,5 | 87,8 | 6,1 | |
| Медь | 56,2 | 3,44 | 87,7 | 6,06 |

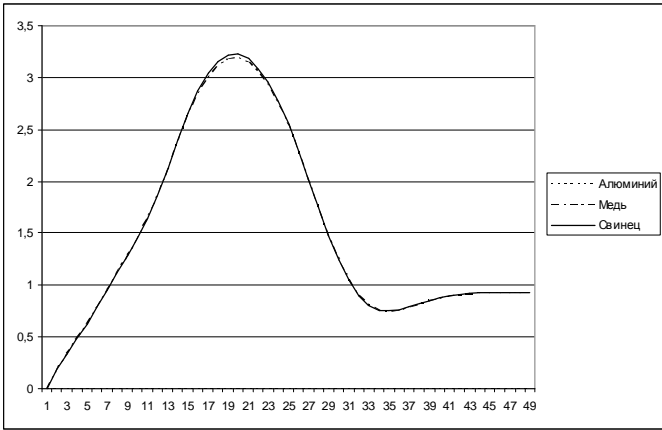


Рис. 5. Распределение абсолютных перемещений, мкм, вдоль образующей поршня, мм

Выводы. Из анализа полученных результатов видно, что выбор материала практически не влияет на напряженно-деформированное состояние всего корпуса гидроцилиндра. Однако полученные эквивалентные напряжения в соединительном шве существенно различны: напряжения в шве из меди вдвое превышают напряжения в шве из свинца, но при этом суммарные перемещения в корпусе со свинцовой пайкой выше, чем в корпусах с медной и алюминиевой пайкой.

Литература. 1. Веретельник О. В., Веретельник В. В. О численном моделировании напряженно-деформированного состояния тел, содержащих материалы с резко отличающимися свойствами // Вестник НТУ «ХПИ» Тем. вып.: «Машиноведение и САПР» –2009. –№ 28. – С.10-16. 2. Заярненко Е. И., Боровик А. И., Ткачук Н. А. Расчет паяных корпусов гидроцилиндров. – Вестник машиностроения, 1987, № 7, с.37-39. 3. Заярненко Е. И., Ткачук Н. А. Автоматизация процесса создания конечноэлементных моделей для исследования напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров.- В сб.: Динамика и прочность машин, 1987, вып.46, с.102-107.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

Е.И. ЗИНЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”,
Д.Е. САМОЙЛЕНКО, канд. техн. наук НТУ “ХПИ”

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА В ЗАДАЧЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСТОЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

В статті розглянуті питання розробки стратегії вибору раціональних параметрів шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки та запропоновані критерії якості цих механізмів, дано обґрунтування вибору методів розв’язання поставленої задачі.

In the article a questions strategy of rational selection parameters of six-link mechanisms of fourth class questions with the stop are considered. Criteriums of quality and methods of solution of problem are ground.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. В настоящее время возросли сложность и комплексность проблем, возникающих и требующих решения в процессе проектирования [1]. Задачи повышения качества машин (т.е. выбора рациональных параметров) должны решаться, в первую очередь, на стадии проектирования. Создание качественного проекта машины требует от конструктора всестороннего рассмотрения конструкции с различных точек зрения, а сама конструкция должна удовлетворять многим, в большинстве случаев противоречивым, требованиям.

В статье рассмотрен алгоритм выбора рациональных параметров в задаче синтеза шестизвальных механизмов четвертого класса с выходным звеном ползуном и выходным звеном коромыслом. Задача выбора оптимальных параметров таких механизмов является актуальным научным направлением.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор. Качество функционирования механизма определяется совокупностью ряда критериев. Для рычажных механизмов в литературе встречаются такие критерии:

- максимальное отклонение закона движения выходного звена от требуемого или максимальное отклонение траектории шатунной точки от заданной;
- максимальные значения реакций в кинематических парах;
- максимальные значения углов передачи (углов давления);
- коэффициент полезного действия механизма;
- габариты механизма и др. [2].

Указанные критерии используются при выборе рациональных параметров конкретных механизмов, когда известны условия их работы, силы полезных и вредных сопротивлений.

При рассмотрении данной задачи силы полезных и вредных сопротивлений, а также некоторые другие силы неизвестны. Поэтому в первом приближении будем считать, что на все звенья данных механизмов не действуют силы веса, силы инерции и моменты инерции.

В данной работе под критериями качества будем понимать максимальное перемещение выходного звена на выстое, габариты механизма, максимальные значения реакций в кинематических парах, максимальные значения углов давления. Подробно эти критерии будут рассмотрены ниже.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья. Задача о построении механизма, который сможет удовлетворить всем наперед заданным условиям, издавна и по сей день интересует механиков. В сущности, она является одной из главнейших, если не самой главной, в кинематике механизмов.

Исследования механизмов, сообщающих выходному звену движение с приближенным выстоем, продолжаются уже более 100 лет, начиная с работ П.Л.Чебышева по синтезу *I*-образных механизмов. В настоящее время хорошо разработаны методы синтеза механизмов второго и третьего классов. Синтез механизмов более высоких классов находится на первоначальной стадии развития. Большой вклад в этой области сделали и продолжают делать У.А.Джолдасбеков, К.С.Иванов, Г.У.Уалиев, В.Г.Хомченко, Е.С.Гебель, Е.В. Соломин, Е.И.Зинченко [3-5].

Формулировка целей статьи (постановка задания). Цель данной статьи – разработка методики выбора рациональных параметров шестизвенных механизмов четвертого класса для решения задачи обеспечения выстоя выходного звена, обоснование и вычисление критериев качества данных механизмов, обоснование методов решения задачи выбора рациональных параметров.

Изложение основного материала исследований. При реализации алгоритма кинематического синтеза шестизвенного механизма четвертого класса (ШМЧК) с выстоем [6] произвольно задаются восемь параметров: $l_{BC}, l_{DC}, a, j_{12}, u_{12}, u_{13}, u_0, q$ (см. рис. 1,2,3). Очевидно, что каждый из этих параметров влияет на качественные характеристики проектируемого механизма. Так как предложенный алгоритм кинематического синтеза механизма рассчитан на использование ЭВМ и все характеристики механизма вычисляются детерминировано, без использования итерационных процедур, т. е. требует минимальных затрат машинного времени, то является естественным находить значения произвольно задаваемых параметров при помощи каких-то оптимизационных методов.

Угол q (см. рис. 2), определяющий направление движения ползуна, должен находиться внутри интервала $q \in [j_0, j_0 + j_B]$, где j_B - угол выстоя (см. рис. 2). В противном случае выстой будет иметь место не в крайнем положении выходного звена. Иными словами, угол q вычисляется по формуле: $q = j_0 + k_1 j_B + k p$, где величина k_1 - варьируемый параметр, задается в пределах $0,2 \div 0,8$ отрезка угла выстоя, фактически определяет направление движения ползуна; $k = \pm 1$ и характеризует движение ползуна после выстоя либо в одну, либо в другую сторону.

Угол q (см. рис. 3), который образует межцентровая прямая OF с осью x , можно выбрать в пределах $q = j_0 + k_1 j_B + k \frac{p}{2}$, где параметры k_1 и k имеют тот же смысл, что и для механизма, изображенного на рис. 2.

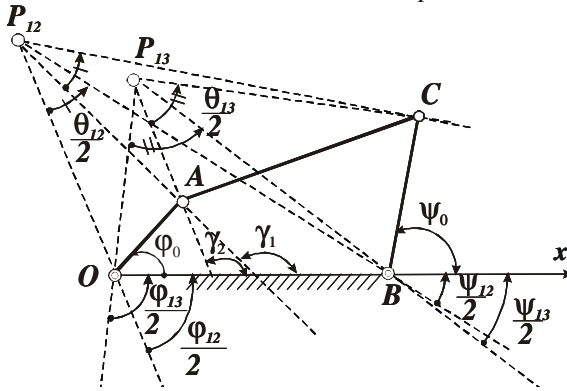


Рис. 1. Параметры шарнирного четырехзвенника.

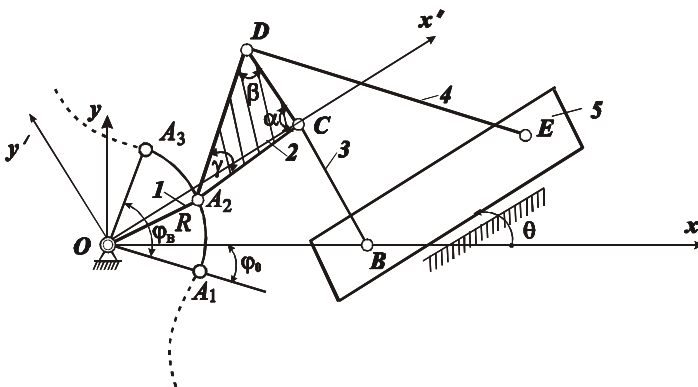


Рис. 2. ШМЧК с выходным звеном ползуном.

Предлагается рассматривать решение многокритериальной задачи как вектор многомерного пространства, составляющими которого являются частные критерии качества. Такой подход называется векторной оптимизацией [1].

Рассмотрим кратко подходы к решению многокритериальных задач.

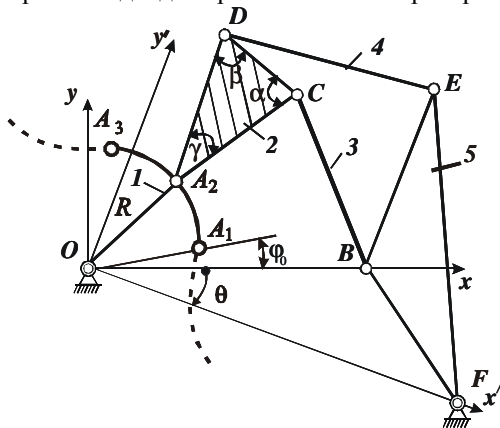


Рис. 3. ШМЧК с выходным звеном коромыслом.

Существует три основных подхода к решению многокритериальных задач [7, 8]. Первый подход – перевод всех критериев в ограничения – приводит к задаче нелинейного программирования. Второй подход заключается в свертке всех критериев в один интегральный критерий. Третий подход базируется на построении на основе исследования пространства параметров паретовского множества, состоящего из всех оптимальных по Парето моделей [1, 7]. Третий подход связан с экспертной оценкой исследования параметров, и этот подход применим лишь тогда, когда имеются реальные механизмы.

Будем использовать второй подход к решению задачи.

Обоснование и вычисление критериев качества механизмов. На стадии разработки общего метода кинематического синтеза механизмов и изучения их потенциальных возможностей, когда еще не известны конкретные нагрузки и условия работы механизма, можно при выборе рациональных параметров механизма использовать критерии, которые только косвенно характеризуют качество механизма и его работы. Например, приведенный угол давления характеризует реакции в кинематических парах, потери на трение [2].

Так, при проектировании шарнирного четырехзвенника (ШЧ), в качестве критерия качества принимается угол давления d (угол передачи g),

максимальная величина которого должна быть ограничена [9] (см. рис. 4). При прочих равных условиях, чем большими будут значения угла давления, тем большими будут реакции в кинематических парах. Таким образом, минимизация максимальных значений угла давления косвенно решает задачу минимизации реакций в кинематических парах, реальные значения которых могут быть определены при синтезе только реального механизма.

В кривошипно-ползунном механизме углом давления является минимальный угол между шатуном и осью движения ползуна (см. рис. 5). Если не учитывать силы веса, силы инерции и силы трения, то сила со стороны кривошипа OA (движущая сила) R_{21} направлена по шатуну AB и определяется по формуле

$$R_{21} = F / \cos d, \quad (1)$$

где

$$F = F_{nc}, \quad N = F \operatorname{tg} d. \quad (2)$$

В (2) F_{nc} - это сила полезного сопротивления. В F можно еще включить и силу инерции ползуна.

Таким образом, одним из критериев оптимизации можно принять максимальное значение тангенса модуля угла давления. Этот критерий можно рассматривать только на рабочем ходу, когда действуют технологические нагрузки. На холостом ходу максимальный угол давления достаточно только ограничить, чтобы не было заклинивания механизма.

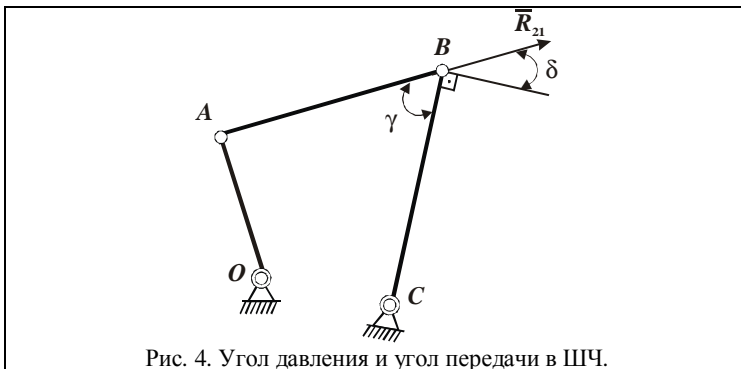


Рис. 4. Угол давления и угол передачи в ШЧ.

Так как разрабатывается метод кинематического синтеза класса механизмов (ШМЧК) и при этом нужно сделать выводы о качестве их работы, не имея данных о силах полезного сопротивления, силах веса

инерционных нагрузках, то синтезируем механизм таким образом, чтобы на рабочем ходу при единичной силе сопротивления реакции в кинематических парах были минимальными. При этом сами реакции будут вычисляться в долях сил сопротивления или моментов сопротивления (см. формулы (3-6), (8)). На холостом ходу силы полезного сопротивления могут вообще отсутствовать или быть на порядок меньше сил полезного сопротивления рабочего хода.

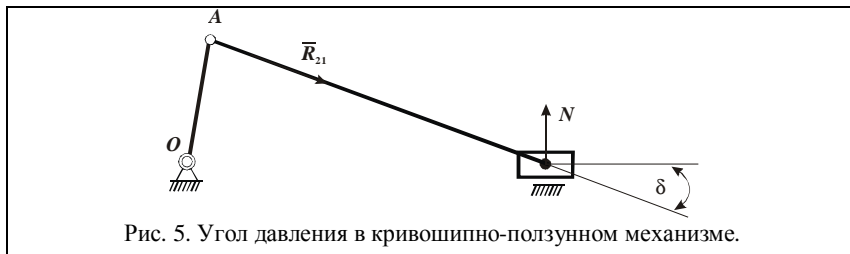


Рис. 5. Угол давления в кривошипно-ползунном механизме.

Поэтому, если относительные (по отношению к F_C) реакции на холостом ходу окажутся большими, это может быть приемлемым, так как сами силы F_C малы.

Еще один критерий качества механизма, который вводится в рассмотрение – габариты механизма и размеры отдельных звеньев. Обосновать этот критерий можно только при синтезе реальных механизмов, когда известны пространство, где могут размещаться механизмы, и реальные технологические нагрузки. При разработке методики кинематического синтеза ШМЧК можно ввести критерий, который только косвенно связан с реальными габаритами. При синтезе ШМЧК с выходным ползуном в качестве такого критерия можно принять величину, обратную относительному радиусу кривошипа. Обоснуем это. При синтезе механизма задаем $l_{OB} = 1$ (см. рис. 1). В результате получаем размер l_{OA} и ход ползуна h . Чтобы получить требуемый ход ползуна h' , необходимо увеличить (уменьшить) все полученные в результате синтеза линейные размеры механизма (линейные размеры звеньев, т.е. расстояния между шарнирными точками каждого звена) в h'/h раз, где h' – требуемый ход ползуна, h – полученный ход. Так как в рассмотренных механизмах ход ползуна приблизительно равен $2l_{OA}$, то можно ожидать, что чем больше l_{OA} приближается к $h'/2$, тем меньшими будут габариты механизма. Поэтому одним из критериев оптимизации должна являться относительная длина

кривошипа l_{OA} . Так как алгоритм оптимизации основан на минимизации критерия, то в качестве критерия можно принять величину $1/l_{OA}$.

Те же соображения справедливы и для ШМЧК с выходным звеном коромыслом, поскольку ползун можно рассматривать как коромысло с бесконечно удаленным неподвижным шарниром. Габариты реального механизма с выходным звеном коромыслом можно изменить, пропорционально увеличивая или уменьшая все полученные в результате синтеза линейные размеры. Уменьшать размеры необходимо, если габариты слишком большие, а увеличивать размеры необходимо, если некоторые линейные размеры слишком малы, и нельзя сконструировать кинематическую пару, удовлетворяющую, например, условиям прочности.

Угол d в ШМЧК с выходным звеном ползуном (см. рис. 7) играет такую же роль, как угол давления в кривошипно-ползунном механизме (см. рис. 5). Это подтверждается выведенными для ШМЧК формулами для реакций R_{21} и N_{56} :

$$R_{21} = F_c / \cos d \quad (3)$$

$$\text{и } N_{56} = -F_c \operatorname{tg} d \quad (4)$$

и сравнением их с (1), (2) для нахождения этих реакций в случае кривошипно-ползунного механизма. Поэтому угол d (см. рис. 6,7) можно назвать приведенным углом давления.

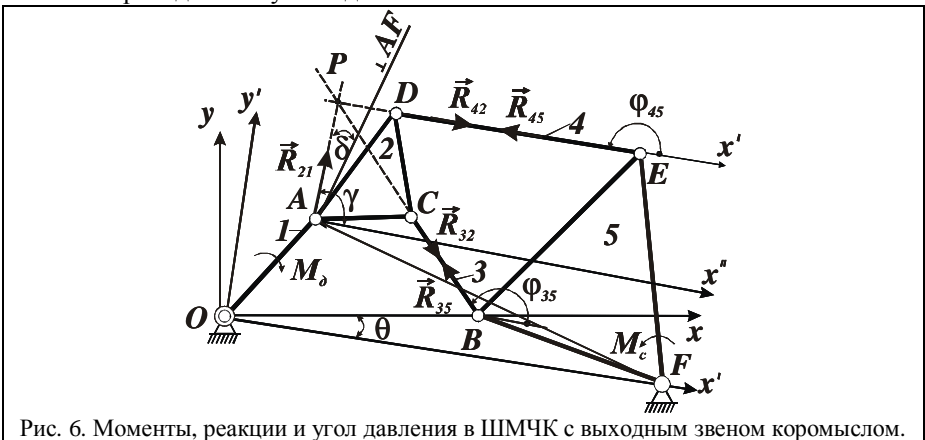


Рис. 6. Моменты, реакции и угол давления в ШМЧК с выходным звеном коромыслом.

Из формул (3) и (4) видно, что при уменьшении угла d , уменьшается реакция R_{21} и нормальная реакция N_{56} , а, следовательно, уменьшаются и

силы трения (и как следствие, увеличивается КПД механизма). Поэтому одним из критериев оптимизации для ШМЧК с выходным звеном ползуном является приведенный угол давления. В качестве критериев оптимизации целесообразно принимать сумму квадратов реакций R_{35} и R_{45} на рабочем ходу и сумму квадратов реакций R_{35} и R_{45} на холостом ходу.

$$R_{35} = \frac{F_C \sin(j_{45} - d)}{\cos d \sin(j_{35} - j_{45})}, \quad (5)$$

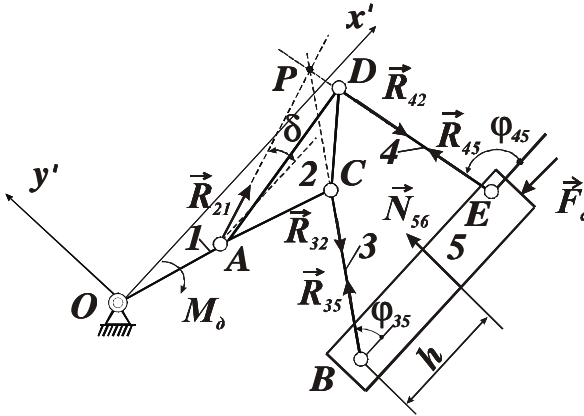


Рис. 7. Силы, реакции и угол давления в ШМЧК с выходным звеном ползуном.

$$R_{45} = \frac{F_C \sin(d - j_{35})}{\cos d \sin(j_{35} - j_{45})}. \quad (6)$$

$$R_{35} = \frac{M_C \cos g}{l_{AF} \cos d \cos j_{35}} - \frac{R_{45} \cos j_{45}}{\cos j_{35}}, \quad (7)$$

$$R_{45} = \frac{M_C}{l_{AF} \cos d} \left[\frac{\sin g - \cos g \operatorname{tg} j_{35}}{\sin j_{45} - \operatorname{tg} j_{35} \cos j_{45}} \right]. \quad (8)$$

Формулы (5,6) – для ШМЧК с выходным звеном ползуном, а (7,8) - для ШМЧК с выходным звеном коромыслом.

Реакция R_{21} в шарнире A не принимается в качестве критерия оптимизации, поскольку даже при ограниченной R_{21} реакции R_{35} и R_{45} могут достигать больших величин.

Одним из критериев качества механизма является качество выстоя выходного звена. Если выходным звеном является ползун, то этот критерий имеет следующий вид:

$$f_1 = \max \frac{\Delta x_5}{h} (j \in [j_0, j_0 + j_{13}]). \quad (9)$$

$\Delta x_5(j)$ - максимальное перемещение ползуна, а $u(j)$ - максимальный угол поворота коромысла.

Этот критерий является определяющим, если при остановке ползуна выполняется технологическая операция, и не является столь существенным, если выстой ползуна происходит в конце холостого хода (при необходимости выполнения циклограммы работы машины).

Если выходным звеном ШМЧК является коромысло, то критерий, определяющий качество выстоя коромысла, имеет следующий вид:

$$f_1 = \max \frac{y(j)}{y_{\Sigma}} (j \in [j_0, j_0 + j_{13}]). \quad (10)$$

Габаритный критерий для ШМЧК с выходным звеном ползуном выглядят следующим образом:

$$f_2 = \frac{1}{l_{OA}}, \quad l_{OA} = l_{OA} \{j_{12}, j_{13}, y_{12}, y_{13}, y_0, l_{BC}\}. \quad (11)$$

Максимальное значение угла давления принимается в качестве критерия оптимизации для ШМЧК с выходным звеном ползуном:

$$f_3 = \max \operatorname{tg} |d(j)| (j \in [0, 2p]). \quad (12)$$

Максимальные значения реакций в кинематических парах на участках рабочего и на участках холостого хода принимаются в качестве следующих двух критериев оптимизации.

$$f_4 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j) (j \in j_{px}). \quad (13)$$

$$f_4 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j) (j \in j_{xx}). \quad (14)$$

где j_{px} и j_{xx} – углы поворота кривошипа, которые соответствуют рабочему и холостому ходу выходного звена.

Обоснование методов решения задачи выбора рациональных параметров. Как уже отмечалось, задача оптимизации параметров механизмов ставится как задача многокритериальная, а также как задача нелинейного программирования [10].

Математических методов оптимизации в такой постановке существует большое множество [11–12]. В зависимости от ограничений методы нелинейного программирования делят на две группы: методы безусловной и условной оптимизации. Методы безусловной оптимизации, в свою очередь, делят на методы, в которых применяют производные от функции цели и методы без применения производных. В данной работе не разрабатываются какие-то специальные методы по решению задачи оптимизации. Вычислительные возможности современных ЭВМ таковы, что выбор методов оптимизации применительно к синтезу механизмов не является принципиальным. Можно отметить только, что нецелесообразно использовать градиентные методы, так как критерии качества вычисляются алгоритмически и нахождение градиента представляет собой задачу того же порядка сложности, что и оптимизационные методы [13]. Кроме того, как показано в работах Пейсаха [14, 15], если использовать методы штрафных функций, то минимизируемая функция имеет овражный вид.

Задача оптимизации представляется как задача отыскания значений независимых переменных C_1, C_2, \dots, C_8 , при которых достигается наименьшее значение функции этих переменных $F = F(C_1, C_2, \dots, C_8)$, называемой целевой функцией.

Таким образом, задача выбора рациональных параметров является многокритериальной и решается путем свертки указанных выше критериев в один критерий $F(C) = k_1 f_1 + k_2 f_2 + k_3 f_3 + k_4 f_4 + k_5 f_5$, который минимизируется, методами безусловной оптимизации. C – вектор варьируемых параметров механизма, первоначально задается и выглядит следующим образом: $C_1 = j_{12}$, $C_2 = y_{12}$, $C_3 = y_{13}$, $C_4 = y_0$, $C_5 = l_{BC}$, $C_6 = a$, $C_7 = l_{CD}$, $C_8 = 0,2 \div 0,8$. Параметр C_8 характеризует направление движения ползуна либо расположение оси коромысла.

Весовые коэффициенты k_i выбираются, исходя из различных требований, предъявляемых заказчиком к проектируемому механизму и изменяются в процессе проектирования подбором.

Так как все приведенные выше критерии вычисляются алгоритмически, то и оптимизацию предлагается проводить одним из численных методов, а именно комбинированным методом [1]: методом случайного поиска [16–18] в сочетании с направленным поиском [12, 13, 18]. Это, с одной стороны, обеспечивает нахождение локального экстремума целевой функции $F(C)$, а

с другой стороны, позволяет найти начальные значения вектора варьируемых параметров, которые используются при оптимизации направленным методом. В качестве направленного метода поиска рациональных параметров использовался простейший – метод координатного спуска. Идеология этих методов подробно изложена в литературе [18].

Из литературы известны и другие методы и алгоритмы оптимизации и синтеза машиностроительных конструкций и технических систем [19–22]. В основном они применяются для оптимизации конкретных конструкций и не нашли широкого распространения при многокритериальном оптимизационном синтезе машиностроительных конструкций и технических систем.

Метод случайного поиска теоретически позволяет найти все локальные минимумы функции нескольких переменных со сложным рельефом [18]. Недостаток метода заключается в том, что необходимо заранее задать область, в которой выбираются случайные точки. Принималась следующая область существования случайных точек:
 $Ch[1] = 0,4j_B, Ck[1] = 0,6j_B, Ch[2] = 0,4C[3], Ck[2] = 0,6C[3], Ch[3] = -0,9p,$
 $Ck[3] = -0,1p, Ch[4] = 0,1p, Ck[4] = 0,9p, Ch[5] = 0,1, Ck[5] = 1,5,$
 $Ch[6] = 0,1p, Ck[6] = 2p - 0,1, Ch[7] = 0,1, Ck[7] = 1,5, Ch[8] = 0,2,$
 $Ck[8] = 0,8,$ где $Ch[i]$ – начало отрезка, $Ck[i]$ – конец отрезка изменения i – го параметра ($i = 1 \div 8$).

Такой выбор области существования случайных точек обоснован следующими рассуждениями. Первые два параметра (j_{12}, y_{12}) связаны с синтезом ШЧ по трем положениям (см. рис. 1). Поэтому отрезки изменения этих параметров выбираются в пределах центров отрезков интерполяции, так как при интерполяции по трем положениям лучше всего брать одну из точек, близкую к центру отрезка интерполяции для получения более точного результата. Отрезок изменения третьего параметра (y_{13}) – размаха выходного коромысла ШЧ – может быть взят в пределах меньше 180° и больше 0° , причем со знаком “–”, поскольку звенья ШЧ вращаются в разные стороны. Отрезок изменения четвертого параметра (y_0) – начального угла поворота коромысла – выбирается также в пределах, близких к отрезку ($0^\circ \div 180^\circ$). Отрезок изменения пятого параметра (l_{BC}) выбирается из соображений получения минимальных габаритов механизма. Отрезок изменения шестого параметра (a) (см. рис. 2,3) может быть выбран в пределах от 0° до 360° . Отрезок изменения седьмого параметра (l_{CD}) выбирается аналогично пятому параметру. Отрезок изменения восьмого параметра выбирается в пределах середины угла выстоя j_B , поскольку ближе к концам этого угла величина отклонения шатунной точки A от дуги окружности становится очень большой.

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления. В результате применения изложенной выше стратегии выбора рациональных параметров механизмов было разработано программное обеспечение кинематического синтеза ШМЧК, обеспечивающих приближенной высотой выходного звена в одном из крайних положений, благодаря чему был спроектирован ряд механизмов. Результаты исследований представлены в [6]. В перспективе представляется возможным спроектировать ШМЧК с рациональными параметрами с выстоями в двух крайних положениях.

Список литературы: 1. *Кіндрацький Б., Сулим Г.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // *Машинознавство*. – Львів. – 2002. – №10. – С. 26–40. 2. *Тышкевич В.А.* Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников // *Анализ и синтез механизмов*. – М.: Машиностроение. – 1966. – С. 70–72. 3. *Джолдасбеков У.А., Иванов К.С.* Синтез плоских рычажных механизмов четвертого класса // *Теория механизмов и машин (материалы I Всесоюзного съезда)*. – Алма-Ата: Наука Казахской ССР, 1977. – С. 12. 4. *Хомченко В.Г., Гебель Е.С., Соломин В.В.* Кинематический синтез и анализ рычажных механизмов 4 класса с выстоем выходного звена по заданной циклограмме // *Материалы 12 Мирового конгресса по ТММ*. – Безансон.- 2007. – С. 626-631. 5. *Зинченко Е.И.* Кинематический синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков. – 2007. – 176 с. 6. *Зинченко О.І.* Аналіз результатів синтезу шести ланкових механізмів четвертого класу з наближеним вистом вихідної ланки // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Тем. Вип. ... "Машинознавство та САПР" - Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – Вип. 42. – С. 63-74. 7. *Руководящие материалы по выбору оптимальных параметров машин и конструкций*. – М.: изд-во гос. научн.-исслед. инст-та им. ак. А.А. Благонравова. – 1980. – 124 с. 8. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Постановка некоторых задач оптимального проектирования при помощи ЭВМ. – М. – 1977. – 20 с. (Препр. №24 / АН СССР. Ордена Ленина ин-т прикладной математики). 9. *Артоболевский И.И., Левитский Н. И., Черкудинов С.А.* Синтез плоских механизмов. – М.: Гос. изд-во физ.-мат.лит.-ры. – 1959. – 1084 с. 10. *Кюнцци Г.П., Креоле В.* Нелинейное программирование. – М.: Советское радио. – 1965. – 303 с. 11. *Рутт, Рэгсделл.* Обзор методов оптимизации, применяемых при оптимизации механизмов // *Конструирование и технология машиностроения*. – 1976. – №3. – С. 245–251. 12. *Пиеничный Б.Н., Данилин Ю.М.* Численные методы в экстремальных задачах. – М.: Наука. – 1975. – 320 с. 13. *Тихонов А.Н., Костомаров Д.П.* Вводные лекции по прикладной математике. – М.: Наука. – 1984. – 192 с. 14. *Пейсах Э.Е.* Синтез рычажных механизмов на основе методов машинной оптимизации // *Механика машин*. – М.: Наука. – 1973. – Вып. 41. – С. 45–58. 15. *Пейсах Э. Е.* Синтез рычажных механизмов на основе методов нелинейного программирования // *Механика машин*. – М.: Наука. – 1974. – Вып. 44. – С. 69–77. 16. *Ермолев Ю.М.* Методы стохастического программирования. – М.: Наука. – 1976. – 239 с. 17. *Теория и применение случайного поиска / А.Т. Бахарев, А.К. Зуев, М.М. Камиров и др.* – Рига: Зинатне. – 1969. – 305 с. 18. *Калиткин Н.Н.* Численные методы. – М.: Наука. – 1978. – 512 с. 19. *Yan H-S, Chen W-R.* Optimized Kinematic Properties for Stevenson-Type Presses With Variable Input Speed Approach // *Journal of Mechanical Design*. – June 2002. – Vol. 124. – Issue 2. – PP. 354–357. 20. *Tai K.* Design Synthesis of Path Generating Compliant Mechanisms by Evolutionary Optimization of Topology and Shape // *Journal of Mechanical Design*. – September 2002. – Vol. 124. – Issue 3. – PP. 518–523. 21. *Krovi V., Ananthasuresh G.K., Kumar V.* Kinematic and Kinetostatic Synthesis of Planar Coupled Serial Chain Mechanisms // *Journal of Mechanical Design*. – June 2002. – Vol. 124. – Issue 2. – PP. 350–354. 22. *Carretero J.A., Podhorodeski R.P., Nahon M.A., Gosselin C.M.* Kinematic Analysis and Optimization of a New Three Degree-of-Freedom Spatial Parallel Manipulator // *Journal of Mechanical Design*. – March 2002. – Vol. 122. – Issue 1. – PP. 70–76.

Поступила в редколлегию 30.09.10

В.П. ОЛЬШАНСКИЙ, д-р физ.-мат. наук, проф., ХНТУСХ (г. Харьков),
С.В. ОЛЬШАНСКИЙ, аспирант, НТУ «ХПИ»

КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ РЕШЕТОМ НЕОДНОРОДНОГО СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ

Розглянуто усталені гармонічні коливання швидкості потоку зернової суміші, вібророзрідженої внаслідок вздовжніх вібрацій плоского решета. В функціях Кельвіна побудовано аналітичний розв'язок граничної задачі для шару в'язкої рідини, в якій коефіцієнт кінематичної в'язкості є лінійною функцією декартової координати, яка перпендикулярна напрямку руху шару.

The established harmonically of fluctuation velocity of a flow a grain mix are considered, vibroliquefaction owing to longitudinal vibrations of a flat sieve. In Kelvin functions the analytical solutions of a regional problem for a layer of a viscous liquid is constructed, in which factor of the kinematical viscosity is linear function of cartesian coordinate, perpendicular direction motion of a layer.

Постановка проблеми. Математические модели движения зерновой смеси используют при разработке способов интенсификации сепарирования зерновых материалов. В условиях вибраций поток смеси по плоскому решету аналогичен движению вязкой жидкости по наклонному лотку. Поэтому для моделирования движения зерна используют гидродинамическую аналогию. Обычно вязкую жидкость считают однородной, т.е. не учитывают зависимость вибровязкости зернового материала от внутреннего давления. Однако эксперименты показывают, что вязкость смеси увеличивается с удалением от свободной поверхности вглубь смеси. Поэтому, разрабатывая уточнённые математические модели, желательно учитывать эту зависимость.

Обзор последних публикаций. В рамках гидродинамической аналогии колебания скорости потока зерновой смеси, вызванные вибрациями плоского решета рассмотрены в [1,2,3]. Решения задач получены для однородной вязкой жидкости. Публикации по колебаниям неоднородного слоя немногочисленны. Из работ, в которых учитывалась при колебаниях зависимость вибровязкости смеси от декартовой координаты, отметим [4,5]. В них принята линейная зависимость кинематического коэффициента от поперечной координаты, перпендикулярной направлению потока. Недостатком такой модели является то, что теоретическая вибровязкость на свободной поверхности слоя равна нулю. Такая идеальная текучесть на свободной поверхности в действительности невозможна, поскольку силы трения действуют и на зёрна (частицы смеси), выходящие на эту поверхность. Поэтому результаты указанных публикаций нуждаются в дальнейшем уточнении за счёт использования более точных аппроксимаций вибровязкости, которые лучше согласуются с физическими представлениями о свойствах зернового слоя. Простейший способ уточнения известных

решений заключается в дополнении линейной аппроксимации конечным (ненулевым) значением вибровязкости на поверхности слоя. Именно этот способ реализуется в данной статье.

Целью работы является получение формул для расчёта скорости потока неоднородного виброожиданого слоя зерновой смеси, у которого вибровязкость слоя отлична от нуля на свободной поверхности и возрастает пропорционально удалению от этой поверхности.

Ставится задача анализа установившихся колебаний скорости, вызванных продольными вибрациями решета.

Рассматривается одномерный вариант движения, полученный в результате упрощения исходных уравнений Навье-Стокса. В них заданы равными нулю две проекции скорости, а также отброшены конвективные члены.

Основная часть работы. Изменение кинематического коэффициента вибровязкости смеси по толщине слоя аппроксимируем линейной зависимостью

$$n = n(y) = a_* y + n_0, \quad (1)$$

в которой n_0 - значение коэффициента на свободной поверхности слоя $y = 0$; a_* - положительная постоянная, зависящая от параметров вибраций решета и механико-технологических характеристик зернового материала.

Множитель a_* в работе [4] определяют по формуле

$$a_* = \frac{b}{6wr_0 \sqrt{(2A^*)^2 - (rbch)^2}}, \quad (2)$$

где $b = 0,7 f (pr_0)^2 g \cos q$; $c = p(4Mw^2)^{-1}$; f - коэффициент внутреннего трения в смеси; r_0 и M - эффективные радиус и масса зёрен в смеси, имеющей плотность r ; A^*, w - амплитуда и частота продольных колебаний решета в своей плоскости; q - угол наклона рабочей плоскости решета к горизонту; h - толщина движущегося слоя.

Система координат и направление потока смеси показаны на рис.1.

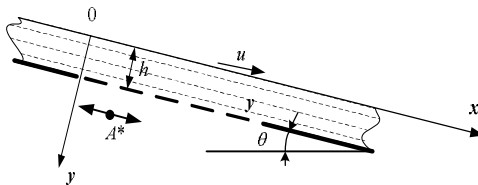


Рисунок 1 – Расчётная схема

Распределение скорости потока по толщине слоя $u(y, t)$ в установившемся режиме колебаний определим, решив дифференциальное уравнение

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(n \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial u}{\partial t} = -g \sin q \quad (3)$$

при граничных условиях:

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0; \quad u(h, t) = A * w \sin(\omega t). \quad (4)$$

Первое условие выражает отсутствие касательных напряжений на свободной поверхности слоя, а второе – равенство скоростей смеси и решета в плоскости их контакта, что аналогично “прилипанию” жидкости к твёрдой стенке [6].

Учитывая линейность (3), его решение ищем в виде суммы

$$u(y, t) = u_1(y) + u_2(y, t), \quad (5)$$

слагаемые которой удовлетворяют граничным условиям:

$$\left. \frac{du_1}{dy} \right|_{y=0} = \left. \frac{\partial u_2}{\partial y} \right|_{y=0} = 0; \quad u_1(h) = 0; \quad u_2(h, t) = A * w \sin(\omega t).$$

Подставив (5) в (3), с учётом (1), получаем два уравнения:

$$\frac{d}{dn} \left(n \frac{du_1}{dn} \right) = -\frac{g \sin q}{a_*^2}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial n^2} + \frac{1}{n} \frac{\partial u_2}{\partial n} - \frac{1}{a_*^2 n} \frac{\partial u_2}{\partial t} = 0. \quad (7)$$

Двукратное интегрирование приводит к следующему решению краевой задачи для уравнения (6)

$$u_1(y) = \frac{g \sin q}{a_*^2} \left[(n_1 - n) + n_0 \ln \frac{n}{n_1} \right], \quad (8)$$

Здесь $n_1 = a_* h + n_0$.

При $n_0 = 0$ решение (8) совпадает с опубликованным в [4].

Решение уравнения (7) ищем в виде

$$u_2(y, t) = \text{Im}[w(y) \exp(i \omega t)] = \text{Im} w(y) \cdot \cos(\omega t) + \text{Re} w(y) \cdot \sin(\omega t), \quad (9)$$

где $i = \sqrt{-1}$; $w(y)$ – комплексная функция вещественного аргумента, которая удовлетворяет уравнению

$$\frac{d^2 w}{dn^2} + \frac{1}{n} \frac{dw}{dn} - \frac{i \omega}{a_*^2 n} w = 0 \quad (10)$$

и граничным условиям:

$$\operatorname{Im} w(h) = 0; \operatorname{Re} w(h) = A^* w; \quad (11)$$

$$\operatorname{Im} \frac{dw}{dy} \Big|_{y=0} = \operatorname{Re} \frac{dw}{dy} \Big|_{y=0} = 0.$$

Общее решение уравнения (10) выражается через функции Кельвина нулевого индекса и сводится к сумме

$$w(y) = (c_1 + ic_2)[\operatorname{ber}(x) + i\operatorname{bei}(x)] + (c_3 + ic_4)[\operatorname{ker}(x) + i\operatorname{kei}(x)], \quad (12)$$

в которой c_1, c_2, c_3, c_4 - вещественные произвольные постоянные;

$$x = \frac{2}{a_*} \sqrt{w(a_* y + n_0)}.$$

Если $n_0 = 0$, то ограниченность функции $w(y)$ при $y=0$ приводит к равенствам $c_3 = c_4 = 0$. Эта упрощённая форма решения использована в [4].

Подставив (12) в (11), приходим к системе четырёх алгебраических уравнений относительно неизвестных констант:

$$\begin{aligned} c_1 \operatorname{ber}(h) - c_2 \operatorname{bei}(h) + c_3 \operatorname{ker}(h) - c_4 \operatorname{kei}(h) &= A^* w; \\ c_1 \operatorname{bei}(h) + c_2 \operatorname{ber}(h) + c_3 \operatorname{kei}(h) + c_4 \operatorname{ker}(h) &= 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} c_1 \operatorname{ber}'(z) - c_2 \operatorname{bei}'(z) + c_3 \operatorname{ker}'(z) - c_4 \operatorname{kei}'(z) &= 0; \\ c_1 \operatorname{bei}'(z) + c_2 \operatorname{ber}'(z) + c_3 \operatorname{ker}'(z) + c_4 \operatorname{kei}'(z) &= 0. \end{aligned}$$

Здесь $z = \frac{2}{a_*} \sqrt{wn_0}$; $h = \frac{2}{a_*} \sqrt{w(a_* h + n_0)}$; штрихом обозначены производные функций Кельвина. Они, как и названные функции, затабулированы в [7].

Решив систему (13), находим

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{A^* w}{\Delta} [\operatorname{ber}(h) + d_1 \operatorname{ker}(h) + d_2 \operatorname{kei}(h)]; \\ c_2 &= -\frac{A^* w}{\Delta} [\operatorname{bei}(h) + d_1 \operatorname{kei}(h) - d_2 \operatorname{ker}(h)]; \end{aligned} \quad (14)$$

$$c_3 = d_1 c_1 + d_2 c_2; \quad c_4 = d_1 c_2 - d_2 c_1;$$

$$\begin{aligned} \Delta &= [\operatorname{ber}(h) + d_1 \operatorname{ker}(h) + d_2 \operatorname{kei}(h)]^2 + [\operatorname{bei}(h) + d_1 \operatorname{kei}(h) - d_2 \operatorname{ker}(h)]^2; \\ d_1 &= -\frac{\operatorname{ber}'(z) \operatorname{ker}'(z) + \operatorname{bei}'(z) \operatorname{kei}'(z)}{(\operatorname{ker}'(z))^2 + (\operatorname{kei}'(z))^2}; \quad d_2 = \frac{\operatorname{bei}'(z) \operatorname{ker}'(z) - \operatorname{ber}'(z) \operatorname{kei}'(z)}{(\operatorname{ker}'(z))^2 + (\operatorname{kei}'(z))^2}. \end{aligned}$$

Учитывая (5), (8), (9) и (12), получаем замкнутое решение рассматриваемой краевой задачи

$$u(y,t) = \frac{g \sin q}{a_*^2} \left[(n_1 - n) + n_0 \ln \frac{n}{n_1} \right] + [c_1 \text{ber}(x) - c_2 \text{bei}(x) + c_3 \text{ker}(x) - c_4 \text{kei}(x)] \sin(\omega t) + [c_1 \text{bei}(x) + c_2 \text{ber}(x) + c_3 \text{kei}(x) + c_4 \text{ker}(x)] \cos(\omega t), \quad (15)$$

в котором константы $c_j, j = \overline{1;4}$ определены выражениями (14).

Решение (15) описывает установившиеся колебания скорости потока смеси, вызванные гармоническими колебаниями решета.

Для определения удельной производительности решета $\overline{Q}(t)$ и усреднённой по толщине слоя скорости потока $u_{cp} = h^{-1} \overline{Q}(t)$ приходится вычислять интеграл

$$\overline{Q}(t) = \int_0^h u(y,t) dy.$$

Интегрирование выражения (15) приводит к формуле

$$\overline{Q}(t) = \frac{g \sin q}{a_*^2} \left[\frac{1}{2} a_* h^2 + \frac{n_0^2}{a_*} \ln \left(1 + \frac{a_* h}{n_0} \right) - n_0 h \right] + \frac{a_*}{2\sqrt{2}\omega} \times \quad (16)$$

$$\times [(c_1 S_1 - c_2 S_2 + c_3 S_3 - c_4 S_4) \sin(\omega t) + (c_1 S_2 + c_2 S_1 + c_3 S_4 + c_4 S_3) \cos(\omega t)].$$

Здесь

$$S_1 = h[\text{bei}_1(h) - \text{ber}_1(h)] - z[\text{bei}_1(z) - \text{ber}_1(z)];$$

$$S_2 = z[\text{bei}_1(z) + \text{ber}_1(z)] - h[\text{bei}_1(h) + \text{ber}_1(h)];$$

$$S_3 = h[\text{kei}_1(h) - \text{ker}_1(h)] - z[\text{kei}_1(z) - \text{ber}_1(z)];$$

$$S_4 = z[\text{kei}_1(z) + \text{ker}_1(z)] - h[\text{kei}_1(h) + \text{ker}_1(h)];$$

$\text{ber}_1(z), \text{bei}_1(z), \text{ker}_1(z), \text{kei}_1(z)$ – функции Кельвина индекса единица, затабулированные в [8].

При $n_0 = z = 0$ формула (16) существенно упрощается и переходит в опубликованную в [4].

Таким образом, расчёт профиля скорости потока и удельной производительности решета можно проводить с помощью таблиц специальных функций и их производных.

Проведём численные расчёты. С этой целью используем следующие исходные данные: $r = 750 \text{ кг/м}^3$; $f = 0,47$; $M = 0,00004 \text{ кг}$; $r_0 = 0,001825 \text{ м}$; $h = 0,008 \text{ м}$, $u_{fl} = 0,0025 \text{ м/с}$, которые соответствуют зерновой смеси пшеницы [4]. Работу решета характеризуем параметрами: $q = 5^0$; $A^* = 0,0075 \text{ м}$; $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$, $e = 0,4$.

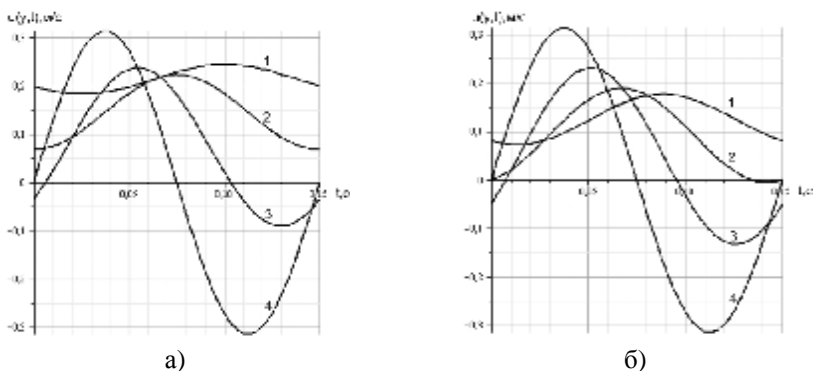


Рисунок 2 – Зависимости колебаний скорости зерновой смеси пшеницы по высоте неоднородного слоя: 1,2,3,4 - $y/h = 0,25; 0,5; 0,75; 1$;

а) – $p_0 = 0,000005 \text{ м}^2\text{с}^{-2}$; б) – $p_0 = 0,00005 \text{ м}^2\text{с}^{-2}$

Рассчитанные графики колебаний скорости потока для двух значений p_0 и различных y показаны на рис. 2 а) и б). Поверхностная вибровязкость смеси заметно влияет на неравномерность движения лишь тех частиц, которые удалены от поверхности решета (графики 1 и 2).

Выводы. С увеличением поверхностной вибровязкости зернового материала уменьшается средняя скорость течения приповерхностных слоёв, но возрастает амплитуда колебаний скорости. Теория, в которой принято $p_0 = 0$, завышает среднюю скорость течения у свободной поверхности смеси. Из-за отсутствия формул для вычисления p_0 этот параметр приходится определять экспериментально. Такой способ учёта поверхностной вибровязкости позволяет повысить адекватность рассматриваемой модели потока зерновой смеси на плоском виброрешете.

Список литературы: 1. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. К расчёту движения зерновой смеси на вибрирующем плоском наклонном решете // Вибрації в техніці та технологіях. 2009. - №1. - С. 109-113. 2. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О влиянии поперечных колебаний плоского наклонного решета на движение сепарируемой зерновой смеси // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, Т.2. – С. 131-139. 3. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П. О влиянии поперечных колебаний плоского решета на движение по нём слоя зерновой смеси // Динамика и прочность машин. Вестник НТУ “ХПИ” – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2009. – Вып. 30. – С. 167-176. 4. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Гидродинамика сепарирования зерна. – Харьков: “Міськдрук”, 2010. – 174 с. 5. Тищенко Л.Н., Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О колебаниях скорости неоднородного слоя зерновой смеси на плоском виброрешете // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. Вип. 10. Т.7. – С. 32-42. 6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с. 7. Янке Е., Эмде Ф., Леш Ф. Специальные функции. – М. Наука, 1977. – 344 с. 8. Абрамовиц А., Стиган И. Справочник по специальным функциям(с формулами, графиками и математическими таблицами) – М. : Наука, 1979. – 832 с.

Поступила в редколлегию 23.09.2010

А.Ю. ТАНЧЕНКО, мл. науч. сотр. каф. ТММ и САПР, НТУ «ХПИ»

СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА УТОНЕНИЯ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШАРНИРНО ОПЕРТОГО СТЕРЖНЯ

У статті описано загальний підхід до розв'язання зв'язаної задачі про напружено-деформований стан та корозійне стоншування елементів машинобудівних конструкцій. Проілюстрований аналіз зв'язаних процесів на прикладі шарнірно опертого стрижня.

In article the general approach to the decision of the connected problem of the stressedly-deformed state and corrosion damage of elements machine-building designs is described. The analysis of the connected processes on an example a joint support core on hinges is shown.

Введение. Большое количество машиностроительных конструкций работает в условиях коррозионного или другого вида износа. При этом их напряженно-деформированное состояние (НДС) зависит от степени утонения, вызванного этим износом. Особенно это актуально для тонкостенных конструкций, у которых толщина стенки может уменьшиться за срок службы при действии этих факторов до 20-25% и более. В свою очередь, скорость утонения может зависеть от напряженно-деформированного состояния. Таким образом, возникает связанная задача определения НДС тел и их утонения, в свою очередь зависящего от НДС. В работе описана общая постановка этой задачи, а также рассмотрены частные случаи на примере шарнирно опертого стержня.

Постановка задачи. Пусть в первоначальный момент времени $t_0 = 0$ исследуемое тело занимает область $\Omega_0 = \Omega(t_0)$. Учитывая, что процесс коррозионного износа является достаточно медленным, то в случае приложения статической нагрузки f его НДС описывается системой дифференциальных уравнений теории упругости [1]:

$$L(u)|_{\Omega} = f, \quad (1)$$

где L - дифференциальный оператор системы уравнений теории упругости в перемещениях.

При этом область Ω на интервале времени $[t, t + \Delta t]$ изменяется (рис.1):

$$\Omega(t + \Delta t) = \Omega(t) - \Delta\Omega(t)\Delta t. \quad (2)$$

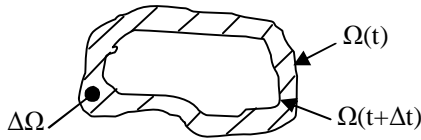


Рисунок 1 – Изменение области Ω в процессе коррозионного утонения

Зависимость скорости изменения от параметров НДС определяется на основе решения дополнительной задачи или устанавливается эмпирическим путем. В частности, предложено [2-4] множество моделей утонения. Так, например, модель Долинского для тонкостенных элементов определяет скорость утонения в дифференциальной форме как функцию интенсивности напряжений σ :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -C_1 - C_2 S(z, t) \cdot \quad (3)$$

Учитывая, что $S = S(u)$, то система уравнений (1-3) определяет связанную задачу, которую необходимо решать совместно.

Метод решения. Рассмотрим связанную задачу (1-3) для тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Тогда, обозначая через S срединную поверхность тела, область Ω можно представить в виде

$$\Omega = S \times h \quad (4)$$

Учитывая, что в выражении (4) наиболее существенное влияние оказывает именно толщина $h(t)$, то можно положить $S = const$. Тогда система уравнений (1-4) записывается относительно переменных (u, h) . При этом для частных случаев тонкостенных элементов эти уравнения можно трансформировать к виду:

$$L_S(u, h) = f_S \quad (5)$$

где L_S - оператор, определенный на области S (например, для срединных поверхностей пластин, оболочек или стержней),

h – параметр, определяемый уравнением (3).

Принимая во внимание, что в случае медленного процесса утонения $h(t)$ напряженно-деформированное состояние тела изменяется плавно, можно провести дискретизацию во времени соотношений (3), заменив непрерывное изменение $h(t)$ на кусочно-линейное:

$$h(t_{k+1}) = h(t_k + \Delta t_k) \approx h(t_k) + \frac{\partial h}{\partial t}(t_k) \cdot \Delta t_k. \quad (6)$$

Тогда для моментов времени $t_k, k = 0, 1, \dots$, получаем последовательность задач

$$L_S(u, h_k) = f_S, \quad (7)$$

которые можно решать традиционными методами механики сложной среды, а между полученными полями $u_k = u(t_k)$ провести кусочно-линейную аппроксимацию во времени.

Частный случай стержня на шарнирном опирании. Рассмотрим иллюстрацию предложенного подхода на частном случае изгиба шарнирно опертого стержня (полосы) (рис.2) прямоугольного поперечного сечения $b \times h$.

Предположим, что справедливы допущения:

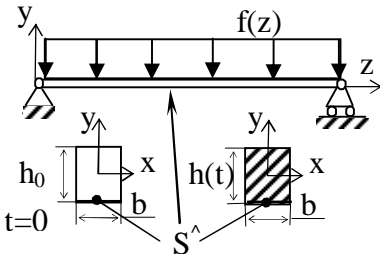


Рисунок 2 - Расчетная схема стержня

1. Коррозионный износ происходит только по нижней части поверхности стержня $S^$.
2. Утонение происходит по направлению к начальной нормали поверхности (изменением направления нормали пренебрегаем).
3. Утонение в различных сечениях ($z = const$) происходит не зависимо друг от друга.
4. Утонение по ширине постоянно.

Тогда удается записать дифференциальную постановку задачи. Уравнение, связывающее изменение толщины с напряженно-деформированным состоянием, выглядит следующим образом:

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot s_z(z, t). \quad (8)$$

где C_1, C_2 - некоторые физико-механические характеристики процесса коррозионного утонения, определяемые свойствами среды и материала, $s = s_z(z, t)$ - изгибные напряжения на нижней поверхности стержня.

Распределения изгибающих моментов M в балке описывается уравнением

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = f(z). \quad (9)$$

Максимальные изгибные напряжения

$$s(z, t) = M(z, t) / W, \quad (10)$$

где W - момент сопротивления (в нашем случае $W = bh^2/6$).

Тогда

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \frac{6 \cdot M(z)}{b \cdot h^2} = -C_1 - \frac{\hat{C}_2(z)}{h^2(t)}, \quad (11)$$

где $\hat{C}_2 = C_2 \cdot \frac{6 \cdot M(z)}{b}$.

Заметим, что уравнение (8) довольно затруднительно решить в аналитическом виде, хотя не составляет особого труда реализовать процедуру численного решения. Для решения же в аналитической форме можно записать уравнение в обратной форме, используя обозначения:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{dt/dh} = \frac{1}{t'}. \quad (12)$$

Тогда уравнение коррозионного износа (8) можно записать в следующей форме:

$$t' = -\frac{1}{C_1 + C_2/h^2} = -\frac{h^2}{C_1 h^2 + C_2}, \quad (13)$$

и его решение будет иметь вид

$$\begin{aligned} t(h) &= -\frac{h}{C_1} + \frac{1}{C_1} \sqrt{\frac{C_2}{C_1}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{C_1}{C_2}} \cdot h \right) + \tilde{\tau}; \\ \tilde{\tau} = t(h_0) &= -\frac{h_0}{C_1} + \frac{1}{C_1} \sqrt{\frac{C_2}{C_1}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{C_1}{C_2}} \cdot h_0 \right); \\ t(h) &= -\frac{(h-h_0)}{C_1} + \frac{1}{C_1} \sqrt{\frac{C_2}{C_1}} \left(\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{C_1}{C_2}} h \right) - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{C_1}{C_2}} h_0 \right) \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Таким образом, получаем зависимость между временем и толщиной корродирующей балки, где $t(0) = T_{kr}$ - характерное критическое время (время полного растворения наиболее нагруженной зоны).

Частный случай равномерно распределенной нагрузки ($q = \text{const}$).

В этом случае уравнение (9) будет иметь вид

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = q, \Rightarrow M(z) = \frac{q \cdot z(z-l)}{2}. \quad (15)$$

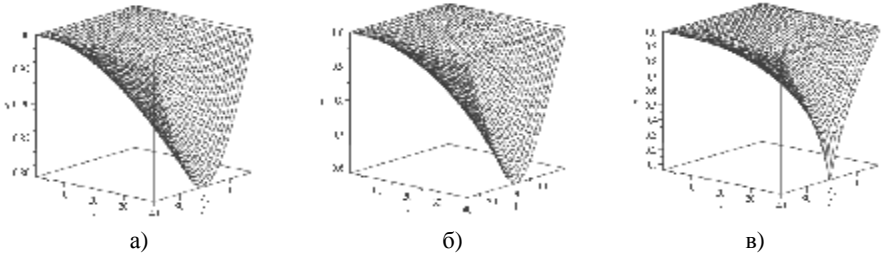
Изгибные напряжения как функция пространственной и временной координат:

$$s(z, t) = \frac{3q \cdot z(z-l)}{b \cdot h^2(t)}. \quad (16)$$

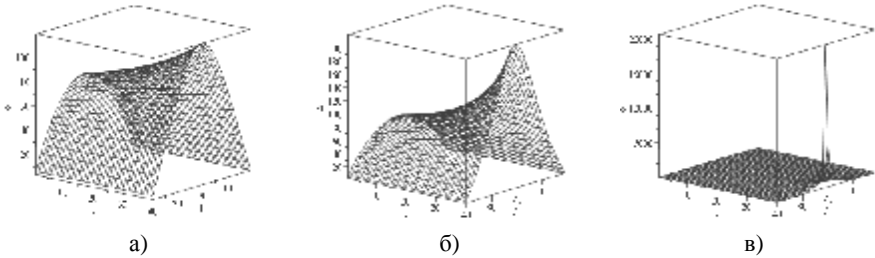
Тогда с учетом (16) закон утонения можно записать в виде

$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \frac{3q \cdot z(z-l)}{b \cdot h^2} = -C_1 - \frac{\hat{C}_2(z)}{h^2(t)}. \quad (17)$$

Задаваясь конкретными значениями (для модельной задачи) $C_1=1$, $C_2=1$, а также $l=10$, $q=1$, $b=1$, $h_0=1$, получаем зависимость напряжений на нижней поверхности S^A , изменяющиеся во времени (рис.3). На графиках на рис.3 и далее время t и пространственная координата z представлены в интервале $[0..T_{kr}]$ и $[0..l]$ соответственно (числами обозначены номера точек дискретизации по t и по z).



а) б) в)
График изменения толщины балки с течением времени под действием распределенной нагрузки
/а) $t = [0..0,5 T_{kr}]$, б) $t = [0..0,8 T_{kr}]$, в) $t = [0..T_{kr}]$ /



а) б) в)
График изменения изгибных напряжений в балке с течением времени под действием распределенной нагрузки
/а) $t = [0..0,5 T_{kr}]$, б) $t = [0..0,8 T_{kr}]$, в) $t = [0..T_{kr}]$ /

Рисунок 3 – Результаты расчета текущей толщины и напряжений в балке

Случай точечной нагрузки, перемещаемой с постоянной скоростью ($v=const$). Дифференциальное уравнение изгиба запишется в виде

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = q \cdot d(z - vt), \quad (18)$$

где d – дельта-функция.

В данном случае (при $q=1$) решение можно записать в виде:

$$M(z, t) = H(z - vt)z - H(z - vt)vt - \frac{z}{l}(H(l - vt)l - H(l - vt)vt + H(-vt)vt) + H(-vt)vt, \quad (19)$$

где H – функция Хевисайда.

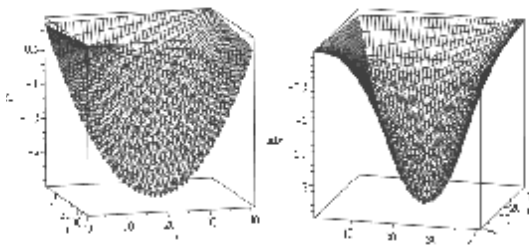


Рисунок 4 – Эпюра изгибающих моментов в балке при действии подвижного груза

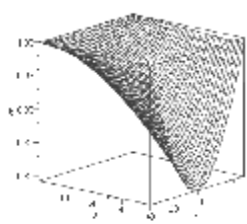
Если рассматривать периодический характер движения (например, мостового крана-перегрузателя), то следует заметить, что данная эпюра отражает полупериод технологического процесса. В данной постановке (постоянство нагрузки и скорости) количество рабочих циклов может быть легко найдено исходя из параметров той или иной машины.

Интегральная характеристика нагрузки на периоде движения по балке может быть найдена путем интегрирования изгибающего момента по времени. Тогда уравнение, описывающее утонение, запишется так:

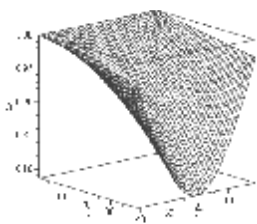
$$\frac{dh}{dt} = -C_1 - C_2 \cdot \frac{M(z, t)}{W} \approx \frac{6C_2}{b \cdot h(t)^2} \cdot \frac{1}{T} \int_0^T M(z, t) dt = -C_1 - \frac{C_2(z)}{h(t)^2} \quad (20)$$

Осреднение по периоду возможно вследствие того, что характерное время действия перемещающегося по длине стержня груза намного меньше времени его коррозионного утонения.

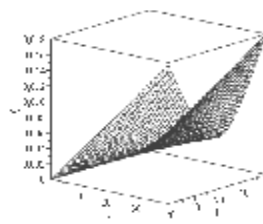
На рисунке 5 представлены графики утонения балки под действием качественно различных напряженно-деформированных состояний – при действии равномерно распределенной и перемещаемой точечной (подвижной) нагрузки. Заметим, что несмотря на качественную внешнюю схожесть графиков, третий столбец (рис.5 в,е,и) наглядно демонстрирует отличие.



а)

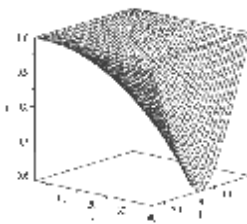


б)

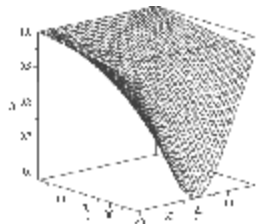


в)

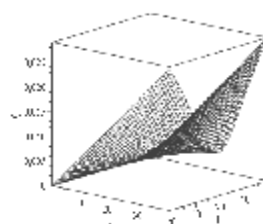
$$t = [0..0,5T_{kr}]$$



г)

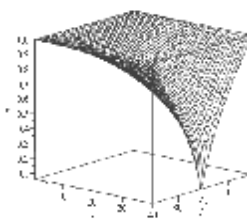


д)

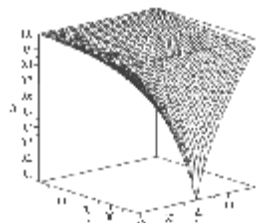


е)

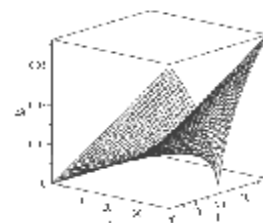
$$t = [0..0,8T_{kr}]$$



ж)



з)



и)

$$t = [0..T_{kr}]$$

I

II

III

Рисунок 5 – Графики изменения толщины балки с течением времени под действием распределенной (I столбец) и подвижной (II столбец) нагрузки III столбец - их абсолютное качественное отличие (на характерном временном интервале t)

Также заметим, что сравниваются характерные значения для каждого процесса относительно критического времени T_{kr} , которое в каждом случае различно.

Рис. 6 демонстрирует отличие возникающих в балке изгибных напряжений для случаев двух качественно различных напряженно-деформированных состояний - равномерно распределенной и перемещающейся точечной (подвижной) нагрузки. Для качественного сравнения графики нормируются относительно максимального зарегистрированного напряжения, которое в каждом случае различно, как и критическое время.

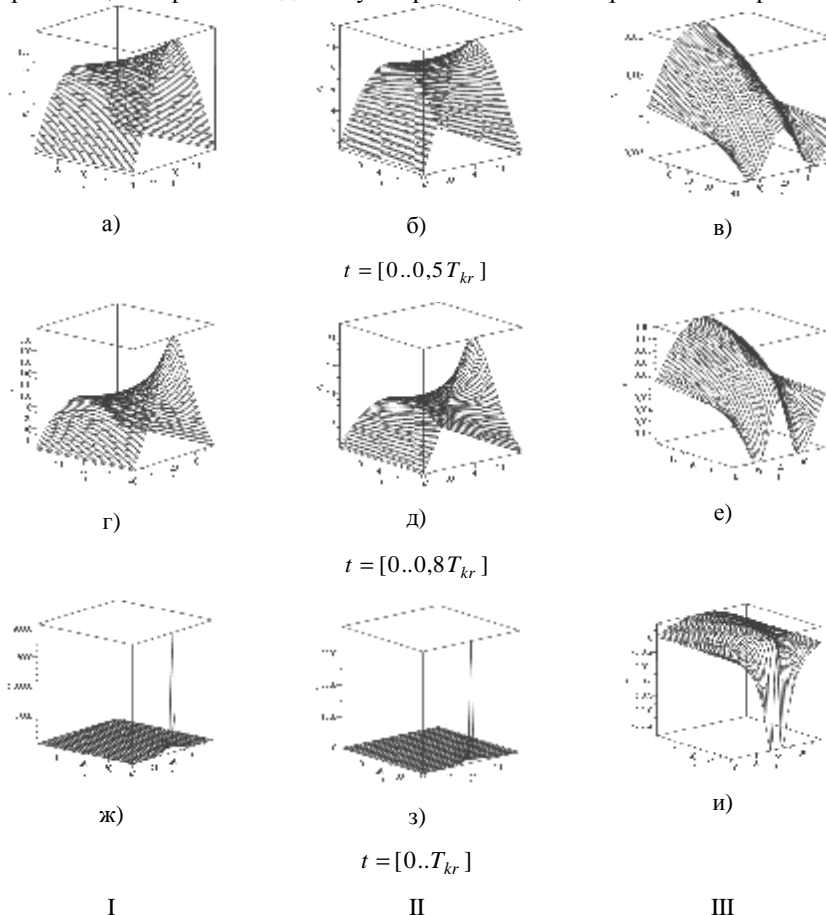


Рисунок 6 – Графики изменения напряжений в балке с течением времени под действием распределенной (I столбец) и подвижной (II столбец) нагрузки III столбец - их абсолютное качественное отличие на характерном временном интервале t (графики отнормированы относительно максимальных напряжений)

Анализируя графики на рис. 5, 6 и сравнивая НДС для двух качественно различных видов нагружения, можно сделать следующий промежуточный

вывод: несмотря на количественное различие в полученных результатах, качественно процессы износа оказались весьма схожи.

Определение исходного профиля балки. Ставится обратная задача: определить такой профиль балки, который выполняет условие запланированного одновременного разрушения во всех сечениях через критическое время.

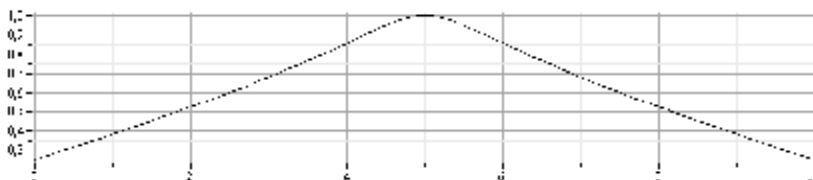


Рисунок 7 – Профиль сечения, обеспечивающий равномерность утонения балки при достижении характерного «критического времени»

Рис. 7 наглядно демонстрирует различие в проектировании с изначальным учетом коррозионного износа. В такой постановке приоритетным является не начальное во времени состояние, а конечное (которые может быть выражено в долях от некоего «критического времени», при котором НДС достигает критических значений одновременно по всей конструкции). Следует обратить внимание, что такой подход не предполагает усиления отдельных зон и элементов, а наоборот, позволяет нагрузить существующие недогруженные, поскольку после выхода из строя одного звена непригодной к использованию оказывается вся конструкция. В данном случае речь идет о срединном сечении шарнирно опертой балки, которое подвергается наибольшему воздействию. В результате этого там происходит наибольшее утонение, и затем разрушение, хотя другие ее зоны остаются в работоспособном состоянии. В статье приводится алгоритм, с помощью которого можно попытаться учесть данный факт и нивелировать его влияние. Так, на рис. 7 видим такой профиль балки, который позволяет под действием напряженного состояния получить равномерное утонение через характерный промежуток времени. Этот профиль получен путем обратного интегрирования уравнения (11). Третий столбец (рис.8), кроме того, что демонстрирует отличие изменений толщин для разных подходов проектирования, может быть интерпретирован с позиции экономии материала, поскольку, как будет видно далее, не увеличивает уровень напряжений, а лишь перераспределяет их.

На рис.9 представлены зависимости напряжений в балке для случаев равномерной по толщине балки в начальный период времени и балки сложного профиля, позволяющего получить равномерность сечения лишь при приближении к некоторому характерному «критическому времени». Анализируя соответствующие графики на рис. 8, можно заметить, что в

случае балки с полученным переменным профилем изгибные напряжения распределяются более равномерно, как за один цикл прохода нагрузки, так и во времени, причем максимальные напряжения остаются на том же уровне. Заметим, что толщина осталась прежней лишь вблизи срединного сечения, к краям существенно сужаясь.

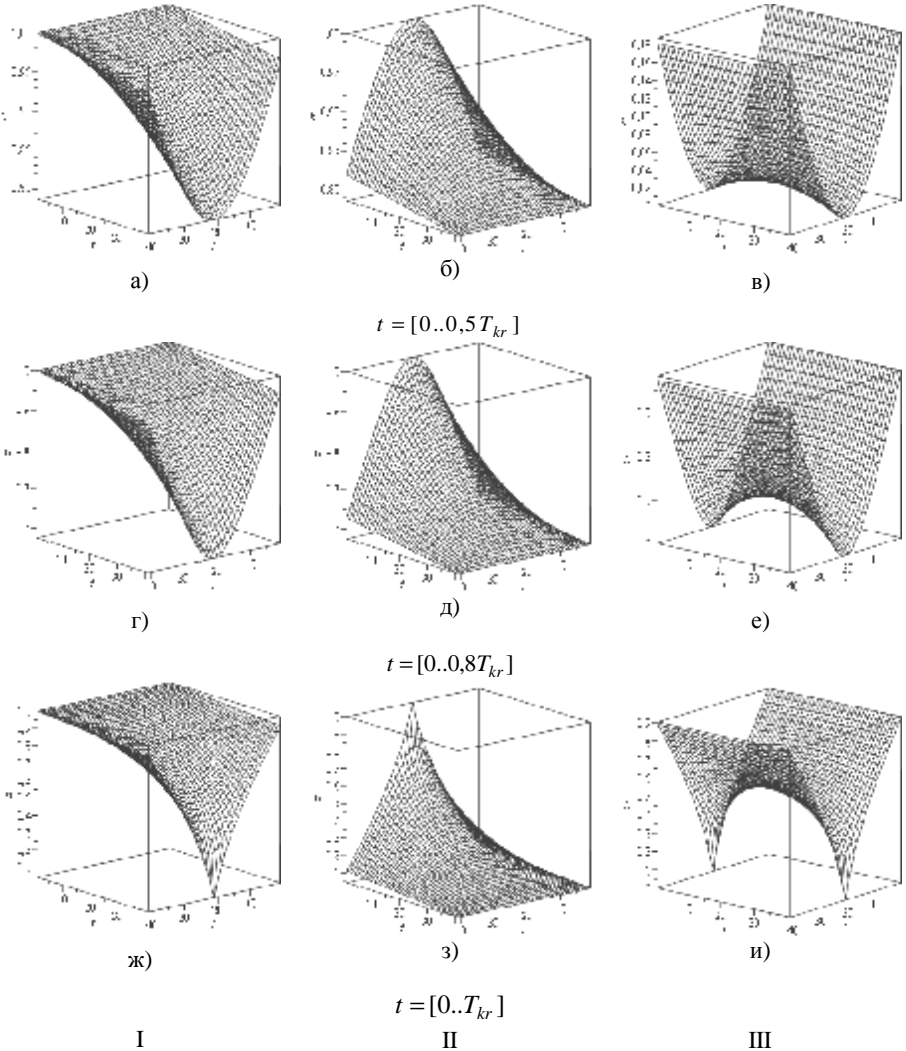


Рисунок 8 – Графики изменения толщины балки с течением времени под действием подвижной загрузки для случая стандартного сечения (I столбец) и запланированного утонения (II столбец), III столбец - их абсолютное отличие

Если T_{kr} - то время, в течении которого в одном из сечений (в данном случае в среднем) материал растворится полностью, то можно рассматривать процесс в относительном времени $t = t/T_{kr}$ (см. рис. 3).

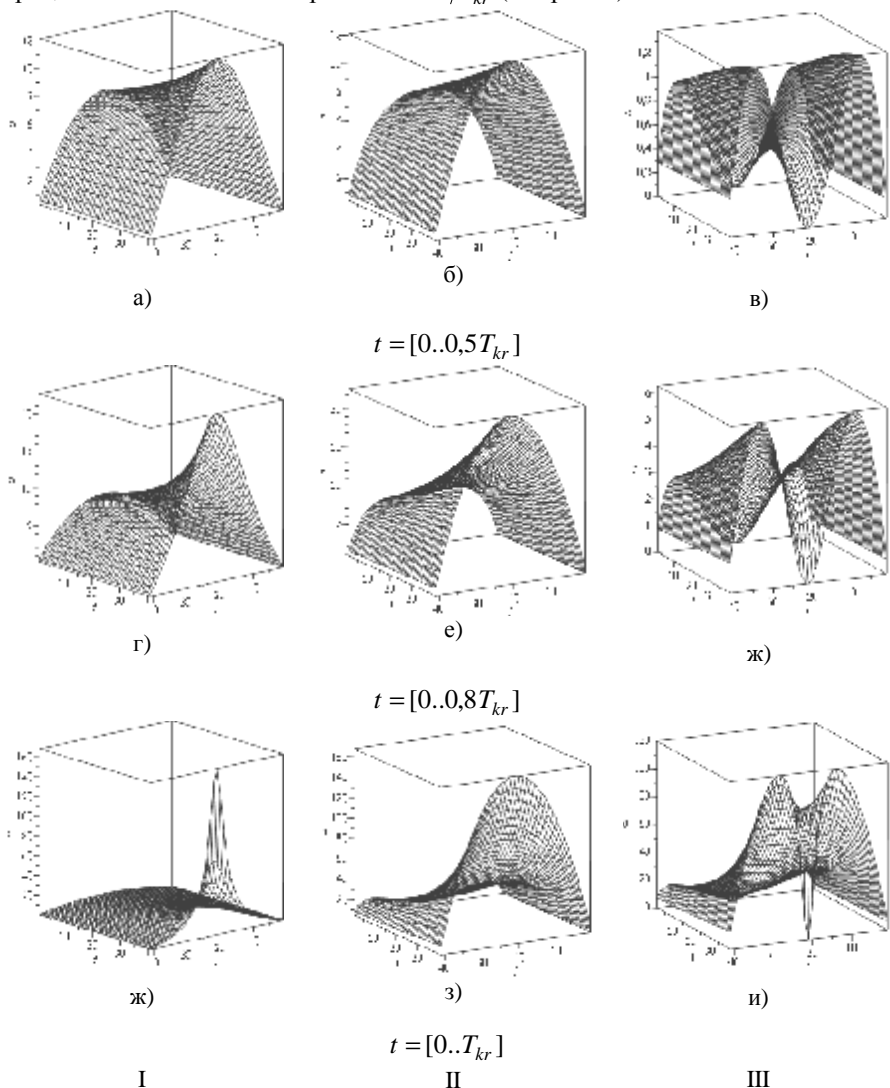


Рисунок 9 – Графики изменения напряжений в балке с течением времени под действием подвижной загрузки для случая стандартного сечения (I столбец) и запланированного угонения (II столбец)
III столбец - их абсолютное отличие

Анализ показывает, что утонение носит характер резко прогрессирующего процесса (особенно при приближении τ к 1), локализирующегося в средней части стержня. При этом напряжения имеют еще более резко выраженные характеристики неравномерного распределения. В принципе, имея данные зависимости, можно формировать критерии по утонению и напряжениям ($h(t_1) \geq [h]$, $s(t_2) \leq [s]$), что позволяет определить характерные времена t_1 (предельное утонение) и t_2 (предельное напряженное состояние). Выбирая $t_3 = \min(t_1, t_2)$, можно вычислить допустимое время эксплуатации конструкции.

Таким образом, модельная задача демонстрирует связанность процесса, неравномерность его распределения во времени и по телу конструкции, а также возможность решения задачи определения допустимого срока службы элемента, подверженного действию механической нагрузки и коррозионного утонения.

Заключение. Опираясь на полученные материалы, можно сделать следующие выводы:

§ характер роста напряжений и уменьшения толщины стержня при действии поперечной нагрузки и коррозии стенок является прогрессирующим во времени и локализованным в зоне высоких напряжений.

§ скорость перемещения точечной нагрузки не влияет на характер НДС и следовательно, не оказывает непосредственного влияния на характер коррозионного утонения.

§ задачу анализа можно обратить для оценки долговечности конструкций по предельным толщинам и напряжениям, а также для синтеза рационального профиля (распределение высоты стержня вдоль его продольной оси) с целью достижения заданной несущей способности.

В качестве направления дальнейших исследований можно выделить программно-модельную реализацию предложенного подхода к анализу и синтезу сложных пространственных тонкостенных конструкций.

Список литературы: 1. Лурье А.И. Теория упругости // М.: Наука, 1970. – 940с. 2. Долинский В.М. Изгиб тонких пластин, подверженных коррозионному износу // Динамика и прочность машин. – 1975. – Вып.21. – С.43-49. 3. Долинский В.М. Расчет элементов конструкций, подверженных равномерной коррозии // Деформирование материалов и элементов конструкций в агрессивных средах. – Саратов, 1983. – С.61-67. 4. Еселева О.В., Медведовська Т.Ф., Гнисько В.І., Стрельникова О.О. Математична модель для розрахунку ресурсу посудин тиску з урахуванням агресивного середовища // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 2-5 вересня 2008р. – Севастополь, 2008. – С.3-9.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

В. А. ШКОДА, канд. техн. наук, нач. бюро (г. Мариуполь),
В. В. ДИОРДИЙЧУК, вед. конструктор, ОАО «Головной
специализированный конструкторско-технологический институт»
(г. Мариуполь)

АНАЛИЗ СИЛОВЫХ НАГРУЗОК И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ, ВОСПРИНИМАЕМЫХ ПАЛЛЕТАМИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

У статті проведений аналіз силових навантажень і вигин них моментів, сприйманих палетами автоматизованих формувальних ліній при трьох різних видах навантаження. Розрахунковим шляхом визначені напруження, що виникають в рамі палети. Відмічений істотний вплив зварювальних напружень, які додаються до напружень від дії зовнішніх навантажень. Показана необхідність експериментального дослідження напружень і деформацій в окремих зонах і ребрах підкріпленої пластинки на прикладі рами палети.

In the paper the analysis of power loadings and flexion moments perceived by automated moulding lines pallets is conducted at three different types of weighting. Tensions, arising up in the pallet frame, are determined by computation way. Substantial influence of welding tensions is marked which are summarized with tensions from the action of the external loadings. The necessity of experimental research of tensions and deformations is shown for separate areas and ribs of the supported plate on the example of pallet frame.

Введение. Основным элементом транспортных систем автоматизированных формовочных линий, применяемых в литейном производстве, является паллета [1]. Паллета – специальная жесткая транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте, воспринимающая значительные вертикальные нагрузки от литейной формы с залитым металлом и установленного на ней технологического груза, а также боковые горизонтальные нагрузки от взаимного действия паллеты с соседними паллетами и с толкателями (рис. 1).

Вес грузов, устанавливаемых на паллету, составляет: опоки: 42,5 х 2 – 85 кН; формовочная смесь, две полуформы (при $\gamma = 1,7 \text{ т/м}^3$) – 80 кН; жидкий металл – 15 кН;

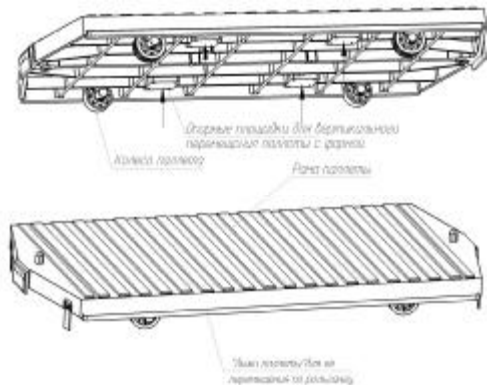


Рис. 1. Паллета автоматизированной формовочной линии “Kunkel Wagner”-1

технологический груз – 90 кН. Итого – 270 кН. Собственный вес паллеты – 25 кН.

Методика решения. При эксплуатации паллет на автоматизированной формовочной линии в зависимости от места нахождения они воспринимают три вида нагружения.

Первый вид нагружения – подъем на операцию выдавливания кома и выбивку (рис. 2). При этом на паллету установлена залитая металлом литейная форма. На раму паллеты воздействует вес от двух опор, жидкого металла и материала формовочной смеси. Подъем осуществляется воздействием опорных поверхностей штоков гидравлических цилиндров на четыре специальные площадки. Расстояние по осям площадок по длине паллеты – 1080 мм, по ширине паллеты – 1170 мм. Воспринимаемая нагрузка $G_1=85+80+15=180$ кН (рис. 2).

Во всех трех случаях суммарную нагрузку считаем равномерно-распределенной.

Интенсивность нагрузки $q_1 = 180/3.46 = 52$ кН/м; $R_{A1} = R_{B1} = 90$ кН.

Второй вид нагружения - перемещение заформованной полуформы с паллетой по рольгангу. При этом по длине паллета опирается на рольганг с расстоянием между роликами рольганга 385 мм. Поэтому изгибающий момент определяем по ширине паллеты (рис. 3).

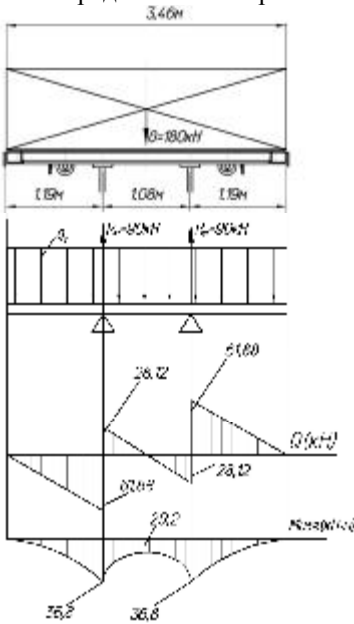


Рис.2. Эпюра сил и изгибающих моментов при первом виде нагружения

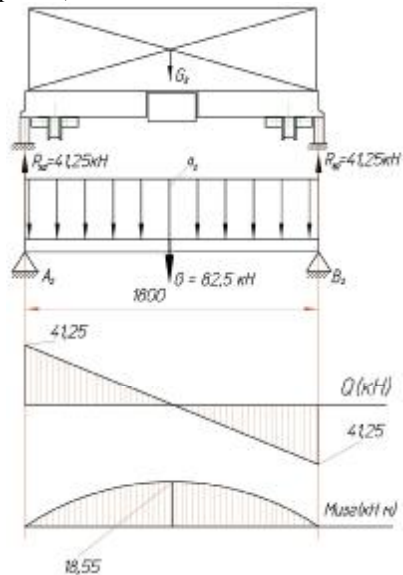


Рис. 3. Эпюра сил и изгибающих моментов при втором виде нагружения

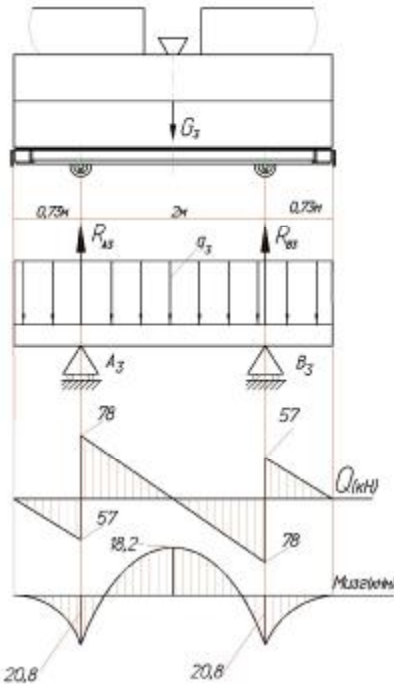


Рис. 4. Эпюры сил и изгибающих моментов при третьем виде нагружения

На раму паллеты действует вес опоки с формовочной смесью:

$$G_2 = 42, 5 + 40 = 82, 5 \text{ кН};$$

$$q_2 = 82,5 / 1,8 = 45,8 \text{ кН/м};$$

$$R_{A2} = R_{B2} = 41, 25 \text{ кН}; M_{\max} = ql^2/8.$$

Третий вид нагружения - перемещение паллеты с установленной на ней залитой литейной формой и технологическим грузом (рис.4).

Воспринимаемая паллетой нагрузка:

$$G_3 = 85 + 80 + 15 + 90 = 270 \text{ кН};$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 135 \text{ кН}; q_3 = 78 \text{ кН/м}.$$

При третьем виде нагружения рама паллеты помимо изгибающих моментов от воздействия вертикальных нагрузок испытывает также горизонтальную сжимающую нагрузку от толкателя и соседних паллет. Определим требуемое усилие толкателя для перемещения одной паллеты с залитой литейной формой и установленным на ней

технологическим грузом.

$$G_{\text{гр}} = 270 \text{ кН}, G_{\text{пал}} = 25 \text{ кН}; W_{\text{пер}} = k_p \cdot W_{\text{тр}} + W_{\text{ук}} [2],$$

где $W_{\text{пер}}$ – полное сопротивление передвижению паллеты; k_p – коэффициент сопротивления трению реборд ходовых колес ($k_p = 1,5$); $W_{\text{тр}}$ – сопротивление трения при движении паллеты; $W_{\text{ук}}$ – сопротивление от уклона рельсовых путей; $W_{\text{тр}} = (G_{\text{гр}} + G_{\text{пал}}) \cdot (f \cdot d_k + 2 \mu) / D_{\text{ик}} [2]$; $G_{\text{гр}}$ – вес груза – 270 кН; $G_{\text{пал}}$ – вес паллеты – 25 кН; f – коэффициент трения в подшипниках колес – 0,015; μ – коэффициент трения качения – 0,03.

$$W_{\text{тр}} = (270 + 25) \cdot (0,015 \cdot 7 + 2 \cdot 0,003) / 20 = 2,43 \text{ кН};$$

$$W_{\text{ук}} = I (G_{\text{гр}} + G_{\text{пал}}) = 0,992 (270 + 25) = 0,59 \text{ кН (при } I = 0,002).$$

$$\text{При } D_{\text{ик}} = 20 \text{ см и } d_k = 7 \text{ см } W_{\text{пер}} = 1,5 \cdot 2,43 + 0,59 = 4,235 \text{ кН}.$$

Максимальное количество паллет в одном ряду автоматизированной формовочной линии – 28 шт. Тогда максимальное сжимающее усилие, действующее на паллету, смежную с толкателем, впереди которой находятся 27 паллет, составляет:

$$P_T = n \cdot W_{\text{пер}} = 27 \cdot 4,235 = 114,35 \text{ кН}.$$

Анализ силовых нагрузок при всех трех видах нагружения показывает, что наибольшее усилие воспринимается паллетой при третьем виде нагружения – 78 кН, причем оно приложено в местах колесных пар. Наибольший изгибающий момент испытывает рама паллеты при первом виде нагружения – 36,8 кН·м.

Несмотря на то, что при третьем виде нагружения силовые нагрузки максимальные, значение изгибающих моментов значительно меньше, чем при первом и втором видах нагружения, причем максимальный момент (20,8 кН·м) приходится на опоры, в то время как в середине паллеты изгибающий момент несколько меньше (18,2 кН·м).

Рама паллеты является многоэлементной конструкцией, но ее можно рассматривать условно как пластину, подкрепленную ребрами, в направлении осей X и Y (рис.5).

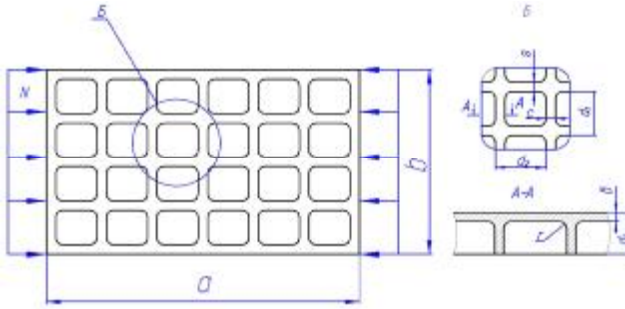


Рис. 5. Подкрепленная (“вафельная”) пластинка

Стремление разработать конструкцию с наименьшей массой приводит к применению подкрепленных плоских пластинок. Одним из их видов является пластинка “вафельного” типа.

Как показывают исследования, их применение обеспечивает снижение массы по сравнению с гладкими пластинами в 1,5...2 раза. Это достигается в основном за счет рационального размещения ребер на подкрепленной стенке и благодаря меньшей чувствительности к конструктивно – геометрическим и технологическим несовершенствам. Критическая нагрузка «вафельной» пластинки в 2,5... 4 раза больше, чем равной по массе гладкой [3].

В технической литературе приводится приближенная теория расчета ортотропных пластин для частных случаев нагружения (сжимающие усилия) [4].

При проектировании подобных конструкций рекомендуется рассмотреть возможность местной потери устойчивости стенок под действием сжимающих усилий (см. рис.5).

Критическое поперечное усилие общей потери устойчивости подкрепленной пластины при $a/b \geq 1$:

$$N = k \cdot 0,822 \cdot E \delta^3 / b^2 [1 + b_2 \varphi (\psi - 1)^3], \quad [3]$$

где φ и ψ – параметры подкрепления:

$$y = \frac{d_{\text{исх}}}{d}; j = j_1 = j_2; j_1 = 2p \cdot S / d_1; j_2 = 2p \cdot c / d_2;$$

ψ – коэффициент эффективности подкрепления; b – меньшая сторона; k – определяется по графику в зависимости от соотношения a/b ; а b_2 – по формулам [3].

Однако в этом же источнике указывается, что обобщение экспериментальных данных для подкрепленных пластинок, в том числе и по их работе на изгиб, в технической литературе отсутствует. Отмечается также, что учет всех влияний представляет весьма сложную задачу, поэтому на практике действительная несущая способность конструкции устанавливается испытаниями натурных образцов.

Определение напряжений изгиба. Для определения возникающих напряжений изгиба в раме паллеты найдем момент сопротивления ее поперечного сечения. При этом рассматривая поперечное сечение рамы паллеты, принимаем во внимание только плиту и продольные ребра, считая, что поперечные ребра обеспечивают устойчивость продольных ребер. На рис.6 изображено поперечное сечение рамы паллеты, которая составлена из четырех типов различных по размеру прямоугольников.

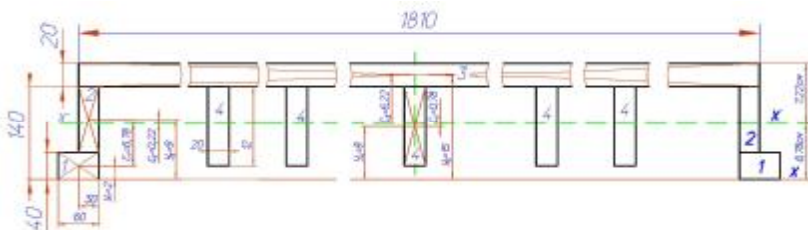


Рис. 6. Поперечное сечение рамы паллеты

1) Определим центр тяжести сечения:

$$F_1 = 6 \cdot 4 = 24 \text{ см}^2 (2 \text{ шт}); F_2 = 3 \cdot 10 = 30 \text{ см}^2 (2 \text{ шт}); F_3 = 181 \cdot 2 = 362 \text{ см}^2;$$

$$F_4 = 2 \cdot 12 = 24 \text{ см}^2 (5 \text{ шт})$$

$$y_i = \frac{\sum F_i \cdot y_i}{\sum F_i} = \frac{24 \cdot 2 \cdot 2 + 30 \cdot 9 \cdot 2 + 362 \cdot 15 \cdot 2 + 24 \cdot 8 \cdot 5}{24 \cdot 2 + 30 \cdot 2 + 362 + 24 \cdot 5} = 8,78 \text{ см}$$

2) Момент инерции составных сечений:

$$J_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{6 \cdot 4^3}{12} = 32 \text{ см}^4 (2 \text{ шт}); J_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{3 \cdot 10^3}{12} = 250 \text{ см}^4 (2 \text{ шт});$$

$$J_3 = \frac{bh^3}{12} = \frac{181 \cdot 2^3}{12} = 120,67 \text{ см}^4; J_4 = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot 12^3}{12} = 288 \text{ см}^4 (5 \text{ шт});$$

3) Осевые моменты инерции составных частей сечения относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения:

$$J_x = J_x + F \cdot c^2 [5]; c - \text{расстояние между осями.}$$

$$J_{x(1)} = 32 + 24 \cdot 6,78^2 = 1135 \text{ см}^4; J_{x(2)} = 250 + 30 \cdot 0,22^2 = 250,05 \text{ см}^4;$$

$$J_{x(3)} = 120,67 + 362 \cdot 6,22^2 = 14125 \text{ см}^4; J_{x(4)} = 288 + 24 \cdot 0,78^2 = 302,6 \text{ см}^4;$$

$$J_{x \text{ сечения}} = 1135 \cdot 2 + 250,05 \cdot 2 + 14125 + 302,6 \cdot 5 = 18408,1 \text{ см}^4$$

4) Радиус инерции сечения:

$$i_{x \min} = \sqrt{\frac{J_x}{F}} = \sqrt{\frac{18408,1}{590}} = 5,6 \text{ см}; i_{x \max} = H - i_{x \min} = 16 - 5,6 = 10,4 \text{ см}$$

5) Момент сопротивления поперечного сечения:

$$W = \frac{J_x}{i_{x \max}} = \frac{18408,1}{10,4} = 1770 \text{ см}^3$$

Определим напряжение изгиба в опасном сечении рамы паллеты:

$$\sigma_{изг} = M_{изг} / W.$$

Наибольшее напряжение изгиба в первом случае нагружения:

$$\sigma_{изг1} = \frac{36,8 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{1770 \cdot 10^{-4}} = 20,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20,8 \text{ МПа.}$$

Наибольшее напряжение изгиба в третьем случае нагружения:

$$\sigma_{изг3} = \frac{20,8 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{1770 \cdot 10^{-4}} = 11,75 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,75 \text{ МПа.}$$

При определении напряжения от сжимающих (горизонтальных) сил, имеющих место при третьем виде нагружения, принимаем, что это усилие воспринимают три центральных ребра, расположенных в буферной зоне. Несмотря на значительную длину этих ребер, расчет на продольный изгиб не ведем, так как указанные продольные ребра раскреплены поперечными ребрами.

Суммарное сечение трех ребер, воспринимающих горизонтальную нагрузку: $F = 12 \cdot 2 \cdot 2 + 12 \cdot 3 = 84 \text{ см}^2$.

Возникающие напряжения сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{114,35 \cdot 10^3}{84 \cdot 10^{-4}} = 13,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,6 \text{ МПа.}$$

При сварной конструкции рамы паллеты необходимо рассчитать напряжения в сварных швах. При действии на угловой шов изгибающего момента и срезающей силы он рассчитывается по формуле

$$[6]: t = \frac{P}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2}.$$

Тогда для первого случая нагружения в точках опор при общей длине вертикальных швов поперечного сечения рамы 1440 мм и катете шва 10 мм:

$$t = \frac{61,88 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 1,44 \cdot 0,01} + \frac{6 \cdot 36,8 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 0,01 \cdot 1,44^2} = 21,35 \text{ МПа} < 104 \text{ МПа} .$$

Допускаемые напряжения для сварных соединений назначают в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Наиболее существенным фактором, влияющим на величину допускаемых напряжений, в сварных соединениях является тип сварного шва и качество выполнения сварки [7]:

- $[\sigma]$ для конструкций из ст3 – 160 МПа;
- для сварных конструкций, работающих на растяжение $[\sigma]_p = 0,9[\sigma] = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа;
- для сварных конструкций, работающих на срез: $[\tau'] = 0,65[\sigma] = 0,65 \cdot 160 = 104$ МПа;
- для сварных конструкций, работающих на сжатие: $[\sigma]_{сж} = [\sigma] = 160$ МПа.

Как видно из полученных результатов, напряжения изгиба и сжатия, а также напряжения среза в сварных швах значительно ниже допускаемых. Тем не менее, при эксплуатации паллет выявлено разрушение отдельных сварных швов, что может объясняться появлением сварочных напряжений при изготовлении рамы.

“Вафельная” конструкция рамы характеризуется большим количеством сварных швов (угловых и тавровых) общей протяженностью более 120м, что создает условия для проявления сварочных напряжений. Возникновение сварочных напряжений и деформаций связано с неравномерным нагревом элементов. После полного остывания сварочного элемента в нем может существовать система взаимноуравновешенных напряжений, называемых остаточными сварочными напряжениями, или собственными напряжениями. Под вторичными деформациями сварных конструкций подразумевают остаточную деформацию, возникающую в результате перераспределения остаточных напряжений. Это перераспределение может произойти при первом виде нагружения сварной конструкции, а также при механической или термической обработке [7].

Сварочные напряжения изменяют напряженное состояние конструкции, возникающее от внешней нагрузки, создают плоскостное или объемное напряженное состояние, способствующее появлению хрупкости в металле. Сварочные напряжения могут быть настолько большими, что вызывают разрушение металла шва или конструкции [3].

В угловых швах возникают поперечные сварочные напряжения, так как жесткость соединяемых элементов препятствует свободному сокращению шва при остывании. А таких элементов в “вафельной” пластинке много. При этом остаточные напряжения сварочной конструкции складываются с напряжениями от внешних нагрузок.

Исходя из вышеизложенного, представляет научный и практический интерес экспериментальное исследование фактического распределения

напряжений и деформаций в отдельных зонах и ребрах подкрепленной плоской (“вафельной”) пластинки на примере рамы паллеты.

Выводы. 1. Рама паллеты представляет собой протяженную пластинку, снизу усиленную продольными и поперечными ребрами. Ее можно условно характеризовать как “подкрепленную плоскую пластинку” или как “вафельную пластинку”. Применение таких конструкций обеспечивает снижение массы по сравнению со сплошными гладкими пластинками в 1,5 – 2 раза, и увеличение критической нагрузки в 2,5 – 4 раза.

2. Определены нагрузки, воздействующие на раму паллеты при разных способах ее нагружения. Для каждого способа нагружения построены эпюры действующих сил и изгибающих моментов. Установлено, что наибольшее значение изгибающего момента будет иметь место при первом случае нагружения – 36,8 кН м. При третьем случае нагружения максимальный момент рама испытывает в местах расположения опорных колес, где он составляет 20,8кН м.

3. Вычислен осевой момент инерции поперечного геометрического сечения рамы паллеты. Расчетным путем определены максимальные напряжения изгиба в раме паллеты и в сварных швах, а также напряжения с учетом действия на нее продольных сил. Максимальное напряжение, возникающее в раме, составляет 20,8 МПа, что значительно меньше допустимого. Несмотря на это, в процессе эксплуатации паллет в их рамках имеет место местные разрушения сварных швов. Это может объясняться тем, что “вафельные” сварные конструкции характеризуются большим количеством сварных швов, в которых возникают значительные собственные напряжения, а также тем, что не все ребра рамы одновременно испытывают одинаковую нагрузку, в результате чего часть ребер перегружена, а остальные недогружены.

4. К настоящему времени в технической литературе отсутствуют обобщения экспериментальных данных для плоских подкрепленных пластинок, особенно сварной конструкции.

Представляет научный и практический интерес экспериментальное исследование распределения напряжений и деформаций в отдельных зонах и ребрах подкрепленной пластинки на примере рамы паллеты.

Список литературы. 1. *Диордийчук В.В., Шкода В.А.* Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. “Машиностроение и САПР” – Харьков: НТУ «ХПИ». - 2010. – №19. –С. 95-100. 2. *Руденко Н.Ф., Александров Н.П., Лысяков А.Г.* Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1971. – 464с. 3. *Лизин В.Т., Пяткин В.А.* Проектирование тонкостенных конструкций – М.: Машиностроение, 1985. – 344 с. 4. *Вайнберг Д.В., Вайнберг Е.Д.* Расчет пластин. – Киев: Будівельник, 1970. – 436 с. 5. *Писаренко Г.С., Агарев В.А., Квитка А.Л., Попков В.Г., Уманский Э.С.* Курс сопротивления материалов. – Киев: Изд-во акад. наук УССР, 1964. – 468 с. 6. *Гузенков П.Г.* Краткий справочник к расчетам деталей машин. – М: Высшая школа, 1963. – 324 с. 7. *Серенко А.Н., Крумбольд М.Н., Багрянский К.В.* Расчет сварных соединений и конструкций. – Киев: Вища школа, 1977. – 336 с.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

УДК 378.096:629(091)

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, НТУ «ХПІ»,
О.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»

ІСТОРІЯ СПІВПРАЦІ КАФЕДРИ АВТОМОБІЛЕ-І ТРАКТОРОБУДУВАННЯ НТУ «ХПІ» ТА ВАТ «ХТЗ»: ДО ЮВІЛЕЮ 80 РІЧЧЯ ЗАСНУВАННЯ КАФЕДРИ

В 2010 году исполняется 80 лет с момента основания кафедры “Автомобиле- и тракторостроения” Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”. Приведены сведения из истории, настоящего и перспективы развития кафедры.

In 2010 the Department of “Аvtomobile- and tractorbuilding of NTU “Khpi” will celebrate the 80 anniversary since its foundation. The facts from the history, present-day and future as well as perspectives of the Department are presented.

У чудовій 125 літній історії національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» є десятки найбільших підприємств колишнього Радянського союзу та України в різних галузях промисловості, з якими наш університет плідно співробітничав багато десятиліть, і особливе місце серед них займає ВАТ «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе». Наша добра та щира дружба вже протягом 80-ти років заснована на спільних роботах по створенню та модернізації тракторів з маркою ХТЗ, а також на підготовці фахівців для заводу.

Харківський тракторний завод і національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» - унікальні по своїх виробничих і наукових можливостях, гіганти з неповторною історією та новітніми устремліннями в майбутнє. Глибокі та всебічні зв'язки ХТЗ з ХПІ живуть і розвиваються протягом 80 років, з того далекого січня 1930 року, коли на пустирі в 15-ти кілометрах від Харкова за 16 ударних місяців був побудований колос світового тракторобудування – Харківський тракторний завод, і в тім же 1930 року, для підготовки кваліфікованих кадрів і науково-технічного супроводу виробництва на ХТЗ, у Харківському механіко-машинобудівному інституті (тепер НТУ «ХПІ») створено автотракторний факультет і при ньому - кафедру «Тракторобудування» (тепер кафедра «Автомобіле- і тракторобудування»).

У рік славного ювілею - 125-річчя від дня утворення НТУ «ХПІ» - кафедра «Автомобіле- і тракторобудування» також відзначає свій 80- літній ювілей. За роки її існування кафедрою зроблено великий внесок у становлення та поступовий розвиток наукової думки в галузі теорії автомобілів і тракторів. Кафедра займає одне з провідних місць за рівнем підготовки висококваліфікованих кадрів в області автомобіле- і тракторобудування, є профільною для ВАТ «ХТЗ» з погляду підготовки

конструкторів, проведення наукових досліджень і перспективних дослідно-конструкторських розробок.

По даним НТУ «ХПІ» і відділу кадрів ВАТ «ХТЗ» з 5700 фахівців, які випустила за 80 років свого існування й співробітництва з ХТЗ профільна кафедра «Автомобілі- і тракторобудування», близько 1200 випускників у різні роки зв'язували своє життя з Харківським тракторним заводом. Сьогодні з 688 керівників і фахівців заводу 238- випускники ХПІ, з яких 112 одержали освіту на кафедрі «Автомобілі- і тракторобудування».

З перших днів заснування кафедри та її роботи приділяється особлива увага фундаментальній теоретичній, загально інженерній та спеціальній підготовці майбутніх фахівців, розвитку практичних навичок проектування, експериментальних досліджень колісних і гусеничних машин, зокрема колісних і гусеничних тракторів. Для цього при кафедрі створено потужну матеріально-технічну базу для вивчення та дослідження систем, вузлів і агрегатів різних видів колісної та гусеничної техніки.

Засновником кафедри «Автомобілі- і тракторобудування» та її наукової школи є видатний вчений, академік, доктор технічних наук, професор Медведєв Михайло Іванович, який очолював кафедру з 1930 р. по 1962 р.

У наступні роки кафедрою завідували: проф., к.т.н. Шепеленко Г.М. (з 1962 по 1974), проф., д.т.н. Коденко М.М. (з 1974 по 1994), проф., к.т.н. Великодний В.М. (з 1994 по 2001). З 2001 року і по теперішній час кафедрою керує проф., д.т.н. Самородов В.Б. При цьому М.І. Медведєв з 1934 по 1962 р. був деканом Автотракторного факультету, а Г.М. Шепеленко з 1962 по 1986р. - деканом факультету «Транспортного машинобудування».



Шепеленко
Георгій Миколайович



Медведєв
Михайло Іванович



Самородов
Вадим Борисович



Коденко Михайло Миколайович



Великодний Валерій Михайлович

Рисунок 1 – Завідуючі кафедри «Автомобілі- і тракторобудування»

Праці засновника кафедри М. І. Медведєва з теорії гусеничних машин і теорії трактора добре відомі в нашій країні і за її межами. Ім'я професора М.І. Медведєва нерозривно пов'язане зі становленням і розвитком таких промислових гігантів України, як ХТЗ і завод ім. Малишева.

Із фундаментальних наукових праць М.І. Медведєва слід виділити монографію «Гусеничне зачеплення тракторів» (1935 р.), присвячену теорії гусеничного рушія, у якій автор розробив кінематику гусеничного рушія, встановив залежність його ККД від швидкості руху трактора, обґрунтував розташування ведучого колеса (заднє або переднє), запропонував метод профілювання гусеничного зачеплення, що забезпечує контакт ланки ланцюга з ведучим колесом не по лінії, а по поверхні. У довоєнний період виходять праці «Конструювання трактора», «Теорія гусеничних систем», «Альбом по гусеничним системам». М.І. Медведєв був автором одного із перших підручників «Теорія трактора», де він узагальнив накопичені раніше, але розрізнені розробки з теорії трактора, систематизував їх і послідовно виклав. Унікальний екземпляр підручника «Теорія трактора», виданого в єдиному екземплярі у вигляді рукопису на кафедрі «Тракторобудування» Харківського механіко – машинобудівного інституту як «курс перепрацьованих і доповнених лекцій, що були прочитані проф. Медведєвим М.І. на спеціальності автотракторобудування в 1933/34 навчальному році» був піднесений в дар на 75-ти річний ювілей кафедри її видатним випускником проф. А.Т. Лебедєвим – учнем проф. М.І. Медведєва.



Рисунок 2 – Курс перепрацьованих і доповнених лекцій, що були прочитані проф. Медведєвим М.І. на спеціальності автотракторобудування в 1933/34 навчальному році

Під керівництвом проф. М.І. Медведєва в 50-х роках над розробкою теоретичних основ теорії гусеничного трактора плідно працювали його учні,

які досліджували параметри гусеничного зачеплення трактора і його ходової системи; розробляли теоретичні основи гусеничного зачеплення і обґрунтовували компоновання гусеничного рушія; обґрунтовували параметри бортової передачі та ведучого колеса гусеничного трактора, досліджували кінематику і динаміку повороту гусеничного трактора, обґрунтували параметри механізму повороту трактора. Результати цих досліджень впроваджені в конструкції трактора ДТ-54, що на протязі багатьох років випускався на ХТЗ.

Багатогранність наукового таланту і широке коло наукових інтересів М.І. Медведєва дозволяло охопити широкий спектр наукових завдань, над якими він плідно працював з колективом кафедри, досліджував і удосконалював гідроприводи тракторної техніки, проводив роботи по підвищенню керованості та стійкості руху гусеничних тракторів.

До Харківської школи учнів і послідовників М.І. Медведєва - учених-тракторобудівників - можна віднести А.В. Рославцева, Г.М. Кутькова, Г.М. Шепеленка, М.М. Коденка, В.Б. Самородова, Д.М. Митропана, А.Д. Артюшенка, М.Є. Сергієнка, В.Р. Мандрику, В.І. Мироненка, О.Ю. Реброва. У працях цих учених одержала свій подальший розвиток теорія колісних і гусеничних тракторів тією чи іншою мірою з використанням результатів наукових досліджень М.І. Медведєва.

В 60-і роки на кафедрі був успішно розроблений і впроваджений у виробництво на ХТЗ новий тип гусеничного зачеплення зі збільшеною в декілька разів довговічністю, запропоновано нову конструкцію ланки гусеничного ланцюга. В 1966 - 1967 рр. колективом кафедри разом з її галузевою лабораторією розпочалося проектування перспективних тракторів Т-150. У співдружності з відділом головного конструктора ХТЗ кафедра здійснює науковий супровід робіт по удосконаленню сімейства тракторів Т-150. У цей час ведуться дослідження по перспективним, більш потужним тракторам, а також по створенню транспортної установки для сейсмозвідки в Сибіру.

Протягом 60-тих років кафедра щорічно укладає договірні теми з тракторним заводом. Співробітники кафедри досліджують питання щодо обґрунтування вибору шин, пневморесор, диференціалів колісних тракторів ХТЗ. Результати багаторічної праці впроваджуються в конструкціях тракторів Т-150, Т-150К.

На початку 60-х років кафедрою розроблена та впроваджена у виробництво на харківському тракторному заводі індивідуальна торсіонна підвіска гусеничного трактора.

В 70-80 рр. у галузі тракторобудування відбувається швидке зростання технічного рівня та енергонасиченості тракторів, що надає реальні умови для комплексної автоматизації основних режимів роботи машино-тракторних агрегатів і операцій, що ними виконуються.

На початку 80-х років під керівництвом завідувача кафедрою д.т.н.,

проф. М.М. Коденка колектив кафедри займається дослідженнями питань управління режимами роботи силових передач тракторів, у тому числі і гід्रोоб'ємних. Результати досліджень впроваджені в конструкції безступеневого механізму повороту трактора ХТЗ-200. Науково-дослідна група під керівництвом проф. М.М. Коденка на протязі 80-х та на початку 90-х років успішно розв'язувала проблеми, пов'язані з автоматизацією і системами автоматичного управління режимами роботи сільськогосподарських тракторів.

Проблема зниження рівня коливань на сидінні трактора, який є одним із основних ергономічних показників, що визначає втому, психофізичні навантаження тракториста та продуктивність машино-тракторного агрегату є завжди актуальною. Кафедра вирішує ці проблеми за допомогою добре розвинених розрахунково-теоретичних методів теорії коливань та спеціалізованого стенду для досліджень сидінь (проф. А.Д. Артюшенко).

У цей час науковці кафедри досліджують проблематику підвищення ефективності орного агрегату та автоматичного управління навісними орними агрегатами. Розроблена ними попередня конструкція регулятора глибини ходу плуга впроваджена в конструкцію навісної системи трактора Т-150К.

Питання, пов'язані з розширенням сфери застосування мобільних транспортних засобів, у тому числі й колісних тракторів ХТЗ призводять до вивчення питань їх використання в якості базових моделей для обладнання імпульсними пневматичними, електродинамічними та вібраційними сейсмоджерелами для геологорозвідки. Розроблені кілька зразків сейсмоджерел впроваджені у виробництво та використовуються НВО «Нафтогеофізика» (доц. Сергієнко М.Є.).

Розробки кафедри регулярно експонувалися на багатьох, у тому числі й міжнародних, виставках. Наприклад, єдина торсіонна ходова система тракторів класу 30кН була представлена на виставках у Москві (ВДНГ), Німеччині (м. Лейциг), Польщі (м. Познань) і на всіх визнана гідною золотих медалей. Мобільна сейсмоустановка «Снісей» експонувалася в Болгарії, Угорщині, Німеччині, Польщі, США та нагороджена сімома медалями. Після показу цієї установки в Канзас-сіті та Новому Орлеані (США) ряд американських фірм придбав 5 таких установок.

Нова сторінка історії науково-дослідної роботи кафедри в співпраці з Харківським тракторним заводом починається з 2001 року, коли дослідники кафедри під керівництвом завідуючого кафедрою проф., д.т.н. В.Б. Самородова наполегливо займаються науково-дослідною роботою по трьом головним напрямкам досліджень.

Перший і головний науковий напрямок - новий для кафедри - структурний та параметричний синтез гід्रोоб'ємно-механічних трансмісій автомобілів та тракторів, дослідження й обґрунтування конструктивних параметрів безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій. В основу

напрямку покладено запропонований метод автоматизованого матричного аналізу нелінійних (за рахунок втрат) систем рівнянь, які описують роботу безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій автомобілів, тракторів, інших мобільних машин та транспортних засобів. Значними конкретними результатами в цьому напрямку є розробка оригінальних двопотокових ГОМТ для БТЛБ у експериментальному виробництві ОГКТ ХТЗ, модернізація механічної коробки передач БТЛБ шляхом синтезу гідрооб'ємного механізму повороту, участь у розрахунково-теоретичному обґрунтуванні гідрооб'ємного механізму повороту трактора ХТЗ-200, розрахунково-теоретична оцінка силових факторів у коробках зміни передач серійних тракторів та в трансмісії промислового трактора ТС-10.



Рисунок 3 – Зразки гідрооб'ємно-механічних трансмісій, розроблених кафедрою спільно з ОАО „ХТЗ ім. С. Орджонікідзе” і ДП завод ім. Малишева

Сьогодні в напрямку структурного та параметричного синтезу трансмісій тракторів, дослідження та обґрунтування їх конструктивних параметрів з ВАТ «ХТЗ» ведеться величезна науково - прикладна робота по науковому обґрунтуванню, розробці та виготовленню безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії для трактора потужністю 240 к. с.

Великим, без сумніву, історичним кроком у цьому напрямку, є підписання 13 серпня 2010 року договору між ВАТ «ХТЗ» і НТУ «ХП» по розробці та створенню безступінчастої гідрооб'ємно-механічної трансмісії для колісного трактора виробництва ХТЗ. З боку ВАТ «ХТЗ» договір підписав виконавчий директор Калінін Сергій Валерійович, з боку НТУ «ХП» - ректор Товажнянський Леонід Леонідович. Виконавець за договором - кафедра «Автомобілі- і тракторобудування» НТУ «ХП».



Рисунок 4 – Підписання договору між НТУ «ХП» і ВАТ «ХТЗ» про створення нового трактора з безступінчастою трансмісією

Мета проекту - наукове обґрунтування оптимальної схеми безступінчастої двопотокової гід्रोоб'ємно-механічної трансмісії для перспективного трактора ХТЗ потужністю 240 к.с., її автоматизоване проектування - випуск робочих креслень, створення бази покупних виробів, зборка трансмісії та її випробування на тракторі в польових умовах спільно з фахівцями заводу.

Результатом роботи за підписаним договором буде створення першого в Україні трактора з безступінчастою трансмісією, технічний рівень якого дозволить забезпечити відчутну конкуренцію провідним світовим виробникам тракторів, у першу чергу на території України та країн СНД. Своєчасність розробки трактора з безступінчастою трансмісією обумовлена відсутністю аналогів таких трансмісій в Україні, Республіці Білорусь, а також у російських заводів - виробників тракторів. Це дозволить зайняти нішу високотехнологічних та ергономічних тракторів як на українському, так і на російському ринках. Для ХТЗ перехід на випуск тракторів з безступінчастою гідрооб'ємно-механічною трансмісією є новим інноваційним вектором у розвитку та у підвищенні конкурентноздатності своєї продукції. Кінцева мета проекту - новий конкурентноздатний трактор виробництва ХТЗ, що стане основою нової лінійки тракторів ХТЗ із безступінчастими трансмісіями.

Слід особливо зазначити, що методологічною основою для створення нового покоління вітчизняних тракторів з безступінчастими трансмісіями стало виконання кафедрою «Автомобілі- і тракторобудування» НТУ «ХП» у період 2007-2009 р. фундаментальної держбюджетної теми «Наукові основи синтезу машино-тракторних агрегатів у сільськогосподарському машинобудуванні». Цьому сприяла увага та ділова допомога кафедри проректора з наукової роботи проф. Марченка А.П. та декана факультету транспортного машинобудування проф. Єпіфанова В.В. Саме результати фундаментальних досліджень дозволяють кафедрі сьогодні сміло переходити

до прикладних розрахунково-теоретичних робіт на вибір оптимальної структури та найбільш раціональних конструктивних параметрів безступінчастої трансмісії конкретного трактора по критеріям найкращих техніко-економічних показників машино-тракторного агрегату при виконанні ним різних технологічних операцій.

Важливим для кафедри, університету та й у цілому для науки в області тракторобудування є те, що в рамках підписаного з ВАТ «ХТЗ» договору планується захист двох кандидатських дисертацій наприкінці 2011- початку 2012 року та однієї - наприкінці 2012 року.

Другий важливий науковий напрям, також новий для кафедри, починає свій розвиток з 2006 року - це напрямок досліджень «Просторово-топологічний підхід до аналізу взаємозв'язків основних техніко-економічних показників автомобілів і тракторів з метою їх підвищення». Кафедра активно працює над науковими основами цього напрямку. У рамках цього напрямку передбачено використання та розвиток аналітичних методів досліджень, зокрема методів оптимізації, які застосовуються в імітаційному моделюванні процесів функціонування машино-тракторних агрегатів при виконанні основних технологічних операцій по обробці ґрунту, а також оптимізаційна технологія реалізації комплексу математичних моделей по визначенню й підвищенню основних техніко-економічних і енергетичних показників тяглових технологічних систем на базі колісних та гусеничних тракторів. У цьому напрямку вчені кафедри вже оприлюднили понад 20 наукових статей та доповідей на наукових конференціях. Кафедра «Автомобілі- і тракторобудування» підготувала проект-запит на проведення в 2011-2012 роках фундаментальної держбюджетної роботи «Концептуальні основи підвищення тягово-енергетичних і техніко-економічних показників сільськогосподарських тракторів на основі просторово-топологічних уявлень». У форматі цієї фундаментальної держбюджетної роботи на кафедрі планується захист двох кандидатських та однієї докторської дисертації до 2015 року.

Третій традиційний напрямок досліджень кафедри у форматі співпраці з ВАТ «ХТЗ» пов'язаний із створенням перспективних гусеничних рушіїв тракторів, обґрунтуванням їх конструкції та експлуатаційних показників, зниженням динамічних навантажень на вузли та системи трактора, покращення агроекологічних показників шляхом зниження ущільнюючого впливу гусеничного рушія на ґрунт. З кінця 90-х років кафедра активно співпрацює з ХТЗ за рядом наукових тематик над створенням перспективних гусеничних рушіїв і удосконаленням наявних конструкцій. Колектив кафедри розробляє теоретичні основи переходу на торсіонні та змішані балансірно-торсіонні підвіски гусеничних тракторів. Результати наукових досліджень і отримані експериментальні дані дозволяють ХТЗ впроваджувати у виробництво перспективні конструкції підвісок для гусеничних тракторів ХТЗ-180, ХТЗ-181.

З серпня 2010 року разом з кафедрою «Інтегровані технології» (зав. кафедрою проф. Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ) кафедра «Автомобіле- і тракторобудування» виконує госпдоговірну роботу по зміцненню пальців гусеничних ланцюгів з метою значного підвищення надійності гусеничних рушіїв тракторів ХТЗ. Важливість результатів цієї роботи складається не тільки в підвищенні надійності гусеничних рушіїв, але й у практичному відпрацюванні наукомістких технологій зміцнення відповідальних деталей, які негайно можуть бути використані для підвищення надійності деталей трансмісій, двигунів і т.п.

Наукові інтереси викладачів і співробітників кафедри традиційно пов'язані, в співпраці з відділом головного конструктора ХТЗ, з дослідженнями динамічних процесів і вдосконаленням конструкцій практично всіх систем, вузлів і агрегатів тракторів: гусеничних і колісних рушіїв, систем підресорювання, систем рульового керування та гальмових систем, всіх елементів трансмісій, а також створенням на базі самохідних машин технологічних агрегатів.

З початку 2005 р. на Харківському тракторному заводі під керівництвом проф. В.Б. Самородова (в 2005-2006 роках він займав посаду зам. директора ВАТ «ХТЗ» з модернізації та перспективних розробок - директор науково-технічного центру ХТЗ) управління головного конструктора і дослідно-експериментальне виробництво провели модернізацію тракторів ХТЗ-17221, ХТЗ-17021, ХТЗ-16331 і ХТЗ-3110. Розпочалася модернізація гідравлічних і електричних систем вказаних тракторів. Була суттєво модернізована кабіна з точки зору ергономіки та дизайну, для чого були залучені найкращі дизайнерські фірми Києва та Дніпропетровська. У результаті модернізації вся лінійка нових тракторів ХТЗ одержала сучасний дизайн. Уже в жовтні 2006 року вони експонувалися на міжнародній виставці «Золота осінь» у Москві та визвали не аби яку зацікавленість.



Рисунок 5 – Лінійка тракторів ХТЗ на виставці ВДНГ в Москві



Рисунок 6 – Переговори керівництва ХТЗ з керівниками фірми «Фенд»

Вперше на ХТЗ в 2005-2006 рр. з ініціативи генерального директора Кривоконя О.Г. під керівництвом В.Б. Самородова за участю викладачів та аспірантів кафедри “Автомобіле- і тракторобудування” спільно з управлінням головного конструктора, дослідно-експериментальним цехом, кафедрами ХНУСХ (проф. А. Т. Лебедев) і ХНАУ (проф. В. Ф. Пашенко) проведені масштабні порівняльні польові випробування тракторів різних тягових класів і виробників. Результати цих випробувань, а також щорічні науково-технічні ради із залученням не тільки конструкторського складу ХТЗ, а й провідних спеціалістів галузі привели вчених до висновків щодо необхідності розробки й обґрунтування якісно нових критеріїв ефективності машино-тракторних агрегатів, дали поштовх до розвитку нового наукового напрямку «Просторово-топологічний підхід до аналізу взаємозв'язків основних техніко-економічних показників тракторів з метою їх підвищення».



Рисунок 7 – Спільні полігонні випробування ВАТ «ХТЗ» і НТУ «ХПІ» (з ліва на право: Митропан Д.М., Самородов В.Б., Рувльов В.Н., Пашенко В.Ф.)

У ці ж роки на заводі було проведено 8 науково-технічних рад під егідою кафедри і при активній участі учених кафедри (д.т.н., проф. Самородов В.Б., к.т.н., доц. Сергієнко М.Є., к.т.н., доц. Рогов А.В., ст. викладач Мирошниченко М.В., к.т.н., проф. Артюшенко А.Д., к.т.н., доц. Ребров О.Ю.). На цих науково-технічних радах були визначені важливі

напрямки в створенні та модернізації тракторів ХТЗ на період до 2010 року. Зокрема в листопаді 2006 року було обгрунтовано та ухвалене рішення щодо створення нового трактора ХТЗ-220, що успішно реалізовано колективом ХТЗ вже в 2009 році.

Харківський тракторний завод залишається єдиним підприємством на території України, що випускає одночасно колісні та гусеничні трактори. ВАТ «ХТЗ» має статус містоутворюючого підприємства-гіганта. Близько 40 тисяч тракторів виробництва ХТЗ працюють на полях України та багато десятків тисяч - за її межами, підтверджуючи простоту, надійність і довговічність продукції ХТЗ. У найкоротший термін - за останні 5 років - завод зробив глибоку модернізацію тракторів класу 3 і 4 (серії 160 і 170), створив новий колісний трактор класу 6 з потужністю двигуна 220 к.с., освоїв виробництво та випуск промислового трактора Т-10, модернізував і відновив випуск трактора ХТЗ-2511 (клас 0,6) для малих фермерських господарств. Придбано нове сучасне обладнання, зроблена оптимізація персоналу та виробничих площ заводу, впроваджена ІТ-система керування підприємством і багато чого іншого.

Сьогодні на заводі відбувається глибока модернізація всієї лінійки тракторів, що випускають, з метою підвищення їхніх техніко-економічних показників і ергономічних якостей, поліпшення їхнього дизайну та конкурентноздатності в цілому.

Особливу увагу ХТЗ приділяє перспективам розвитку. У найближчих планах заводу створення разом із НТУ «ХПІ» нових тракторів із прогресивними безступінчастими гід्रोоб'ємно-механічними трансмісіями із джойстиком керуванням, інтелектуальними інформаційними системами контролю та діагностики систем трактора, навігаційним устаткуванням для ведення точного землеробства, з ефективними гідравлічними системами начипних пристроїв із сучасними секційними пропорційними розподільниками.

Активний розвиток зв'язків з вузівською наукою, створення нової гнучкої системи поповнення висококваліфікованими кадрами конструкторських, технологічних і виробничо-технічних підрозділів заводу буде сприяти виконанню зазначених завдань, що стоять перед ХТЗ.

У сучасному тракторі близько 5,5 тисяч деталей, десятки складних механічних, гідравлічних і електричних систем. Модернізація та розвиток трактора, прогрес в області вітчизняного тракторобудування вимагає залучення цілого симбіозу наук - механіки й математики, гідравліки, електроніки, матеріалознавства, економіки, сільськогосподарських наук і т.п. Науковий потенціал НТУ «ХПІ» готовий підключитися до модернізації існуючих систем та розробці нових силами десятків потужних кафедр і створити разом із ХТЗ ефективний інноваційний науково-виробничий і навчальний центр. У міру своїх скромних сил у цьому процесі завжди буде брати участь колектив профільної кафедри «Автомобілі- і тракторобудування».

Поступила в редколегію 20.09.10

СОДЕРЖАНИЕ

АВТОМОБИЛИ ТА ТРАКТОРИ

- | | | |
|---|--|----|
| 1 | ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., МАМОНТОВ А.Г. ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА С ПНЕВМОРЕССОРНОЙ ПОДВЕСКОЙ | 4 |
| 2 | ГЕЦОВИЧ Є.М., ШЕЛУДЧЕНКО В.В., БОНДАРЕНКО А.І. ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ | 10 |
| 3 | ДУЩЕНКО В.В., ГРУНЁВ С.Г. ОЦЕНКА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАГНИТО-РЕОЛОГИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ | 16 |
| 4 | НИКОНОВ О.Я. ПОСТРОЕНИЕ АРХИТЕКТУРЫ АКТИВНОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ | 20 |
| 5 | ПОДРИГАЛО М.А., КЛЕЦ Д.М., ФАЙСТ В.Л. ОЦЕНКА ПРЕДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПО УСЛОВИЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ | 26 |
| 6 | ПОДРИГАЛО М. А., КОРОБКО А.І. ВПЛИВ КУТА УСТАНОВКИ ДАТЧИКІВ ПРИСКОРЕНЬ НА ТОЧНІСТЬ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ АВТОМОБІЛЯ | 32 |
| 7 | РОМАНЧЕНКО В.М. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КОПИЮВАННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ | 38 |
| 8 | ШАТОХИН В.М., АРТЮШЕНКО А.Д. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ХОДОВОЙ СИСТЕМОЙ, УМЕНЬШАЮЩЕЙ УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ НА ПОЧВУ | 43 |

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

- | | | |
|---|---|----|
| 9 | ЛЮБАРСКИЙ Б.Г., СЕВЕРИН В.П., ПАРФЕНЮК Т.В., ЗЮЗИН Д.Ю., ГЛЕБОВА М.Л., ГОРДЕЕВА Н.А. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА БАЗЕ ЛИНЕЙНОГО ШАГОВОГО ПРИВОДА | 62 |
|---|---|----|

- 10 **МАКАРЕНКО Ю.В., БАЛЕВ В.Н., МАСЛИЕВ В.Г.** 72
 ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАТРОНИКИ ПРИ СОЗДАНИИ
 РЕГУЛЯТОРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕСОРНОГО
 ПОДВЕШИВАНИЯ НА ТРАНСПОРТЕ
- 11 **ОМЕЛЬЯНЕНКО В.И., КАЛЮЖНЫЙ Н.Н.** 76
 СПОСОБ ЗАДАНИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ПРИ
 СТАБИЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ ТЯГОВОЙ СЕТИ
- 12 **РЯБОВ Е.С.** 80
 РЕАКТИВНЫЙ ИНДУКТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С
 АКСИАЛЬНЫМ МАГНИТНЫМ ПОТОКОМ
- ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ
- 13 **ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., БОГАЧ А.С.** 84
 СРАВНЕНИЕ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ПЕРЕМАТЫВАНИЕ
 В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ ТАНКА Т-72 МЕТОДАМИ
 ЧИСЛЕННОГО И НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА
- ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ
- 14 **ПАРСАДАНОВ И.В., ШПАКОВСКИЙ В.В., КАРЯГИНА И.Н.,** 88
БЕЛИК С.Ю.
 ВЛИЯНИЕ ГАЛЬВАНОПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКИ
 ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В
 АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ
- 15 **СТЕПАНОВ А.В.** 92
 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
 ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ
 АВТОСАМОСВАЛА
- 16 **ZOLOCHEVSKY A., SERGIENKO N., EREMENKO S.,** 99
KÜHNHORN A.
 CONSTITUTIVE AND NUMERICAL MODELING OF
 CHEMICAL AND MECHANICAL PHENOMENA IN THERMAL
 BARRIER COATINGS FOR GAS TURBINE BLADES OF
 AIRCRAFT ENGINES
- МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ
- 17 **АРТЕМОВ И.В., КОСТЕНКО Ю.В., ГРАБОВСКИЙ А. В.** 110
ТКАЧУК Н.А., КАРАПЕЙЧИК И.Н.
 АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
 КОРПУСОВ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

| | | |
|---------------------------------|--|-----|
| 18 | <i>ВЕРЕТЕЛЬНИК О.В.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ, СОДЕРЖАЩИХ МАТЕРИАЛЫ С РЕЗКО ОТЛИЧАЮЩИМИСЯ СВОЙСТВАМИ, НА ПРИМЕРЕ ПАЯНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ | 116 |
| 19 | <i>ЗИНЧЕНКО Е.И., САМОЙЛЕНКО Д.Е.</i> ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА В ЗАДАЧЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСОТА ВЫХОДНОГО ЗВЕНА | 122 |
| 20 | <i>ОЛЬШАНСКИЙ В.П., ОЛЬШАНСКИЙ С.В.</i> КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ РЕШЕТОМ НЕОДНОРОДНОГО СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ | 134 |
| 21 | <i>ТАНЧЕНКО А.Ю.</i> СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА УТОНЕНИЯ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШАРНИРНО ОПЕРТОГО СТЕРЖНЯ | 140 |
| 22 | <i>ШКОДА В. А., ДИОРДИЙЧУК В. В.</i> АНАЛИЗ СИЛОВЫХ НАГРУЗОК И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ, ВОСПРИНИМАЕМЫХ ПАЛЛЕТАМИ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ | 152 |
| <u>ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ</u> | | |
| 23 | <i>САМОРОДОВ В.Б., РЕБРОВ О.Ю.</i> ІСТОРІЯ СПІВПРАЦІ КАФЕДРИ АВТОМОБІЛЕ- І ТРАКТОРОБУДУВАННЯ НТУ «ХПІ» ТА ВАТ «ХТЗ»: ДО ЮВІЛЕЮ 80 РІЧЧЯ ЗАСНУВАННЯ КАФЕДРИ | 160 |

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

*Збірник наукових праць
Тематичний випуск
Транспортне машинобудування
Випуск 38*

Науковий редактор к.т.н. Єпіфанов В.В.
Технічний редактор к.т.н. Бондаренко А.І.
Відповідальний за випуск к.т.н. Обухова І.Б.

Обл. вид. № 14 – 10

Підп. до друку 01.11. 2010 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10
Облік. вид. арк. 10. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. № 341
Ціна договірна

НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ "ХПІ" Свідоцтво ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

Видавничий центр НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21