УЧЕНЫЕ ЗАПИСКИ КРЫМСКОГО ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Республики Крым "Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова" *(Симферополь)*

Номер: **40** Год: **2013**

Тема выпуска: Технические науки

Название статьи **Страницы**

РАЗДЕЛ 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВАРИАНТОВ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕХОДА ЧЕРЕЗ КЕРЧЕНСКИЙ ПРОЛИВ 5-10
Сулейманов Э.С., Абдулгазис А.У.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВЕДУЩЕГО СДВОЕННОГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ 10-16
Феватов С.А., Абдулгазис А.У.

ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН 17-23
Подригало Н.М.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ДВУХОСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС 23-28
Подригало М.А., Холодов М.П., Воронова Е.М.

ПОСТРОЕНИЕ В SIMULINK ОБЛАСТЕЙ УПРАВЛЯЕМОГО И УСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ЕЕ ДИНАМИЧНОСТИ 28-33
Клец Д.М.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ТИП 1 33-37
Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеин В.С.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ 37-41
Дубинин Е.А.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТОЧНОЇ МАСИ АВТОМОБІЛЯ В ПРОЦЕСІ РУХУ 41-43
Абрамов Д.В., Тесля В.О.

ПРЕДПОСЫЛКИ К РАЗРАБОТКЕ РЕГИОНАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КРЫМА 44-48
Халилов В., Мевлют Ш.Т., Абдулгазис У.А.

РАЗДЕЛ 2. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАСЛЯНЫХ СОТС ПРИ СВЕРЛЕНИИ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ ПРИМЕНЕНИЕМ НАНОГЛИНИСТЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ ПРИСАДОК 49-54
Абдулгазис Д.У., Умеров Э.Д., Ягьяев Э.Э., Меметов С.Р., Абдулгазис У.А.

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ ПРОЦЕССА ЧИСТОВОГО ШЛИФОВАНИЯ 55-61
Новоселов Ю.К., Шрон Б.Л., Богуцкий Б.В.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИСПРАВЛЕНИЯ ИСХОДНОГО ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА ЗАГОТОВОК НА ОПЕРАЦИЯХ ШЛИФОВАНИЯ 61-66
Братан С.М., Новоселов Ю.К., Столяров Н.Н.

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ОПЕРАЦИИ ЛЕНТОЧНОГО ШЛИФОВАНИЯ 66-70
Бузько А.Л., Братан С.М., Богуцкий В.Б.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА АБРАЗИВНОЙ РАЗРЕЗКИ ТРУБ ОТРЕЗНЫМИ КРУГАМИ 70-75
Левченко Е.А.

ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМ ТОЧЕНИИ НА ТЯЖЕЛЫХ СТАНКАХ 75-80
Стреляная Ю.О.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ СТРУЖЕЧНЫХ КАНАВОК 80-86
Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., Гордеева Э.С., Буров А.В.

КИНЕМАТИКА ПРОЦЕССА И ГЕОМЕТРИЯ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ РЕЗАНИЕМ 86-91
Покинтелица Н.И.

РАЗДЕЛ 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И РАБОЧИХ ОРГАНОВ МУЛЬЧИРОВАТЕЛЯ ПОЧВЫ 92-94
Бабицкий Л.Ф., Куклин В.А., Белов А.В.

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКОРІЗНОГО ҐРУНТООБРОБНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗА БІОНІЧНОЮ ПОДІБНІСТЮ 94-98
Бабицький Л.Ф., Соболевський І.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СТИМУЛЯЦИИ РАСТЕНИЙ 98-101
Кузнецов И.О.

РАЗДЕЛ 4. ПРОБЛЕМЫ ОХРАНЫ ТРУДА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СТАНДАРТЫ OHSAS ПО ОХРАНЕ ТРУДА: ИСТОРИЯ ФОРМИРОВАНИЯ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ЭТАПЫ ВНЕДРЕНИЯ 102-105
Савчук С.И.

ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ВОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИБРЕЖНЫХ ВОД 106-115
Николенко И.В., Демков А.И.

РАЗДЕЛ 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

ОПЫТ ПОСТРОЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АНАЛИТИЧЕСКОЙ БАЗЫ ЗНАНИЙ ДЛЯ АНАЛИЗА СИТУАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ РЕГИОНАЛЬНЫМ РЫНКОМ ТРУДА 116-122
Умеров Э.А., Зекерьяев Р.И.

ПРОГРАММНЫЙ МОДУЛЬ ДИАГНОСТИКИ ЗАБОЛЕВАНИЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕДИЦИНСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПАЦИЕНТОВ 122-125
Зекерьяев Р.И., Умеров Э.А.

Раздел 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

УДК 656.13

Сулейманов Э. С., Абдулгазис А. У.

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ВАРИАНТОВ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕХОДА ЧЕРЕЗ КЕРЧЕНСКИЙ ПРОЛИВ

У статті проведено розрахунки пропускних здібностей вантажів і пасажирів перспективних варіантів транспортного переходу через Керченську протоку і надані порівняльні характеристики цих варіантів.

Ключові слова: *мостовий перехід через Керченську протоку, добова пропускна спроможність, тунель, дорожньо-транспортна система.*

В статье проведены расчеты пропускных способностей грузов и пассажиров перспективных вариантов транспортного перехода через Керченский пролив и даны сравнительные характеристики этих вариантов.

Ключевые слова: *мостовой переход через Керченский пролив, суточная пропускная способность, тоннель, дорожно-транспортная система.*

The paper carried out calculations throughput of goods and passengers by perspective options of transport crossing through the Kerch Strait and given the comparative characteristics of these options.

Key words: *the bridge across the Kerch Strait, the daily throughput, tunnel, road-transport system.*

Постановка проблемы. Приоритетность транспортно-логистической функции города Керчи определяется ее узловым географическим положением в Азовско-Черноморском бассейне и перспективными планами вхождения Украины в систему трансграничных транспортных коридоров. Если проанализировать весь поток грузов, идущих из Европы через Россию в страны Ближнего и Дальнего Востока (Китай, Индию и др.), то его ежегодный объем оценивается в сумму 140–150 млрд. долл. США. Россия, используя коридор «Север – Юг», ежегодно зарабатывает только на транзите и переработке этих грузов более 10 млрд. долл. Керчь географически расположена на перекрестке большинства торговых путей, ведущих из Европы в Азию, и не использовать этот факт неразумно. Основным препятствием в реализации этого коридора является отсутствие транспортного перехода через Керченский пролив.

Анализ литературы. Вопросами проектирования переходов через Керченский пролив с 1993 года занимались многие институты и организации. Наиболее перспективными из них и широко обсуждаемыми правительствами Украины и России являются проекты мостов ОАО «Институт ГИПРОСТРОЙМОСТ», ООО ПСФ «СПЕЦФУНДАМЕНТСТРОЙ» и проект тоннеля фирмы ЭКСПО (Эксплуатация и строительство подземных объектов) [1–4].

Каждая из проектных организаций считает предпочтительным свой вариант Керченского транспортного перехода, находя слабые стороны конкурирующих решений.

Цель нашей **работы** – оценить технико-экономические характеристики и пропускные способности перспективных вариантов транспортных переходов через Керченский пролив.

Изложение основного материала. Анализ статистических отчетов [5–8] позволил сделать выводы о том, что суммарный грузопоток, перевозимый железнодорожным транспортом (ЖДТ) и автомобильным транспортом (АТ) в направлениях Джанкой – Керчь, Симферополь – Керчь, составляет за год 15,55 млн. тонн груза в направлении Керчи, а в обратном – 10,2 млн. тонн. На долю ЖДТ приходится 80% грузоперевозок, а АТ – 20%.

Годовой пассажирооборот, осуществляемый АТ и ЖДТ в направлениях Джанкой – Керчь, Симферополь – Керчь, составляет 6,13 млн. пассажиров в направлении Керчи и 6,08 млн. пассажиров в обратном направлении. Удельный вес перевозок пассажиров ЖДТ составляет 75%, на долю АТ приходится 25%. При этом легковые автомобили осуществляют основную часть пассажирских перевозок – 76%, автобусами перевозится только 24% пассажиров. Паромная переправа порт Крым – порт Кавказ за год перевозит 1,5 млн. тонн грузов и 0,5 млн. пассажиров в обоих направлениях. Среднесуточный пассажиропоток в одном направлении составляет 1200–1400 чел./сут. (летом – 2500 чел./сут., зимой – 800 чел./сут.) [9].

Приведем расчетный анализ пропускной способности наиболее перспективных вариантов транспортного перехода через Керченский пролив.

Вариант моста ООО ПСФ «СПЕЦФУНДАМЕНТСТРОЙ» (железобетонный одноярусный на 82 опорах, ширина – 22 м, крайние 4 полосы для движения автомобилей, в середине – одна колея ЖД).

Расчет пропускной способности автомобильной дороги с двумя полосами движения в одном направлении [10]:

1. Пропускная способность одной полосы движения по мосту:

$$N_{\text{п}} = \frac{3600 \cdot V}{L}, \text{ авт./час} \quad (1)$$

$N_{\text{п}} = (3600 \cdot 25) / 61 = 1475$ авт./час,

где V – скорость движения, м/с;

L – динамический габарит размещения автомобиля на дороге, который составляет:

$$L = l_0 + l_1 + l_2 + l_3, \text{ м} \quad (2)$$

$L = 10 + 18{,}75 + 31 + 1 = 61$ м,

где l_0 – длина автомобиля, м ($l_{0\text{ср}} = 5$ м; $l_{0\min} = 3$ м; $l_{0\max} = 10$ м);

l_1 – путь, пройденный автомобилем за время реакции водителя, м;

$l_1 = V \cdot t$, м, где $t = 0{,}5–1{,}5$ с;

l_2 – длина тормозного пути, м.

Определим длину тормозного пути l_2:

$$l_2 = \frac{k_{\text{э}} \cdot V^2}{2g\varphi}, \text{ м} \quad (3)$$

$$l_2 = \frac{0{,}75 \cdot 25^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}75} = 31 \text{ м},$$

где $k_{\text{э}}$ – коэффициент, характеризующий эксплуатационное состояние тормозной системы автомобиля, $k_{\text{э}} = 0{,}6–0{,}9$;

l_3 – зазор безопасности, м (5–10 м);

V – начальная скорость торможения, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

φ – коэффициент сцепления шины колеса с полотном дороги (при сдаче дороги в эксплуатацию – 0,9; в процессе эксплуатации в среднем – 0,75).

2. Суточная пропускная способность магистрали. Для этого необходимо определить расчетную пропускную способность одной полосы движения:

$$P_{\text{рм}} = P_{\text{рп}} \cdot n \cdot \lambda \cdot \alpha, \text{ авт./час} \quad (4)$$

$P_{\text{рм}} = 1475 \cdot 2 \cdot 0{,}8 \cdot 1 = 2360$ авт./час,

где $P_{\text{рп}}$ – расчетная пропускная способность одной полосы движения $P_{\text{рп}} = N_{\text{п}}$;

n – количество полос движения;

λ – коэффициент распределения транспортных средств по ширине проезжей части ($\lambda = 0{,}8–0{,}95$) в зависимости от числа полос;

α – коэффициент, учитывающий влияние пересечения, в нашем случае $\alpha = 1$ (пересечения не существует).

Отсюда суточная пропускная способность магистрали составит:

$$P_{\text{расч}} = P_{\text{рм}} \cdot 24 = 2360 \cdot 24 = 56640 \text{ авт./сут.} \quad (5)$$

Учитывая коэффициент неравномерности распределения потока транспортных средств в течение суток ($\mu_{\text{н}} = 0{,}6–0{,}7$), коэффициент, учитывающий ДТП (0,9–0,8), а также время профилактических работ (2 часа), получим фактическую суточную пропускную способность:

$$P_{\text{ф.сут}} = P_{\text{расч}} \cdot \mu_{\text{н}} \cdot K_{\text{дтп}} - (P_{\text{рм}} \cdot 2); \quad (6)$$

$P_{\text{ф.сут}} = 56640 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}85 - (2360 \cdot 2) = 24166$ авт./сут.

Расчет дан для одного направления соответственно пропорционально существующему составу транспортного потока, проходящего через паромную переправу.

Расчет пропускной способности однопутной ЖД колеи [11]:

$$N_{\text{ЖД}} = \frac{(1440 - t_{\text{тех}})\alpha_{\text{н}}}{T_{\text{пер}}}, \quad (7)$$

$$N_{\text{ЖД}} = \frac{(1440 - 120) \cdot 0{,}97}{25{,}4} = 50 \text{ составов},$$

где 1440 – количество минут в сутках;

$\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент надежности – 0,97;

$t_{\text{тех}} = 120$ минут (время профилактических работ);

$T_{\text{пер}}$ – время периода прохождения ЖД составов.

Тогда время периода прохождения ЖД составов составит:

$$T_{\text{пер}} = \frac{L_{\text{м}}}{V_{\text{пер}}} + \left(t_{\text{разг}} + t_{\text{замед}}\right) \quad (8)$$

$$T_{\text{пер}} = \frac{6{,}285}{70} + (10 + 10)/60 = 0{,}423 \text{ часа} = 25{,}4 \text{ мин.}$$

Согласно статистическим данным Приднепровской ЖД, в направлении Керчи в течение года в среднем за сутки перевозится 12,7 тыс. пассажиров и 20,6 тыс. тонн грузов.

Для определения количества пассажирских и грузовых поездов определим соотношения необходимых условных вагонов.

По пассажирским составам:

$$N_{\text{у.в}} = \frac{Q_{\text{год}}}{q_{\text{ном}}} = \frac{12700}{45} = 282 \text{ условных вагона,} \quad (9)$$

$$N_{\text{у.поезд}} = \frac{N_{\text{у.в}}}{n_{\text{ваг}}} = \frac{282}{20} = 14 \text{ условных поездов,}$$

где $N_{\text{у.в}}$ – количество условных вагонов вместимостью 45 пассажиров;

$N_{\text{у.поезд}}$ – количество условных поездов;

$n_{\text{ваг}}$ – количество пассажирских вагонов в поезде ($n_{\text{ваг}} = 20$).

По грузовым составам:

средняя грузоподъемность товарного вагона – 40 тонн; состав состоит из 40 вагонов:

$$N_{\text{у.в}} = \frac{Q_{\text{год}}}{q_{\text{ном}}} = \frac{20600}{40} = 515 \text{ усл. груз. вагонов} \quad (10)$$

$$N_{\text{у.поезд}} = \frac{N_{\text{у.в}}}{q_{\text{ном}}} = \frac{515}{40} = 13 \text{ усл. груз. поездов,}$$

где $Q_{\text{год}}$ – годовой объем грузов;

$q_{\text{ном}}$ – номинальная грузоподъемность одного вагона.

Учитывая статистическую пропорцию распределения между составами пассажирских и грузовых поездов, 52% пассажирских и 48% грузовых поездов и пропускную способность моста в одном направлении 50 составов в сутки, пассажирские поезда составят:

$$50 \cdot 0{,}52 = 26 \text{ поездов;} \quad (11)$$

грузовые:

$$50 \cdot 0{,}48 = 24 \text{ поездов.} \quad (12)$$

Полученные данные из формул (5), (6) и (11), (12) внесем в табл. 1.

Расчет объема перевезенных грузов и пассажиров по однопутной ЖД колее:

$$Q_{\text{пасс}} = N_{\text{у.в}} \cdot N_{\text{у.поезд}} \cdot n_{\text{ваг}} \cdot \gamma_{\text{в}} \quad (13)$$

$Q_{\text{пасс}} = 20 \cdot 26 \cdot 45 \cdot 0{,}8 = 18720$ чел./сут.,

где $Q_{\text{пасс}}$ – объем перевезенных пассажиров в сутки;

$\gamma_{\text{в}}$ – коэффициент использования вместимости вагона.

Расчет объема грузов:

$$Q_{\text{гр.}} = N_{\text{у.в}} \cdot N_{\text{у.поезд}} \cdot q_{\text{ном}} \cdot \gamma_{\text{г}} \quad (14)$$

$Q_{\text{гр.}} = 40 \cdot 24 \cdot 40 \cdot 0{,}8 = 30720$ т/сут.,

где $\gamma_{\text{г}}$ – коэффициент использования грузоподъемности.

Полученные данные из формул (13) и (14) внесем также в табл. 1.

Таблица 1.

Пропускная способность варианта моста по проекту ООО ПСФ «СПЕЦФУНДАМЕНТСТРОЙ».

№	Вид транспортного средства	Количество в % отношении	Количество пассажиров на автотранспортном средстве	Количество автотранспортных средств и поездов в сутки	Количество пассажиров и грузов в сутки (чел., тонн)
1.	Легковые авто	50	1,5	12437	18655 чел.
2.	Грузовые авто	10		2487	24870 т
3.	Автобусы	20	30	4974	149220 чел.
4.	Автопоезда	20		4974	99480 т
5.	Однопутная ЖД	пассажиров грузов		26 поездов 24 поезда	18720 чел. 30720 т
Итого		100		24872 автомобилей 50 поездов	51080381 чел. 42450412 т

Расчет общей пропускной способности моста через Керченский пролив.

Количество пассажиров, перевезенных всеми видами транспорта:

$$Q_{\text{общ.пасс}} = Q_{\text{л.а}} + Q_{\text{авт}} + Q_{\text{пасс.поезд}} \cdot 365\ 0{,}75 \text{ пасс./год} \quad (15)$$

$Q_{\text{общ.пасс}} = (18655 + 149220 + 18720) \cdot 365 \cdot 0{,}75 =$
$= 51080381$ пасс./год,

где $Q_{\text{общ.пасс}}$ – годовая пассажирская пропускная способность моста;

$Q_{\text{л.а}}$ – количество пассажиров, перевозимых легковыми автомобилями за сутки;

$Q_{\text{авт}}$ – количество пассажиров, перевозимых автобусами за сутки;

$Q_{\text{пасс.поезд}}$ – количество пассажиров, перевозимых пассажирскими поездами за сутки;

0,75 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения пассажиров по месяцам года.

Количество грузов, перевезенных всеми видами транспорта:

$$Q_{\text{общ.груз}} = Q_{\text{г.а}} + Q_{\text{авт.поезд}} + Q_{\text{ЖДваг}} \cdot 365\ 0{,}75 \text{ т/год} \quad (16)$$

$Q_{\text{общ.груз}} = (24870 + 99480 + 30720) \cdot 365 \cdot 0{,}75 =$
$= 42450412$ т/год,

где $Q_{\text{общ.груз}}$ – годовая грузовая пропускная способность моста;

$Q_{\text{г.а}}$ – количество грузов, перевозимых грузовыми автомобилями за сутки;

$Q_{\text{авт.поезд}}$ – количество грузов, перевозимых автопоездами за сутки;

$Q_{\text{ЖДваг}}$ – количество грузов, перевозимых ЖД поездами за сутки;

0,78 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения грузооборота по месяцам года.

Вариант моста ОАО «Институт ГИПРОСТРОЙМОСТ» (двухъярусный из металлоконструкций на 78 железобетонных опорах, ширина – 16 м, на нижнем ярусе две колеи ЖД, на верхнем – 4 полосы для автомобильного движения).

Расчет пропускной способности моста.

Пропускная способность автомобильной составляющей моста не изменится (см. предыдущие расчеты).

Расчет пропускной способности двухпутной ЖД.

Методика расчета соответствует предыдущим расчетам с той разницей, что время $T_{\text{пер}}$ будет составлять 5 мин. по каждой колее:

$$N_{\text{ЖД}} = \frac{(1440 - 120) \cdot 0{,}97}{5} = 256 \text{ поездов в сутки в}$$

одном направлении, (17)

из которых 52% пассажирских, или 133 поезда в

сутки, и 48% грузовых, или 123 поезда в сутки в одном направлении.

Значения пропускной способности ЖД увеличатся, так как железная дорога будет иметь 2 пути – в прямом и обратном направлениях. Количество грузов и пассажиров, перевозимых ЖД транспортом, увеличится в 2 раза.

Общая пропускная способность двухъярусного мостового перехода:

$$Q_{\text{пасс.год}} = Q_{\text{л.а}} + Q_{\text{авт}} + Q_{\text{пасс.поезд}} \cdot 365 \cdot 0{,}75 \text{ пасс./год} \quad (18)$$

$$Q_{\text{пасс.год}} = (18655 + 149220 + 89775)\ 365 \cdot 0{,}75 = 70531687 \text{ пассажиров в год;}$$

$$Q_{\text{гр.год}} = (Q_{\text{г.а}} + Q_{\text{авт. поезд}} + Q_{\text{ЖД ваг}}) \cdot 365\ 0{,}78 \text{ т/год} \quad (19)$$

$$Q_{\text{гр.год}} = (24870 + 99480 + 147600) \cdot 365 \cdot 0{,}75 = 74446312 \text{ тонн грузов в год.}$$

Полученные результаты из формул (18) и (19) внесем в табл. 2.

Таблица 2.

Пропускная способность варианта моста по проекту ОАО «Институт ГИПРОСТРОЙМОСТ».

№	Вид транспортного средства	Количество в % отношении	Количество пассажиров на автотранспортном средстве	Количество автотранспортных средств и поездов в сутки	Количество пассажиров и грузов в сутки (чел., тонн)
1.	Легковые авто	50	1,5	12437	18655 чел.
2.	Грузовые авто	10		2487	24870 т.
3.	Автобусы	20	30	4974	149220 чел.
4.	Автопоезда	20		4974	99480тонн
5.	Двухпутная ЖД	пассажиров грузов		133 поезда 123 поезда	89775 чел. 147600 т.
Итого		100		24872 автомобилей 255 поездов	70531687 чел. 74446312 т.

Подземный тоннель по проекту фирмы ЭКСПО (два транспортных тоннеля для передвижения ЖД транспорта диаметром 9,2 м, между ними – технический тоннель диаметром 3 м на глубине 100 м).

Расчет пропускной способности подземного тоннеля.

Используя формулу (7) для однопутной ЖД, определим количество поездов, проходящих через тоннель в одном направлении за сутки, что будет соответствовать предыдущим расчетам:

$$N_{\text{ЖД}} = \frac{(1440 - 120) \cdot 0{,}97}{5} = 256 \text{ поездов в сутки в одном направлении.} \quad (20)$$

Время перегона $T_{\text{пер}}$ будет составлять 5 мин., количество вагонов – 10.

Данные о составе транспортного потока основываются на наблюдениях за транспортными средствами, перевозимыми паромной переправой порт Крым – порт Кавказ с учетом статистической информации [12].

Определим количество платформ, необходимых для перевозки автотранспортного потока в сутки:

$$N_{\text{плат.сут}} = N_{\text{ЖДпоездов}} \cdot n_{\text{плат.поезда}} = 256 \cdot 10 = 2560 \text{ платформ,} \quad (21)$$

где $n_{\text{плат.поезда}}$ – количество платформ в составе поезда.

Годовая пропускная способность тоннельного перехода составит:

$$Q_{\text{пасс.год}} = 47250 \cdot 365 \cdot 0{,}75 = 12934687 \text{ пассажиров за год;} \quad (22)$$

$$Q_{\text{гр.год}} = 35000 \cdot 365 \cdot 0{,}75 = 9581250 \text{ тонн грузов за год.} \quad (23)$$

Полученные расчетные данные вносим в табл. 3.

Таблица 3.

Количество грузов и пассажиров на разнотипных автотранспортных средствах, перевозимых через тоннель соответственно пропорциональному составу транспортного потока через паромную переправу.

№ п/п	Тип автотранспортного средства	Количество в % отношении	Количество автомобилей по типам в общем потоке, за сутки	Человек в сутки	Тонн в сутки	Всего за год
1.	Грузовые	10	700		7000	
2.	Легковые	50	3500	5250		
3.	Автобусы	20	1400	42000		
4.	Автопоезда	20	1400		28000	
Итого		100	7000	47250	35000	12934687 пасс. 9581250 т

В табл. 4 приведены технико-экономические сравнительные характеристики трех перспективных вариантов транспортного перехода через Керченский пролив.

Таблица 4.

Сравнительные характеристики возможных вариантов транспортного перехода через Керченский пролив.

Сравнительные характеристики основных вариантов	Варианты		
	Двухъярусный мост	**Одноярусный мост**	**Тоннель ЭСПО**
Стоимость строительства	1,7 млрд. $ США	1 млрд. $ США	3 млрд. $ США
Время строительства	3 года	4 года	4 года
Срок окупаемости	15 лет	11 лет	20 лет
Длина перехода	5672 метра	6285 метров	15000 метров
Объем железобетона	482 тыс. $м^3$	450 тыс. $м^3$	–
Количество опор	78	82	–
Вес стальных конструкций	114 тыс. тонн	184 тыс. тонн	–
Высота подмостового габарита	50 метров	60 метров	Глубина проходки 100 метров
Пропускная способность: пассажиров, чел./год грузов, т/год	 54392300 49370812	 48474281 41048812	 12934687 9581250
Экологическое влияние	Влияет пагубно	Влияет пагубно	Незначительно
Влияние погодных условий	Возможно прекращение движения	Возможно прекращение движения	Незначительно
Влияние на судоходство	Создает препятствие	Создает препятствие	Отсутствует
Ежегодные затраты на техническое обслуживание сооружения	1,5 млн. $ США	1,2 млн. $ США	2 млн. $ США

Выводы и предложения.

1. Ветвь Приднепровской ЖД направления Джанкой – Владиславовка – Керчь на сегодняшний день с трудом удовлетворяет потребности в перевозках грузов и пассажиров, а в летние месяцы перегружена до максимального значения. При использовании ее как части Евразийской транспортной магистрали возникает необходимость прокладки двухпутной электрифицированной ЖД с прилегающей инфраструктурой до западной границы Украины. Трассу (Е 97) Симферополь – Феодосия – Керчь необходимо обустроить до категории 1а класса с пропускной способностью 11 тыс. авт./сут.

2. Первоочередной задачей при строительстве транспортного перехода через Керченский пролив является модернизация дорожно-транспортной системы Керченского и Таманского полуостровов. По оценкам экспертов, объем финансовых затрат составит около 10 млрд. $ США с каждой стороны.

3. Анализ пропускной способности паромной переправы (порт Крым – порт Кавказ) позволил сделать заключение:

- в летние месяцы пропускная способность паромной переправы используется на 80–90%;
- в зимние месяцы этот показатель падает до 20–30%, а в среднем в течение года составляет 46%.

В настоящее время паромная переправа справляется с нынешним, существующим потоком грузов и пассажиров (1,5 млн. тонн грузов в год и 0,5 млн. пассажиров). Очереди, возникающие в портах, связаны с таможенными процедурами.

4. В случае использования тоннельного варианта для обслуживания транспорта, прибывающего в Керчь по дороге категории 1а, необходимо 3300 платформ в сутки. В принципе, тоннельный переход будет справляться только с перевозкой автомобилей в обоих направлениях. Грузовым составам не остается временного промежутка для прохода через тоннель.

5. В работе приведены расчеты пропускных способностей наиболее перспективных вариантов переходов через Керченский пролив: двух мостовых переходов на косу Чушка (Россия) и тоннельного перехода с мыса Камыш-Бурун до мыса Тузла (Россия).

Длина тоннельного перехода составляет 15000 метров, в то время как длина мостов – 5672 метров одноярусного и 6285 метров двухъярусного. Если сопоставить удельные расходы на строительство одного метра перехода, то цены будут колебаться незначительно. Для тоннеля 200 тыс. $ США за 1 метр, для мостов 160–300 тыс. $ США.

Сроки постройки для всех рассматриваемых переходов не сильно отличаются (3–4 года). Мостовые переходы обладают преимуществом по пропускной способности в 2–3 раза по сравнению с тоннелем, но если учесть влияние погодных условий (штормы, обледенения, ураганы), то пропускная способность в зимнее время может резко понизиться.

Тоннельный переход, уступая мостам в пропускной способности, имеет ряд преимуществ: возможность эксплуатации при любых погодных условиях; отсутствие пагубных воздействий на окружающую водную и воздушную среды; отсутствие препятствий проходу судов через Керчь-Еникальский канал. Если сравнить экономические преимущества и недостатки экологических воздействий на окружающую среду, то преимуществом будет пользоваться тоннельный переход.

6. Прохождение Трансконтинентальной магистрали через Украину и Восточный Крым даст возможность экономического развития регионов Украины, смежных с данной магистралью, и пополнение бюджета Украины пошлинами за транзит грузов и пассажиров в пределах 700–800 млн. долларов США.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бекмагамбетов М. М. Транспортный коридор TRACECA «Европа – Кавказ – Азия»: состояние и перспективы развития / М. М. Бекмагамбетов, Г. М. Бекмагамбетова, А. В. Кочетков // Дороги. – 2010. – № 3; август. – С. 15–21.
2. Коридор ТРАСЕКА – дорога в будущее [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.investkz.com/journals/39/217.html.
3. Великий шелковый путь [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.glavcom.ua/articles/849.html.
4. Мост через Керченский пролив [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://pantikapei.ru/most-cherez-kerchenskij-proliv.html.
5. Статистическая отчетность (месячная, годовая) Приднепровской железной дороги о постоянном отправлении груза за 2011 г.
6. Статистическая отчетность (месячная, годовая) Приднепровской железной дороги о постоянном отправлении пассажиров за 2011 г.
7. Расписание движения автобусов по данным ОАО Акционерная компания Крымавтотранс [Электронный ресурс]. – Режим доступа : crimea.vgorode.ua/news/59451.
8. Статистическая отчетность (месячная, годовая) ОАО Крымавтотранс за 2011 г.
9. Сулейманов Э. С. Анализ и перспективы развития дорожно-транспортной системы Восточного Крыма как части международного транспортного коридора Европа – Кавказ – Азия / Э. С. Сулейманов, А. У. Абдулгазис // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 38. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2013. – С. 4–11.
10. Клинковштейн Г. И. Организация дорожного движения : учебник для вузов / Г. И. Клинковштейн, М. Б. Афанасьев. – [5-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Транспорт, 2001. – 247 с.
11. Методика расчета пропускной способности однопутной железной дороги [Электронный ресурс]. – Режим доступа : nf-remont.ru/road/roa123/.
12. Статистический сборник «Транспорт і зв'язок АР Крим» за 2009 рік / Головне управління статистики в АР Крим. – Сімферополь, 2010. – 200 с.

УДК 629.3.017.2

Феватов С. А., Абдулгазис А. У.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВЕДУЩЕГО СДВОЕННОГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

Одержано залежність для поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення з дорогою провідних здвоєних коліс автомобіля і наведена математичне моделювання впливу розподілу нормального навантаження між колесами на величину бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних коліс автомобіля.

Ключові слова: *бічний коефіцієнт зчеплення, здвоєні колеса, пневматичні шини, крутний момент.*

Получена зависимость для продольного и бокового коэффициентов сцепления с дорогой ведущих сдвоенных колес автомобиля и приведено математическое моделирование влияния распределения нормальной нагрузки между колесами на величину бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля.

Ключевые слова: *боковой коэффициент сцепления, сдвоенные колеса, пневматические шины, крутящий момент.*

The dependence of the longitudinal and lateral traction coefficient of the leading dual wheels of the car and the mathematical modeling of the distribution of the normal load between the wheels on the value of the coefficient of friction side dual wheels.

Key words: *Lateral friction coefficient, dual wheels, pneumatic tires, torque.*

Постановка проблемы. Потеря автомобилем боковой устойчивости влечет за собой опасность дорожно-транспортного происшествия. Распределение нормальной нагрузки между шинами сдвоенных колес оказывает существенное влияние на боковой коэффициент сцепления колес с дорогой и, как следствие этого, на боковую устойчивость ведущего моста.

Анализ последних достижений и публикаций. На протяжении многих лет проблеме повышения устойчивости движения автомобилей посвящено значительное количество научных исследований, в частности как основополагающие можно выделить научные работы следующих ученых: Е. А. Чудакова [1–3], Я. М. Певзнера [4], А. С. Литвинова [5], Д. А. Антонова [6]. В работе [7] предложена феноменологическая модель фрикционного контакта шины с дорогой (рис. 1). Сущность феноменологического подхода к любому явлению или предмету состоит в том, что предмет исследования представляется в виде некоего «черного ящика», поведение и свойства которого определяются его внешними характеристиками [8].

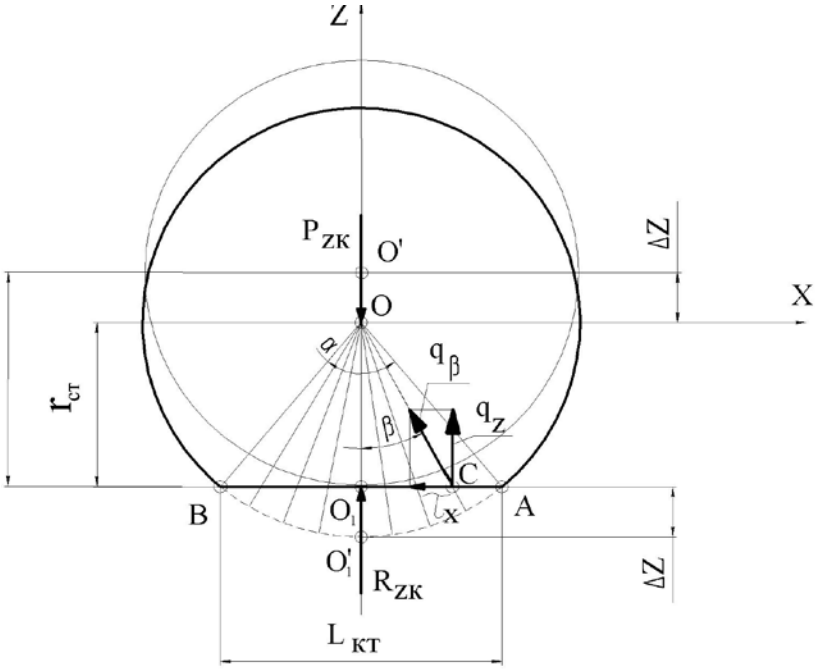


Рис. 1. Схема статического нагружения в продольной плоскости неподвижного колеса автомобиля [7; 9].

В работе [7], на основе предложенной физической модели, нами получены выражения для определения нормальной q_z и горизонтальной составляющих погонной силы упругости q_β шины (рис. 1):

$$q_z = C_z\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\frac{\frac{\cos\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}}-1}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\alpha}\right|}; \quad (1)$$

$$q_x = q_z\cdot\mathrm{tg}\beta = C_z\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\mathrm{tg}\beta\frac{\frac{\cos\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}}-1}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|}; \quad (2)$$

где C_z – радиальная жесткость шины;

α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{КТ}$ (рис. 1);

β – текущая угловая координата рассматриваемого элемента пятна контакта.

В работах [7; 9] также показано, что в пределах контакта с дорогой как неподвижного, так и катящегося колеса существует зона, в которой отсутствует продольное упругое скольжение элементов пятна контакта:

$$|\beta| \le \left|\frac{\alpha_0}{2}\right|. \quad (3)$$

Границы указанной зоны:

$$\left|\frac{\alpha_0}{2}\right| = \mathrm{arctg}\mu, \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения материала шины (резины) по материалу поверхности дороги.

Если $\alpha_0 \succ \alpha$, то по всей длине контакта шины с дорогой отсутствует упругое скольжение элементов относительно опорной поверхности. Это означает, что по всей длине контакта $L_{КТ}$ шина способна выдерживать боковую нагрузку. Сохраняющие неподвижность контакта с дорогой элементы шины способны выдерживать не только нагрузку от крутящего момента, но и от боковой силы, действующих на колесо.

В работах [9; 10] путем интегрирования боковой погонной нагрузки q_y определена предельная боковая сила, которую способно выдерживать колесо, а с ней – боковой коэффициент сце-

пления. В работе [9] для одиночного неподвижного колеса автомобиля определена боковая погонная нагрузка при помощи зависимости

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - q_x^2}\,. \qquad (5)$$

При передаче одиночным колесом крутящего момента зависимость (5) примет вид [10]

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - \left(q_x - q_\mu\right)^2}\,, \qquad (6)$$

где q_μ – дополнительная погонная нагрузка в пятне контакта шины с дорогой, обусловленная действием крутящего момента.

В работе [10] сделано предположение о том, что погонная нагрузка q_μ в каждой точке пропорциональна нормальной погонной нагрузке q_z, то есть:

$$q_\mu = \varphi_x \cdot q_z\,, \qquad (7)$$

где φ_x – продольный (тангенциальный) коэффициент сцепления колеса с дорогой.

В работе [10] для одиночного колеса автомобиля при передаче крутящего момента получены зависимости для определения φ_x:

$$\varphi_x = \begin{cases} \dfrac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos\dfrac{\alpha}{2}\left(1-\cos\dfrac{\alpha}{2}\right)} \times \dfrac{\alpha - \cos\dfrac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{1+\sin\dfrac{\alpha}{2}}{1-\sin\dfrac{\alpha}{2}}\right|}{2\operatorname{arctg}\mu - \cos\dfrac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{\sqrt{1+\mu^2}+\mu}{\sqrt{1+\mu^2}-\mu}\right|} & \text{при } \alpha_0 \prec \alpha; \\ \dfrac{M_K}{C_z \cdot r_{св}^2 \cdot \cos\dfrac{\alpha}{2}\left(1-\cos\dfrac{\alpha}{2}\right)} & \text{при } \alpha_0 \geq \alpha, \end{cases} \qquad (8)$$

(9)

где M_K – крутящий момент, передаваемый колесом.

С учетом предложенных допущений в работе [4] определено, что

$$q_y = q_z\sqrt{\mu^2 - \left(\operatorname{tg}\beta - \varphi_x\right)^2} \qquad (10)$$

и

$$\varphi_y = \frac{1}{P_{ZK}} \int_{-\operatorname{arctg}(\mu-\varphi_x)}^{+\operatorname{arctg}(\mu+\varphi_x)} q_y \cdot r \cdot \frac{d\beta}{\cos\beta}, \qquad (11)$$

где P_{ZK} – нормальная нагрузка, действующая на колесо;

r – текущая линейная координата рассматриваемого элемента пятна контакта.

Однако в известных исследованиях не определены зависимости для моделирования продольного μ_x и бокового коэффициентов сцепления сдвоенного ведущего колеса автомобиля.

Цель статьи – рассмотреть возможность обеспечения устойчивости сдвоенного колеса автомобиля против бокового скольжения путем разработки математической модели для расчета бокового коэффициента сцепления.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить зависимости для продольного и бокового коэффициентов сцепления с дорогой ведущих сдвоенных колес автомобиля;
- привести математическое моделирование влияния распределения нормальной нагрузки между колесами на величину бокового коэффициента сцепления сдвоенных колес автомобиля.

Изложение основного материала.

Определение продольного и бокового коэффициентов сцепления. Предельная боковая реакция дороги $R_{y\max}$ по условию отсутствия бокового смещения сдвоенных колес может быть определена по следующей формуле:

$$R_{y\max} = \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} q_{y_1} \cdot r_1 \cdot d\beta_1 + \int_{\beta_{12}}^{\beta_{22}} q_{y_2} \cdot r_2 \cdot d\beta_2 \quad , \qquad (12)$$

где r_1, r_2 – текущие значения радиусов колес, соответствующие различным точкам в пятне контакта (линейные коэффициенты элементов пятна контакта):

$$r_1 = r_{св_1} \cdot \frac{\cos\dfrac{\alpha_1}{2}}{\cos\beta_1}; \qquad (13)$$

$$r_2 = r_{св_2} \cdot \frac{\cos\dfrac{\alpha_2}{2}}{\cos\beta_2}; \qquad (14)$$

где $r_{св_1}, r_{св_2}$ – свободные радиусы колес (рис. 1);

β_{11}, β_{21}, β_{12}, β_{22} – пределы интегрирования, определяемые угловыми координатами границ участков контакта шин внутреннего и наружного колес, на которых воспринимается боковая сила.

Угловые координаты границ участков пятен контакта шин с дорогой, на которых воспринимается боковая сила, могут быть определены из уравнения (10). Уравнение (10) имеет физический смысл при неотрицательном значении подкоренного выражения в его правой части.

---

*Индексы «1» и «2» в формуле (12) и далее относятся к внутреннему и наружному колесам пары.

Это возможно в двух случаях:

$$\begin{cases} \mu - \mathrm{tg}\beta + \varphi_x \succ 0; \\ \mu + \mathrm{tg}\beta + \varphi_x \succ 0 \end{cases} \quad (15)$$

или

$$\begin{cases} \mu - \mathrm{tg}\beta + \varphi_x \prec 0; \\ \mu + \mathrm{tg}\beta + \varphi_x \prec 0 \end{cases} \quad (16)$$

Из системы уравнений (15) определим

$$\begin{cases} \beta \prec \mathrm{arctg}(\mu + \varphi_x); \\ \beta \prec -\mathrm{arctg}(\mu - \varphi_x) \end{cases} \quad (17)$$

Из системы уравнений (16) получим

$$\begin{cases} \beta \succ \mathrm{arctg}(\mu + \varphi_x); \\ \beta \prec -\mathrm{arctg}(\mu - \varphi_x) \end{cases} \quad (18)$$

Физический смысл имеет система неравенств (17). Поэтому пределы интегрирования в уравнении (12) принимаются следующие:

$$\beta_{11} = -\mathrm{arctg}(\mu_1 - \varphi_{x_1}); \quad (19)$$

$$\beta_{21} = -\mathrm{arctg}(\mu_1 + \varphi_{x_1}); \quad (20)$$

$$\beta_{12} = -\mathrm{arctg}(\mu_2 - \varphi_{x_2}); \quad (21)$$

$$\beta_{22} = \mathrm{arctg}(\mu_2 + \varphi_{x_2}); \quad (22)$$

Нормальные нагрузки (нормальные реакции дороги) на внутреннем и наружном колесах:

$$P_{z_1} = R_{z_1} = C_{z_1} \cdot r_{\mathrm{св}_1}\left(1 - \cos\frac{\alpha_1}{2}\right) = q_{z_1} P_z; \quad (23)$$

$$P_{z_2} = R_{z_2} = C_{z_2} \cdot r_{\mathrm{св}_2}\left(1 - \cos\frac{\alpha_2}{2}\right) = (1 - q_{z_1}) P_z, \quad (24)$$

где q_{z_1} – доля общей нормальной нагрузки, приходящаяся на внутреннее колесо [7; 9; 10],

$$q_{z_1} = \frac{P_{z_1}}{P_{z_1} + P_{z_2}} = \frac{P_{z_1}}{P_z} \quad (25)$$

Из уравнения (23) и (24) определим

$$\alpha_1 = 2\arccos\left(1 - q_{z_1}\frac{P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\mathrm{св}_1}}\right); \quad (26)$$

$$\alpha_2 = 2\arccos\left(1 - (1 - q_{z_1})\frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\mathrm{св}_2}}\right); \quad (27)$$

При $\alpha_1 \succ \alpha_{10}$ и $\alpha_2 \succ \alpha_{20}$ пределы интегрирования в уравнении (12) будут соответствовать соотношениям (19)–(22). В случае если $\alpha_1 \le \alpha_{10}$ и $\alpha_2 \le \alpha_{20}$, пределы интегрирования будут равны.

$$\beta_{11} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (28)$$

$$\beta_{21} = \frac{\alpha_1}{2}; \quad (29)$$

$$\beta_{12} = -\frac{\alpha_2}{2}; \quad (30)$$

$$\beta_{22} = \frac{\alpha_2}{2}. \quad (31)$$

Рассмотрим схему нагружения ведущего колеса крутящим моментом (рис. 2) [10], что позволит определить параметры φ_{x_1} и φ_{x_2}, входящие в уравнение (12).

Крутящие моменты на наружном и внутреннем колесах:

$$M_{K_1} = \int_{-L_{11}}^{+L_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\mathrm{d}_1} \cdot dL_1 = \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\mathrm{d}_1} \cdot r_1 \beta_1; \quad (32)$$

$$M_{K_2} = \int_{-L_{12}}^{+L_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\mathrm{d}_2} \cdot dL_2 = \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\mathrm{d}_2} \cdot r_2 \beta_2, \quad (33)$$

где r_{d_1}, r_{d_2} – динамические радиусы внутреннего и наружного колес;

$-L_{11}$, $+L_{21}$ и $-L_{12}$, $+L_{22}$ – линейные координаты границ участков длин пятен контакта внутреннего и наружного колес, на которых отсутствует проскальзывание элементов шины относительно дороги (рис. 2).

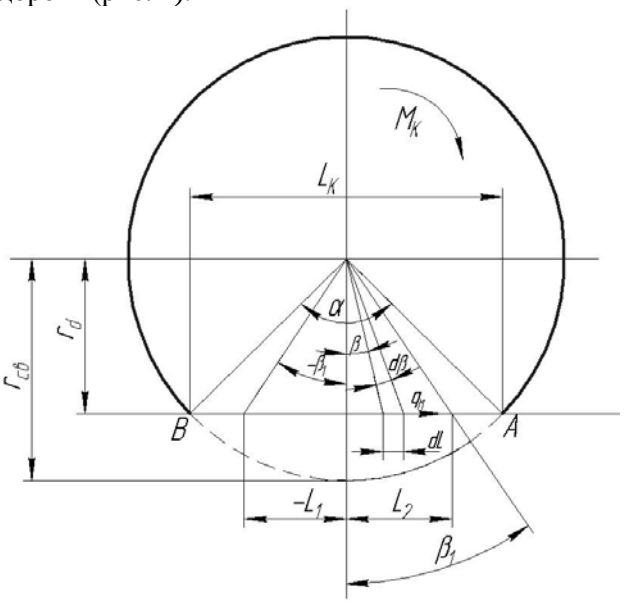


Рис. 2. Расчетная схема для определения q_M [10].

При нагружении пары сдвоенных колес нормальной силой (рис. 3) их динамические радиусы равны между собой:

$$r_{d_1} = r_{d_2} = r_d = r_{\mathrm{св}_1}\cos\frac{\alpha_1}{2} = r_{\mathrm{св}_2}\cos\frac{\alpha_2}{2}. \quad (34)$$

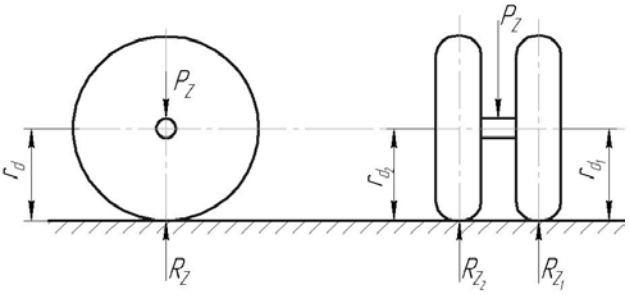


Рис. 3. Схема нагружения пары колес нормальной силой P_z.

Суммарный крутящий момент, передаваемый парой колес, определим с учетом соотношений (7), (13), (14) и (34):

$$M_K = M_{K_1} + M_{K_2} = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{св_1}^2 \left(1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\right)\cos\frac{\alpha_1}{2}}{\alpha_1 - \cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|} \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} \left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_1}{2}}{\cos\beta_1}\right) d\beta_1 + \varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{св_2}^2 \left(1-\cos\frac{\alpha_2}{2}\right)\cos\frac{\alpha_2}{2}}{\alpha_2 - \cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2}{2}}\right|} \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{22}} \left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_2}{2}}{\cos\beta_2}\right) d\beta_2. \quad (35)$$

При $\alpha_1 \succ \alpha_{10}$ и $\alpha_2 \succ \alpha_{20}$ пределы интегрирования в уравнении (35) будут следующими:

$$\beta'_{11} = -\text{arctg}\mu_1; \quad (36)$$

$$\beta'_{21} = \text{arctg}\mu_1; \quad (37)$$

$$\beta'_{12} = -\text{arctg}\mu_2; \quad (38)$$

$$\beta'_{22} = \text{arctg}\mu_2. \quad (39)$$

Уравнение (35) после интегрирования с учетом соотношения (34) примет следующий вид:

$$M_K = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{св_1}\left(1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\right) \cdot r_d}{\alpha_1 - \cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|} \left(\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{21}}{1-\sin\beta'_{21}} \cdot \frac{1-\sin\beta'_{11}}{1+\sin\beta'_{11}}\right|\right) +$$

$$+ \varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{св_2}\left(1-\cos\frac{\alpha_2}{2}\right) \cdot r_d}{\alpha_2 - \cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2}{2}}\right|} \left(\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{22}}{1-\sin\beta'_{22}} \cdot \frac{1-\sin\beta'_{12}}{1+\sin\beta'_{12}}\right|\right). \quad (40)$$

Определим продольный коэффициент сцепления φ_x пары колес

$$\varphi_x = \frac{M_K}{P_z \cdot r_d} = \varphi_{x_1} \cdot q_{z_1} \cdot \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{21}}{1-\sin\beta'_{21}} \cdot \frac{1-\sin\beta'_{11}}{1+\sin\beta'_{11}}\right|}{\alpha_1 - \cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|} +$$

$$+ \varphi_{x_2}\left(1-q_{z_1}\right) \cdot \frac{\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{22}}{1-\sin\beta'_{22}} \cdot \frac{1-\sin\beta'_{12}}{1+\sin\beta'_{12}}\right|}{\alpha_2 - \cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2}{2}}\right|}. \quad (41)$$

Условия получения $\alpha_{10} \succ \alpha_1$ и $\alpha_{20} \succ \alpha_2$ определяем с учетом уравнений (4), (23), (24), (26), (27):

$$\mu_1 \succ \sqrt{\frac{1}{\left(1-q_{z_1}\frac{P_z}{C_{z_1} \cdot r_{св_1}}\right)^2} - 1}; \quad (42)$$

$$\mu_2 \succ \sqrt{\frac{1}{\left[1-\left(1-q_{z_1}\right)\frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{св_2}}\right]^2} - 1}. \quad (43)$$

При выполнении условий (42) и (43)

$$\beta^1_{11} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (44)$$

$$\beta'_{21} = \frac{\alpha_1}{2}; \quad (45)$$

$$\beta'_{12} = -\frac{\alpha_2}{2}; \quad (46)$$

$$\beta'_{22} = \frac{\alpha_2}{2}. \quad (47)$$

Определим с учетом (41) коэффициент распределения крутящего момента на внутреннее колесо:

$$q_{M_1}=\frac{M_{K_1}}{M_K}=\frac{q_{z_1}}{\varphi_x}\cdot\frac{\beta'_{21}-\beta'_{11}-\frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{21}}{1-\sin\beta'_{21}}\cdot\frac{1-\sin\beta'_{11}}{1+\sin\beta'_{11}}\right|}{\alpha_1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|}. \quad (48)$$

Учитывая, что $\varphi_x=\frac{M_K}{(P_z\cdot r_d)}$, определим из уравнения (48)

$$\varphi_x=\frac{q_{z_1}}{q_{M_1}}\cdot\frac{\beta'_{21}-\beta'_{11}-\frac{1}{2}\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{21}}{1-\sin\beta'_{21}}\cdot\frac{1-\sin\beta'_{11}}{1+\sin\beta'_{11}}\right|}{\alpha_1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|}. \quad (49)$$

Для внутреннего и наружного колес уравнение (10) можно записать в виде

$$q_y=q_{z_1}\sqrt{\mu_1^2-\left(\mathrm{tg}\beta_1-\varphi_{x_1}\right)^2} \quad (50)$$

$$q_{y_2}=q_{z_2}\sqrt{\mu_2^2-\left(\mathrm{tg}\beta_2-\varphi_{x_2}\right)^2} \quad (51)$$

Уравнение (12) с учетом (13), (14), (50), (51) примет вид:

$$R_{y\max}=\varphi_y\cdot P_Z=\frac{C_{z_1}\cdot r_{\text{св}_1}\left(1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\right)}{\alpha_1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|}\int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_1}{2}}{\cos\beta_1}\right)\sqrt{\mu_1^2-\left(\mathrm{tg}\beta_1-\varphi_{x_1}\right)^2}\,d\beta_1+$$

$$+\frac{C_{z_2}\cdot r_{\text{св}_2}\left(1-\cos\frac{\alpha_2}{2}\right)\cos\frac{\alpha_2}{2}}{\alpha_2-\cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2}{2}}\right|}\int_{\beta_{11}}^{\beta_{22}}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_2}{2}}{\cos\beta_2}\right)\sqrt{\mu_2^2-\left(\mathrm{tg}\beta_2-\varphi_{x_2}\right)^2}\,d\beta_2 \quad (52)$$

Определим боковой коэффициент сцепления с учетом соотношений (23) и (24):

$$\varphi_y\left(\varphi_x,q_{z_1}\right)=\frac{q_{z_1}}{\alpha_1\left(q_{z_1}\right)-\cos\frac{\alpha_1\left(q_{z_1}\right)}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1\left(q_{z_1}\right)}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1\left(q_{z_1}\right)}{2}}\right|}\int_{\beta_{11}\left(q_{z_1}\right)}^{\beta_{21}\left(q_{z_1}\right)}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_1\left(q_{z_1}\right)}{2}}{\cos\beta_1}\right)\sqrt{\mu^2-\left(\mathrm{tg}\beta_1-\varphi_{x_1}\left(\varphi_x,q_{z_1}\right)\right)^2}\,d\beta_1+$$

$$+\frac{1-q_{z_1}}{\alpha_2\left(q_{z_1}\right)-\cos\frac{\alpha_2\left(q_{z_1}\right)}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2\left(q_{z_1}\right)}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2\left(q_{z_1}\right)}{2}}\right|}\int_{\beta_{12}\left(q_{z_1}\right)}^{\beta_{22}\left(q_{z_1}\right)}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha_2\left(q_{z_1}\right)}{2}}{\cos\beta_2}\right)\sqrt{\mu^2-\left(\mathrm{tg}\beta_2-\varphi_{x_2}\left(\varphi_x,q_{z_1}\right)\right)^2}\,d\beta_2 \quad (53)$$

Поскольку решение уравнения (53) аналитическими методами затруднено, то при моделировании необходимо определить величины φ_{x_1} и φ_{x_2}. Указанные величины можно определить как

$$\varphi_{x_1}=\frac{M_{K_1}}{P_{z_1}\cdot r_d}=\frac{q_{M_1}M_K}{q_{z_1}\cdot P_z\cdot r_d}=\frac{q_{M_1}}{q_{z_1}}\varphi_x; \quad (54)$$

$$\varphi_{x_2}=\frac{M_{K_2}}{P_{z_2}\cdot r_d}=\frac{\left(1-q_{M_1}\right)M_K}{\left(1-q_{z_1}\right)\cdot P_z\cdot r_d}=\frac{\left(1-q_{M_1}\right)}{\left(1-q_{z_1}\right)}\varphi_x. \quad (55)$$

После подстановки определения (54) в (49) получим

$$\varphi_{x_1}=\varphi_x\cdot\frac{\beta'_{21}-\beta'_{11}-\frac{1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{21}}{1-\sin\beta'_{21}}\cdot\frac{1-\sin\beta'_{11}}{1+\sin\beta'_{11}}\right|}{\alpha_1-\cos\frac{\alpha_1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_1}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_1}{2}}\right|}. \quad (56)$$

Очевидно, что

$$\varphi_{x_2} = \varphi_x \cdot \frac{\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\beta'_{22}}{1-\sin\beta'_{22}} \cdot \frac{1-\sin\beta'_{12}}{1+\sin\beta'_{12}}\right|}{\alpha_2 - \cos\frac{\alpha_2}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha_2}{2}}{1-\sin\frac{\alpha_2}{2}}\right|}. \quad (57)$$

Моделирование бокового коэффициента сцепления сдвоенных ведущих колес автомобиля. На рис. 4 приведены графики зависимости $\varphi_y(\varphi_x)$ при различных значениях коэффициента g_{z_1}. Из графиков видно, что при $g_{z_1} = 0{,}5$ (равной нормальной нагрузке на оба колеса), кривая $\varphi_y(\varphi_x)$ проходит выше других. Это означает, что при равном распределении нормальной нагрузки между колесами при одном и том же значении φ_x реализуется наибольшее значение φ_y. Это хорошо видно из графиков, приведенных на рис. 5. Максимум кривых $\varphi_y\left(g_{z_1}\right)$ реализуется в точках $g_{z_1} = 0{,}5$ при любых значениях коэффициента φ_x.

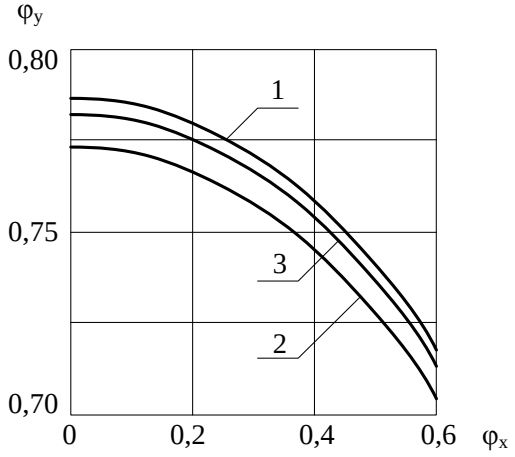


Рис. 4. Зависимость $\varphi_y(\varphi_x)$ при различных значениях коэффициента g_{z_1}:
$1 - g_{z_1} = 0{,}5$; $2 - g_{z_1} = 0{,}9$; $3 - g_{z_1} = 0{,}7$.

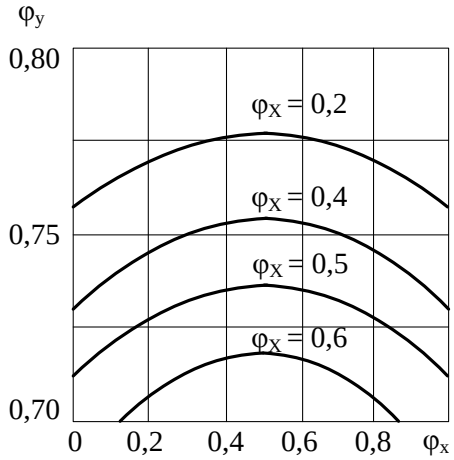


Рис. 5. Зависимость $\varphi_y\left(g_{z_1}\right)$ при различных значениях φ_x.

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют моделировать зависимость бокового коэффициента сцепления шин ведущих сдвоенных колес с дорогой при различном распределении нормальной нагрузки между колесами.

2. Максимальный боковой коэффициент сцепления ведущих сдвоенных колес с дорогой может быть реализован при равном распределении нормальной нагрузки между колесами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : Изд-во АН СССР, 1945. – 144 с.
2. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1949. – 193 с.
3. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1952. – 183 с.
4. Певзнер Я. М. Испытания устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М. : Машгиз, 1946. – 52 с.
5. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
6. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
7. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У. А. Абдулгазис, А. У. Абдулгазис, Д. М. Клец, М. А. Подригало] ; под ред. У. А. Абдулгазиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
8. Левин М. А. Теория качения деформируемого колеса / М. А. Левин, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1989. – 272 с.
9. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / [У. А. Абдулгазис, А. У. Абдулгазис, М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько] // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 27. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2011. – С. 53–59.
10. Абдулгазис А. У. Оценка устойчивости неподвижного сдвоенного автомобильного колеса против бокового скольжения / А. У. Абдулгазис, С. А. Феватов // Вісник Національного транспортного університету. – К., 2013. – Випуск 27. – С. 253–258.

УДК 629.1.013.3/8

Подригало Н. М.

ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Розглянуто можливість підвищення стабільності значень коефіцієнта запасу муфт зчеплення мобільних машин (при зменшенні в процесі експлуатації товщини фрикційних накладок) шляхом раціонального вибору кількості й параметрів натискних пружин.

Ключові слова: *стабільність значень, коефіцієнт запасу муфти зчеплення, подвійні натискні пружини.*

Рассмотрена возможность повышения стабильности значений коэффициента запаса муфт сцепления мобильных машин (при уменьшении в процессе эксплуатации толщины фрикционных накладок) путем рационального выбора количества и параметров нажимных пружин.

Ключевые слова: *стабильность значений, коэффициент запаса муфты сцепления, двойные нажимные пружины.*

The possibility of increasing the stability of the values of the factor of a stock of clutch coupling of mobile machines (with a decrease in the thickness of the linings in operating process) by a rational choice of numbers and parameters of compression springs is considered.

Key words: *stability of the values, the factor of a stock of clutch coupling, double compression springs.*

Постановка проблемы. Стабильность значений коэффициента запаса муфт сцепления моторно-трансмиссионных установок (МТУ) транспортно-тяговых машин (ТТМ) зависит от многих факторов, одним из наиболее существенных является износ фрикционных поверхностей. С увеличением износа уменьшается усилие нажимных пружин, которое приводит к уменьшению сжимающей фрикционные диски силы. На темп снижения указанной силы оказывает влияние суммарная жесткость нажимных пружин, уменьшение которой позволяет повысить стабильность значений коэффициента запаса муфты сцепления в процессе эксплуатации МТУ ТТМ.

Анализ последних достижений и публикаций. На первых ТТМ применялись фрикционные сцепления с барабанной и конусной формами трущихся поверхностей, но с началом массового производства они были вытеснены дисковыми фрикционными сцеплениями [1].

Первые конструкции автомобильных дисковых сцеплений имели одну центральную винтовую пружину (автомобиль «Москвич-401»). Применяющиеся в таких конструкциях цилиндрические винтовые пружины имеют линейную характеристику. Это означает, что с увеличением износа фрикционных поверхностей деформация и усилие пружины будут уменьшаться [1]. Влияние этого явления будет тем значительнее, чем выше жесткость пружины. Этот недостаток менее заметен, когда применяют пружины пониженной жесткости [1]. Однако такие пружины имеют большие габариты (длину), что, кроме затруднений в компоновке, приводит к возможной потере продольной устойчивости под действием значительных центробежных сил [1].

Замена одной центральной винтовой пружины группой периферийно расположенных позволяет уменьшить их суммарную жесткость. Применение в такой конструкции пружин пониженной жесткости, имеющих большие габариты, может привести к тому, что витки пружин будут касаться или направляющих выступов нажимного диска, или стаканов кожуха, в результате чего дальнейшее снижение усилия нажимных пружин при частоте вращения вала 600 мин$^{-1}$ может достичь 10% [1]. Применение двойных пружин позволяет при заданном усилии предварительного сжатия снизить суммарную жесткость всех нажимных пружин. По мнению автора работы [2], двойные винтовые цилиндрические пружины (рис. 1) с навивкой составляющих их пружин в противоположные стороны находят применение при ограниченных габаритах конструкции.

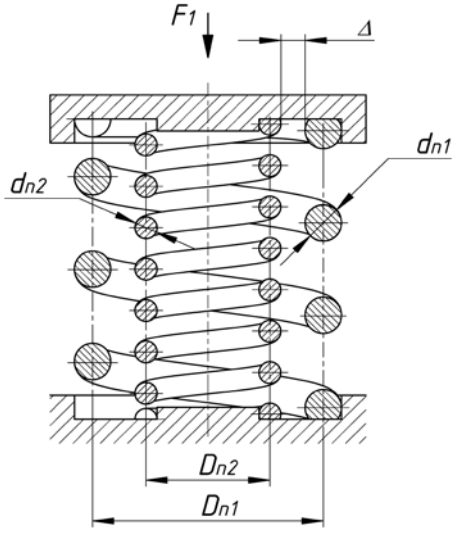


Рис. 1. Двойная винтовая цилиндрическая пружина с составляющими равной жесткости.

Однако в известных исследованиях [1; 2] не определены рациональные параметры двойных нажимных пружин, позволяющие при заданных конструктивных габаритах пружин обеспечить их минимальную суммарную жесткость.

Методика расчета указанной пружины основывается на условии одинаковой жесткости входящих в состав пружин ($C_{пр1} = C_{пр2}$), равенства индексов пружин и радиального зазора между витками $\Delta = 0{,}5(d_{п1} - d_{п2})$, но в работах [1; 2] не рассмотрены возможности снижения суммарной жесткости ($C_\Sigma = C_{пр1} + C_{пр2}$) двойных пружин при сохранении требуемой величины нажимного усилия и стабильности значений коэффициента запаса муфты сцепления в процессе эксплуатации.

Цель статьи – рассмотреть возможность повышения стабильности значений коэффициента запаса муфты сцепления путем рационального выбора параметров двойных нажимных пружин.

Для достижения указанной цели необходимо решить задачу определения рационального соотношения между средними диаметрами наружной и внутренней пружин, а также – между диаметрами поперечного сечения проволоки этих пружин.

Изложение основного материала. Снижение суммарной жесткости нажимных пружин позволяет не только повысить стабильность значений коэффициента запаса муфты сцепления, но и снизить усилие на педали при ее выключении. Для иллюстрации этого факта рассмотрим зависимость суммарного усилия нажимных пружин от их деформации и величины перемещения нажимного диска (рис. 2).

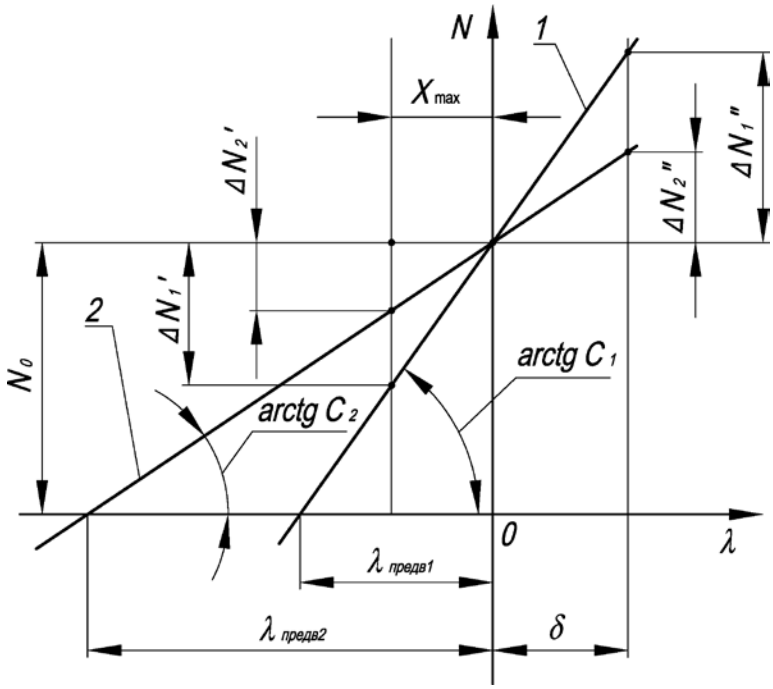


Рис. 2. Зависимость суммарного усилия нажимных пружин от их деформации: 1 – пружины с жесткостью C_1; 2 – пружины с жесткостью C_2 ($C_2 < C_1$).

Анализ приведенных на рис. 2 графиков показывает, что у пружин с большей суммарной жесткостью (C_1) при одном и том же суммарном износе X_{max} фрикционных поверхностей происходит уменьшение суммарного усилия нажимных пружин на величину $\Delta N_1'$. Эта величина больше, чем $\Delta N_2'$ для пружин с меньшей суммарной жесткостью (C_2).

Таким образом,

$$\Delta N_1' = -X_{max} \cdot C_1, \quad (1)$$

$$\Delta N_2' = -X_{max} \cdot C_2. \quad (2)$$

Решая совместно уравнения (1) и (2), получим

$$\frac{\Delta N_1'}{\Delta N_2'} = \frac{C_1}{C_2}. \quad (3)$$

Аналогично решим эту задачу для выключенного сцепления при перемещении нажимного диска на расстояние δ:

$$\Delta N_1'' = \delta \cdot C_1, \quad (4)$$

$$\Delta N_2'' = \delta \cdot C_2, \quad (5)$$

следовательно,

$$\frac{\Delta N_1''}{\Delta N_2''} = \frac{C_1}{C_2}. \quad (6)$$

Суммарное усилие предварительного сжатия пружин равно

$$N_0 = C_1 \cdot \lambda_{предв1} = C_2 \cdot \lambda_{предв2}, \quad (7)$$

откуда

$$\frac{\lambda_{предв1}}{\lambda_{предв2}} = \frac{C_2}{C_1}. \quad (8)$$

Очевидно, что для получения требуемого суммарного усилия нажимных пружин N_0 необходимо пружины с меньшей суммарной жесткостью (C_2) предварительно сжимать на величину $\lambda_{\text{предв2}}$, которая должна быть больше, чем $\lambda_{\text{предв1}}$, соответствующая пружинам с большей суммарной жесткостью (C_1).

Максимальная деформация цилиндрической винтовой пружины может быть определена как [3]

$$\lambda_{\max} = \frac{8D^3}{G \cdot d^4} F_{\max} \cdot n, \qquad (9)$$

где D – средний диаметр пружины,

$$D = D_1 - d; \qquad (10)$$

где D_1 – наружный диаметр пружины;

d – диаметр проволоки;

n – число рабочих витков пружины;

G – модуль сдвига, для пружинной стали $G = 7{,}85 \cdot 10^4$ МПа;

$F_{\max}$ – максимально допустимое по условию прочности на кручение усилие пружины [3],

$$F_{\max} = \frac{\pi d^3}{8D}[\tau], \qquad (11)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение кручения.

Жесткость пружины [3]:

$$C_{\text{пр}} = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot n}. \qquad (12)$$

При установке одинарных пружин их суммарная жесткость может быть определена из условия создания расчетного нажимного усилия N_0 при заданной максимальной деформации $\lambda_{\max}$:

$$C_\Sigma = C_{\text{пр}} \cdot i_{\text{пр}} = \frac{N_0}{K_\lambda \lambda_{\max}}, \qquad (13)$$

где $C_{\text{пр}}$ – жесткость одной пружины;

$i_{\text{пр}}$ – число периферийных нажимных пружин;

K_λ – коэффициент реализации максимальной деформации пружины.

Подставляя (9) в (13), с учетом (11) получим

$$C_\Sigma = \frac{N_0 G}{\pi[\tau] K_\lambda n} \cdot \frac{d}{D^2}. \qquad (14)$$

Очевидно, что суммарная жесткость одинарных пружин прямо пропорциональна диаметру проволоки и обратно пропорциональна квадрату среднего диаметра пружины.

При установке двойных пружин суммарное нажимное усилие равно

$$N_0 = i_{\text{пр}}\left(C_{\text{пр1}} K_{\lambda 1} \lambda_{\max 1} + C_{\text{пр2}} K_{\lambda 2} \lambda_{\max 2}\right), \qquad (15)$$

где $C_{\text{пр1}}$, $C_{\text{пр2}}$ – жесткость наружной и внутренней пружин;

$K_{\lambda 1}$, $K_{\lambda 2}$ – коэффициенты реализации максимальных деформаций наружной и внутренней пружин;

$\lambda_{\max 1}$, $\lambda_{\max 2}$ – максимальные деформации наружной и внутренней пружин.

Суммарная жесткость пружин равна

$$C_\Sigma = i_{\text{пр}}\left(C_{\text{пр1}} + C_{\text{пр2}}\right), \qquad (16)$$

Поэтому, разделив и умножив правую часть уравнения (15) на $C_{\text{пр1}} + C_{\text{пр2}}$, получим

$$N_0 = C_\Sigma \left(\frac{C_{\text{пр1}} K_{\lambda 1} \lambda_{\max 1}}{C_{\text{пр1}} + C_{\text{пр2}}} + \frac{C_{\text{пр2}} K_{\lambda 2} \lambda_{\max 2}}{C_{\text{пр1}} + C_{\text{пр2}}} \right) =$$

$$= C_\Sigma \left(\frac{C_{\text{пр1}}}{C_{\text{пр2}}} \cdot \frac{K_{\lambda 1} \lambda_{\max 1}}{1 + \dfrac{C_{\text{пр1}}}{C_{\text{пр2}}}} + \frac{K_{\lambda 2} \lambda_{\max 2}}{1 + \dfrac{C_{\text{пр1}}}{C_{\text{пр2}}}} \right), \qquad (17)$$

Используя уравнения (9), (11), (12), определим

$$\lambda_{\max 1} = \frac{\pi[\tau_{\text{п1}}]}{G} \cdot \frac{D_{\text{п1}}^2}{d_{\text{п1}}} n_{\text{п1}}, \qquad (18)$$

$$\lambda_{\max 2} = \frac{\pi[\tau_{\text{п2}}]}{G} \cdot \frac{D_{\text{п2}}^2}{d_{\text{п2}}} n_{\text{п2}}, \qquad (19)$$

где $D_{1\text{п1}}$, $D_{1\text{п2}}$ – наружные диаметры наружной и внутренней пружин;

$d_{\text{п1}}$, $d_{\text{п2}}$ – диаметры проволоки наружной и внутренней пружин;

$n_{\text{п1}}$, $n_{\text{п2}}$ – число рабочих витков наружной и внутренней пружин;

$[\tau_{\text{п1}}]$, $[\tau_{\text{п2}}]$ – допускаемое напряжение кручения для наружной и внутренней пружин; если пружины выполнены из одного материала, тогда $[\tau_{\text{п1}}] = [\tau_{\text{п2}}] = [\tau]$.

$$\frac{C_{\text{пр1}}}{C_{\text{пр2}}} = \frac{\dfrac{G \cdot d_{\text{п1}}^4}{8D_{\text{п1}}^3 \cdot n_{\text{п1}}}}{\dfrac{G \cdot d_{\text{п2}}^4}{8D_{\text{п2}}^3 \cdot n_{\text{п2}}}} = \frac{d_{\text{п1}}^4}{d_{\text{п2}}^4} \cdot \frac{D_{\text{п2}}^3}{D_{\text{п1}}^3} \cdot \frac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}. \qquad (20)$$

Примем, что $K_{\lambda 1} = K_{\lambda 1} \cong 1$, тогда после подстановки (18), (19) и (20) в (17) получим

$$C_\Sigma = \frac{N_0 G}{\pi[\tau]} \cdot \frac{d_{\text{п2}}}{D_{\text{п2}}^2 n_{\text{п2}}} \cdot \frac{1 + \dfrac{d_{\text{п1}}^4}{d_{\text{п2}}^4} \cdot \dfrac{D_{\text{п2}}^3}{D_{\text{п1}}^3} \cdot \dfrac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}}{1 + \dfrac{d_{\text{п1}}^3}{d_{\text{п2}}^3} \cdot \dfrac{D_{\text{п2}}}{D_{\text{п1}}}}. \qquad (21)$$

Выражение (21) можно представить в виде

$$C_\Sigma = \frac{N_0 G}{\pi[\tau]} \cdot \frac{d_{\text{п1}}}{D_{\text{п1}}^2 n_{\text{п1}}} \cdot f\left(\frac{d_{\text{п1}}}{d_{\text{п2}}}, \frac{D_{\text{п2}}}{D_{\text{п1}}}, \frac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}\right), \qquad (22)$$

где $f\left(\dfrac{d_{\text{п1}}}{d_{\text{п2}}}, \dfrac{D_{\text{п2}}}{D_{\text{п1}}}, \dfrac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}\right)$ – безразмерная функция соотношений параметров пружин,

$$f\left(\frac{d_{\text{п1}}}{d_{\text{п2}}}, \frac{D_{\text{п2}}}{D_{\text{п1}}}, \frac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}\right) = f = \frac{1 + \dfrac{d_{\text{п1}}^4}{d_{\text{п2}}^4} \cdot \dfrac{D_{\text{п2}}^3}{D_{\text{п1}}^3} \cdot \dfrac{n_{\text{п2}}}{n_{\text{п1}}}}{1 + \dfrac{d_{\text{п1}}^3}{d_{\text{п2}}^3} \cdot \dfrac{D_{\text{п2}}}{D_{\text{п1}}}}. \qquad (23)$$

Указанная функция и является целевой функцией оптимизации, позволяющей миними-

зировать суммарную жесткость двойных нажимных пружин. Результаты расчетов по формуле (23) показали, что при заданном значении $\frac{D_{п2}}{D_{п1}}$ величина $\frac{d_{п1}}{d_{п2}}$, обеспечивающая получение f_{min}, может быть определена по графику, приведенному на рис. 3 (кривая 1).

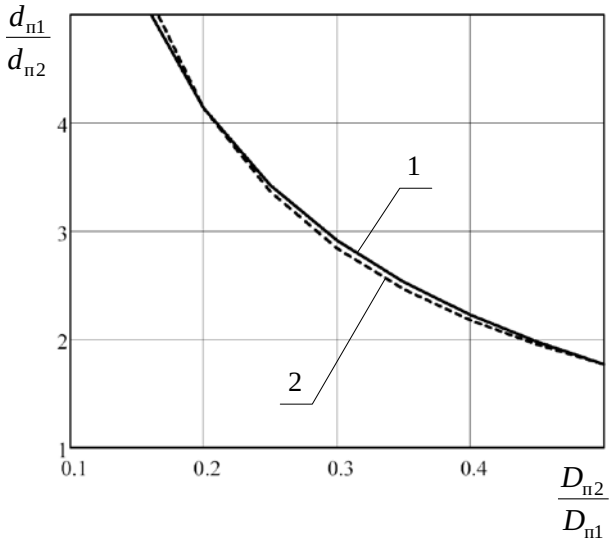


Рис. 3. Зависимость $\frac{d_{п1}}{d_{п2}} = \left(\frac{D_{п2}}{D_{п1}}\right)$, обеспечивающая получение f_{min}: 1 – расчетная, 2 – аппроксимирующая.

Кривая 2 (рис. 3) является аппроксимирующей зависимостью, уравнение которой имеет вид

$$\frac{d_{п1}}{d_{п2}} = \frac{0{,}933}{\left(\frac{D_{п2}}{D_{п1}}\right)^{0{,}925}}. \qquad (24)$$

Уравнение (24) определяет значение параметра $\frac{d_{п1}}{d_{п2}}$, при котором реализуется локальный минимум функции f_{min} при заданном значении параметра $\frac{D_{п2}}{D_{п1}}$. Расчет показал, что f_{min} реализуется при $\frac{n_{п2}}{n_{п1}} = 1$.

Глобальный минимум $(f_{min})_{min} = 0{,}119$ (см. рис. 4) реализуется при значении параметра $\frac{D_{п2}}{D_{п1}} = 0{,}089$, которое конструктивно не может быть реализовано. Следовательно, соотношение $\frac{D_{п2}}{D_{п1}}$ нужно выбирать с учетом требований к компоновке сцепления, а соотношение $\frac{d_{п1}}{d_{п2}}$ – либо при помощи графика, приведенного на рис. 3, либо с помощью зависимости (24).

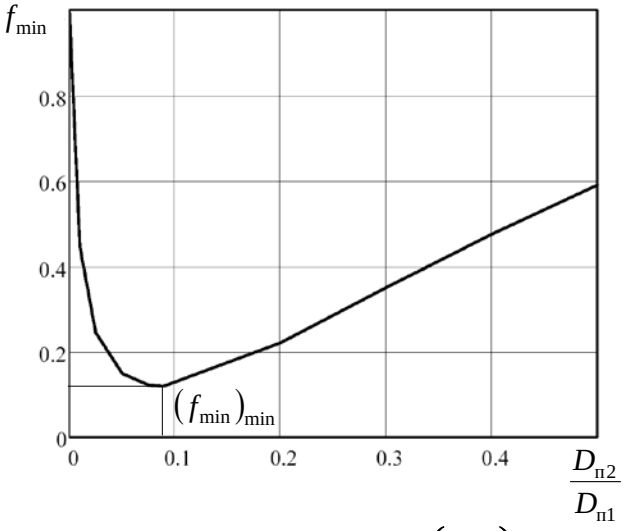


Рис. 4. Зависимость $f_{min} = \left(\frac{D_{п2}}{D_{п1}}\right)$.

Проведем оценку повышения стабильности значений коэффициента запаса муфты сцепления при износе фрикционных поверхностей за счет применения двойных периферийных винтовых нажимных пружин взамен одинарных.

В качестве примера рассмотрим муфту сцепления трактора класса 6кН, имеющую следующие параметры:

- число периферийно расположенных одинарных пружин $i_{пр} = 9$;
- наружный диаметр пружины D_1 = 23 мм;
- диаметр проволоки d = 3,5 мм;
- число рабочих витков пружины n = 8;
- полное число витков пружины n_1 = 10;
- жесткость одной одинарной нажимной пружины $C_{пр} = 24{,}823 \ \frac{Н}{мм}$;
- сила одной пружины при предварительной деформации F_1 = 374 Н;
- суммарное усилие предварительного сжатия $N_0 = F_1 \cdot i_{пр}$ = 3366 Н;
- длина пружины l_0 = 60 мм;
- длина пружины при предварительной деформации l_1 = 46,35 мм;
- дополнительная деформация пружин при выключении сцепления $s_2 - s_1 = 1{,}5^{+0{,}3}$ мм;
- средний радиус трения фрикционных поверхностей сцепления $\overline{R} = 0{,}112$ м;
- число поверхностей трения (для однодискового сцепления) z = 2;
- коэффициент трения фрикционных поверхностей μ = 0,3;
- максимальный эффективный крутящий момент двигателя $M_{e\,max}$ = 97,61 Нм.

Коэффициент запаса муфты сцепления может быть определен по следующей формуле [1]:

$$\beta_{сц} = \frac{N \cdot \mu \cdot \overline{R} \cdot z}{M_{e\max}}. \quad (25)$$

Нажимное усилие N можно представить в виде

$$N = N_0 + \Delta N(X), \quad (26)$$

где $\Delta N(X)$ – уменьшение начального нажимного усилия N_0 в процессе эксплуатации, обусловленное износом фрикционных поверхностей.

При установке одинарных нажимных пружин

$$\Delta N(X) = -i_{пр} C_{пр} X. \quad (27)$$

При установке двойных нажимных пружин

$$\Delta N(X) = -i_{пр}\left(C_{пр1} + C_{пр2}\right)X. \quad (28)$$

Выражение (25) с учетом (26) и (27) для одинарных пружин примет вид

$$\beta_{сц} = \frac{\left(N_0 - i_{пр} C_{пр} X\right)\cdot \mu \cdot \overline{R} \cdot z}{M_{e\max}}. \quad (29)$$

Выражение (25) с учетом (26) и (28) для двойных пружин примет вид

$$\beta_{сц} = \frac{\left(N_0 - i_{пр}\left(C_{пр1} + C_{пр2}\right)X\right)\cdot \mu \cdot \overline{R} \cdot z}{M_{e\max}}. \quad (30)$$

При замене одинарных пружин двойными необходимо выполнить следующее условие:

$$F_{\max} = F_{\max 1} + F_{\max 2}, \quad (31)$$

где $F_{\max 1}$, $F_{\max 2}$ – максимально допустимые по условию прочности на кручение усилия пружин, составляющих двойную пружину, $F_{\max 1} = F_{3п1}$, $F_{\max 2} = F_{3п2}$.

Выражение (31) с учетом уравнения (11) примет вид

$$\frac{\pi d^3}{8D}[\tau] = \frac{\pi d_{п1}^3}{8D_{п1}}[\tau_{п1}] + \frac{\pi d_{п2}^3}{8D_{п2}}[\tau_{п2}]. \quad (32)$$

Если $[\tau_1] = [\tau_2] = [\tau]$ и $D_{п1} = D$, то после преобразований выражение (32) примет вид

$$d = \sqrt[3]{D\left(\frac{d_{п1}^3}{D_{п1}} + \frac{d_{п2}^3}{D_{п2}}\right)} = d_{п1}\sqrt[3]{1 + \frac{d_{п2}^3}{d_{п1}^3}\cdot\frac{D_{п1}}{D_{п2}}}. \quad (33)$$

Из выражения (33) определим

$$d_{п1} = \frac{d}{\sqrt[3]{1 + \left(\frac{d_{п2}}{d_{п1}}\right)^3 \cdot \frac{D_{п1}}{D_{п2}}}}. \quad (34)$$

Исходя из конструктивных соображений, соотношение средних диаметров пружин $\frac{D_{п2}}{D_{п1}}$ примем равным 0,5, а $\frac{d_{п1}}{d_{п2}}$, соответственно, будет равно 1,771 (см. рис. 3).

Подставляя указанные соотношения в уравнение (34), получим $d_{п1}$ = 3,159 мм. Ближайшее стандартное значение диаметра поперечного сечения проволоки равно 3,0 мм, которое и примем для дальнейших расчетов.

$$D_{1п2} = 0{,}5\left(D_{1п1} - d_{п1}\right) + d_{п2}, \quad (35)$$

где $D_{1п2}$ – наружный диаметр меньшей пружины; $d_{п2}$ – диаметр поперечного сечения проволоки меньшей пружины, $d_{п2} = d_{п1}/1{,}771 = 1{,}694$ мм.

Ближайшее стандартное значение диаметра проволоки равно 1,8 мм, которое и примем для дальнейших расчетов. При D_1 = 23 мм и d = 3,5 мм $D_{п1} = D = D_1 - d$ = 19,5 мм, следовательно, при $d_{п1}$ = 30 мм $D_{1п1} = D_{п1} + d_{п1}$ = 22,5 мм. Примем $D_{1п1}$ = 22 мм и, учитывая это, определим $D_{1п2}$ = 11,3 мм. Ближайшее стандартное значение наружного диаметра пружины равно 12 мм.

В табл. 1 приведены параметры двойных пружин, предлагаемых для рассматриваемой муфты сцепления взамен одинарных.

Таблица 1.

Параметры двойных пружин, рассчитанные согласно с ГОСТ 13765-86.

Параметры	Пружины	
	№16, I класс, 3 разряд ГОСТ 13768-68	№357, II класс, 3 разряд ГОСТ 13770-68
Наружный диаметр	$D_{1п1}$ = 22 мм	$D_{1п2}$ = 12 мм
Диаметр проволоки	$d_{п1}$ = 3,0 мм	$d_{п2}$ = 1,8 мм
Средний диаметр	$D_{п1}$ = 19 мм	$D_{п2}$ = 10,2 мм
Максимальная деформация одного витка пружины	$s'_{3п1} = 2{,}156$ мм	$s'_{3п2} = 1{,}855$ мм
Сила пружины при максимальной деформации	$F_{3п1}$ = 250 Н	$F_{3п2}$ = 180 Н
Сила пружины при предварительной деформации	$F_{1п1} = \frac{F_{3п1}\cdot F_1}{F_{3п1} + F_{3п2}} = 217$ Н	$F_{1п2} = F_1 - F_{1п1} = 157$ Н
Длина пружины	$l_{0п1} = l_0$ = 60 мм	$l_{0п2}$ = 42 мм
Длина пружины при предварительной деформации	$l_{1п1} = l_1$ = 46,35 мм	$l_{1п2}$ = 27,14 мм
Число рабочих витков	$n_{п1} = \frac{l_{0п1} - d_{п1}}{s'_{3п1} - d_{п1}} = 11$	$n_{п2} = n_{п1} = 11$

Полное число витков	$n_{1п1} = 12{,}5$	$n_{1п2} = 12{,}5$
Число зашлифованных витков	$n_{3п1} = 1{,}5$	$n_{3п2} = 1{,}5$
Жесткость пружины	$C_{пр1} = 10{,}534$ Н/мм	$C_{пр2} = 8{,}824$ Н/мм
Сила пружины при рабочей деформации	$F_{2п1} = 236$ Н	$F_{2п2} = 172$ Н
Предварительная деформация пружины	$s_{1п1} = 20{,}64$ мм	$s_{1п2} = 14{,}86$ мм
Рабочая деформация пружины	$s_{2п1} = 22{,}44$ мм	$s_{2п2} = 16{,}37$ мм
Максимальная деформация пружины	$s_{3п1} = 23{,}73$ мм	$s_{3п2} = 20{,}40$ мм
Длина пружины при рабочей деформации	$l_{2п1} = 37{,}29$ мм	$l_{2п2} = 25{,}63$ мм
Длина пружины при максимальной деформации (при $n_{3пi} = n_{2пi}$)	$l_{3п1} = (n_{п1} + 1)d_{п1}$, $l_{3п1} = 36$ мм	$l_{3п2} = (n_{п2} + 1)d_{п2}$, $l_{3п2} = 21{,}6$ мм

На рис. 5 приведен пример исполнения двойной витой цилиндрической пружины с составляющими разной жесткости.

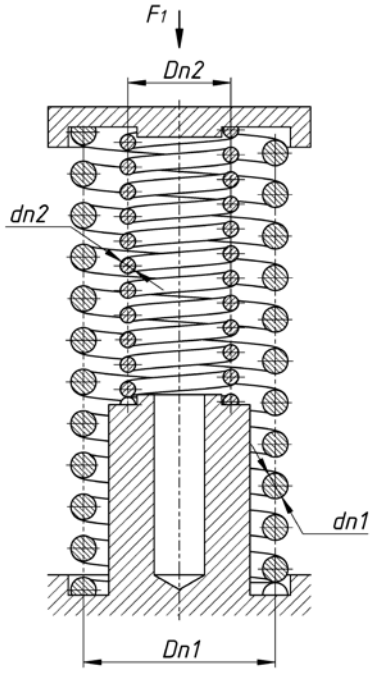


Рис. 5. Двойная винтовая цилиндрическая пружина с составляющими разной жесткости.

Для муфты сцепления с одинарными пружинами, после подстановки исходных данных в уравнение (29), получим

$$\beta_{сц} = 2{,}317 - 0{,}154X \,. \qquad (36)$$

Для муфты сцепления с двойными пружинами, после подстановки исходных данных в уравнение (30), получим

$$\beta_{сц} = 2{,}317 - 0{,}120X \,. \qquad (37)$$

В уравнениях (36) и (37) суммарный износ двух поверхностей трения X измеряется в мм. На рис. 6 приведены графики зависимостей $\beta_{сц}(X)$ для сцепления с одинарными и двойными пружинами. При X = 3,0 мм коэффициент запаса сцепления составляет:

- для муфты с одинарными пружинами $\beta_{сц}$ = 1,856;
- для муфты с двойными пружинами $\beta_{сц}$ = 1,957.

Следовательно, применение двойных пружин взамен одинарных в данном случае обеспечивает повышение коэффициента запаса муфты сцепления на 5,47% при максимальном износе фрикционных накладок на величину X_{max} = 3,0 мм.

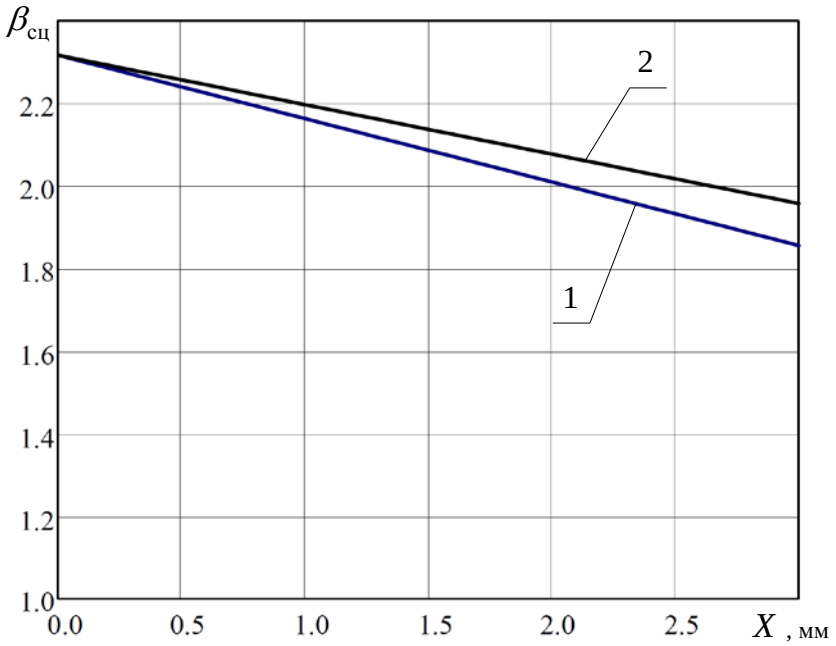


Рис. 6. Графики зависимостей $\beta_{сц}(X)$: 1 – одинарные пружины; 2 – двойные пружины.

Выводы.

1. Полученные зависимости позволяют определить рациональное соотношение между параметрами двойных пружин, обеспечивающими снижение их суммарной жесткости.

2. Снижение суммарной жесткости нажимных пружин позволяет повысить стабильность значений коэффициента запаса муфты сцепления при износе фрикционных поверхностей. На примере рассмотренной муфты сцепления трактора класса 6 кН показано, что замена одинарных нажимных пружин двойными при рациональном выборе их параметров позволяет повысить коэффициент запаса с 1,856 до 1,957 при суммарном износе двух поверхностей трения X_{max} = 3,0 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сцепления тракторных и тяговых машин / [И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др.] ; под ред. Ф. Р. Геккера и др. – М. : Машиностроение, 1989. – 344 с.
2. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
3. Дарков А. В. Сопротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шапиро. – М. : Высшая школа, 1969. – 734 с.

УДК 629.114

Подригало М. А., Холодов М. П., Воронова Е. М.

ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА С ДВУХОСНЫМ ПРИЦЕПОМ БЕЗ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС

Ґрунтуючись на своїх раніше проведених дослідженнях, автори отримали математичну модель процесу гальмування тракторного поїзда (у складі колісного трактора і двовісного причепа) без блокування коліс. Визначено умови одночасного доведення до грані блокування коліс трактора, причепа і тракторного поїзда, в цілому.

Ключові слова: *тракторний поїзд, динаміка, гальмування, причіп, трактор.*

Основываясь на своих ранее проведенных исследованиях, авторы получили математическую модель процесса торможения тракторного поезда (в составе колесного трактора и двухосного прицепа) без блокирования колес. Определены условия одновременного доведения до грани блокирования колес трактора, прицепа и тракторного поезда, в целом.

Ключевые слова: *тракторный поезд, динамика, торможение, прицеп, трактор.*

Based on our previous studies, the authors obtained a mathematical model of the braking process of the tractor train (consisting of a wheel tractor and axle trailer), without blocking the wheels. The conditions at the same time bringing to the verge of locking the wheels of the tractor, trailer and tractor train as a whole.

Key words: *tractor train, dynamics, braking, trailer, tractor.*

Постановка проблем. Тракторные поезда являются основным транспортным средством в сельскохозяйственном производстве. Тормозные свойства тракторных поездов оказывают значительное влияние на безопасность движения, особенно на дорогах общего пользования при движении с автомобилями в одном транспортном потоке.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию динамики торможения тракторных поездов посвящено значительное количество монографий, статей и диссертаций. В частности, динамика торможения тракторных поездов изучалась в работах [1–11], а автомобильных поездов – в работах [8; 12–17]. При определенных конструктивных различиях обоих объектов исследования динамика торможения как автомобильных, так и тракторных поездов может быть описана идентичными уравнениями. Поэтому многие результаты исследований, полученные для автомобильных поездов, используются для совершенствования тормозных свойств тракторных поездов.

Наиболее существенным показателем, определяющим тормозные свойства автомобильных и тракторных поездов, является распределение тормозных сил между тягачом и прицеп, различными осями тягача и прицепа. Рациональный выбор указанного распределения обеспечивает как эффективность торможения, так и курсовую устойчивость (устойчивость против складывания) тракторного (автомобильного) поезда.

Исследованию этого вопроса посвящены работы А. П. Парфенова [1; 11], Х. В. Совуля [5], Камила Абдула Хусейна [7], А. С. Брыкова [2], И. М. Бендаса [12; 17]. Однако в указанных работах при составлении математических моделей процесса торможения тракторных и автомобильных поездов допущена неточность, состоящая в том, что тормозные силы на незаблокированных колесах прикладывались к колесам в пятне контакта. Полученные ранее авторами настоящей

статьи результаты [18; 19] показали, что к незаблокированным колесам автомобиля или трактора тормозные силы необходимо прикладывать на их осях.

Целью статьи является определение условий торможения тракторного поезда в составе трактора и двухосного прицепа на грани блокирования всех колес.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить уравнения кинетостатического равновесия тракторного поезда, трактора и прицепа;
- определить реакции опор;
- определить условия одновременного доведения до грани блокирования всех колес трактора, прицепа и тракторного поезда.

Изложение основного материала.

Уравнения кинетостатического равновесия звеньев тракторного поезда. На рис. 1 показана расчетная схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами. Для определения усилия в сцепке ($P_{кр}$) необходимо рассмотреть кинетостатическое равновесие трактора и прицепа в отдельности (рис. 2).

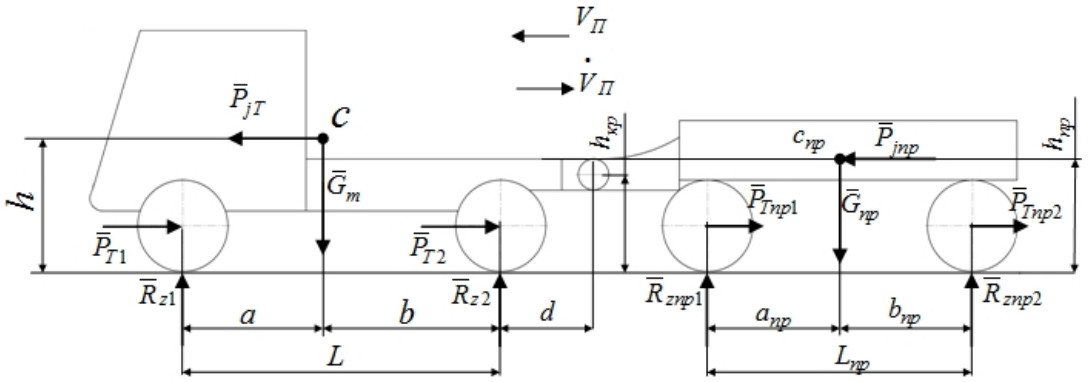


Рис. 1. Схема сил, действующих на тракторный поезд при торможении с незаблокированными колесами.

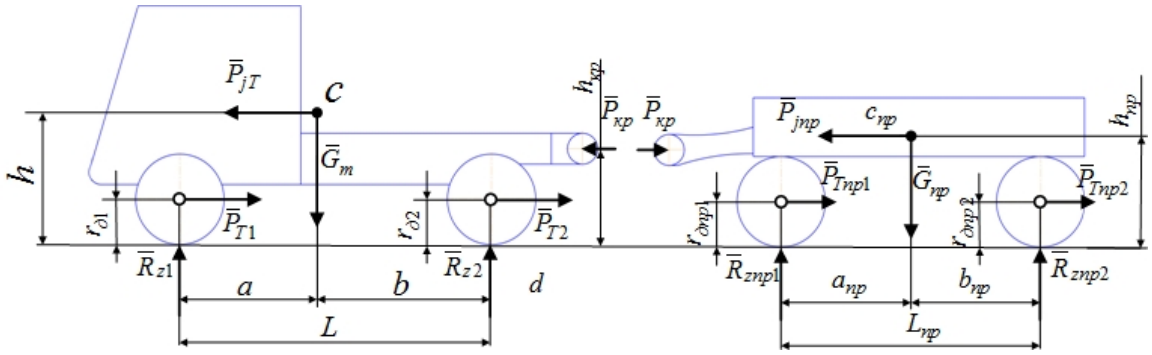


Рис. 2. Схема сил, действующих на звенья тракторного поезда при торможении без блокирования колес: а – трактора; б – двухосного прицепа.

Условия кинетостатического равновесия трактора в продольной плоскости

$$\sum M_{O1} = P_{jT}(h - r_{д1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{д2} - r_{д1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{д1}) = 0; \quad (1)$$

$$\sum M_{O2} = P_{jT}(h - r_{д2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L + P_{T1}(r_{д2} - r_{д1}) + P_{кр}(h_{кр} - r_{д2}) = 0, \quad (2)$$

где P_{jT} – сила инерции трактора,

$$P_{jT} = -\frac{G_T}{g}\dot{V}_П = -\frac{G_T}{G_T / G_{пр}}P_{ТП} = -\frac{1}{1 + G_{пр} / G_T}P_{ТП}, \quad (3)$$

где $P_{ТП}$ – общая тормозная сила тракторного поезда,

$$P_{ТП} = P_{T1} + P_{T2} + P_{Tпр1} + P_{Tпр2}, \quad (4)$$

где $P_{T1}, P_{T2}, P_{Tпр1}, P_{Tпр2}$ – тормозные силы на передней, задней осях трактора, передней и задней осях прицепа, соответственно;

G_T, $G_{пр}$ – общий вес трактора и прицепа, соответственно;

$V_П$ – линейное ускорение тракторного поезда;

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

h – высота центра масс трактора;

R_{z1}, R_{z2} – суммарные нормальные реакции на передней и задней осях трактора;

$r_{д1}, r_{д2}$ – динамические радиусы передних и задних колес трактора, соответственно;

L – продольная колесная база трактора;

$h_{кр}$ – высота соединительного шарнира звеньев тракторного поезда.

Условия кинетостатичекого равновесия прицепа в продольной плоскости:

$$\sum M_{Onp1} = P_{jnp}(h_{np} - r_{\partial np1}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp2} L_{np} - P_{Tnp2}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np1}) = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_{Onp2} = P_{jnp}(h_{np} - r_{\partial np2}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{znp1} L_{np} + P_{Tnp1}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np2}) = 0, \quad (6)$$

где P_{jnp} – сила инерции прицепа,

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g}\dot{V}_{\Pi} = -\frac{G_{np}}{G_T + G_{np}} P_{T\Pi} = -\frac{1}{1 + G_T / G_{np}} P_{T\Pi}, \quad (7)$$

a_{np}, b_{np} – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс прицепа на горизонтальную плоскость;

h_{np} – высота центра масс прицепа;

L_{np} – продольная колесная база прицепа;

R_{znp1}, R_{znp2} – суммарные нормальные реакции дороги на передней и задней осях прицепа;

$r_{\partial np1}, r_{\partial np2}$ – динамические радиусы передних и задних колес прицепа соответственно.

Выражения (1), (2), (5), (6) с учетом (3), (4) и (7) примут следующий вид:

$$\begin{cases} \dfrac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_{np} / G_T}(h - r_{\partial 1}) - G_T \cdot a + R_{z2} \cdot L - P_{T2}(r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial 1}) = 0; & (8) \\ \dfrac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_{np} / G_T}(h - r_{\partial 2}) + G_T \cdot b - R_{z1} \cdot L - P_{T1}(r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial 2}) = 0; & (9) \\ \dfrac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_T / G_{np}}(h_{np} - r_{\partial np1}) - G_{np} \cdot a_{np} + R_{znp2} L_{np} - P_{Tnp2}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np1}) = 0; & (10) \\ \dfrac{P_{T1} + P_{T2} + P_{Tnp1} + P_{Tnp2}}{1 + G_T / G_{np}}(h_{np} - r_{\partial np2}) + G_{np} \cdot b_{np} - R_{znp1} L_{np} + P_{Tnp1}(r_{\partial np2} - r_{\partial np1}) - P_{kp}(h_{kp} - r_{\partial np2}) = 0. & (11) \end{cases}$$

Определение реакций опор. В уравнениях (8)–(11) введем следующие обозначения: коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю ось трактора:

$$\beta_1 = \frac{P_{T1}}{P_{T\Pi}}; \quad (12)$$

коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на заднюю ось трактора:

$$\beta_2 = \frac{P_{T2}}{P_{T\Pi}}; \quad (13)$$

коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на переднюю ось прицепа:

$$\beta_{np1} = \frac{P_{Tnp1}}{P_{T\Pi}}; \quad (14)$$

коэффициент распределения общей тормозной силы тракторного поезда на заднюю ось прицепа:

$$\beta_{np2} = \frac{P_{Tnp2}}{P_{T\Pi}}. \quad (15)$$

Очевидно, что

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np1} + \beta_{np2} = 1, \quad (16)$$

а также

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_T; \quad (17)$$

$$\beta_{np1} + \beta_{np2} = \beta_{np}, \quad (18)$$

где β_{np}, β_T – коэффициенты распределения общей тормозной силы тракторного поезда на тормоза трактора и прицепа, соответственно.

Из уравнений (8) и (11), с учетом соотношений (16)–(18), определим

$$P_{kp} = \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{np} / G_T}\right); \quad (19)$$

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L} + P_{T\Pi}\left(\frac{\dfrac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}\right); \quad (20)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L} - P_{T\Pi}\left(\frac{\dfrac{h - h_{kp}}{L}}{1 + G_{np} / G_T} + \beta_1 \frac{h_{kp} - r_{\partial 1}}{L} + \beta_2 \frac{h_{kp} - r_{\partial 2}}{L}\right); \quad (21)$$

$$R_{znp1} = G_{np} \frac{b_{np}}{L_{np}} + P_{T\Pi}\left(\frac{\dfrac{h_{np} - h_{kp}}{L_{np}}}{1 + G_T / G_{np}} + \beta_{np1} \frac{h_{kp} - r_{\partial np1}}{L_{np}} + \beta_{np2} \frac{h_{kp} - r_{\partial np2}}{L_{np}}\right); \quad (22)$$

$$R_{zпр2} = G_{пр}\frac{a_{пр}}{L_{пр}} - P_{ТП}\left(\frac{\dfrac{h_{пр}-h_{кр}}{L_{пр}}}{1+G_T/G_{пр}} + \beta_{пр1}\frac{h_{кр}-r_{дпр1}}{L_{пр}} + \beta_{пр2}\frac{h_{кр}-r_{дпр2}}{L_{пр}}\right). \quad (23)$$

Определение условий одновременного доведения колес до грани блокирования. Одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес трактора будет происходить при выполнении следующих условий:

$$\begin{cases} P_{T1} = \beta_1 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z1}; & (24) \\ P_{T2} = \beta_2 \cdot P_{ТП} = \varphi R_{z2}, & (25) \end{cases}$$

где φ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Подставляя уравнение (20) в (24), а уравнение (21) в (25), получим после преобразований, соответственно:

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\dfrac{b}{L}}{\beta_1\left(1-\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{д1}}{L}\right) - \varphi\left(\dfrac{\dfrac{h-h_{кр}}{L}}{1+G_{пр}/G_T} + \beta_2\dfrac{h_{кр}-r_{д2}}{L}\right)}; \quad (26)$$

$$P_{ТП} = \varphi G_T \frac{\dfrac{a}{L}}{\beta_2\left(1+\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{д2}}{L}\right) + \varphi\left(\dfrac{\dfrac{h-h_{кр}}{L}}{1+G_{пр}/G_T} + \beta_1\dfrac{h_{кр}-r_{д1}}{L}\right)}. \quad (27)$$

Уравнение (26) выражает условие доведения до грани блокирования передних колес, а уравнение (27) – условие блокирования задних колес трактора.

Приравнивая правые части уравнений (26) и (27) между собой, определим значение коэффициента сцепления φ_0 колес с дорогой, при котором происходит одновременное доведение до грани блокирования всех колес трактора.

В результате получим

$$\varphi_0 = \frac{\dfrac{a}{L}\beta_1 - \dfrac{b}{L}\beta_2}{\beta_1\dfrac{h_{кр}-r_{д1}}{L} + \beta_2\dfrac{h_{кр}-r_{д2}}{L} + \dfrac{h-h_{кр}}{L\left(1+G_{пр}/G_T\right)}}. \quad (28)$$

При $\varphi < \varphi_0$ первыми будут доведены до грани блокирования передние колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ – задние колеса трактора.

Очевидно, что $\varphi_0 = 0$ при выполнении следующего условия:

$$\frac{a}{L}\beta_1 = \frac{b}{L}\beta_2. \quad (29)$$

Учитывая, что

$$\frac{a}{L} = 1 - \frac{b}{L}, \quad (30)$$

$$\beta_2 = \beta_T - \beta_1, \quad (31)$$

окончательно получим из равенства (29)

$$\frac{\beta_1}{\beta_T} = \frac{b}{L}. \quad (32)$$

Одновременное доведение до грани блокирования всех колес прицепа будет происходить при

$$\begin{cases} P_{Tпр1} = \beta_{пр1} \cdot P_{ТП} = \varphi R_{zпр1}; & (33) \\ P_{Tпр2} = \beta_{пр2} \cdot P_{ТП} = \varphi R_{zпр2}. & (34) \end{cases}$$

Подставляя уравнение (22) в (33), а уравнение (23) в (34), получим

$$P_T = \varphi G_{пр} \frac{\dfrac{b_{пр}}{L_{пр}}}{\beta_{пр1}\left(1-\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{дпр1}}{L_{пр}}\right) - \beta_{пр2}\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{дпр2}}{L_{пр}} - \varphi\dfrac{h_{пр}-h_{кр}}{L_{пр}\left(1+G_T/G_{пр}\right)}}; \quad (35)$$

$$P_T = \varphi G_{пр} \frac{\dfrac{a_{пр}}{L_{пр}}}{\beta_{пр2}\left(1+\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{дпр2}}{L_{пр}}\right) + \beta_{пр1}\varphi\dfrac{h_{кр}-r_{дпр1}}{L_{пр}} + \varphi\dfrac{h_{пр}-h_{кр}}{L_{пр}\left(1+G_T/G_{пр}\right)}}. \quad (36)$$

Уравнение (35) определяет условие доведения до грани блокирования передних колес прицепа, а уравнение (36) – задних. Одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес прицепа возможно при некотором коэффициенте $\varphi_0^{'}$ сцепления колес с дорогой. Определить этот коэффициент возможно из условия равенства правых частей уравнений (35) и (36):

$$\varphi_0^{'} = \frac{\frac{a_{пр}}{L_{пр}}\beta_{пр1} - \frac{b_{пр}}{L_{пр}}\beta_{пр2}}{\beta_{пр1}\frac{h_{кр} - r_{дпр1}}{L_{пр}} + \beta_{пр2}\frac{h_{кр} - r_{дпр2}}{L_{пр}} + \frac{h_{пр} - h_{кр}}{L_{пр}\left(1 + G_T / G_{пр}\right)}}. \quad (37)$$

Очевидно, что $\varphi_0^{'} = 0$ при

$$\frac{a_{пр}}{b_{пр}} = \frac{\beta_{пр2}}{\beta_{пр1}}. \quad (38)$$

Одновременное доведение до грани блокирования всех колес тракторного поезда возможно при $\varphi_0 = \varphi_0^{'}$. Указанное условие получим, приравняв правые части уравнений (28) и (37):

$$\frac{\frac{a}{L}\beta_1 - \frac{b}{L}\beta_2}{\beta_1\frac{h_{кр} - r_{д1}}{L} + \beta_2\frac{h_{кр} - r_{д2}}{L} + \frac{h - h_{кр}}{L\left(1 + G_T / G_{пр}\right)}} =$$

$$= \frac{\frac{a_{пр}}{L_{пр}}\beta_{пр1} - \frac{b_{пр}}{L_{пр}}\beta_{пр2}}{\beta_{пр1}\frac{h_{кр} - r_{дпр1}}{L_{пр}} + \beta_{пр2}\frac{h_{кр} - r_{дпр2}}{L_{пр}} + \frac{h_{пр} - h_{кр}}{L_{пр}\left(1 + G_T / G_{пр}\right)}}. \quad (39)$$

Подбором параметров $\beta_1, \beta_2, \beta_{пр1}, \beta_{пр2}$ можно обеспечить одновременное доведение до грани блокирования всех колес тракторного поезда при заданно коэффициенте сцепления колес с дорогой $\varphi = \varphi_0 = \varphi_0^{'}$.

Выводы.

1. В результате проведенного исследования получены аналитические выражения, позволяющие определить нормальные реакции дороги на осях при торможении тракторного поезда без блокирования колес.

2. Полученные аналитические выражения позволили определить условия одновременного доведения до грани блокирования колес трактора, прицепа и тракторного поезда в целом.

3. Полученные результаты позволят в дальнейшем проводить оценку влияния распределения общей тормозной силы между осями на показатели эффективности торможения и курсовой устойчивости тракторного поезда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование работы тракторного поезда в сельскохозяйственном производстве : [сб. науч. трудов]. – М. : ОНТИ НАТИ, 1993. – № 175. – 128 с.
2. Брыков А. С. Обоснования требований к тормозной системе транспортного поезда / А. С. Брыков, Н. А. Свичинский // Исследование работы и оптимизация параметров тракторных трансмиссий : [сб. науч. трудов. НАТИ]. – М. : ОНТИ НАТИ, 1977. – № 254. – С. 59–68.
3. Коряк О. О. Удосконалення гальмівного управління тракторного поїзда на базі колісного трактора малого класу : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О. О. Коряк. – Харків, 1999. – 20 с.
4. Жуковский Ю. М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Ю. М. Жуковский. – Минск, 1980. – 24 с.
5. Совуль Х. В. Исследование тормозных качеств тракторного поезда в составе трактора 14 кН и прицепа в зависимости от схемы тормозного привода прицепа : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Х. В. Совуль. – Минск, 1980. – 18 с.
6. Гуськов А. В. Устойчивость движения транспортного агрегата на базе мобильного энергетического средства в процессе торможения : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / А. В. Гуськов. – Минск, 1993. – 21 с.
7. Камил Абдул Хусейн. Динамика торможения колесного трактора класса 1.4 в агрегате с полуприцепом : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Камил Абдул Хусейн. – Минск, 1994. – 20 с.
8. Ходырев С. Я. Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозных систем с пневматическим приводом : автореф. дис. на соис-

кание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / С. Я. Ходырев. – Харьков, 1985. – 26 с.

9. Волков В. П. Сравнительная оценка устойчивости тракторного поезда в процессе торможения / В. П. Волков, М. А. Подригало, А. А. Коряк // Автомобильный транспорт. – 1998. – № 1. – С. 8–12.
10. Шепеленко И. Г. Динамика трехзвенного тракторного поезда в процессе торможения : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / И. Г. Шепеленко. – Харьков, 1981. – 183 с.
11. Парфенов А. П. Некоторые вопросы динамики торможения тракторных поездов : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.195 «Автомобили и тракторы» / А. П. Парфенов. – М., 1964. – 20 с.
12. Бендас И. М. Исследование динамики торможения автомобильного поезда : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.195 «Автомобили и тракторы» / И. М. Бендас. – Харьков, 1970. – 24 с.
13. Об устойчивости движения прицепного автопоезда при торможении / [Б. Б. Генбом, В. А. Демьянюк, А. Б. Разумов и др.] // Автомобильная промышленность. – 1977. – № 3. – С. 22–25.
14. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В. Г. Розанов. – М. : Машиностроение, 1964. – 243 с.
15. Топалиди В. А. Повышение тормозных свойств многозвенных автопоездов / В. А. Топалиди // Автомобильный транспорт. – 2000. – № 4. – С. 10–13.
16. Туренко А. Н. Анализ требований, предъявляемых к торможению тягача с прицепом (полуприцепом) // А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов // Автомобильный транспорт. – 1999. – № 3. – С. 5–8.
17. Бендас И. М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного проезда / И. М. Бендас // Автомобильный транспорт. – 1970. – № 7. – С. 62–69.
18. Подригало М. А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила»/ М. А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 1. – С. 25–26.
19. Подригало М. А. Влияние блокировки колес на эффективность торможения колесных тракторов классической компоновки / М. А. Подригало, Б. В. Савченков, М. П. Холодов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2011. – Вип. 107. – С. 22–30.

УДК 629.017

Клец Д. М.

ПОСТРОЕНИЕ В SIMULINK ОБЛАСТЕЙ УПРАВЛЯЕМОГО И УСТОЙЧИВОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ЕЕ ДИНАМИЧНОСТИ

Запропоновано метод побудови областей керованого і сталого руху колісних машин з урахуванням їх динамічності. Автоматизована побудова за допомогою інтерактивного інструменту Simulink пропонованих областей може бути використана при оцінці експлуатаційних властивостей, експертизі дорожньо-транспортних пригод, а також проектуванні нових колісних машин.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, керованість, динамічність, функціональна стабільність.*

Предложен метод построения областей управляемого и устойчивого движения колесных машин с учетом их динамичности. Автоматизированное построение с помощью интерактивного инструмента Simulink предлагаемых областей может быть использовано при оценке эксплуатационных свойств, экспертизе дорожно-транспортных происшествий, а также проектировании новых колесных машин.

Ключевые слова: *автомобиль, устойчивость, управляемость, динамичность, функциональная стабильность.*

A method of controlled and stable vehicle motion areas building taking into account its dynamics is offered. Automated building of proposed areas with an interactive tool Simulink can be used during estimation the performance characteristics, examination of traffic accidents, as well as the design of new vehicles.

Key words: *automobile, stability, handling, dynamics, function stability.*

Постановка проблемы. При оценке эксплуатационных свойств, экспертизе дорожно-транспортных происшествий, а также проектировании новых колесных машин возникает необходимость определения и прогнозирования функциональной стабильности показателей их маневренности. Маневренность является одним из наиболее важных эксплуатационных свойств колесных машин. Управляемость является одним из наиболее важных свойств маневренности и характеризует способность колесной машины адекватно реагировать на управляющее воздействие. Устойчивость влияет на безопасность движения и производительность колесных машин. Динамические свойства характеризуют способность автомобилей двигаться в различных

дорожных условиях под действием приложенных сил, а также изменять параметры и траекторию своего движения. Автоматизированную оценку функциональной стабильности указанных показателей удобно выполнять с помощью интерактивного инструмента Simulink пакета MATLAB.

Анализ последних исследований и публикаций. Вопросам исследования устойчивости, управляемости и динамичности колесных машин посвящены работы значительного числа отечественных и зарубежных авторов [1–9].

В работе [3] утверждается, что управляемое криволинейное движение отличается от неуправляемого степенью определенности, т. е. степенью соответствия формы траектории движения машины управляющим воздействиям водителя. Неуправляемое движение (возмущённое движение) вызывается разного рода возмущениями (порывом ветра, поперечным уклоном дороги, неровностями дороги или вынужденными причинами [3]).

Динамические свойства автомобиля проявляются в его реакции на управляющее воздействие [6]. В указанной работе [6] предложено в качестве критерия управляемости использовать величину ускорения (линейного или углового) автомобиля, возникающего при создании управляющего воздействия.

В работе [10] приводятся результаты исследования транспортных потоков в черте города Мельбурна, а также в его деловом центре, как для утренних часов «пик», так и для часов менее интенсивного движения для определения требований к мощностным параметрам городских автомобилей. Результаты указанного анализа показали [10], что для всех участков рассматриваемых маршрутов средняя реализуемая мощность не превышала 15% от максимальной мощности, а при движении в зоне делового центра города – 2% от максимальной мощности. Применительно к городским условиям оказалось, что даже наличие 1/3 от максимально реализуемой мощности позволяет автомобилю в 99% случаев удовлетворять требованиям транспортного потока, а при наличии у него 2/3 от максимальной реализуемой мощности он отвечает требованиям потока в 99,9% случаев. При движении на магистральных участках дорог при повышенных скоростях возможное снижение фактической мощности против максимально реализуемой меньше, чем на городских улицах, но и в этом случае оно составляет до 33% мощности при удовлетворении требованиям потока в 99% случаев и до 15% от максимальной мощности при удовлетворении требованиям потока в 99,9% случаев [10].

Однако в известных исследованиях не приведена взаимосвязь между критериями маневренности колесных машин, что затрудняет моделирование их динамики и оптимизацию соотношения указанных показателей.

Целью статьи является разработка метода автоматизированной оценки показателей маневренности колесных машин с использованием ЭВМ. Для достижения указанной цели необходимо исследовать области управляемого и устойчивого движения колесных машин с учетом их динамичности в пакете MATLAB (Simulink).

Изложение основного материала. В работе [7] приводятся зависимости для расчета коэффициентов устойчивости $K_{\text{уст}}$, управляемости $K_{упр}$ и динамичности $K_{\text{дин}}$ четырехколесной машины:

$$K_{\text{уст}} = \frac{b}{a}\cdot\sqrt{\frac{\varphi^2\cdot\left(m_{\text{а}}\cdot g\cdot\frac{a}{L}+R_k\cdot\frac{h-r_{\text{д}}}{L}\right)^2-\left(1-K_R\right)^2\cdot R_k{}^2}{\varphi^2\cdot\left(m_{\text{а}}\cdot g\cdot\frac{b}{L}-R_k\cdot\frac{h-r_{\text{д}}}{L}\right)-K_R{}^2\cdot R_k{}^2\cdot}}; \tag{1}$$

$$K_{\text{упр}} = \frac{a}{b}\cdot\frac{\frac{dV_{x_1}}{dt}\cdot\left(b^2+i_z^2+f\cdot h\cdot b\right)\cdot\text{tg}\overline{\alpha}+V_{x_1}^2\cdot\left(b+f\cdot h\right)\cdot\text{tg}\overline{\alpha}+V_{x_1}\cdot\frac{b^2+i_z^2+f\cdot h\cdot b}{\cos^2\overline{\alpha}}\cdot\frac{d\alpha}{dt}}{\frac{dV_{x_1}}{dt}\cdot\left(a\cdot b-i_z^2-f\cdot h\cdot b\right)\cdot\text{tg}\overline{\alpha}+V_{x_1}^2\cdot\left(a-f\cdot h\right)\cdot\text{tg}\overline{\alpha}+V_{x_1}\cdot\frac{a\cdot b-i_z^2-f\cdot h\cdot b}{\cos^2\overline{\alpha}}\cdot\frac{d\alpha}{dt}}. \tag{2}$$

$$K_{\text{дин}} = \frac{N_e\cdot\eta_{\text{тр}}\cdot\left(1-S_x\right)}{m_{\text{а}}\cdot g\cdot V_{x_1}\cdot\left(f+\frac{k\cdot F}{m_{\text{а}}\cdot g}\cdot V_{x_1}^2\right)}. \tag{3}$$

где K_R – коэффициент распределения касательных реакций;

$m_{\text{а}}$ – масса автомобиля;

N_e – эффективная мощность двигателя;

$\eta_{\text{тр}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии;

S_x – относительное буксование ведущих колес;

R_k – суммарная касательная реакция на колесах;

$k{\cdot}F$ – фактор обтекаемости;

a, b – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальной плоскости до передней и задней оси автомобиля;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

g – ускорение свободного падения;

$\dot{V}$ – линейное ускорение автомобиля;
L – колесная база автомобиля;
h – высота центра масс автомобиля;
$r_д$ – динамический радиус колеса;
V_{x_1} – линейная скорость автомобиля;
i_z – радиус инерции относительно вертикальной оси;
f – коэффициент сопротивления качению;
$\overline{\alpha}$ – средний угол поворота направляющих колес.

При оценке управляемости условного автомобиля предположим, что он совершает равноускоренное движение на повороте с начальной скоростью V_0. Движение происходит на третьей передаче, время маневра составляет 25 с.

Эффективную мощность двигателя условного автомобиля определим с помощью тягового расчета и аппроксимируем ее зависимость от времени движения функцией вида

$$f(x) = a_1 \cdot \sin(b_1 \cdot x + c_1), \qquad (4)$$

где a_1, b_1, c_1 – постоянные коэффициенты для конкретного автомобиля при движении на конкретной передаче.

Рассмотрим движение условного автомобиля на третьей передаче в течение 25 с. Зависимость эффективной мощности от времени имеет вид

$$N_e(t) = 1000 \cdot (51{,}78 \cdot \sin(0{,}08342 \cdot t + 0{,}1238)). \qquad (5)$$

Значения критериев пригодности приближения приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Критерии пригодности приближения аппроксимированной зависимости.

Критерий	Значение критерия
SSE	8747
R-square	0,9916
Adjusted R-square	0,9916
RMSE	1,25

Представляет интерес исследование зависимостей $K_{упр} = f(K_{дин})$ и $K_{уст} = f(K_{дин})$ для автомобилей различного типа привода и различных дорожных условий. Построение зависимости показателей маневренности выполним с помощью приложения Simulink пакета MATLAB, используя указанную выше математическую модель.

Блок-схема модели Simulink для расчета областей устойчивого и управляемого движения колесных машин с учетом их динамичности состоит из основной системы и девяти подсистем расчета:

- момента инерции i_z;
- линейной скорости V_x;
- угла поворота колес α;
- эффективной мощности двигателя N_e;
- суммарной касательной реакции на колесах R_k;
- коэффициента динамичности $K_{дин}$ (см. рис. 1);
- коэффициента устойчивости $K_{уст}$ (см. рис. 2);
- коэффициента управляемости $K_{упр}$ (см. рис. 3).

Области управляемого и устойчивого движения колесной машины показаны на рис. 4. На рис. 4а приведены следующие обозначения: I – управляемое движение, разгон возможен ($K_{упр} \geq 1$; $K_{дин} \geq 1$); II – управляемое движение, разгон невозможен ($K_{упр} \geq 1$; $K_{дин} < 1$); III – неуправляемое движение, разгон невозможен ($K_{упр} < 1$; $K_{уст} < 1$); IV – неуправляемое движение, разгон возможен ($K_{упр} < 1$; $K_{дин} \geq 1$).

На рис. 4б приведены следующие обозначения: I – устойчивое движение, разгон возможен ($K_{уст} \geq 1$; $K_{дин} \geq 1$); II – устойчивое движение, разгон невозможен ($K_{уст} \geq 1$; $K_{дин} < 1$); III – неустойчивое движение, разгон невозможен ($K_{уст} < 1$; $K_{дин} < 1$); IV – неустойчивое движение, разгон возможен ($K_{уст} < 1$; $K_{дин} \geq 1$).

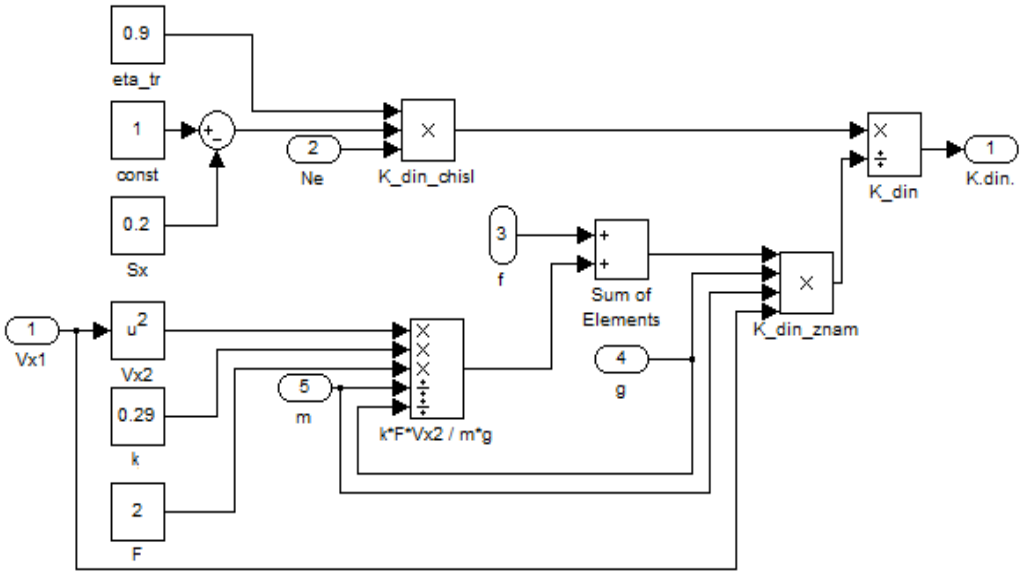


Рис. 1. Подсистема расчета коэффициента динамичности $K_{дин}$.

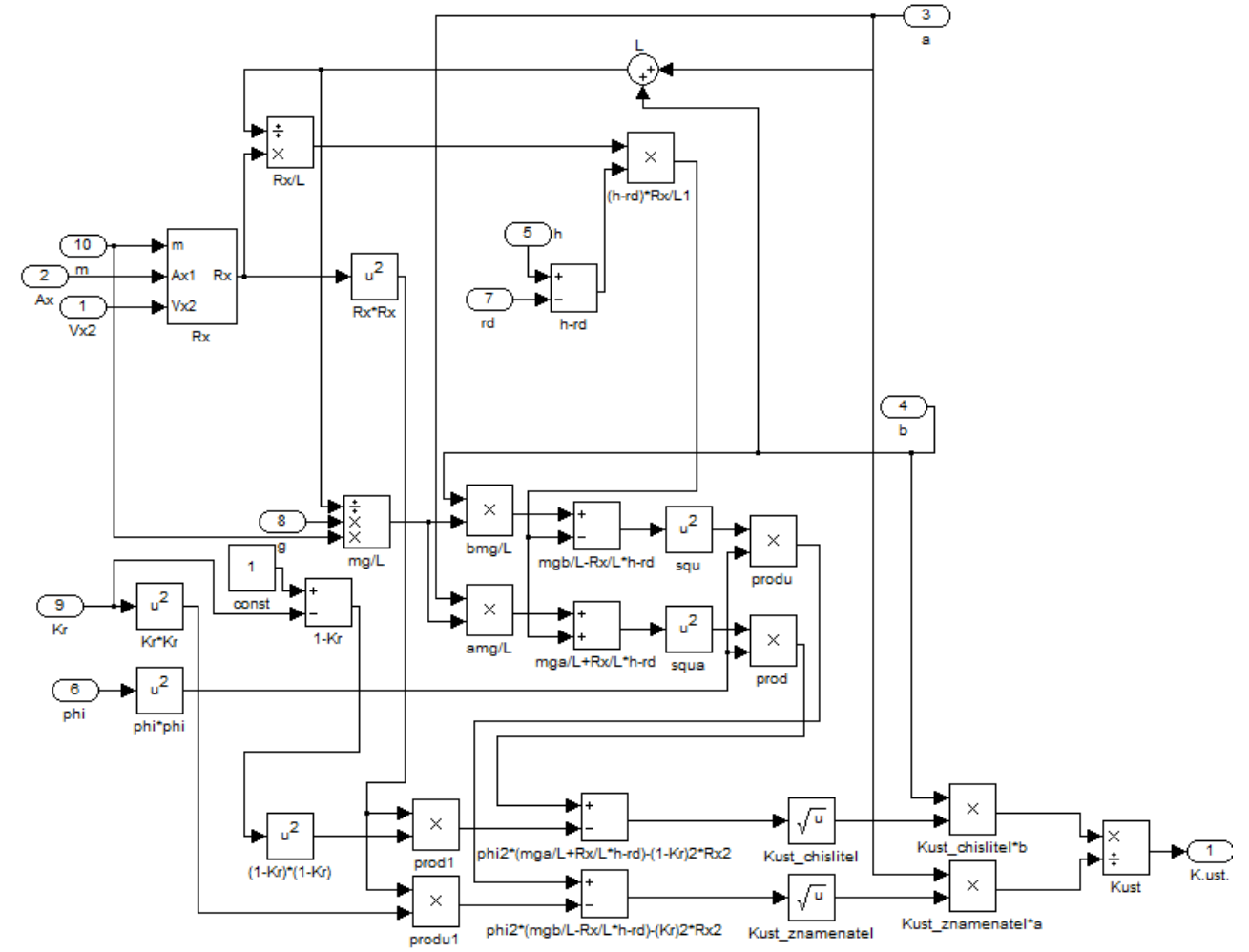


Рис. 2. Подсистема расчета коэффициента устойчивости $K_{уст}$.

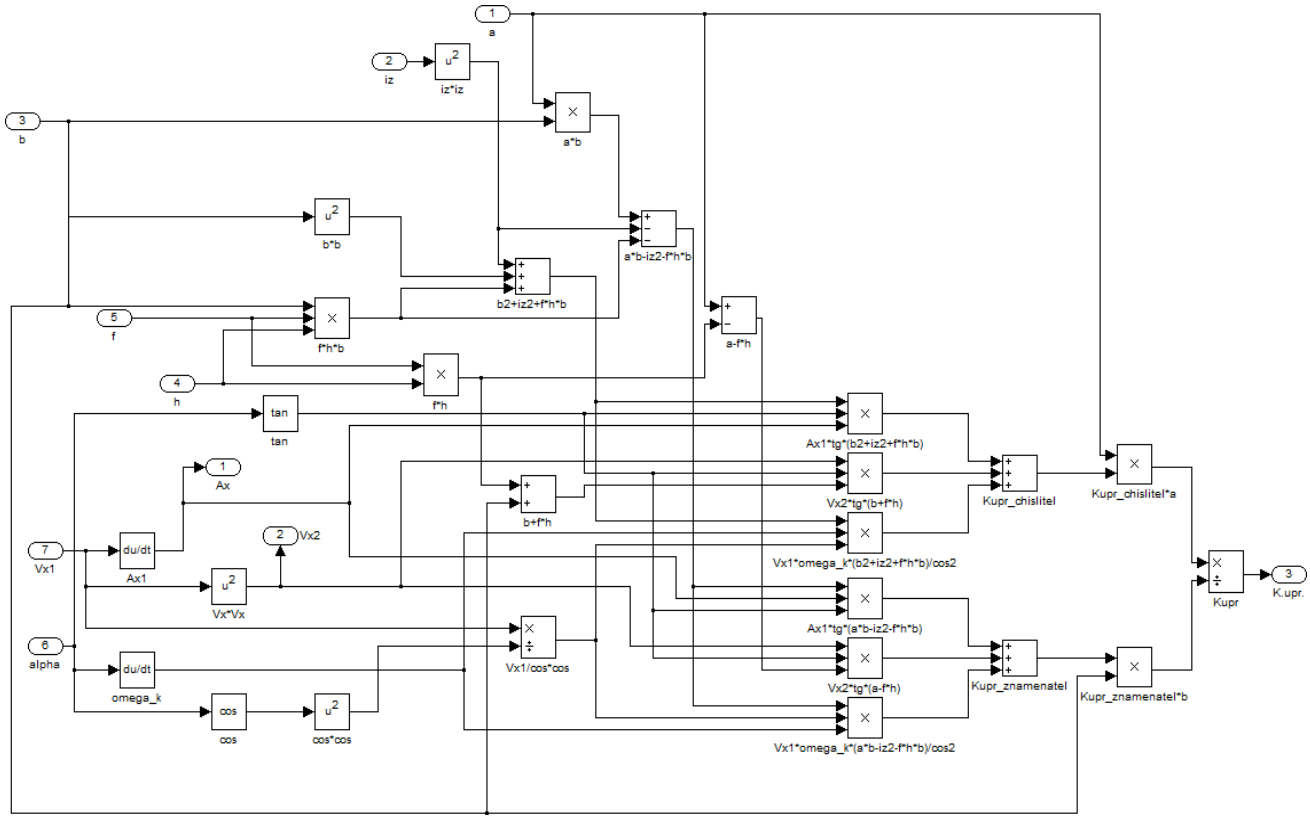
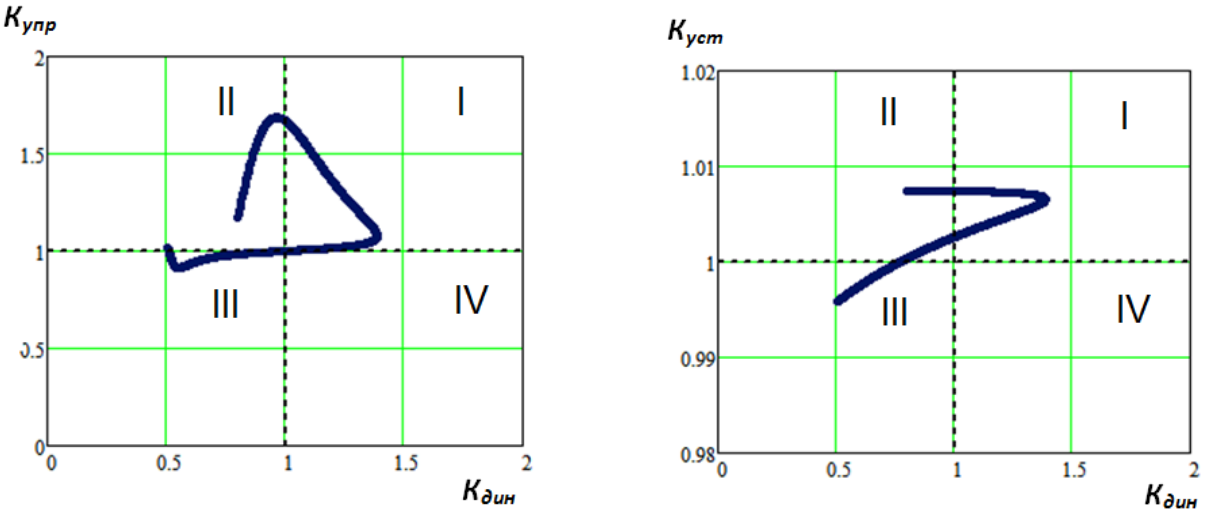


Рис. 3. Подсистема расчета коэффициента управляемости $K_{упр}$.



а) **б)**

Рис. 4. Области управляемого и устойчивого движения условной колесной машины с учетом ее динамичности.

Параметры условного автомобиля, принятые при расчете областей управляемого и устойчивого движения, приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Параметры условного автомобиля, принятые при расчете областей его управляемого и устойчивого движения с учетом динамичности.

Параметр	Значение
a, м	1,4
b, м	1,33
B, м	1,471
$\dot{V}_{x_1}$, м/с^2	1
f_0	0,013
h, м	0,546
$\eta_{тр}$	0,9
m, кг	1430
$k{\cdot}F$, Н·с^2/м^2	0,58
V_0, м/с	3,61
$r_д$, м	0,29
φ	0,8
α_{max}, ^{o}	11,25
S_x	0,2

Анализируя рис. 4а можно сделать вывод о том, что условный автомобиль, обладающий параметрами, заданными в табл. 2, движется в областях II-I-II-III-II при увеличении линейной скорости. При превышении исследуемым автомобилем скорости 15,61 м/с (56,2 км/ч) коэффициент динамичности принимает значения меньше единицы (область II), а при превышении скорости 20,1 м/с (72,36 км/ч) менее единицы становится и коэффициент управляемости (область III). Дальнейший выход автомобиля в область II связан с возвратом рулевого колеса в нейтральное положение ($\overline{\alpha}(t)=0$).

Анализ рис. 4б показывает, что исследуемый автомобиль движется в областях II-I-II-III при увеличении линейной скорости. При превышении исследуемым автомобилем скорости 15,61 м/с (56,2 км/ч) коэффициент динамичности принимает значения меньше единицы (область II), а при превышении скорости 24,1 м/с (86,76 км/ч), менее единицы становится и коэффициент устойчивости (область III).

Выводы.

1. Предложенный метод построения областей управляемого и устойчивого движения колесных машин с учетом динамичности позволяет определять и прогнозировать функциональную стабильность указанных показателей маневренности, а также определять их оптимальное соотношение.

2. Метод автоматизированного с помощью приложения Simulink пакета MATLAB построения предлагаемых областей может быть использован при оценке эксплуатационных свойств (устойчивости против заноса, управляемости и динамичности), экспертизе дорожно-транспортных происшествий, а также проектировании новых колесных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бобошко А. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі / А.А. Бобошко : автореф. дис. … канд. техн. наук : спец. 05.22.02 / ХНАДУ. – Харьков, 2002. – 19 с.
2. Волков В. П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля : [учеб. пособие] / В. П. Волков. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 292 с.
3. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
5. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

6. Подригало М. А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий / М. А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – С. 22–23.
7. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 426 с.
8. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Карпенко и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
9. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. – М. : Машиностроение, 1975. – 216 с.
10. Milkins E. E. Automotive fuels of the future-engines, vehicles and traffic / E. E. Milkins // SAE – Australasia. – 1976. – V. 36, № 6. – P. 232–240.

УДК 629.117

Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Шеин В. С.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ТИП 1

Розроблено метод та засоби підвищення точності вимірювань показників енергонавантаження та енергоємності гальмівних механізмів легкових автомобілів при випробуваннях тип 1 з використанням реєстраційно-вимірювального комплексу на основі бортового комп'ютера та двох трикомпонентних давачів прискорення.

Ключові слова: *дорожні випробування, гальмівна динаміка, енергоємність, абсолютна похибка, енергонавантаження.*

Разработан метод и средства повышения точности измерения показателей энергонагруженности и энергоёмкости тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 с использованием регистрационно-измерительного комплекса на основе бортового компьютера и двух трёхкомпонентных датчиков ускорений.

Ключевые слова: *дорожные испытания, тормозная динамика, энергоёмкость, абсолютная погрешность, энергонагруженность.*

The method and means of improving the accuracy of measurement of energy-loading indexes of motor car brake gears at carrying out type 1 tests with application of the registration and measurement system based on the on-board computer and two three-component acceleration sensors is developed.

Key words: *road tests, braking dynamics, energy output ratio, absolute error, energy-loading.*

Постановка проблемы. Тормозная система является активной системой безопасности автомобиля и поэтому к ней предъявляются особые требования. Эти требования предписаны в государственных стандартах и регламентируют методы проведения испытаний. Динамические испытания мобильных машин, на сегодня, является одним из наиболее распространенных и достоверных способов оценки качества продукции при их сертификации. Но при таких испытаниях возникает ряд трудностей, обусловленных недостатками существующих методов испытаний и точности средств измерений, которые влияют на достоверность получаемых результатов испытаний.

Анализ публикаций. Наиболее достоверная информация о тормозных свойствах легковых автомобилей может быть получена по результатам дорожных испытаний. Одним из наиболее важных этапов дорожных тормозных испытаний легковых автомобилей являются испытания тормозных механизмов на нагрев при циклических торможениях (испытания тип 1) [1]. В табл. 1 приведены числовые значения начальной $V_{нач}$ и конечной $V_{кон}$ скоростей движения легковых автомобилей при торможении на предварительном этапе испытаний тип 1, а также продолжительности одного торможения Δt и количества торможений n.

Таблица 1.

Условия проведения предварительного этапа испытаний тип 1 [1].

Параметры	Значения
Начальная скорость $V_{нач}$, м/с (км/ч)	$0{,}8V^{*}_{max} < 33{,}33$ ($0{,}8V_{max} < 120$)
Конечная скорость $V_{кон}$, м/с (км/ч)	$V_{кон} = \frac{V_{нач}}{2}$
Продолжительность одного цикла «разгон-торможение» $\tau_{цикл}$, с	45
Количество торможений на предварительном этапе, n	15

*V_{max} – максимальная конструктивная скорость автомобиля.

После предварительного этапа (нагрев тормозных механизмов) осуществляют тестовый этап торможения с максимально возможной интенсивностью. Точность и достоверность результатов, получаемых на этапе проведения тестовых торможений, определяется точностью измерения энергии, поглощенной тормозными механизмами на предварительном этапе испытаний тип 1, а также – средней мощности трения, развиваемой в контакте фрикционных поверхностей за время циклических торможений. Более точное определение указанных параметров позволит уточнить энергонагруженность тормозных механизмов, а после тестового торможения – их энергоёмкость [2]. Энергия, поглощаемая тормозными механизмами легковых автомобилей за одно торможение на предварительном этапе испытаний тип 1, может быть определена по следующей формуле:

$$W_{\text{теор}1} = \frac{m\delta}{2}\left(V_{\text{нач}}^2 - V_{\text{кон}}^2\right) = \delta m\left(\Delta V\right)_{\text{теор}}\overline{V}_{\text{теор}}, \qquad (1)$$

где m – общая масса автомобиля;

δ – коэффициент учёта вращающихся масс трансмиссии и двигателя (при торможении с выключенным двигателем $\delta = 1{,}05$);

$(\Delta V)_{\text{теор}}$ – теоретическое изменение скорости автомобиля в процессе торможения

$$\left(\Delta V\right)_{\text{теор}} = V_{\text{нач}} - V_{\text{кон}}, \qquad (2)$$

$\overline{V}_{\text{теор}}$ – теоретическое значение средней скорости автомобиля в процессе одного торможения.

$$\overline{V}_{\text{теор}} = 0{,}5\left(V_{\text{нач}} + V_{\text{кон}}\right). \qquad (3)$$

В уравнениях (1)–(3) предполагается, что значение общей массы автомобиля m определено абсолютно точно, а значение скоростей $V_{\text{нач}}$ и $V_{\text{кон}}$ абсолютно точно соответствуют значениям, указанным в табл. 1. Это даёт право считать величину энергии, поглощённую тормозными механизмами в соответствии с уравнением (1), теоретической энергией, а параметры изменения скорости и её среднего значения – теоретическими параметрами $(\Delta V)_{\text{теор}}$ и $\overline{V}_{\text{теор}}$. При допущении, что начальная скорость торможения автомобиля $V_{\text{нач}}$ не превышает 33,33 м/с (120 км/ч), подставляя в уравнение (1)

$$V_{\text{нач}} = 0{,}8V_{\text{max}} \qquad (4)$$

и

$$V_{\text{кон}} = \frac{V_{\text{нач}}}{2} = 0{,}4V_{\text{max}}, \qquad (5)$$

получим

$$W_{\text{теор}1} = 0{,}24mV_{\text{max}}^2\,\delta, \text{ Дж}. \qquad (6)$$

При $0{,}8V_{\text{max}} > 33{,}33$ м/с принимаем $0{,}8V_{\text{max}} = 33{,}33$ м/с. В этом случае уравнение (6) примет вид

$$W_{\text{теор}1} = 266{,}61m\delta, \text{ Дж}. \qquad (7)$$

Энергия, поглощаемая тормозными механизмами за $n = 15$ торможений предварительного этапа испытаний тип 1:

$$W_{\text{теор}} = \begin{cases} 0{,}24m\delta V_{\text{max}}^2 \cdot n = 3{,}6m\delta V_{\text{max}}^2 - \text{а}); \\ 266{,}61m\delta n = 4200m\delta, \text{ Дж} - \text{б}), \end{cases}$$

$$\text{а}) - \text{при } 0{,}8V_{\text{max}} < 33{,}33 \text{ м/с}; \qquad (8)$$

$$\text{б}) - \text{при } 0{,}8V_{\text{max}} \geq 33{,}33 \text{ м/с}.$$

При проведении предварительного этапа испытаний тип 1 водитель контролирует скорость движения автомобиля по спидометру, а время – по секундомеру. Несомненно, в данном случае погрешности, возникающие при определении указанных параметров, велики. Для снижения этих погрешностей целесообразно использовать регистрационно-измерительный комплекс ВДВА ПФК 2-1 [3; 4], разработанный на кафедре технологии машиностроения и ремонта машин ХНАДУ.

Целью статьи является разработка метода и средств повышения точности измерения показателей энергонагруженности и энергоёмкости тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 путем применения регистрационно-измерительного комплекса на основе бортового компьютера и двух трёхкомпонентных датчиков ускорений. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать алгоритм проведения предварительного этапа испытаний тип 1 с использованием разработанного регистрационно-измерительного комплекса;
- определить влияние точности измерения скорости и массы автомобиля на точность косвенного измерения энергии, поглощённой тормозными механизмами;
- провести оценку повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозов автомобиля.

Изложение основного материала.

Разработка алгоритма проведения предварительного этапа испытаний тип 1. Для решения указанной задачи нами предлагается дополнить регистрационно-измерительный комплекс ВДВА ПФК 2-1 [4] сигнальным блоком. Данный блок устанавливается на панели приборов перед водителем-оператором и подключается к бортовому компьютеру регистрационно-измерительного комплекса. В программу компьютера перед началом испытаний вводятся параметры $V_{\text{нач}}$, $V_{\text{кон}}$, $\tau_{\text{цикл}}$, n. При достижении автомобиля скорости $V_{\text{нач}}$ сигнальный блок даёт команду водителю-оператору начинать торможение. При скорости автомобиля $V_{\text{кон}}$ подаётся сигнал на растормаживание и последующий разгон до скорости $V_{\text{нач}}$. Для того чтобы обеспечить торможение автомобиля от $V_{\text{нач}}$ до $V_{\text{кон}}$ и последующий разгон от $V_{\text{кон}}$ до $V_{\text{нач}}$ за время одного цикла $\tau_{\text{цикл}} = 45$ с в процессе торможения и последую-

щего разгона сигнальный блок информирует водителя-оператора о режимах замедления и ускорения. Когда датчики ускорений измерительно-регистрационного комплекса регистрируют замедление при торможении j = 3 м/с^2, на сигнальном блоке включается красная лампочка (звуковой сигнал № 1), при увеличении замедления свыше 3 м/с^2 включается зелёная лампочка (звуковой сигнал № 2). Водитель-оператор в процессе торможения должен следить за тем, чтобы горела красная лампочка и не включалась зелёная. При последующем разгоне автомобиля от скорости $V_{кон}$ до $V_{нач}$ водитель-оператор должен создать ускорение, обеспечивающее получение $\tau_{цикл}$ = 45 с.

Оценка влияния точности измерения скорости и массы автомобиля на точность косвенного измерения поглощённой тормозами энергии. Для проведения указанной оценки используем теорию ошибок, а более конкретно, – метод логарифмического дифференцирования. Теоретическая энергия, поглощаемая тормозными механизмами за n торможений, может быть определена как

$$W_{теор} = W_{теор\,1} n = \delta m (\Delta V)_{теор} \overline{V}_{теор} n. \qquad (9)$$

Проведя логарифмирование уравнения (9), получим

$$\lg W_{теор} = \lg m + \lg(\Delta V)_{теор} + \lg \overline{V}_{теор} + \lg n + \lg \delta. \qquad (10)$$

Проведя дифференцирование уравнения (10), переходя от бесконечно малых приращений к конечным, получим

$$\frac{\Delta W_{теор}}{W_{теор}} = \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta(\Delta V)}{(\Delta V)_{теор}} + \frac{\Delta \overline{V}}{\overline{V}} + \frac{\Delta \delta}{\delta}. \qquad (11)$$

Учитывая, что

$$\Delta(\Delta V) = \Delta V_{нач} - \Delta V_{кон} \qquad (12)$$

и

$$\Delta \overline{V} = \Delta V_{нач} + \Delta V_{кон}, \qquad (13)$$

а также уравнения (2) и (3), преобразуем уравнение (11) к виду

$$\frac{\Delta W_{теор}}{W_{теор}} = \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \delta}{\delta} + (\Delta V_{нач} + \Delta V_{кон}) \frac{2V_{нач}}{V_{нач}^2 - V_{кон}^2}. \qquad (14)$$

При выводе уравнения (14) учитывалось, что $\Delta n = 0$. Кроме того, в уравнении (12) принимался наихудший случай, при котором $\Delta V_{кон} < 0$.

Принимая, что

$$|\Delta V_{нач}| = |\Delta V_{кон}| = \Delta V^*, \qquad (15)$$

преобразуем (14)

$$\frac{\Delta W_{теор}}{W_{теор}} = \frac{\Delta m}{m} + 4\Delta V^* \frac{V_{нач}}{V_{нач}^2 - V_{кон}^2} + \frac{\Delta \delta}{\delta}, \qquad (16)$$

где ΔV^* – абсолютная погрешность измерения скорости автомобиля;

Δm – абсолютная погрешность измерения массы автомобиля;

$\Delta\delta$ – абсолютная погрешность определения δ.

Погрешность косвенного определения энергии, поглощённой тормозами при проведении предварительного этапа испытаний тип 1:

$$\Delta W_{теор} = W_{теор} \left(\frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta \delta}{\delta} + 4\Delta V^* \frac{V_{нач}}{V_{нач}^2 - V_{кон}^2} \right). \qquad (17)$$

С учётом условий проведения испытаний тип 1, приведенных в табл. 1, получаем

$$\Delta W_{теор} = \begin{cases} W_{теор} \left(\dfrac{\Delta m}{m} + \dfrac{\Delta \delta}{\delta} + 6{,}667 \dfrac{\Delta V^*}{V_{max}} \right) - а) \\ W_{теор} \left(\dfrac{\Delta m}{m} + 0{,}160 \Delta V^* \right) - б) \end{cases}$$

а) – при $0{,}8V_{max} < 33{,}33$ м/с; (18)

б) – при $0{,}8V_{max} \geq 33{,}33$ м/с.

Действительная энергия, поглощаемая тормозными механизмами при проведении предварительного этапа испытаний тип 1:

$$W_{действ} = W_{теор} \pm \Delta W_{теор}. \qquad (19)$$

После подстановки (8) и (18) в (19) получим

$$W_{действ} = \begin{cases} 3{,}6 m V_{max}^2 \left[1 \pm \left(\dfrac{\Delta m}{m} + 6{,}667 \dfrac{\Delta V^*}{V_{max}} + \dfrac{\Delta \delta}{\delta} \right) \right] - а) \\ 6249 m \left[1 \pm \left(\dfrac{\Delta m}{m} + 0{,}160 \Delta V^* + \dfrac{\Delta \delta}{\delta} \right) \right] - б) \end{cases}$$

а) – при $0{,}8V_{max} < 33{,}33$ м/с; (20)

б) – при $0{,}8V_{max} \geq 33{,}33$ м/с.

Оценка повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозных механизмов. В работе [2] предложено использовать в качестве критерия энергонагруженности тормозных механизмов среднюю мощность трения, реализуемую на рабочих поверхностях за определённый промежуток времени.

При проведении предварительного этапа исследований тип 1 среднюю мощность трения $N_{тр}^{теор}$ в тормозных механизмах можно определить с помощью следующего соотношения:

$$\overline{N}_{тр}^{теор} = \frac{W_{теор}}{n \cdot \tau_{цикл}}. \qquad (21)$$

Используя метод логарифмического дифференцирования после перехода от бесконечно малых приращений к конечным, и учитывая, что $\Delta n = 0$, получим

$$\frac{\Delta \overline{N}_{тр}}{\overline{N}_{тр}^{теор}} = \frac{\Delta W_{теор}}{W_{теор}} + \frac{\Delta \tau_{цикл}}{\tau_{цикл}}, \qquad (22)$$

где $\Delta \overline{N}_{тр}$ – абсолютная погрешность определения средней мощности трения в тормозных механизмах за время проведения предварительного этапа испытаний тип 1; из уравнения (22) определяем $\Delta \overline{N}_{тр}$

$$\Delta \overline{N}_{тр} = \overline{N}_{тр}^{теор} \left(\frac{\Delta W_{теор}}{W_{теор}} + \frac{\Delta \tau_{цикл}}{\tau_{цикл}} \right). \qquad (23)$$

После подстановки соотношений (18) и (21) в уравнение (23) определим

$$\Delta\overline{N}_{\text{тр}} = \begin{cases} \dfrac{W_{\text{теор}}}{n\cdot\tau_{\text{цикл}}}\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+6{,}667\dfrac{\Delta V^*}{V_{\max}}+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{\tau_{\text{цикл}}}\right)-\text{а)} \\ \dfrac{W_{\text{теор}}}{n\cdot\tau_{\text{цикл}}}\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+0{,}160\Delta V^*+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{\tau_{\text{цикл}}}\right)-\text{б)} \end{cases} \quad (24)$$

а) – при $0{,}8V_{\max} < 33{,}33$ м/с;

б) – при $0{,}8V_{\max} \geq 33{,}33$ м/с.

Уравнение (24) с учётом уравнения (8) преобразуется к виду (при n = 15, $\tau_{\text{цикл}}$ = 45 с)

$$\Delta\overline{N}_{\text{тр}} = \begin{cases} 0{,}005m\delta V_{\max}^2\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+6{,}667\dfrac{\Delta V^*}{V_{\max}}+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)-\text{а)} \\ 6{,}222m\delta\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+0{,}160\Delta V^*+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)-\text{б)} \end{cases} \quad (25)$$

а) – при $0{,}8V_{\max} < 33{,}33$ м/с;

б) – при $0{,}8V_{\max} \geq 33{,}33$ м/с.

Действительная средняя мощность трения

$$\overline{N}_{\text{тр}}^{\text{действ}} = \overline{N}_{\text{тр}}^{\text{теор}} \pm \Delta\overline{N}_{\text{тр}} = \begin{cases} 0{,}005m\delta V_{\max}^2\left[1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+6{,}667\dfrac{\Delta V^*}{V_{\max}}+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)\right]-\text{а)} \\ 6{,}222m\delta\left[1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+0{,}160\Delta V^*+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)\right]-\text{б)} \end{cases} \quad (26)$$

а) – при $0{,}8V_{\max} < 33{,}33$ м/с;

б) – при $0{,}8V_{\max} \geq 33{,}33$ м/с.

Таким образом, можно определить действительную энергию, поглощённую тормозами автомобиля на предварительном этапе испытаний тип 1 и действительную среднюю мощность трения в тормозных механизмах за время проведения указанного этапа как

$$N_{\text{действ}} = W_{\text{теор}}\cdot K_W; \quad (27)$$

$$\overline{N}_{\text{тр}}^{\text{действ}} = \overline{N}_{\text{тр}}^{\text{действ}}\cdot K_N, \quad (28)$$

где K_W; K_N – коэффициенты, учитывающие точность измерения параметров, используемых для расчёта поглощённой энергии и средней мощности трения,

$$K_W = \begin{cases} 1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+6{,}667\dfrac{\Delta V^*}{V_{\max}}\right)-\text{а)} \\ 1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+0{,}160\Delta V^*\right)-\text{б)} \end{cases} \quad (29)$$

а) – при $0{,}8V_{\max} < 33{,}33$ м/с;

б) – при $0{,}8V_{\max} \geq 33{,}33$ м/с,

$$K_N = \begin{cases} 1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+6{,}667\dfrac{\Delta V^*}{V_{\max}}+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)-\text{а);} \\ 1\pm\left(\dfrac{\Delta m}{m}+\dfrac{\Delta\delta}{\delta}+0{,}160\Delta V^*+\dfrac{\Delta\tau_{\text{цикл}}}{45}\right)-\text{б),} \end{cases} \quad (30)$$

а) – при $0{,}8V_{\max} < 33{,}33$ м/с;

б) – при $0{,}8V_{\max} \geq 33{,}33$ м/с.

Выводы.

1. Анализ существующих средств проведения тормозных испытаний тип 1 показал недостаточную точность моделирования требуемых показателей энергонагруженности тормозных механизмов, что обусловлено отсутствием сигнальных блоков и соответствующих регистрационно-измерительных комплексов. Предложенный алгоритм проведения предварительного этапа испытаний тип 1 в сочетании с разработанным регистрационно-измерительным комплексом позволяют снизить погрешность измерений и информировать водителя-оператора о моментах времени начала торможения, конца торможения и начала нового разгона. Сигнальный блок позволяет также информировать водителя-оператора о величинах развиваемых скоростей, ускорений и замедлений.

2. Проведенный анализ позволил оценить влияние погрешностей прямых измерений параметров движения автомобиля на точность косвенных измерений показателей энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при проведении предварительного этапа испытаний тип 1. Более точное моделирование энергонагруженности тормозных механизмов на предварительном этапе позволит повысить точность результатов и достоверность тормозных испытаний тип 1 легковых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. Национальный стандарт Украины. ДСТУ UN/ECE R 13-H-00:2002. – К. : Госстандарт Украины, 2002. – 125 с. – (Национальный стандарт У краины).
2. Подригало М. А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колёсных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов : дис. на соискание учен. степени докт. техн. наук : спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / М. А. Подригало. – Харьков, 1993. – 397 с.
3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артёмов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожняя] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 214 с.
4. Подригало М. А. Промисловий зразок вимірювача динамічних властивостей автомобіля «ВДВА ПФК 2-1» / М. А. Подригало, А. І. Коробко, В. В. Федченко // Восьма наукова конференція Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору» : тези доповідей, 18–19 квітня 2012 року. – Харків : ХУПС ім. І. Кожедуба, 2012. – С. 349.

УДК 629.017

Дубинин Е. А., Полянский А. С.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Запропоновано критерій критичної швидкості руху шарнірно-зчленованих засобів транспорту по дорогах з різним рельєфом, що дозволяє оцінювати і прогнозувати необхідність стабілізації динамічної поперечної стійкості положення. Результати можуть бути використані при проектуванні нових машин і модернізації таких, що знаходяться в експлуатації.

Ключові слова: *стійкість, критерій, парціальні прискорення, засіб транспорту, шарнірно-зчленований.*

Предложен критерий критической скорости движения шарнирно-сочлененных средств транспорта по дорогам с различным рельефом, позволяющий оценивать и прогнозировать необходимость стабилизации динамической поперечной устойчивости положения. Результаты могут быть использованы при проектировании новых машин и модернизации находящихся в эксплуатации.

Ключевые слова: *устойчивость, критерий, парциальные ускорения, средство транспорта, шарнирно-сочлененный.*

The criterion of articulated vehicles critical speed on roads with different terrain, allowing to estimate and predict the need to stabilize the position of the dynamic lateral stability is proposed. The results can be used for the design of new vehicles and modernization of vehicles in operation.

Key words: *stability, criterion, partial acceleration, vehicle, articulated.*

Постановка проблемы. Устойчивость средств транспорта при движении зависит от большого количества различных факторов и влияет на безопасность движения. Так, в работе [1] одними из основных причин опрокидывания автомобильных поездов называются резонансные поперечные колебания на неровностях, осыпание грунта под колесами, вследствие чего может образовываться косогор, криволинейное движение с большими скоростями. Для шарнирно-сочлененных машин при выполнении различных видов работ, в том числе транспортных, наиболее типичными причинами опрокидывания являются наезд колеса секции на препятствие или его попадание в яму, опрокидывание на косогоре при повороте с прицепом. Так, подавляющее большинство случаев опрокидывания тракторов различных конструкций (более 80%) связано с нарушением динамических критериев устойчивости, при этом более 70% из них приходится на боковое опрокидывание, почти половина из них является следствием неблагоприятного микрорельефа местности [2; 3]. Поэтому исследование устойчивости шарнирно-сочлененных средств транспорта на поперечном уклоне при наезде на препятствие является актуальным.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам опрокидывания средств транспорта, в том числе и шарнирно-сочлененных, посвящен ряд работ [2–6]. Оценка поперечной устойчивости колесного шарнирно-сочлененного трактора возможна на основе использования метода парциальных ускорений. Однако при проведении исследований авторами работы [6] не было учтено влияние упругих свойств ходовой системы и подвески на устойчивость. Также неис-

следованной осталась взаимосвязь параметров движения средства транспорта с условием сохранения поперечной динамической устойчивости положения.

Цель статьи – оценка и прогнозирование поперечной устойчивости положения колесного трактора с шарнирно-сочлененной рамой с использованием метода парциальных ускорений. Для достижения указанной цели необходимо установить взаимосвязь параметров движения средства транспорта при наезде на единичное препятствие с параметрами поперечной устойчивости.

Изложение основного материала.

Прогнозирование динамической устойчивости колесных машин с шарнирно-сочлененными рамами на уклонах. Для шарнирно-сочлененных средств транспорта при движении на уклоне оценивают устойчивость каждой секции и наихудший параметр принимают в качестве критерия оценки устойчивости всей машины (при условии свободного взаимного перемещения элементов горизонтального шарнира). Это связано прежде всего с конструктивными особенностями секций.

Учет влияния на поперечную устойчивость средства транспорта его подвески и ходовой системы будем выполнять, исходя из условия отсутствия их взаимного влияния, с целью определения степени влияния каждого из элементов системы, так как наклон осуществляется относительно различных центров крена.

Дополнительный угол крена подрессоренной массы секции $\alpha_п$, при отсутствии деформации колес и грунта, можно ввести, используя подход, предложенный в работе [7]:

$$\alpha_{п} = \operatorname{arctg}\frac{m_{п}\cdot g\cdot h_{кр}^{2}\cdot \sin\beta}{0{,}5\cdot h_{C}\cdot C_{р}\cdot B_{р}^{2}}, \qquad (1)$$

где $m_п$ – подрессоренная масса секции;

$h_{кр}$ – плечо крена;

β – угол поперечного уклона дороги;

h_C – высота центра масс секции;

$C_р$ – радиальная жесткость подвески секции;

$B_р$ – рессорная база секции;

g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2.

Учет жесткости шин и опорной поверхности произведем через дополнительный угол крена $\alpha_к$ [8], который возможно определить по зависимости

$$\alpha_{к} = \frac{m_{м}\cdot g\cdot\cos\beta}{C_{пр}\cdot B} - \frac{2\cdot M_{зап}}{C_{пр}\cdot B^{2}}, \qquad (2)$$

где $m_м$ – масса машины;

$C_{пр}$ – приведенная жесткость системы «шины – грунт»;

$M_{зап}$ – момент запаса по опрокидыванию.

Оценка поперечной устойчивости колесного шарнирно-сочлененного средства транспорта при наезде на единичное препятствие возможна на основе использования метода парциальных ускорений [6].

Исходные данные для расчета приведены на рис. 1.

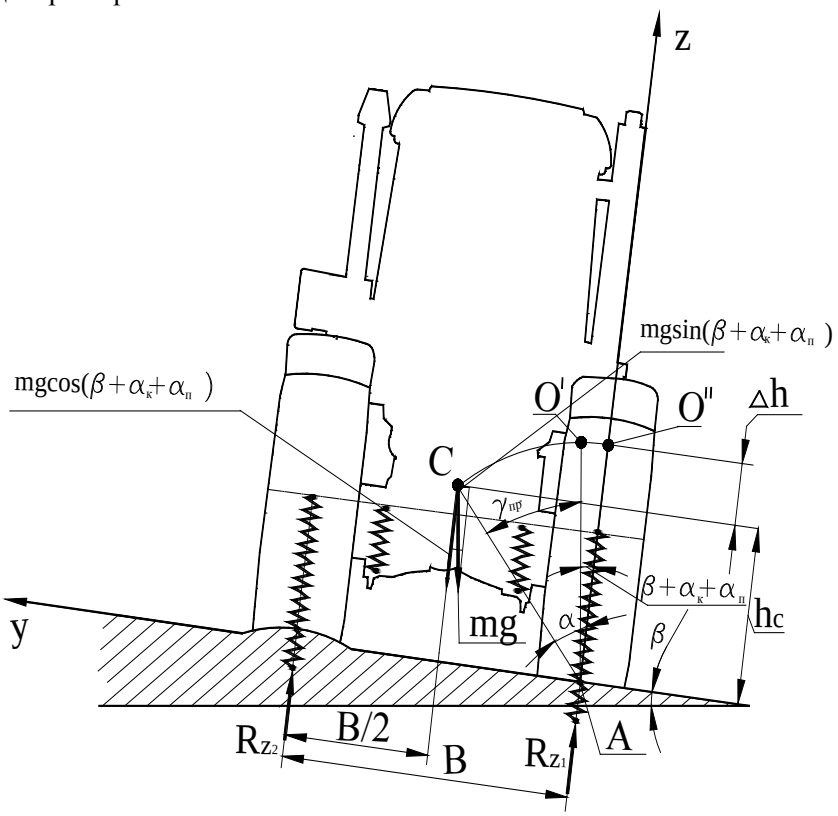


Рис. 1. Схема распределения сил при наезде на препятствие при движении по дороге с поперечным уклоном.

Условием бокового опрокидывания секции является поворот на угол $\gamma_{пр}$, являющийся предельным по условию устойчивости положения в поперечной плоскости

$$\gamma_{пр} = \alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к}, \quad (3)$$

где α – угол поперечной статической устойчивости колесной машины,

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{B}{2h_C}, \quad (4)$$

где B – колея машины (поперечная колесная база).

При текущем угле поворота остова машины γ в поперечной плоскости $(\gamma \geq \gamma_{пр})$ линия действия веса секции будет проходить правее оси опрокидывания, стабилизирующий момент от силы тяжести станет опрокидывающим. Секция потеряет устойчивость положения и опрокинется даже при исчезновении возмущающих воздействий.

Применим метод энергетического баланса для оценки устойчивости.

Предельное энергетическое возмущение, превышение которого определяет потерю боковой устойчивости положения секции с учетом влияния жесткости подвески и приведенной жесткости системы «шины – грунт», определяется увеличением ее потенциальной энергии $\Delta W_{п}$ при переходе центра масс из точки C в точку O'

$$\Delta W_{п} = m \cdot g \cdot h_C \cdot \frac{1-\cos(\alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к})}{\cos\alpha}, \quad (5)$$

где m – масса секции.

Выражение (5) определяет минимальную величину энергетического возмущения, приводящую к боковому опрокидыванию секции шарнирно-сочлененной колесной машины.

Уравнение динамики поворота секции машины в поперечной плоскости имеет вид

$$I_0 \dot{w}_x = M_{возм} - M_{стаб}, \quad (6)$$

где $\dot{w}_x$ – угловое ускорение секции в поперечной плоскости при возмущенном движении;

$M_{возм}$ – возмущающий момент;

$M_{стаб}$ – стабилизирующий момент;

I_0 – момент инерции секции машины относительно оси опрокидывания,

$$I_0 = I_{XC} + m(\overline{AC})^2, \quad (7)$$

где I_{XC} – центральный момент инерции секции машины,

$$I_{XC} = m \cdot i_x^2, \quad (8)$$

где i_x – радиус инерции секции относительно горизонтальной оси, проходящей через центр масс.

Делением левой и правой части уравнения (6) на I_0 получено уравнение [6]:

$$\dot{w}_x = \dot{w}_x^{ПВ} - \dot{w}_x^{ПС}, \quad (9)$$

где $\dot{w}_x^{ПВ}; \dot{w}_x^{ПС}$ – парциальные возмущающее и стабилизирующее угловые ускорения.

Определим парциальное стабилизирующее ускорение через стабилизирующий момент с учетом влияния жесткости подвески и приведенной жесткости системы «шины – грунт»

$$M_{стаб} = m \cdot g \cdot h_C \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к} - \gamma)}{\cos\alpha}. \quad (10)$$

Получим выражение для определения предельного стабилизирующего парциального ускорения

$$\dot{w}_x^{ПС} = \frac{g}{h_C} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к} - \gamma)}{\frac{i_x^2}{h_C^2} + \sec^2\alpha}. \quad (11)$$

С увеличением γ происходит уменьшение $\dot{w}_x^{ПС}$ и при $\gamma = \gamma_{пр}$ величина $\dot{w}_x^{ПС}$ равна нулю. При $\gamma > \gamma_{пр}$ указанное ускорение меняет свой знак на противоположный, то есть становится возмущающим парциальным ускорением от силы тяжести секции.

Парциальная угловая скорость, созданная действием парциального возмущающего ускорения $\dot{w}_x^{ПВ}$ в течение времени $t_в$ составит

$$w_x^{ПВ} = \int_0^{t_в} \dot{w}_x^{ПВ}(t)dt. \quad (12)$$

Кинетическая энергия возмущающего воздействия

$$W_{КВ} = I_0 \frac{(w_x^{ПВ})^2}{2} \quad (13)$$

должна быть меньше или равна предельному энергетическому возмущению $\Delta W_{п}$, то есть

$$I_0 \frac{(w_x^{ПВ})^2}{2} \leq m \cdot g \cdot h_C \cdot \frac{1-\cos(\alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к})}{\cos\alpha}. \quad (14)$$

Условием сохранения динамической поперечной устойчивости положения машины при движении по поперечному уклону с учетом влияния жесткости подвески и приведенной жесткости системы «шины – грунт» является неравенство

$$w_x^{ПВ} \leq \sqrt{\frac{2 \cdot g}{h_C} \cdot \frac{1-\cos(\alpha - \beta - \alpha_{п} - \alpha_{к})}{\frac{i_x^2}{h_C^2} \cdot \cos\alpha + \sec\alpha}}. \quad (15)$$

При наезде одним колесом секции на препятствие с конфигурацией, позволяющей сохранить скорость движения средства транспорта, связь его линейной скорости с угловой возможно определить через высоту препятствия [2]:

$$w_x^{ПВ} = \frac{V \cdot \sin\varphi_в}{B}, \quad (16)$$

где V – линейная скорость движения секции средства транспорта;

$\varphi_в$ – угол въезда (откоса).

Получим критерий критической скорости прямолинейного движения средства транспорта, исходя из условия обеспечения динамической поперечной устойчивости положения:

$$V_{кр} \le \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot B^2}{h_C \cdot \sin^2 \varphi_в} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \beta - \alpha_п - \alpha_к)}{\frac{i_x^2}{h_C^2} \cdot \cos\alpha + \sec\alpha}}. \quad (17)$$

На примере шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН рассчитаны критические скорости прямолинейного движения каждой секции при разблокированном и заблокированном горизонтальном шарнире по дорогам с различным углом уклона при наезде на единичное препятствие высотой 0,3 м.

Для расчетов приняты следующие параметры: m_{n1} = 5500 кг, $h_р$ = 0,41 м, $h_{с1}$ = 1,04 м, $h_{с2}$ = 0,75 м, $h_{с1,2}$ = 0,95 м, $C_р$ = 56 кН/м, $B_р$ = 0,83 м, B = 1,86 м, $\varphi_в$ = 7°, I_{XC1} = 2154 кг·м^2, I_{XC2} = 226 кг·м^2, $I_{XC1,2}$ = 2574 кг·м^2.

Результаты расчетов предложенного критерия приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Результаты расчетов критерия критической скорости секций шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН при наезде на препятствие.

Угол поперечного уклона дороги β, град	0	5	10	15	20	25
Скорость 1 секции $V_{кр_1}$, м/с	21,5	17,8	14,0	10,3	6,5	2,8
Скорость 2 секции $V_{кр_2}$, м/с	29,3	26,5	23,8	20,9	18,0	15,0
Скорость 2-х секций при заблокированном горизонтальном шарнире $V_{кр_{1,2}}$, м/с	23,1	19,3	15,3	11,4	7,4	3,4

Анализ результатов показывает, что реальная угроза опрокидывания исследуемого трактора в случае его прямолинейного движения существует при наезде на препятствие при перемещении по склону с углом поперечного уклона не менее 15°.

При этом секции трактора поворачиваются одна относительно другой до контакта ограничительных упоров горизонтального шарнира, то есть в этом случае происходит потеря энергии на удар и к наименее устойчивой первой секции присоединяется более устойчивая вторая секция со своими энергетическими характеристиками.

Угол уклона дороги в 15° выбран из условия, в соответствии с которым для работы на уклонах с большими углами требуется создание специальных горных тракторов [9].

В результате расчетов установлено, что первая секция трактора имеет наименьший запас устойчивости. При этом вторая секция устойчива на всем диапазоне рассчитанных эксплуатационных скоростей.

Также установлено, что блокировка горизонтального шарнира может повысить динамическую устойчивость шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН не менее чем на 7%.

Таким образом, прогнозирование динамической устойчивости шарнирно-сочлененных средств транспорта возможно при постоянном контроле скорости движения и положения в пространстве их секций, а обеспечение – на основе своевременного регулирования скорости движения [10] или применения специальных устройств [11].

Выводы.

1. С помощью метода парциальных ускорений получен критерий критической скорости движения шарнирно-сочлененных средств транспорта. Его применение позволит оценить и спрогнозировать необходимость стабилизации динамической поперечной устойчивости положения в процессе движения средств транспорта по дорогам с различным рельефом.

2. На примере шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН установлено, что реальная угроза его опрокидывания в случае прямолинейного движения существует при наезде на препятствие при перемещении по склону с углом уклона не менее 15°. При этом приведенную жесткость системы «шины – грунт» в случае движения по твердой поверхности можно не учитывать, так как дополнительный угол крена $\alpha_к$ не превышает 1°.

3. Установлено, что блокировка горизонтального шарнира может повысить динамическую поперечную устойчивость положения шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН не менее чем на 7%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 280 с.
2. Коновалов В. Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В. Ф. Коновалов. – М. : Машиностроение, 1981. – 144 с.

3. Поспелов Ю. А. Анализ причин опрокидывания тракторов / Ю. А. Поспелов, Р. А. Левин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 7. – С. 24–27.
4. Поспелов Ю. А. Устойчивость трактора / Ю. А. Поспелов. – М. : Машиностроение, 1966. – 247 с.
5. Боклаг В. М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых колесных машин : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / В. М. Боклаг. – Харьков, 1964. – 21 с.
6. Оценка устойчивости положения колесных машин методом парциальных ускорений / [М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Н. С. Корчан, В. В. Задорожняя] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, том 1. – С. 58–66.
7. Петренко А. М. Устойчивость специальных транспортных средств : учеб. пособие / А. М. Петренко. – М. : МАДИ, 2013. – 41 с.
8. РД 50-233-81. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости. – М. : Издво стандартов, 1981. – 62 с.
9. Двали Р. Р. Механическая тяга в горной местности / Р. Р. Двали, В. В. Махалдиани. – М. : Наука, 1970. – 233 с.
10. Пат. 72515 Україна, МПК B 60 W 30/04. Спосіб захисту колісних машин зі складаними рамами від перевертання на схилі / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Є. О. Дубінін, Д. М. Клец, В. В. Задорожня ; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №201115431 ; заявл. 27.12.11 ; опубл. 27.08.12. Бюл. № 16.
11. Пат. 64377 Україна, МПК B 62 D 21/00. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно зчленованою рамою / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Є. О. Дубінін, Д. М. Клец, В. В. Задорожня ; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. – №201103211 ; заявл. 18.03.11 ; опубл. 10.11.11. Бюл. № 21.

УДК 629.016

Абрамов Д. В., Тесля В. О.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТОЧНОЇ МАСИ АВТОМОБІЛЯ В ПРОЦЕСІ РУХУ

Розроблений спосіб визначення поточної маси або завантаження автомобіля в процесі його руху без проведення вибігів. Значення поточної маси в подальшому може бути використано для розрахунків у бортових системах безпеки автомобіля.

Ключові слова:*автомобіль, маса споряджена, повна, поточна, розгін, швидкість, прискорення.*

Разработан способ определения текущей массы или загрузки автомобиля в процессе его движения без проведения выбегов. Значение текущей массы в дальнейшем может быть использовано для расчетов в бортовых системах безопасности автомобиля.

Ключевые слова: *автомобиль, масса снаряженная, полная, поточная, разгон, скорость, ускорение.*

A method of determining the current weight or loading of the vehicle in motion without freewheel carrying out is developed. The value of the current mass in the future maybe used for calculation in on-board vehicle safety systems.

Key words: *vehicle, curb weight, gross weight, current weight, acceleration, velocity, acceleration.*

Постановка проблеми. Маса автомобіля в процесі його експлуатації постійно змінюється в залежності від завантаження. Цей параметр може змінюватися у межах

$$m_{а_С} \le m_а \le m_{а_П}, \qquad (1)$$

де $m_{а_С}$ – маса спорядженого автомобіля;

$m_{а_П}$ – повна маса автомобіля.

Відношення повної маси автомобіля до спорядженої для легкових автомобілів перевищує значення 1,4 (табл. 1).

Але на даний час у алгоритми роботи бортових систем автомобілів закладене постійне значення цього параметра. Для збільшення точності розрахунків у бортових системах необхідно враховувати поточне значення маси автомобіля.

Таблиця 1.

Співвідношення повної та спорядженої маси деяких легкових автомобілів вітчизняного виробництва.

Марка автомобіля	Споряджена маса $m_{а_С}$, кг	Повна маса $m_{а_П}$, кг	Відношення $m_{а_П}/m_{а_С}$
ЗАЗ Lanos	1111	1595	1,43
ЗАЗ Vida	1045	1510	1,44
Богдан 2110	1020	1495	1,46
Богдан 2111	1050	1550	1,47

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Окремі відомі способи визначення завантаження автомобіля потребують додаткових витрат часу та додаткового обладнання, що не входить до переліку бортових засобів.

Так, С. М. Бабієм та О. Д. Фолюшняком запропонована наступна послідовність дій [1]. Для визначення маси вантажу вимірюють відстані від встановлених чотирьох і більше точок вантажоприймальної платформи до поверхні дорожнього полотна, на якій стоїть колісний транспортний засіб до і після встановлення вантажу.

Значення маси вантажу M визначають за зміною виміряної відстані Δl і визначеної для кожного виду колісного транспортного засобу залежності:

$$M = f(\Delta l, M'), \qquad (2)$$

де $f(\Delta l, M')$ – функціональна залежність, виведена на основі закону Гука для конкретної марки транспортного засобу M'.

Також відомий спосіб вимірювання ваги колісного транспортного засобу [1], який полягає у визначенні частотної характеристики, за якою складають математичну модель транспортного засобу, визначенні частотної характеристики й температури кожної шини транспортного засобу, а також значення атмосферного тиску до і після завантаження, і за результатами цих вимірювань по математичній моделі транспортного засобу визначають масу його вантажу.

Недоліком таких способів є складність практичного застосування, низька надійність в реальній експлуатації.

Також відомий спосіб визначення маси колісного транспортного засобу з вантажем при проведенні вибігу, який здійснюється у розвантаженому та завантаженому станах [2].

Якщо перед проведенням випробувань вантаж було зважено та визначено його масу $m_{\text{ГР}}$, то маса автомобіля визначатиметься за такою формулою:

$$m_{\text{а}} = \frac{m_{\text{ГР}}}{1 - a_3 / a_3'}, \qquad (3)$$

де a_3, a_3' – коефіцієнти, які визначаються після проведення вибігу автомобіля відповідно в порожньому та завантаженому стані.

Якщо відома маса автомобіля $m_{\text{а}}$ та необхідно визначити масу вантажу, то використовується формула

$$m_{\text{ГР}} = m_{\text{а}}\left(1 - \frac{a_3}{a_3'}\right). \qquad (4)$$

При розрахунках необхідно брати відношення a_3 / a_3' при однакових значеннях швидкості $V_{\text{а}}$ автомобіля в завантаженому та порожньому стані в процесі вибігу. Це дозволяє виключити залежність фактора супротиву повітря від швидкості та отримувати середній результат.

Недоліком цього способу є необхідність проведення вибігів автомобіля в порожньому та завантаженому станах, що є незручним у повсякденній експлуатації.

Тому розробка способу визначення маси автомобіля за допомогою датчиків прискорення, які входитимуть у його штатне бортове обладнання, є актуальним та представляє практичний інтерес.

Метою даної **статті** є розробка способу визначення маси автомобіля в процесі руху для подальшого її врахування у роботі бортових систем.

Виклад основного матеріалу. Потужність двигуна залежить від кількості і якості палива, що подається в камери згоряння. При постійних показниках якості палива (інтервал експлуатації автомобіля між заправками) та незмінному технічному стані автомобіля при натисканні на педаль газу на певну постійну величину, потужність двигуна при однаковій швидкості руху автомобіля, буде постійною не залежно від його завантаження. Тому

$$N_{e_1} = N_{e_2}, \qquad (5)$$

де N_{e_1} – потужність двигуна автомобіля при повній масі $m_{\text{а}_1}$;

N_{e_2} – потужність двигуна автомобіля при повній масі $m_{\text{а}_2}$.

Маса $m_{\text{а}_1}$ – це маса спорядженого автомобіля з водієм. Приймаємо допущення, що за кермом автомобіля знаходиться постійно одна і таж людина. Тому $m_{\text{а}_1}$ буде постійною та визначається за формулою

$$m_{\text{а}_1} = m_{\text{а}_C} + m_{\text{В}}, \qquad (6)$$

де $m_{\text{а}_C}$ – маса спорядженого автомобіля;

$m_{\text{В}}$ – маса водія.

Під час експлуатації маса автомобіля $m_{\text{а}_2}$ буде змінюватися в залежності від кількості пасажирів та вантажу, що перевозиться. Тому її визначення є необхідним для коректної роботи бортової системи керування та діагностики.

Потужність двигуна, що реалізується при розгоні автомобіля, може бути визначена за формулою [3]

$$N_{e_{\text{затр}}} = \frac{m_{\text{а}} \cdot g \cdot V_{\text{а}} \cdot f + KF \cdot V_{\text{а}}^3 + m_{\text{а}} \cdot V_{\text{а}} \cdot \delta \cdot \dfrac{dV}{dt}}{\eta_{\text{ТР}} \cdot (1 - S_x)}, \qquad (7)$$

де f – коефіцієнт опору коченню коліс;

$V_{\text{а}}$ – лінійна швидкість автомобіля;

S_x – відносне буксування ведучих коліс;
g – прискорення вільного падіння;
KF – фактор аеродинамічного опору;
δ – коефіцієнт врахування обертаючих мас двигуна та трансмісії;
η_{TP} – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

$$\delta = 1{,}03 + 0{,}05 \times U_{КП}^2, \qquad (8)$$

де $U_{КП}$ – передаточне число коробки передач.

З урахуванням відсутності буксування ведучих коліс при розгоні ($S_x = 0$) потужність двигуна автомобіля з відомою масою m_{a_1} та з невідомою масою m_{a_2} визначатимуться за відповідними формулами

$$N_{e_1} = \frac{m_{a_1} \cdot g \cdot V_{a_1} \cdot f + KF \cdot V_{a_1}^3 + m_{a_1} \cdot \dot{V}_{a_1} \cdot \delta}{\eta_{TP}}; \qquad (9)$$

$$N_{e_2} = \frac{m_{a_2} \cdot g \cdot V_{a_2} \cdot f + KF \cdot V_{a_2}^3 + m_{a_2} \cdot \dot{V}_{a_2} \cdot \delta}{\eta_{TP}}, \qquad (10)$$

де $\dot{V}_{a_1}$ – прискорення автомобіля масою m_{a_1};

$\dot{V}_{a_2}$ – прискорення автомобіля масою m_{a_2}.

Підставивши вирази (9), (10) у рівняння (5) та провівши перетворення, отримаємо формулу визначення поточної маси автомобіля

$$m_{a_2} = \frac{m_{a_1} \cdot \left(g \cdot V_{a_1} \cdot f + \dot{V}_{a_1} \cdot \delta\right) + KF \cdot V_{a_1}^3 - KF \cdot V_{a_2}^3}{g \cdot V_{a_2} \cdot f + \dot{V}_{a_2} \cdot g} \qquad (11)$$

З урахуванням $V_a = V_{a_1} = V_{a_2}$ формула (11) прийме вигляд

$$m_{a_2} = \frac{m_{a_1} \cdot \left(g \cdot V_a \cdot f + \dot{V}_{a_1} \cdot \delta\right)}{g \cdot V_a \cdot f + \dot{V}_{a_2} \cdot g}. \qquad (12)$$

Прискорення автомобіля $\dot{V}_{a_1}$ масою m_{a_1} при розгоні визначаються попередньо при спеціальному тестовому заїзді, що полягає у розгоні на горизонтальній ділянці дороги на 1-й передачі при натисненні на педаль газу на певну постійну величину.

Прискорення автомобіля $\dot{V}_{a_2}$ масою m_{a_2} визначається за допомогою датчиків прискорення під час експлуатації при розгоні на горизонтальній ділянці дороги на 1-й передачі при натисканні на педаль газу на ту ж саму певну постійну величину.

Значення δ вираховується за формулою (8) з урахуванням значення $U_{КП}$ для першої передачі.

Значення маси $m_{a_{2i}}$ вираховується багатократно при різних швидкостях руху V_{a_i} продовж всього часу розгону автомобіля на першій передачі. Остаточне значення маси автомобіля m_{a_2}, яке буде в подальшому використовуватися в роботі його бортових систем, визначається як математичне очікування (середнє арифметичне) отриманих при розгоні величин

$$m_{a_2} = \overline{m}_{a_{2i}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_{a_{2i}}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \frac{m_{a_1} \cdot \left(g \cdot V_{a_i} \cdot f + V_{a_{1i}} \cdot g\right)}{g \cdot V_{a_i} \cdot f + \dot{V}_{a_{2i}} \cdot g}}{n} \qquad (13)$$

де n – кількість розрахункових точок при розгоні автомобіля на першій передачі,

$$n = \frac{V_{a\,max} - V_{a\,min}}{\Delta V_a}, \qquad (14)$$

де $V_{a\,max}$ – максимальна швидкість автомобіля при розгоні на 1-й передачі;

$V_{a\,min}$ – початкова швидкість автомобіля при розгоні на 1-й передачі;

ΔV_a – крок між розрахунковими точками.

При кроці $\Delta V_a = 0{,}5$ км/год та при інтервалі швидкості розгону автомобіля на першій передачі від $V_{a\,min} = 0$ км/год до $V_{a\,max} = 40$ км/год, кількість розрахункових точок складе $n = 80$.

Оцінка середнього квадратичного відхилення здійснюватиметься за формулою

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i-1}^{n} (m_{a2i} - \overline{m}_{a2i})^2}. \qquad (15)$$

Висновки.

1. Для коректної роботи бортових систем автомобіля необхідно використовувати значення його поточної маси, яка може відрізнятися від спорядженої, або повної для легкових автомобілів більш ніж в 1,4 рази.

2. Запропонований спосіб з використанням датчиків прискорення дозволить з підвищеною точністю (за рахунок великої кількості розрахункових точок) та в початковий період руху (при першому розгоні на 1-й передачі після зміни завантаження автомобіля) визначати поточну масу автомобіля з подальшим використанням її значення у роботі бортових систем.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пат. 63953 Україна, МПК G 01 G 19/08. Спосіб визначення маси вантажу в колісному транспортному засобі з рухомою підвіскою / С. М. Бабий, О. Д. Фолюшняк ; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – №u201103787 ; заявл. 29.03.11 ; опубл. 25.10.11.
2. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожняя]. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2011. – 219 с.
3. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

УДК 656.025

Халилов В., Мевлют Ш. Т., Абдулгазис У. А.

ПРЕДПОСЫЛКИ К РАЗРАБОТКЕ РЕГИОНАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КРЫМА

Представлено огляд регіональних особливостей і математичних підходів до моделювання транспортно-логістичної системи. Перевага в моделюванні транспортно-логістичної системи представлено алгоритмам методів лінійної екстраполяції.

Ключові слова: *моделювання, регіональна логістична система, методи екстраполяції.*

Представлен обзор региональных особенностей и математических подходов к моделированию транспортно-логистической системы. Предпочтение в моделировании транспортно-логистической системы представлено алгоритмам методов линейной экстраполяции.

Ключевые слова: *моделирование, региональная логистическая система, методы экстраполяции.*

The review of regional characteristics and mathematical approaches to modeling the transport and logistics system. Preference in the modeling of transport and logistics system is a linear extrapolation algorithms techniques.

Key words: *modeling, the regional logistics system, methods of extrapolation.*

Постановка проблемы. Крым является географически особым регионом Украины. Омываемый водами Черного и Азовского морей, он представляет в настоящее время практически тупик для автомобильного транспорта. Пропускная способность Керченской паромной переправы для железнодорожного и автомобильного транспорта и пассажиров ограничены и не превышают, согласно расписанию, 28 переходов в летнее время. Не редко можно наблюдать на самоорганизованных пунктах у обочины скопление грузовых транспортных средств, ожидающих груз в попутных направлениях из Крыма. Пассажирские перевозки в свою очередь также имеют свои организационные сложности по загруженности, вызванные не только географическими особенностями Крымского полуострова, но и сезонностью процесса рекреации.

С этими особенностями связана практически вся грузопассажирская перевозка региона, что требует достаточно влиятельных возможностей управления и корректировок регионального характера. Можно рассмотреть проблему обеспечения транспорта загруженностью, но при этом несколько в тени остается главное – своевременная, экономически оптимальная доставка объекта перевозки в назначенный конечный пункт и при необходимости оперативная корректировка этого процесса.

Существующий мировой опыт оптимизации транспортных перевозок, как известно, базируется на принципах транспортно-логистических систем управления. Для рассматриваемого региона транспортно-логистическая система может представлять собой совокупность составляющих сегментов обеспечения экономически выгодного перемещения товаров от производителя до потребителя и пассажира в пункт назначения. Стремление к оптимальному распределению объемов работ среди отдельных видов транспорта для обеспечения оптимального количества и качества перевозок (транспортная скорость, степень надежности и безопасности транспортных мощностей) с минимальными затратами времени и экономических ресурсов фактического процесса может служить критерием функциональной эффективности системы.

Региональная транспортно-логистическая система (ТЛС) должна иметь возможность безопасно взаимодействовать с существующими системами логистического управления всех видов транспортных перевозок и сопрягаться с другими региональными системами, что повысит возможность осуществления конечной цели по доставке продукции. Моделирование подобных систем приобрело значительное развитие как наука логистика и опирается на комбинаторику, теорию графов, теорию массового обслуживания, возможности многофакторного анализа, метод Монте-Карло и т. д., то есть широкий спектр возможностей математического аппарата.

Анализ литературы. Различные аспекты затронутой идеи разработки ТЛС отображены в работе [1]. В ней уделено внимание взаимодействию разработанной системы со смежными транспортно-логистическими кластерами прилегающих регионов.

В публикации [2] на основе анализа работ по стратегическому управлению приведены и ранжированы важные признаки классификации логистической стратегии, проведена систематизация ключевых вопросов формирования логистической стратегии и оптимизации действующих микроэкономических систем с гибким реагированием и активному воздействию на процесс удовлетворения потребностей потребителей.

Особый интерес вызывает работа [3], где выделена цепочка «теория транспорта – технология перевозки – логистика» для возможности моделирования связей между технологией транспортировки и качеством транспортных услуг детерминированными, стохастическими зависимостями. Согласно [3], в условиях постоянно возрастающей нагрузки транспортной сети оптимизация должна базироваться на условиях нелинейного моделирования системы с большей достоверностью отражающей реальные условия. Особо обращается внимание на использование вероятностной модели и арсенала теории массового обслуживания, позволяющей оценить возможность появления узких мест или даже хаоса в доставке объекта в конечный пункт назначения.

Адаптацию логистик и транспорта для эффективности работы в системе рассматривалась в работе [4]. Особое внимание в работе уделено сопряжению транспортно-логистической системы с электронной базой, позволяющей работать со склада готовой продукции предприятия без перевалки до терминала клиента и тем самым снизить уровень процедур доставки. Без увязки потоков транспорта мощная стратегия логистики не может проявить свои преимущества в полной мере. Необходим анализ транспортной системы, который даст возможность обеспечить более четкое применение логистики.

Для эффективности функционирования региональной ТЛС важно базироваться на достоверной информации экспериментальной экономики в транспорте [5]. Специфические данные часто отсутствуют в связи с коммерческой тайной и принятием решений по поставкам ограниченным количеством специалистов. Предлагается планировать затраты на получение этой информации, что несколько повышает стоимость услуг системы, но достоверность моделирования ситуации значительно окупается эффективностью принимаемых решений.

В работе [6] приведены алгоритм взаимодействий и условия для совместной деятельности смежных систем ТЛС. Там же рассматривалось повышение эффективности при обмене информацией конкретных систем поддержки принятия решений для этих совместных подходов в области логистики и транспортировки.

Проблему транспортировки можно рассматривать как в статике, так и в динамике [7]. За период подготовки и осуществления процесса транспортировки могут возникать различные проблемы, связанные с техническим состоянием транспорта, погодно-климатическими условиями и т. д., затрудняющими выполнение поставленной задачи. Динамическая модель позволяет учесть сложившиеся обстоятельства и принять рациональное решение по измененной маршрутизации объекта перевозки.

Для определения в ТЛС кратчайших путей решения проблемы транспортировки существует возможность применения разрешающих способностей ориентированного графа [8]. Пример использования ориентированных графов при использовании технологии агентов в управлении цепочкой поставок для динамической системы предлагается в работе [9].

Важным для ТЛС является выбор способа принятия необходимого алгоритма для решения поставленной задачи. Моделирование на принципах системы массового обслуживания как показано в литературе [10] имеет свои преимущества при обработке вероятностных значений поступающей информации.

Анализ литературы показал, что для моделирования ТЛС существует значительный спектр теоретических разработок по организации внутренних и внешних взаимодействий. Определилась необходимость выбора методов теоретической оценки принимаемых решений в ТЛС.

Более критично оценить достоинства и недостатки принимаемых решений позволяет факторный анализ [11], широко используемый на практике в различных сферах хозяйствования. Методика факторного анализа позволяет учитывать широкий спектр взаимосвязи всех процессов системы. Применение аппарата регрессионного моделирования при факторном анализе позволяет эффективно осуществлять процесс управления. В системе все факторы можно рассматривать как аргумент и как результат. Значительную роль играет возможность экономической оценке при факторном анализе принятия эффективных решений в достаточно доступной форме [12]. В работах [13; 14] решения транспортно-логистических задач, в том числе по экономическому критерию, представлены в классической форме. Однако в такой постановке не рассматривается сама ТЛС. Решение статистической задачи недостаточно для оптимального регионального управления.

Приведенный выше анализ показал, что приемы моделирования ТЛС достаточно развиты, но регионально-экономические особенности обуславливают необходимость обоснования приемлемого механизма принятия алгоритма оптимального решения, предоставляющего возможность экстраполирования ситуации по текущим результатам. Необходим механизм автоматизированного управления, осуществляющий сбор, обработку и отображение информации в текущих режимах работы ТЛС, отслеживающий аварийные и незапланированные ситуации. Для целей эффективного оперативного управления необхо-

димо в рамках автоматизированной системы ТЛС иметь модели, отражающие стохастические связи между показателями функционирования ТЛС (зависимыми переменными) и признаками (независимыми переменными), определяющими возникновение динамических ситуаций [13].

Цель работы – обоснование основных принципов моделирования транспортно-логистической системы для Крыма, позволяющих оперативно реагировать на ситуативные изменения процессов транспортировки.

Изложение основного материала. Предполагая, что структура ТЛС должна обеспечивать динамичную форму эффективного управления процессами хранения и транспортировки грузов и пассажиров в регионе, а в ряде случаев принятия экстренных мер, обратимся к алгоритмам многомерной линейной экстраполяции (МЛЭ) [15], позволяющей принимать не только необходимые управляющие решения, но и предвидеть будущее состояние системы. Практика расчетов по оптимизации параметров статистической системы управления [16] методом случайного поиска на основе МЛЭ [17] показала его значительные возможности оперативного определения оптимальных параметров в многомерном пространстве математической модели.

Учитывая стохастическую природу процессов транспортировки [18], синтез модели можно представить по аналогии с оперативным управлением электроэнергетическими системами [16] как восстановление с тем или иным приближением неизвестного стохастического оператора отображения V параметров $X \in E^n$ в $Y \in E^m$ на основании выборочной совокупности $\{X_i Y_i\}_{i=1,2\ldots,\ N}$ в виде

$$Y = V(X). \qquad (1)$$

Точки X_i и Y_i евклидовых пространств E^n и E^m отображают режимную ситуацию ω_i выборки $W = \{\omega_1, \omega_2, \ldots, \omega_N\}$ – совокупности N-ситуаций из множества возможных ситуаций Ω, используемых при синтезе модели ($\omega \in \Omega$). Каждая режимная ситуация ω может характеризоваться парой векторов $\{X,Y\}$, представляющих собой совокупность n независимых переменных $X^T = (x_1, x_2, \ldots, x_n)$ и m зависимых переменных $Y^T = (y_1, y_2, \ldots, y_m)$.

Для оперативного управления режимами ТЛС, оператор отображения $Z(X)$ во многих случаях целесообразно представлять в виде приближенной функциональной зависимости

$$Y = G_c(B_c, X) + \Delta, \qquad (2)$$

где Δ – ошибка управления;

c – индекс, указывающий в каком классе решается задача;

B_c – вектор параметров в выбранном классе функций G_c.

Восстановление функции $G_c(B_c, X)$ принципиально может быть осуществлено на основе всей, либо части выборки W. В первом случае можно получить кусочно-непрерывную модель с однородной структурой [15], а во втором случае – модель с неоднородной структурой, зависящей от вектора X. Как видно из зависимости (2), связи между переменными большинства оперативных моделей управления нелинейны. В практике разработки теории эффективных систем управления [16] существенные нелинейности статистически линеаризуются, что позволяет решать поставленные задачи на вероятностных моделях. Опыт моделирования системы управления с применением метода статистической линеаризации [17] показывает возникновение существенной громоздкости моделируемой системы математических зависимостей. Для упрощения существует возможность использования локальных линейных моделей [15], построенных с использованием линейных членов после разложения в ряд Тейлора. Синтез алгоритма оптимизации методом МЛЭ осуществляется путем минимизации скалярной функции $Q(X)$ в n-мерном евклидовом пространстве E^n:

$$Q(X) \rightarrow \min X \in E^n \rightarrow X, \qquad (3)$$

Минимизируемая функция может задаваться параметрически, вводя функцию $Q(X, P)$, где P – вектор параметров, определяющий конкретную транспортную задачу. Для случайно выбранных значений X измеряются параметры функций, т. е. строится вектор соответствующей ситуации и, зная экстремум X^* этой функции, определяется оптимальное решение за одну процедуру экстраполяции [15]. Для случайно выбранных значений X определяются параметры функции как вектор ситуации A. Тогда, зная экстремум X^* этой функции, определяется оптимальное решение

$$X : \Delta X^* = X^* - X, \qquad (4)$$

где ΔX^* – оптимальное приращение аргумента в произвольной точке X.

Данный метод позволяет использовать информацию, полученную при решении поисковых задач из заданного класса. Метод также гарантирует большую точность определения решения по сравнению с традиционными регрессионными моделями.

Кроме того, метод МЛЭ позволит по протоколу данных ТЛС при экспериментах прогнозировать значения выходных данных в реальных условиях.

Для моделируемой ТЛС существует необходимость обнаружения динамической закономерности, характеризующей возможности управления, т. е. соотношения между векторами входа и состоянием системы в дискретном времени. Метод МЛЭ дает возможность выявления динами-

ческих закономерностей. Располагая информацией последовательности изменения состояния объекта управления, появляется возможность определения данных выхода управления для другой заданной входной последовательности.

Очень важно для моделируемой системы ТЛС иметь возможность решения задачи адаптации, которая связана с необходимостью проведения многокритериальной оптимизации для принятия правильного управляющего решения. Критерии ранжируются по значениям, которые:

1) необходимо улучшить;
2) не должны ухудшаться по отношению к рассматриваемой ситуации;
3) на данном этапе несущественны.

К главному преимуществу МЛЭ необходимо отнести также возможность приближенно решать задачу оптимизации процесса управления без существенных затрат. Это позволяет достаточно надежно решать задачи восстановления функций управления в условиях недостаточности информации – малое число наблюдаемых точек, время наблюдений. Алгоритм метода МЛЭ сводится к минимизации разности [15]

$$\delta^2 = \|Z - HX\|^2 \rightarrow \min, \qquad (5)$$

где Z – вектор, характеризующий наблюдаемую ситуацию;

H – матрица, составленная из векторов, характеризующих обучающие ситуации;

X – вектор весовых коэффициентов.

Формула (5) характеризует уклонение линейной комбинации HX от параметров вектора Z, решение которой сводится к определению $Z = HX$ при условии существования матрицы H. Решение поставленной задачи сводится фактически к решению задачи минимизации величины $\|Z - HX\|^2$ методом наименьших квадратов, который часто применяется при прогнозировании.

Для повышения точности получаемых результатов методом МЛЭ существует возможность учета старения исходной информации. На каждом шаге выполнения процесса расчетов отбрасывается устаревшая информация и происходит корректировка матрицы с текущей ситуацией.

Выводы. Выбор применения метода многомерной линейной экстраполяции для разработки региональной ТЛС не случаен, так как этот метод базируется на возможности применения как детерминированных, так и стохастических последовательностей возникающих условий. Данный метод по своей сути наиболее приближен к эвристическим методам планирования транспортировки, при решении поисковых задач. Используемые алгоритмы случайного поиска метода МЛЭ близки к алгоритмам, применяемым для приближения искусственного интеллекта к естественному. Использование возможностей методов экстраполяции в моделировании систем оперативного управления региональной транспортно-логистической системой является перспективным в решении региональной транспортно-экономической задачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Концепция развития региональной транспортно-логистической системы Самарской области на 2011–2015 годы [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://delo-i.narod.ru/olderfiles/3/Kontseptsiya.pdf.
2. Шандрівська О. Є. Логістичні аспекти стратегічного управління [Электронный ресурс] / О. Є. Шандрівська, Н. І. Горбаль. – Режим доступа : http://ena.lp.edu.ua:8080/bitstream/ntb/9009/1/27.pdf.
3. Pastor O. On linkage of transportation theory and logistics [Электронный ресурс] / Otto Pastor. – Режим доступа : http://mech-ing.com/journal/Archive/2008/6-7-2008/2.tehnologii/24_Pastor.tm08.pdf.
4. Tseng Y.-y., Taylor M. A. P., Yue W. L. The role of transportation in logistics chain / Yung-yu Tseng, Michael A. P. Taylor, Wen Long Yue // Proceedings of the Eastern Asia Society for Transportation Studies. – 2005. – Vol. 5. – P. 1657–1672.
5. Jong G. de. Application of experimental economics in transport and logistics [Электронный ресурс] / Gerard de Jong. – Режим доступа : http://www.openstarts.units.it/dspace/bitstream/10077/6111/1/B_DE_JONG%20-%20ET2012.50.03.pdf.
6. Gonzalez-Feliu J., Morana J. Collaborative transportation sharing: from theory to practice via a case study from France [Электронный ресурс] / Jesus Gonzalez-Feliu, Joëlle Morana. – Режим доступа : http://halshs.archives-ouvertes.fr/docs/00/79/83/19/PDF/Collaborative_Transportation_Sharing.pdf.
7. Angus D. Problems in Transport and Logistics. Technical Report [Электронный ресурс] / Daniel Angus. – Режим доступа : http://itee.uq.edu.au/~uqdangus/Problems%20in%20Transportation%20-%20Technical%20Report%20(Draft).pdf.
8. Оре О. Теория графов / О. Оре ; [пер. с англ. И. Н. Врубелевской] ; [под ред. Н.Н. Воробьева]. – [2-е изд.]. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 336 с.
9. A review of approaches to supply chain communications: from manufacturing to construction [Электронный ресурс] / Anne-Francoise Cutting-Decelle, Bob I. Young, Bishnu P. Das, Keith Case, Shahin Rahimifard, Chimay J. Anumba, Dino M. Bouchlaghem. – Режим доступа : http://www.itcon.org/data/works/att/2007_5.content.06399.pdf.
10. Ермаков С. М. Метод Монте-Карло и смежные вопросы / С. М. Ермаков. – [изд. 2-е, доп.]. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1975. – 472 с.
11. Математическая теория планирования эксперимента. / С. М. Ермаков, В. З. Бродский, А. А. Жиглявский и др. ; [под ред. С. М. Ермакова]. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 392 с.

12. Морозова Е. Факторный анализ сырьевого снабжения на малых мясоперерабатывающих предприятиях [Электронный ресурс] / Е. Морозова. – Режим доступа: http://logistika-prim.ru/sites/default/files/36-37_1.pdf.
13. Безручко Б. П. Математическое моделирование и хаотические временные ряды / Б. П. Безручко, Д. А. Смирнов. – Саратов : ГосУНЦ «Колледж», 2005. – 320 с.
14. Барбаумов В. Е. Справочник по математике для экономистов / В. Е. Барбаумов, В. И. Ермаков, Н. Н. Кривенцова ; [под ред. В. И. Ермакова]. – М. : Высшая школа, 1987. – 336 с.
15. Растригин Л. А. Экстраполяционные методы проектирования и управления / Л. А. Растригин, Ю. П. Пономарев. – М. : Машиностроение, 1986. – 120 с.
16. Росин М. Ф. Статистическая динамика и теория эффективности систем управления / М. Ф. Росин. – М. : Машиностроение, 1970. – 336 с.
17. Халилов В. Оптимизация параметров гидрокопирующего устройства хлопкоуборочной машины с целью снижения энергозатрат / В. Халилов // Пути уменьшения энергозатрат при производстве продуктов растениеводства в зоне орошаемого земледелия. Сборник научных трудов ТИИИМСХ. – Ташкент, 1988. – С. 43–48.
18. Попов А. Б. Вероятностное моделирование логистической системы грузоперевозок [Электронный ресурс] / А. Б. Попов, Е. Р. Обрезанова, Е. Ю. Синебрюхова. – Режим доступа : http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/Rks/2012_1/PopovObr.pdf.

Раздел 2. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.9.026

Абдулгазис Д. У., Умеров Э. Д., Ягьяев Э. Э.,
Меметов С. Р., Абдулгазис У. А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАСЛЯНЫХ СОТС ПРИ СВЕРЛЕНИИ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ ПРИМЕНЕНИЕМ НАНОГЛИНИСТЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ ПРИСАДОК

У статті викладена методика і наведені основні результати експериментальних випробувань ефективності масляних МОТС з присадкою наногліністих мінералів на осьову силу і крутний момент, які докладаються до свердла. Показані результати впливу МОТС на формування стружки і на стійкість різального інструмента.

Ключові слова: *наногліністі присадки, масляні МОТС, різання металів.*

В статье изложена методика и приведены основные результаты экспериментальных испытаний эффективности масляных СОТС с присадкой наноглинистых минералов на осевую силу и крутящий момент, прикладываемых к сверлу. Показаны результаты влияния СОТС на формирование стружки и на стойкость режущего инструмента.

Ключевые слова: *наноглинистые присадки, масляные СОТС, резание металлов.*

The paper sets out the methodology and the main results of experimental trials of oil coolants with the additive nanoclay minerals on the axial force and torque applied to the drill. The results on the impact of LCTT chip formation and tool life.

Key words: *nanoclay additives, oil coolants, cutting metals.*

Постановка проблемы. Повышение качества машиностроительной продукции и снижение затрат на ее производство требует переоснащения предприятий оборудованием и технологиями, обладающими высокой степенью надежности и стабильности исполнения. Для изготовления деталей, работающих при высоких температурах и нагрузках на машиностроительных предприятиях, широкое применение получили титановые сплавы.

Проблема механообработки титана и его сплавов, несмотря на большое количество исследований в этой области [1; 2], множество технологических решений по составу и применению смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) [3–5], остается актуальной. Ресурс режущего инструмента, особенно сверл, продолжает оставаться достаточно низким.

По нашей оценке, использование наноглинистых минеральных присадок (НГМП) к масляным СОТС открывает перспективу существенного улучшения физико-химической обстановки в зоне резания, повышения ресурсных показателей осевого быстрорежущего инструмента и требует качественно новые исследования по составу масляно-бентонитовой композиции и условиям ее применения.

Анализ литературы. При механической обработке металлов применяют СОТС различного вида. Современные СОТС представляют собой многокомпонентные среды [3–5] на основе минерального масла, которые направлены на улучшение процесса резания. Они обладают хорошими смазочными свойствами, но имеют низкую охлаждающую способность, высокую стоимость и испаряемость [3].

Поэтому в настоящее время, ввиду негативного влияния СОТС на минеральной основе на экологию, все больше и больше склоняются к использованию СОТС растительного происхождения. Однако такие СОТС имеют большую стоимость, поэтому необходимо их использовать как можно минимально, сохранив при этом технологический эффект. Как правило, они подаются в зону резания, в основном в чистом виде, без каких-либо присадок, что делает их малоэффективным при теплоотводе от режущих кромок сверла.

Цель работы – экспериментально показать повышение стойкости осевого быстрорежущего инструмента при обработке титановых сплавов за счет применения к масляной основе СОТС присадок из минералов с наноглинистой листовой структурой.

Изложение основного материала. Эксперименты проводились на фрезерном станке с ЧПУ, марки «МАНО МН 600Е» (Германия), со следующими основными техническими характеристиками: максимальная скорость вращения 20–5000 об/мин, мощность двигателя шпинделя 5,5 кВт.

Станок оснащен системой подачи смазочно-охлаждающих технологических сред в зону обработки техникой минимальной смазки (ТМС) MiniCool фирмы «NOGA» (Израиль). На рис. 1 показан общий вид экспериментальной установки.

Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки на базе станка с ЧПУ «МАНО МН 600Е».

Силовые параметры процесса сверления – сила резания P_o и крутящий момент $M_{кр}$ – измерялись двухкомпонентным ротационным динамометром KISTLER 9123 B (Швейцария), полученные данные передавались на аналого-цифровой преобразователь (АЦП) и обрабатывались на ПК (рис. 2).

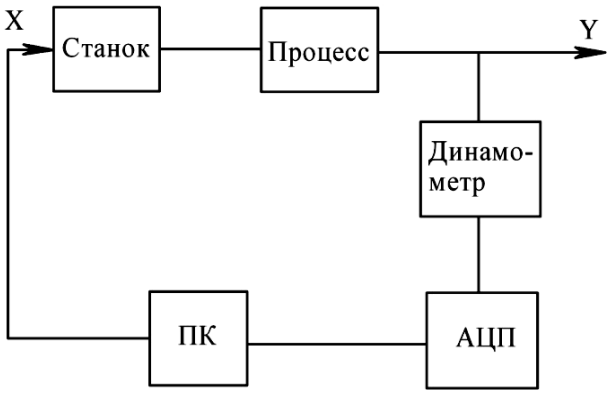


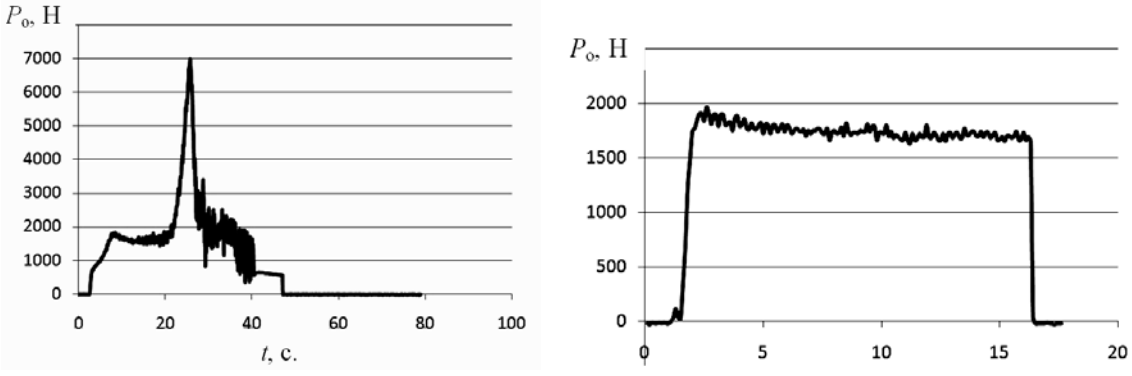
Рис. 2. Схема измерений сил резания и крутящего момента.

В качестве заготовки использовался титановый деформируемый сплав ВТ22 цилиндрической формы, диаметром 80 мм и высотой 22 мм.

В эксперименте в качестве режущего инструмента было выбрано спиральное сверло диаметром d = 8,3 мм, h8 HSS, углом заточки 2φ = 118°, фирмы HARTNER, DIN 18678, с частотой вращения n = 219 об/мин, подачей s = 0,08 мм/об.

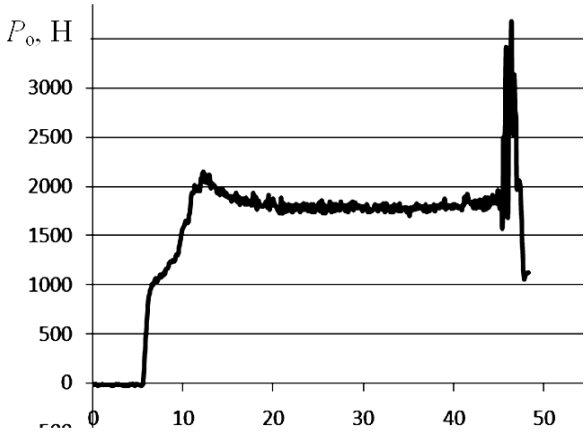
Сверление отверстий при проведении эксперимента производилось по циклу сверления глубоких отверстий. Обработка проводилась на глубину 5 мм, затем сверло выводилось из отверстия, и цикл повторялся. После обработки каждого отверстия станок останавливался, инструмент снимался, измеряли его износ под микроскопом.

При выходе износа сверла за пределы допустимого, определяемого по характерному признаку – свисту сверла, станок останавливали, и инструмент заменялся новым. После замены сверла эксперимент продолжался с СОТС другого состава. На рис. 3 и 4 представлены экспериментальные данные изменения осевой силы P_o за время сверления заготовки из титанового сплава ВТ22 при различных СОТС.

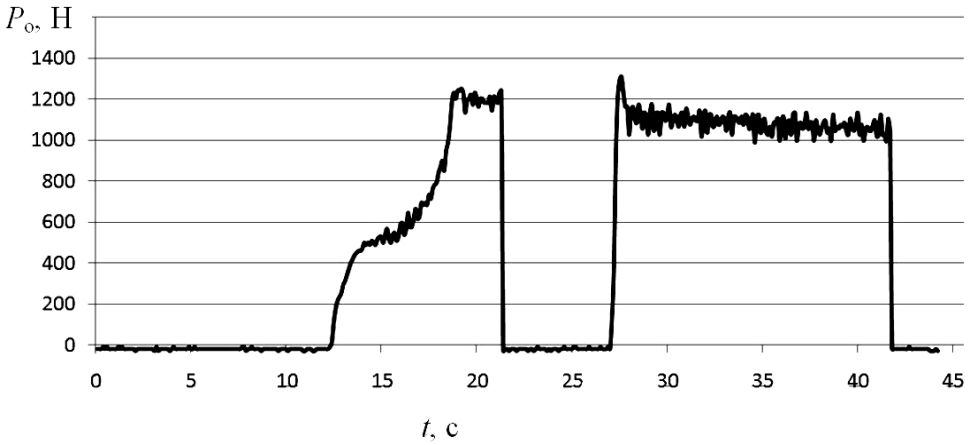


а) **б)**

Рис. 3. Экспериментальные данные осевой силы P_o при обработке сплава ВТ22 d = 8,3 мм, h8 HSS, DIN 18678, n = 219 об/мин, s = 0,08 мм/об: а) сухое резание; б) в качестве СОТС использовалось подсолнечное масло.



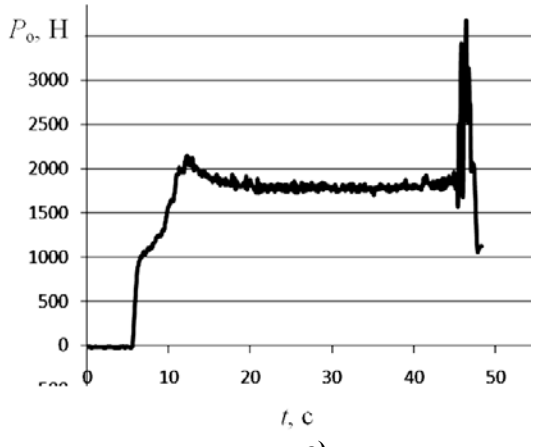
а)



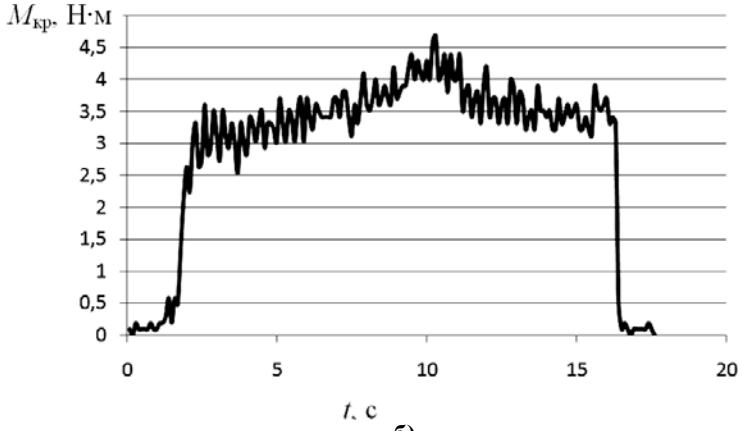
б)

Рис. 4. Экспериментальные данные осевой силы P_o при обработке сплава ВТ22 d = 8,3 мм, h8 HSS, DIN 18678, n = 219 об/мин, s = 0,08 мм/об: а) в качестве СОТС в качестве СОТС использовалось масло специальное Hebro 100 А (Германия); б) при подаче в качестве СОТС И-30 + НГМП.

В качестве СОТС использовалась композиция на основе минерального масла И-30 с НГМП. При сверлении сплава СОТС в зону резания подавалось с помощью ТСМ, которая позволяет существенно снизить количество подаваемой СОТС, при этом, не ухудшая сам процесс резания. ТСМ в настоящее время очень широко применяется за рубежом при обработке металлов резанием. Изменения крутящего момента за время сверления заготовки из титанового сплава ВТ22 при подаче различных СОТС представлены на рис. 5 и 6.

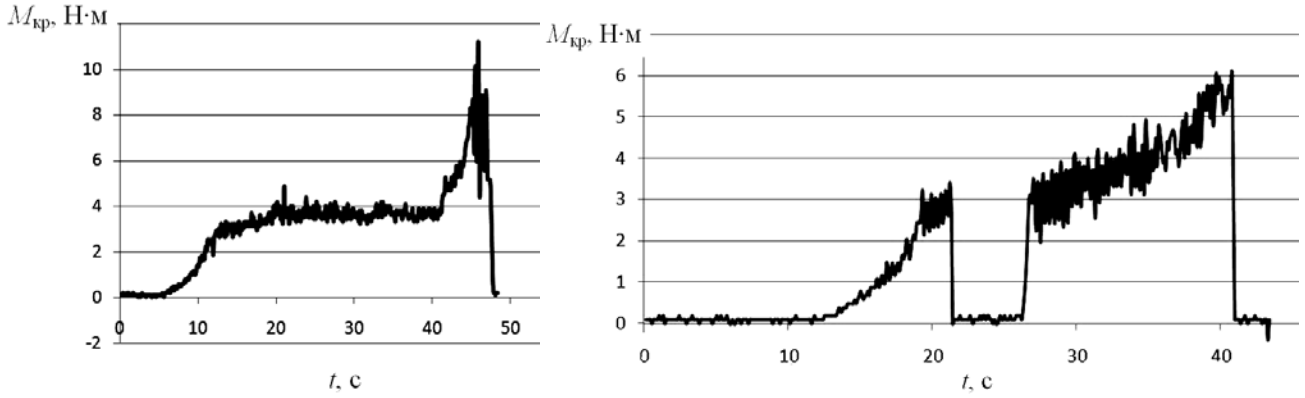


а)



б)

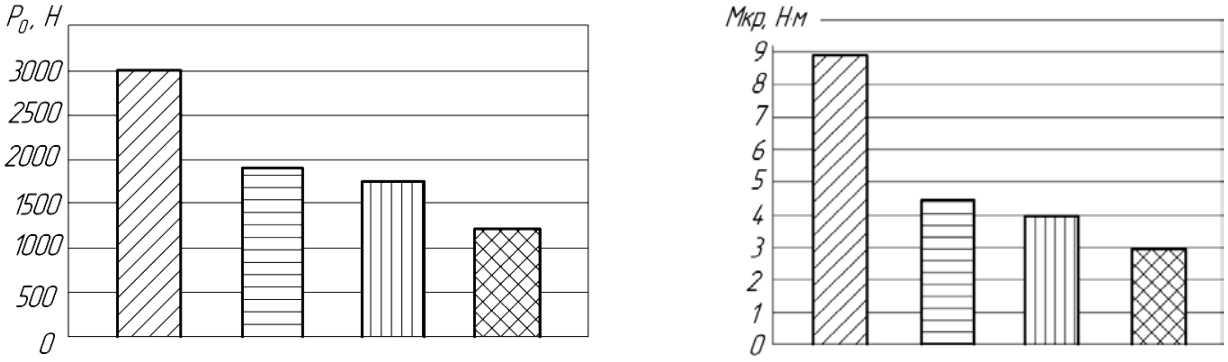
Рис. 5. Экспериментальные данные крутящего момента $M_{кр}$ при обработке сплава ВТ22 d = 8,3 мм, h8 HSS, DIN 18678, n = 219 об/мин, s = 0,08 мм/об: а) сухое резание; б) в качестве СОТС использовалось подсолнечное масло с применением ТМС.



а) **б)**

Рис. 6. Экспериментальные данные крутящего момента $M_{кр}$ при обработке сплава ВТ22 d = 8,3 mm, h8 HSS, DIN 18678, n = 219 об/мин, s = 0,08 мм/об: а) в качестве СОТС масло специальное Hebro 100 А (Германия). б) при подаче в качестве СОТС И-30 + НГМП.

На рис. 7 представлены гистограммы значений осевой силы и крутящего момента при обработке титана ВТ22.



а) **б)**

Рис. 7. Значения осевой силы и крутящего момента при сверлении титанового сплава ВТ22: а) осевой силы; б) крутящего момента: – сухое резание; – при подаче СОТС на основе подсолнечного масла; – при подаче СОТС на основе масла специального Hebro 100 А (Германия); – при подаче СОТС с присадкой НГМП.

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что максимальные значения осевой силы P_o зарегистрированы при обработке «в сухую» без СОТС. Критический износ сверла наступил до завершения процесса сверления отверстия. Применение в качестве СОТС подсолнечного масла позволило снизить значения осевой силы P_o в 3,5 раза. При сверлении с подачей СОТС в виде масляно-бентонитовой композиции (И-30 + НГМП) не только снизились значения осевой силы P_o в 5 раз, но и изменился характер процесса. На начальной стадии процесса сверления сила резания P_o минимальна. При увеличении времени обработки наблюдается закономерное увеличение P_o, которое стабилизируется до завершения процесса сверления.

Полученные экспериментальные данные значений крутящих моментов дают возможность сделать следующие заключения: значение $M_{кр}$ при обработке с сухую достигает 18 Н·м, при сверлении с применением подсолнечного масла наблюдается снижение $M_{кр}$ до 5…6 Н·м. Сверление с применением СОТС И-30А + НГМП как и в случае с осевой силой P_o уменьшение $M_{кр}$ и изменился характер процесса обработки. На наш взгляд, это возможно связано с тем, что присадка НГМП дополнительно улучшает трибологические свойства масляной основы СОТС, повышает стойкость режущего инструмента и улучшает процесс резания.

На основе проведенных экспериментов и полученных результатов можно сделать вывод о том, что применение НГМП к СОТС в процессе сверления титанового сплава ВТ22 снижает осевую силу P_o и крутящий момент $M_{кр}$, дает повышение стойкости быстрорежущего инструмента и улучшение качества обработанной поверхности.

Влияние масляной СОТС с присадкой НГМП на процесс формирования стружки. Известно, что процесс сверления более сложный по сравнению с точением, т. к. сверло работает в более сложных условиях: ограничивается подвод охлаждающей жидкости в зону резания, увеличивается сила трения с увеличением глубины резания, затрудняется отвод стружки, дополнительно возникают силы трения стружки об обработанную поверхность и т. д. Это ведет к тяжелым условиям образования стружки, а следовательно, к повышенному тепловыделению и перегреву сверла.

В процессе сверления стружкообразование протекает также как и в процессе точения: возникают упругие и пластические деформации, износ, наростообразование, тепловыделение. Сам процесс стружкообразования сопровождается упругими и пластическими деформациями. То есть, исходя из диаграммы растяжения, можно сказать, что сначала возникают упругие деформации, после чего возникают пластические деформации, заканчивающиеся разрушением.

Получаемая стружка имеет различные виды, которые зависят от условий обработки металла: элементная, ступенчатая, сливная и стружка надлома. Основу классификации стружек заложил И. А. Тиме в конце 1870 годов, после чего этим вопросом занимались другие исследователи: В. А. Кривоухов, Я. Г. Усачев, проф. А. М. Розенберг и др.

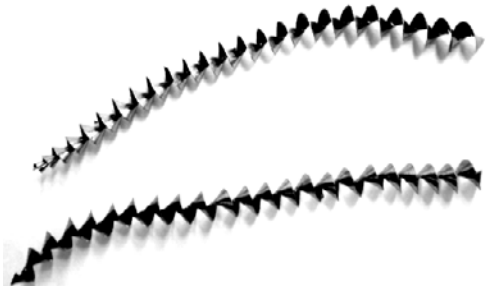
Проведем анализ полученных форм стружки в нашем эксперименте с экспериментальной СОТС по классификации ISO 3685-1977 [7] при обработке заготовки из титана ВТ22. При сверлении заготовки из титана ВТ22 «насухую» форма стружки получается длинной и без скручивания (рис. 8а), которая наматывалась на сверло, тем самым отрицательно влияя на процесс резания, что делает плохо выводимым сверло из заготовки. При этом осевая сила и крутящий момент обретают завышенные значения за счет дополнительного трения стружки об заготовку.

При сверлении заготовки с подачей подсолнечного масла (без присадки) осевая сила и крутящий момент снизились, положительно повлияв на формирование стружки. Стружка обрела форму конической спирали (рис. 8б), что делает ее вывод свободным. Процесс стружколомания в этом случае можно считать удовлетворительным, поскольку после нескольких оборотов стружка обрывается.

При подаче специального масла Hebro 100 A (Германия) (рис. 8в) форма стружки отличается от подачи подсолнечного масла. При этом стружка получается в виде развернутой ленты.

В процессе сверления титана ВТ22 с экспериментальной СОТС с добавкой НГМП, последний оказывает еще более положительное влияние по сравнению с подсолнечным маслом. При этом стружка получается двух видов: короткой винтовой спирали и развернутой ленты (рис. 8г). Силы резания также уменьшаются, что положительно влияют на процесс резания.

а)



б)

в)

г)

Рис. 8. Форма стружек при сверлении:
а) при сухом резании; б) при подаче подсолнечного масла; в) при подаче в качестве СОТС масла специального Hebro 100 A (Германия); г) при подаче СОТС с НГМП.

На основе полученных экспериментальных данных можно утверждать, что наноглинистых минеральных присадок в составе СОТС положительно влияет на процесс резания: уменьшаются осевые силы и крутящий момент, улучшается качество обработанной поверхности.

Влияние НГМП в составе СОТС на стойкость режущего инструмента. В виду того, что заготовка из сплава титана ВТ22 относится к категории труднообрабатываемых материалов, и в проведенных экспериментах не было просверлено ни одно сквозное отверстие (были получены только глухие отверстия), стойкостные зависимости рассмотрим по глубине просверленного отверстия.

Как уже говорилось выше, при сверлении отверстия, как только появлялись явные признаки свиста сверла, станок останавливался и сверло выводилось из заготовки. Так при сверлении «насухую» глубина отверстия составила 4 мм, после чего сверло сломалось. Следует отметить, что полная глубина отверстия с учетом остатка сверла в отверстии составляет 6 мм.

При сверлении отверстия с подачей СОТС на основе подсолнечного масла в зону резания глубина отверстия составила 12 мм, а при сверлении отверстия с подачей в качестве СОТС масла специального Hebro 100 А (Германия) глубина отверстия снизилась до 10 мм.

В результате сверления отверстия с использованием подачи СОТС с ТМС с добавкой наноглинистых минеральных присадок, глубина отверстия, полученная при данном способе, составила 16 мм.

Таким образом, добавка наночастиц бентонита в состав масляной СОТС свидетельствует о ее положительной способности улучшать как смазывающие, так и охлаждающие свойства, что ведет к повышению стойкости режущего инструмента. Например, в работе [6] говорится о положительном воздействии СОТС на процесс резания путем уменьшения сил резания, снижение температуры за счет охлаждающей способности, возникновение химических пленок на поверхности металла, улучшая процесс резания. Но стоит отметить, что немаловажным является процесс упрочнения металла в контактном слое в зоне резания при использовании растительного масла. Масляная растительная среда лучше способствует процессу упрочнения металла за счет смазывающих и проникающих свойств, чем масла на минеральной основе.

На рис. 9 показана гистограмма стойкостных зависимостей режущего инструмента с подачей различных смазочно-охлаждающих технологических сред в зону резания.

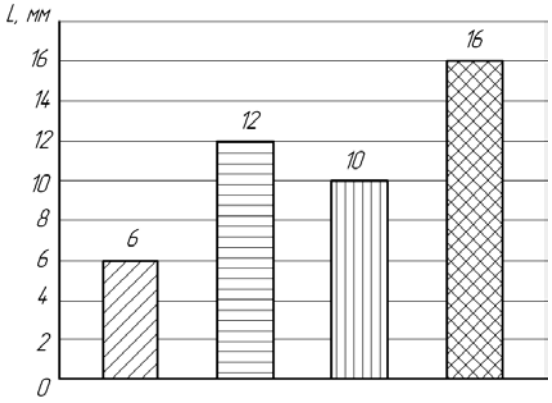


Рис. 9. Стойкостные зависимости режущего инструмента с использованиям различных СОТС: – сухое резание; – подсолнечное масло; – масло специальное Hebro 100 А (Германия); – СОТС И-30 + НГМП.

Таким образом, анализ полученных данных говорит о положительном влиянии НГМП в составе СОТС. Оно ведет к увеличению стойкости режущего инструмента. Так, в сравнении с подачей СОТС с использованием подсолнечного масла с сухим резанием стойкость режущего инструмента увеличивается в 2 раза, при использовании в качестве СОТС масла специального Hebro 100 А (Германия) стойкость уменьшается до 1,7 раза, а при использовании СОТС с добавками НГМП стойкость увеличивается до 2,7 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rahim E. A. Study of the effect to palm oil as MQL lubrication high speed drilling of titanium alloys / E. A. Rahim, H. Sasahara // Tribology International. – 2011. – № 44. – P. 309–317.
2. Якубов Ч. Ф. Підвищення зносостійкості швидкорізальних інструментів шляхом спрямованої трансформації їх початкових властивостей : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти» / Ч. Ф. Якубов. – Харків, 2004. – 20 с.
3. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием : справочник ; под ред. С. Г. Энтелиса, Э. М. Берлинера. – [2-е изд.]. – М. : Машиностроение, 1998. – 496 с.
4. Ошер Р. Н. Производство и применение смазочно-охлаждающих жидкостей (для обработки металлов резанием) / Р. Н. Ошер. – М. : 1963. – 226 с.
5. Смазочно-охлаждающие жидкости и их применение при производстве режущего инструмента. Методические рекомендации. – М. : ВКИИ инструмент, 1986. – 73 с.
6. Верещака А. С. Анализ основных аспектов проблемы экологически безопасного резания / А. С. Верещака, Ф. Лиерат, Л. Дюбнер // Резание в технологических системах : межд. научно-техн. сб. – Харьков, 2000. Вып. 27. – С. 29–34.
7. Grzesik Wit. Podstawy skrawania materialow metalowych / W. Grzesik. – Warszawa : Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1998. – 382 arc.

УДК 621.92

Новоселов Ю. К., Шрон Б. Л., Богуцкий Б. В.

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ ПРОЦЕССА ЧИСТОВОГО ШЛИФОВАНИЯ

Розроблена структурна схема та наведено системний аналіз операції чистового круглого шліфування інструментом з переривчастою робочою поверхнею.

Ключові слова: *шліфування, підсистема, вхідний вектор, якість поверхні, знос кола.*

Разработана структурная схема и приведен системный анализ операции чистового круглого шлифования инструментом с прерывистой рабочей поверхностью.

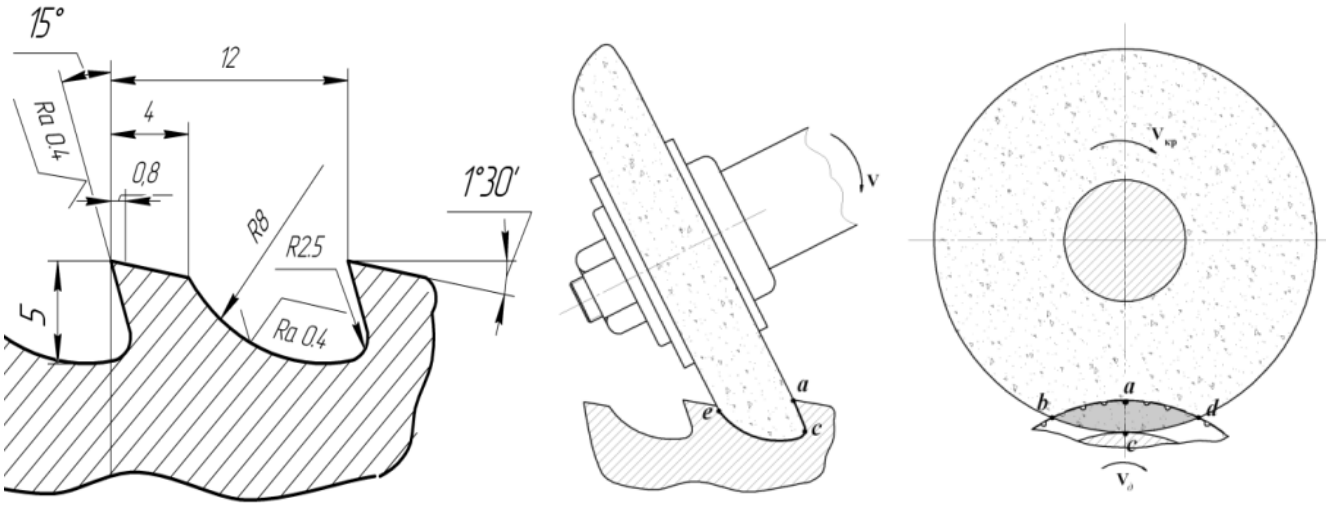
Ключевые слова: *шлифование, подсистема, входной вектор, качество поверхности, износ круга.*

Developed structural scheme and provides a systematic analysis of the operation finish grinding tool with irregular working surface.

Key words: *grinding, subsystem, the input vector, surface quality, wear circle.*

Постановка проблемы. Эксплуатационные показатели и качество детали, как правило, формируются на финишных операциях. Одной из таких операций для наиболее ответственных деталей чаще всего является шлифование как один из самых высокопроизводительных методов обработки.

Анализ литературных источников показал, что одной из наиболее сложных и трудоемких операций при производстве протяжек, цилиндрических и модульных фрез является операция шлифования стружечных канавок и задних поверхностей (рис. 1).



а) **б)**

Рис. 1. Профиль стружечных канавок:
а) протяжки; б) зоны контакта поверхности инструмента при шлифовании.

Эти поверхности обрабатываются профильным инструментом, правка которого выполняется по копиру. При этом следует учитывать, что часть профилированной поверхности шлифовального круга имеет большую площадь контакта с поверхностью обрабатываемой детали (рис. 1б зона «e – c» и зона «a – b – c – d»). В этом случае инструмент должен обладать высокой размерной стойкостью и обеспечивать высокое качество поверхностного слоя. Первое условие обеспечивается повышением твердости шлифовального круга, для выполнения второго необходимо применять более мягкие и пористые круги, позволяющие снизить тепловыделение при шлифовании или снижать режимы обработки, что приводит к снижению производительности процесса. Мягкие шлифовальные круги работают с интенсивным самозатачиванием, абразивные зерна имеют небольшую степень затупления, что позволяет производить обработку с наибольшей производительностью. Однако такие круги не обладают достаточной размерной стойкостью, отличаются повышенным износом и не пригодны для обработки фасонных поверхностей.

Твердость для одной партии инструментов может существенно меняться, что влияет на выходные переменные процесса шлифования. Так, при шлифовании кругами СТ1 на керамической связке при выборе круга, соответствующего нижней и верхней границам диапазона, произво-

дительность шлифования, соответственно, составляет 0,71 мм^3/мин и 0,53 мм^3/мин, т. е. изменяется в 1,35 раза. По данным ПП «МеМЗ» ПАО «ЗАЗ» г. Мелитополь, 20–40% инструмента, поставляемого абразивными заводами (ПАО «Запорожабразив», ОАО «Иршавский абразивный завод» и др.) и имеющего по маркировке одинаковую твердость, не пригодны для выполнения этой операции и после пробной эксплуатации снимаются со станка и либо отправляются в неликвиды, либо используются на других, менее ответственных операциях.

Перспективным направлением в области шлифования, способствующим улучшению состояния поверхностного слоя заготовок из инструментальных материалов, является применение процесса прерывистого шлифования, то есть использования на операциях шлифования абразивных кругов с прерывистой режущей поверхностью [4].

Метод не нашел широкого применения в инструментальной промышленности, так как не лишен недостатков. Основными из них являются сложность изготовления абразивного инструмента при его производстве на абразивных заводах, ограниченная номенклатура, необходимость дополнительных затрат на прорезание пазов при изготовлении их на заводе-потребителе, значительный расход абразивного материала при прорезании пазов, ослабление прочности круга. Кроме того, инструментальное производство – это многономенклатурное производство. Для каждой же шлифовальной операции нужна своя конструкция круга. Наличие выступов на рабочей поверхности вызывает появление периодически действующей силы, которая является источником вибраций. При смене объекта производства (станка, конструкции детали, конструкции приспособления) изменяется жесткость технологической системы, а следовательно, и частота собственных колебаний. При совпадении частоты вибраций с частотой собственных колебаний технологической системы возникает резонанс, что вызывает увеличение шероховатости поверхности, образование волнистости поверхности, образование погрешности формы поперечного сечения, снижение стойкости режущего инструмента, в некоторых случаях разрушение инструмента и обрабатываемой заготовки. Следовательно, необходимо иметь возможность изменять число прорезей на рабочей поверхности инструмента непосредственно после установки его на станке. Может потребоваться изменять форму инструмента при его износе. Указанного можно достигнуть при использовании метода шлифования, предложенного с формированием выступов на круге при правке [2].

На рис. 2 показана схема, поясняющая предлагаемый способ правки.

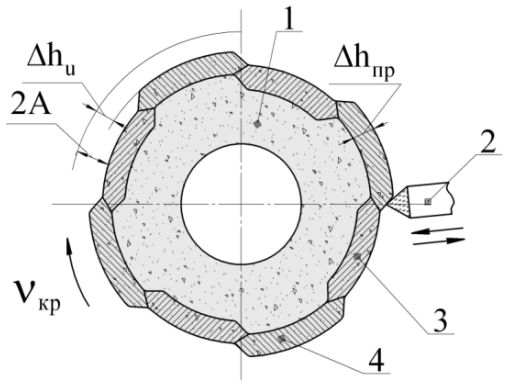


Рис. 2. Схема правки шлифовального круга с прерывистой рабочей поверхностью.

Правка шлифовального круга 1, который вращается с частотой $v_{кр}$, выполняется правящим инструментом 2, совершающим возвратно-поступательные движения в радиальном направлении синхронно вращению круга, который на поверхности круга прорезает впадины 3, имеющие длину в окружном направлении, равную длине выступов. При каждом новом цикле правки фаза колебаний правящего инструмента сдвигается на 180º. Глубина впадин должна быть равна полусумме допускаемого износа шлифовального круга между правками Δh_u и глубины $\Delta h_{пр}$ снимаемого при правке дефектного слоя. В частном случае глубина впадин может быть равна размаху колебаний 2A правящего инструмента, как показано на рис. 2. При каждом новом цикле правки правящий инструмент срезает оставшиеся после износа шлифовального круга выступы на глубину $\Delta h_{пр}$ дефектного слоя. В результате этого на месте каждого выступа образуется впадина. Выступ образуется на месте ранее существовавшей впадины. По сравнению со способом правки, при котором выступы и впадины формируются при каждом цикле на прежних местах, предлагаемый способ при формировании мелких впадин обеспечивает сокращение расхода объема шлифовального круга до двух раз.

Несмотря на очевидные преимущества указанного метода, он не нашел широкого применения, так как отсутствуют научно обоснованные рекомендации по конструктивным параметрам, режимным и амплитудно-частотным характеристикам правки, режимам шлифования и правки, а также из-за отсутствия устройств для реализации метода.

Таким образом, **целью статьи** является создание метода оценки чистового шлифования. Для этого необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику расчета числа выступов рабочей поверхности прерывистого шлифовального круга;

- исследовать закономерности износа абразивного инструмента и создать математическую модель с целью аналитического расчета величины слоя, снимаемого при правке;
- предложить методику правки инструмента и устройство для её реализации;
- разработать методику расчета режимов шлифования и правки для абразивного инструмента с прерывистой поверхностью.

Изложение основного материала. Решение этих вопросов возможно на основе декомпозиции процесса шлифования и анализа процессов взаимодействия инструмента и заготовки.

Процесс шлифования можно охарактеризовать двумя основными критериями: быстродействие (производительность операции, машинное время и др.) и экономичность (штучное время на операцию, приведенные затраты на шлифование изделия, себестоимость операции, расход абразивного инструмента и др.), а также системой ограничений по параметрам точности и показателям качества обработанной поверхности. Под параметрами точности понимают размеры и отклонения от формы поверхности детали. К характеристикам качества обработанной поверхности заготовок относят параметры шероховатости, остаточные напряжения, величина и размеры дефектного слоя. Следует отметить, что вышеуказанные параметры непосредственно связаны с кинематическими и динамическими параметрами процесса.

По функциональным признакам шлифовальная операция (рис. 3) как технологическая система может быть разбита на подсистемы инструмента, заготовки, станки и приспособления смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС). Каждая из подсистем имеет свой набор свойств, параметров состояния, историю развития, вектор входных и выходных переменных, вектор возмущающих воздействий.

При контакте инструмента с заготовкой в технологической системе, вследствие упругих деформаций, возрастает радиальное давление инструмента на изделие, под действием которого абразивные зерна внедряются в обрабатываемый материал. В результате взаимопроникновения абразивных зерен инструмента и материала заготовки возникает подсистема «зона контакта» [1].

Известно также, что состояние рабочей поверхности шлифовального круга, сформированное при его правке, оказывает доминирующее влияние на процесс шлифования. От качества правки зависят теплообразование в зоне шлифования, период стойкости круга и производительность обработки, параметры качества шлифованных деталей. При этом важно не только обеспечить в результате правки высокую режущую способность круга, но и сохранить ее как можно дольше в процессе шлифования заготовок. Многочисленными исследованиями [3] установлено, что только за счет изменения элементов режима правки параметры шероховатости шлифованной поверхности можно изменить в несколько раз. Расход шлифовальных кругов на правку составляет 90–95% от общего их расхода, а затраты на правку достигают 70% от себестоимости операций (табл. 1) [3]. Поэтому, в отличие от известных схем декомпозиции, на рис. 3 особо выделены подсистема правки инструмента и подсистема «зоны контакта».

Таблица 1.

Затраты на правку при круглом наружном шлифовании.

Условия шлифования	Материал заготовки	Время правки в % от машинного времени	Затраты на правку в % от себестоимости операции
Черновое шлифование	Сталь 45 *HRC* 38 ... 46	50	30−40
Чистовое шлифование	Сталь 20Х23Н18 *HRC* 55 ... 58	50	30−40
Чистовое шлифование	Сталь Р9Ф5 *HRC* 64 ... 66	80	60−70

Степень влияния отдельных компонентов технологической системы абразивной обработки на характеристики рассматриваемого процесса и обрабатываемого изделия различна. Подсистемы «заготовка», «станок-приспособление» и «инструмент» подробно описаны в работах [5; 6].

Подсистема «зона контакта». Зона контакта представляет собой область взаимного проникновения абразивных зерен в обрабатываемый материал и выступов неровностей заготовки в промежутки между зернами. В зоне контакта протекают сложные стохастические процессы. При движении кромки инструмента очерчивают в пространстве заготовки поверхности резания. Ординаты точек образуют последовательность, которая является случайным многомерным процессом.

Процесс резания в зоне контакта сопровождается пластическими, упругими, температурными деформациями, химическим взаимодействием обрабатываемого материала, инструмента, компонентов СОТС. Одновременно с копированием формы режущих кромок возникают волны пластической деформации, скалывание и вырывание поверхностных слоев материала заготовки, налипание и приваривание частичек материала на режущих кромках инструмента и в его порах (связь 19–29).

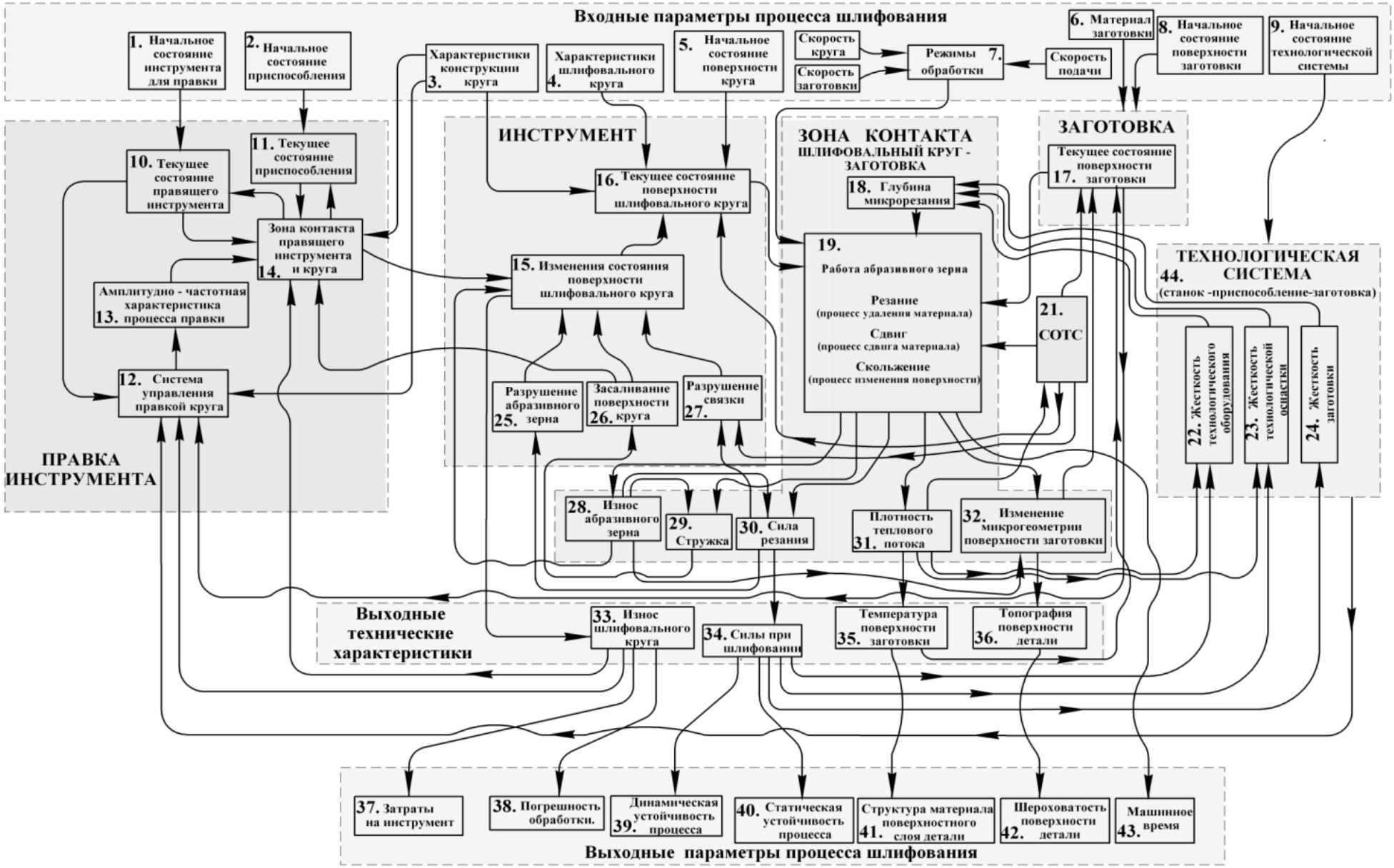


Рис. 3. Структурная схема процесса абразивной обработки на операции шлифования.

В результате изменяются размеры ранее сформированных неровностей (связь 19–32). На поверхности появляются царапины, кратеры, выступы, по форме, распределению и размерам относящиеся к различным совокупностям. Процессы пластических, упругих деформаций, хрупкого разрушения зависят от геометрии, кинематики и динамики движения режущих кромок и поэтому могут быть отнесены к вторичным процессам формообразования. Их случайные поля, как правило, коррелированны с совокупностью поверхностей резания.

Размеры зоны находятся в прямой связи с размерами и пространственным расположением инструмента, заготовки, воздействием СОТС (связи 18–19; 21–19), состоянием поверхностей круга и заготовки (связи 16–19; 17–19). Процессы стружкообразования, контакта и трения инструмента с обрабатываемым материалом связаны с появлением сил резания (связь 19–30), выделением большого количества тепла (связь 19–31), износом и разрушением режущих кромок (связь 19–28). Силы резания и тепловой поток вызывают упругие и температурные деформации инструмента, заготовки, узлов станка, приспособления (связи 35–17; 31–22; 31–23), что приводит к изменению их пространственного расположения и соответствующему изменению размеров и формы зоны контакта (глубины микрорезания (связь 44–18–19)). Износ и разрушение кромок обуславливают изменение их числа, формы, распределения, что, в свою очередь, влияет на параметры совокупности поверхностей резания, процессы стружкообразования (связь 28–29), параметры обрабатываемой поверхности (связь 28–32).

Подсистема «правка инструмента». Правка необходима для восстановления геометрической формы шлифовального круга в продольном и поперечном сечениях, режущей способности абразивных зерен на макро-, микро- и субмикроуровнях и круга в целом. От условий правки (связи 10–14; 11–14; 12–13–14) зависят расход круга и правящего инструмента и состояние их рабочих поверхностей, а следовательно, период стойкости круга, производительность и себестоимость обработки, качество шлифованных деталей. Погрешности при движении алмазного карандаша относительно вращающегося шлифовального круга при правке приводит к увеличению на его поверхности отклонений формы (связь 14–11), которые отображаются на обрабатываемой поверхности. Износ алмазного карандаша влияет на величину диаметра круга (связь 14–10). Важную роль в данной подсистеме играет система управления правкой круга. В её задачу входит учет при правке величины износа инструмента (связь 33–12), изменения состояния технологической системы (связь 44–12) и параметров заготовки (связь 17–12).

В табл. 2 показаны основные входные и выходные переменные подсистем операции шлифования.

Таблица 2.

Основные входные и выходные переменные операции шлифования.

Подсистема	Входные переменные	Выходные переменные
Инструмент	Физико-механические и химические свойства зерна и связки шлифовального круга. Исходная геометрия и топография рабочей поверхности инструмента. Текущие изменения состояния рабочей поверхности шлифовального круга (засаливание поверхности, выкрашивание и скалывание абразивных зерен, износ абразивных зерен, изменение структуры связки под воздействием СОТС и др.). Координаты центров вращения инструмента и заготовки. Тепловой поток из зоны контакта. Воздействие СОТС. Силы реакций на инструмент.	Физико-механические и химические свойства материалов зерна и связки круга. Размеры, форма шлифовального круга. Силы, действующие от инструмента на заготовку, станок, приспособление, СОТС. Число, форма, распределение режущих кромок. Скорости движения инструмента и режущих кромок. Координаты взаимного расположения инструмента и заготовки. Тепловой поток в СОТС, станок, инструмент и заготовка. Расход инструмента. Параметры поверхностей резания относительно инструмента.
Зона контакта	Пространственное расположение инструмента и заготовки. Размеры, форма инструмента, число, форма, распределение режущих кромок. Текущие размеры, форма обрабатываемой поверхности и микрогеометрия поверхности заготовки. Текущие физико-механические и химические свойства инструмента и поверхностного слоя заготовки.	Скорость съема материала. Изнашивание режущих кромок. Изменение числа и свойств частичек материала, налипающих на инструмент. Износ инструмента. Плотность теплового потока в инструмент, заготовку, стружку, СОТС, станок, приспособление. Изменение размеров, формы, шероховатости поверхности, физико-механических свойств

	Скорости движения заготовки, инструмента и режущих кромок. Силы, действующие от инструмента на заготовку и от заготовки на инструмент. Изменение глубины микрорезания. Воздействие СОТС.	материала поверхностного слоя заготовки. Координаты центров вращения инструмента и заготовки. Параметры СОТС.
Правка инструмента	Физико-механические и химические свойства зерна и связки шлифовального круга. Начальная геометрия шлифовального круга. Режимы правки инструмента. Начальные технические характеристики приспособления для правки. Начальная геометрия инструмента для правки. Текущие изменения состояния рабочей поверхности шлифовального круга. Текущие изменения состояния рабочей поверхности инструмента для правки. Тепловой поток из зоны правки. Текущие изменения характеристики приспособления для правки.	Размеры, форма шлифовального круга. Число, форма, распределение режущих кромок.

В предложенной структурной схеме особенности процесса абразивной обработки отражены прямыми и обратными связями, без учета которых часто бывает невозможна качественная и, в особенности, количественная оценка процесса. Каждая из подсистем (СП – «станок-приспособление», И – «инструмент», З – «заготовка», ЗК – «зона контакта», ПИ – «правка инструмента») имеет свой набор свойств, параметров состояния, предысторию, вектор входных и выходных переменных. Математически они выглядят наборами (векторами) параметров состояний. Например, для подсистемы «станок-приспособление $Z_{СП}$»: вектор входных переменных – $X_{СП}^{С}$; векторы входных переменных – $Y_i^{СП}, Y_{СОТС}^{СП}, Y_{Д}^{СП}, Y_{ЗК}^{СП}$, вектор выходных переменных – $Y_{СП}$ [4].

Поведение подсистем, участвующих в технологической операции, может быть представлено системой уравнений, характеризующей состояние технологической системы:

$$\left.\begin{aligned} Z_{СП} &= \Phi_{СП}(X_{СП}^{С}, Y_{И}^{СП}, Y_{СОТС}^{СП}, Y_{З}^{СП}, Y_{ЗК}^{СП}, \tau);\\ Z_{И} &= \Phi_{И}(X_{И}^{С}, Y_{ПР}^{И}, Y_{СП}^{И}, Y_{ЗК}^{И}, Y_{СОТС}^{И}, Y_{ПИ}^{И}, \tau);\\ Z_{З} &= \Phi_{З}(X_{З}^{С}, Y_{СП}^{З}, Y_{СП}^{З}, Y_{СОТС}^{З}, \tau);\\ Z_{ЗК} &= \Phi_{ЗК}(Y_{З}^{ЗК}, Y_{И}^{ЗК}, Y_{СОТС}^{ЗК}, \tau);\\ Z_{ПИ} &= \Phi_{ПИ}(X_{ПрИ}^{ПИ}, Y_{СП}^{ПИ}, Y_{И}^{ПИ}, Y_{СУ}^{ПИ}, \tau); \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} Y_{СП} &= F_{СП}(Z_{СП}, X_{СП}^{*}, \tau)\\ Y_{И} &= F_{И}(Z_{И}, X_{И}^{*}, \tau)\\ Y_{З} &= F_{З}(Z_{З}, X_{З}^{*}, \tau)\\ Y_{ЗК} &= F_{ЗК}(Z_{ЗК}, X_{ЗК}^{*}, \tau)\\ Y_{ПИ} &= F_{ПИ}(Z_{ПИ}, X_{ПИ}^{*}, \tau) \end{aligned}\right\},$$

где $X_{СП}^{*}$ – вектор входных переменных, оказывающий непосредственное влияние на выходные параметры;

$\Phi_{СП}$ – оператор, отображающий влияние множества входных переменных и параметров исходного состояния на множество параметров состояния подсистемы СП в момент времени τ;

$F_{СП}$ – оператор, отображающий множество значений входных переменных и параметров состояния на множество выходных переменных в момент времени τ.

Анализ исходных данных, связей и взаимосвязей между ними, перечня структурных параметров, подлежащих определению, а также системы взаимосвязей между этими параметрами позволит спроектировать последовательность расчетов оптимальных значений последних в целях оснащения конкретной операции абразивной обработки наиболее эффективным абразивным инструментом. Это можно реализовать, используя математические модели, описывающие зависимость выходных показателей процесса шлифования от характеристик режущего инструмента, режима обработки, с учетом необходимых ограничений, диктуемых условиями протекания данной операции.

Выводы. Анализ структурной схемы процесса абразивной обработки заготовок позволил сформировать универсальную структуру модели, определяющей качество готовой продукции, в основу которой положены принципы установления взаимосвязей между основными компонентами технологической системы и характеристиками процесса обработки на основе требований, предъявляемых к шлифовальной операции. Это даст возможность реализовать процедуру формирования практических рекомендаций по выбору технологических параметров процесса шлифования, которые бы обеспечили внедрение проведенных разработок в промышленное производство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новоселов Ю. К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке : монография / Ю. К. Новоселов. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – 304 с.
2. А. с. Способ правки шлифовального круга с прерывистой рабочей поверхностью / Ю. К. Новоселов. – № 952526 ; заявл. 24.05.79 ; опубл. 23.08.82. Бюл. № 31.
3. Киселев Е. С. Теплофизика правки шлифовальных кругов с применением СОЖ / Е. С. Киселев. – Ульяновск : УлГТУ, 2001. – 171 с.
4. Богуцький В. Б. Стабілізація параметрів якості при обробці виробів на операціях чистового шліфування з позицій системного аналізу / В. Б. Богуцький // Збірник наукових праць Севастопольського військово-морського інституту. № 2(15). – Севастополь : Изд-во СевВМІ, 2008. – С. 33–37.
5. Кузнецов Ю. Н. Теория технических систем / Ю. Н. Кузнецов, Ю. К. Новоселов, И. В. Луцив. – Севастополь : СевНТУ, 2010. – 252 с.
6. Гусев В. В. Технологическое обеспечение качества обработки изделий из технической керамики : монография / В. В. Гусев, Л. П. Калафатова. – Донецк : ГВУЗ «ДонНТУ», 2012. – 250 с.

УДК 621.941

Братан С. М., Новоселов Ю. К., Столяров Н. Н.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИСПРАВЛЕНИЯ ИСХОДНОГО ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА ЗАГОТОВОК НА ОПЕРАЦИЯХ ШЛИФОВАНИЯ

У статті запропоновано спосіб управління процесом виправлення початкового ексцентриситету або радіального биття, що дозволяє підвищити точність виготовлення деталей і продуктивність процесу обробки.

Ключові слова: *шліфування, ексцентриситет, точність, стабільність.*

В статье предложен способ управления процессом исправления исходного эксцентриситета или радиального биения, позволяющий повысить точность изготовления деталей и производительность процесса обработки.

Ключевые слова: *шлифование, эксцентриситет, точность, стабильность.*

This article proposes a method for controlling the process of correcting the initial eccentricity, or radial run-out, which allows increasing the accuracy and productivity of manufacturing parts processing.

Key words: *grinding, eccentricity, accuracy, stability.*

Постановка проблемы. Окончательное качество изделий формируется на финишных операциях, к которым, в том числе, относится круглое наружное шлифование. Одним из наиболее распространенных дефектов шлифованных деталей является остаточный эксцентриситет. Основные причины его возникновения вызваны погрешностью установки заготовки в приспособлении станка и технологической наследственностью. Влияние наследственности состоит в частичном воспроизведении погрешностей заготовки на деталь.

Анализ литературы. Механизм и основные закономерности этого явления при шлифовании рассмотрены в ряде работ (см., например, [1–3]), однако предложенные в них методы и способы управления погрешностями не получили широкого применения по причине сложности реализации.

Управление радиальным биением и эксцентриситетом путем повышения точности станка [4] приспособления и снижение исходных погрешностей заготовок не всегда позволяет решить задачу стабильного достижения требуемой точности обработки. Это обусловлено тем, что станок и установочные элементы приспособления ввиду их износа, так или иначе, снижают свои точностные характеристики. При использовании высокоточного оборудования увеличиваются затраты на обработку. Повышение жесткости технологической системы также не является эффективным решением данной проблемы, метод имеет ограниченную область применения в связи с необходимостью проведения дополнительных исследований для конкретных условий обработки.

Решение проблемы может быть выполнено на основе математического моделирования параметров точности деталей [2; 3].

На рис. 1 приведены теоретические кривые изменения радиального биения Δp_i заготовок деталей типа седло [2]. Остаточная погрешность Δp_i вычислялась на основе последовательного расчета радиального съема металла со стороны минимального r_{min0} и максимального r_{max0} радиус-векторов заготовки. Фактическая глубина резания и съем металла определялись по формулам, полученным в работе [2]. Из графиков видно, что сокращение упругих отжатий в системе $\Delta A_{УП}$ в данном случае не оказывает существенного влияния на процесс исправления исходной погрешности.

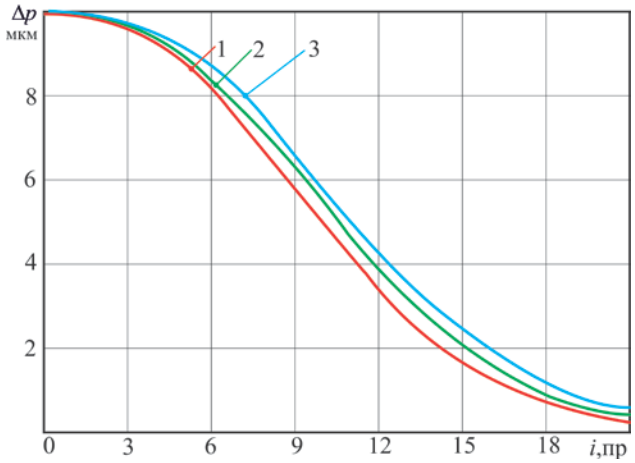


Рис. 1. Изменение радиального биения Δ*p* заготовок из стали 45 в процессе шлифования при различных упругих отжатиях $\Delta A_{УП}$ в технологической системе: 1 – $\Delta A_{УП} = 0{,}1t_{СР}$; 2 – $\Delta A_{УП} = 0{,}21t_{СР}$; 3 – $\Delta A_{УП} = 0{,}3t_{СР}$.

На рис. 2 графически выражена закономерность съема металла с обрабатываемой поверхности, имеющей исходную погрешность.

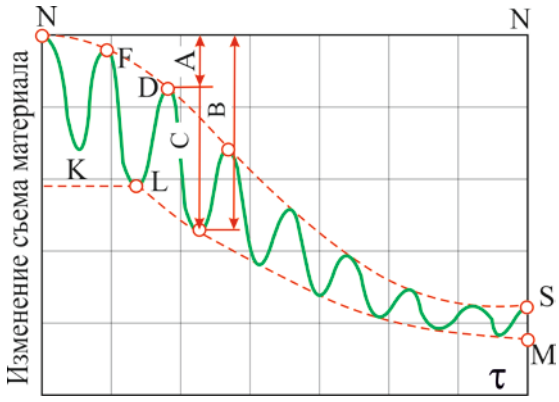


Рис. 2. Изменение съема металла и исходной погрешности заготовки в процессе шлифования.

Если линию NN представить линией контакта при первом соприкосновении с инструментом, то отрезок А и ему аналогичные выражают переменную величину съема металла со стороны максимального радиус-вектора, а отрезок В – съем металла со стороны минимального радиус-вектора (кривые FS и KLM, соответственно).

Расстояние между этими кривыми (С) представляет собой текущее значение остаточной погрешности, которая может быть вычислена по формуле:

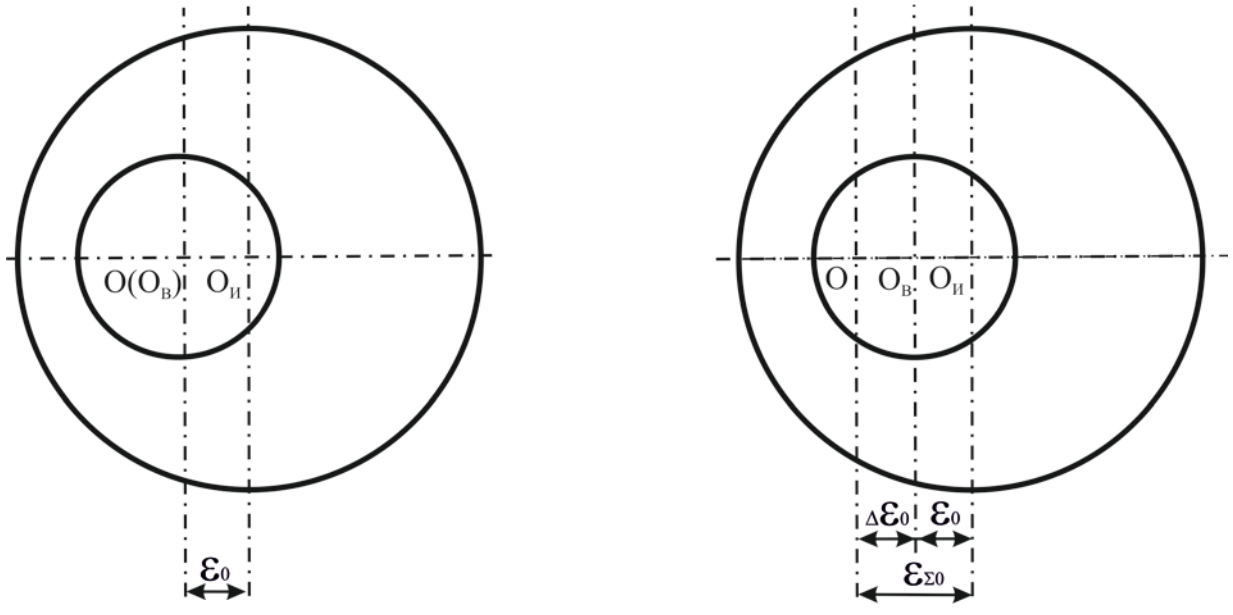
$$\Delta p_i = \Delta p_0 - \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta r_{\max i} - \sum_{i=1}^{k} \Delta r_{\min i} \right),$$

где Δp_0 – исходное радиальное биение заготовки; $\sum_{i=1}^{k} \Delta r_{\max i}$ и $\sum_{i=1}^{k} \Delta r_{\min i}$ – соответственно, съем металла со стороны максимального и минимального радиус векторов.

Учитывая все вышеизложенное, **целью** данной **статьи** является разработка метода, позволяющего ускорить процесс исправления исходного эксцентриситета или радиального биения.

Изложение основного материала. Анализ вышеприведённых зависимостей показывает, что решение поставленной в работе задачи возможно за счет разработки способа управления процессом съема материала, реализующего увеличение съема металла со стороны максимального и уменьшение со стороны минимального радиус-векторов заготовки.

С целью пояснения разработанного способа рассмотрим втулку, заготовка которой имеет исходный эксцентриситет (рис. 3).



а) **б)**

Рис. 3. Схемы шлифования: а) без смещения оси; б) с дополнительным смещением оси.

Центр базового отверстия втулки $O_В$ совпадает, при отсутствии погрешности установки с осью вращения О шпинделя станка. С целью упрощения выводов воспользуемся известной зависимостью [3].

Процесс исправления эксцентриситета ε_0 описывается уравнением:

$$\varepsilon_k = \varepsilon_0(1 - E)^k, \quad (1)$$

где ε_k – остаточный эксцентриситет после k-го оборота;

ε_0 – эксцентриситет заготовки.

Коэффициент E вычисляется с учетом жесткости технологической системы станка $C_{ст}$, глубины резания t и силы резания P_y по формуле:

$$E = C_{СТ} / (C_{cr} + C_t), \quad (2)$$

$$C_t = P_y / t. \quad (3)$$

На рис. 4 процесс исправления ε_0 представлен кривой 1.

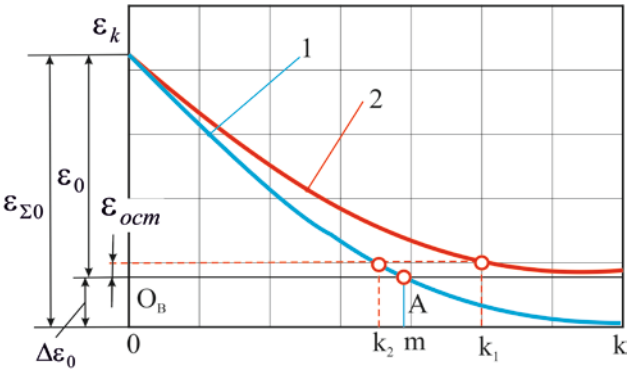


Рис. 4. Влияние количества совершенных проходов на величину остаточного эксцентриситета: кривая 1 – без смещения оси; кривая 2 – с дополнительным смещением оси.

Как видно из графика, для изготовления детали с $\varepsilon_k = 0$ необходимо совершить бесконечно большое число оборотов (проходов).

При шлифовании по предлагаемому способу перед началом обработки создается дополнительное смещение наружной поверхности детали (точка $O_И$) относительно оси вращения шпинделя передней бабки (О) станка на величину $\Delta\varepsilon_0$ (рис. 3б). Зависимость исправления суммарного эксцентриситета $\varepsilon_{\Sigma 0}$ будет описываться следующим образом:

$$\varepsilon_{\Sigma k} = (\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_0)(1 - E)^k, \quad (4)$$

где $\varepsilon_{\Sigma k}$ – остаточный суммарный эксцентриситет наружной поверхности заготовки относительно оси вращения шпинделя станка после k-го оборота (прохода).

Шлифование производится до тех пор, пока значение эксцентриситета $\varepsilon_{\Sigma k}$ не достигнет величины $\varepsilon_{\Sigma 0}$, дополнительно созданной смещением оси (точка А, рис. 4).

Значение требуемой величины смещения осей определяется путем решения уравнения (4) относительно $\Delta\varepsilon_0$ при $\varepsilon_{\Sigma k} = \Delta\varepsilon_0$:

$$\Delta\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon_0(1-E)^k}{1-(1-E)^k}. \quad (5)$$

Количество оборотов (проходов) k, после которых наблюдается полное исправление эксцентриситета ε_0, будет совпадать при этом с моментом удаления припуска и вычисляться [3]:

$$k = \frac{П + 2\varepsilon_0 - S_0 + t}{t}, \quad (6)$$

где П – минимальный припуск на сторону;

t – глубина шлифования;

S_0 – увеличенная подача на первом проходе, необходимая для создания в системе предварительного натяга $S_0 = t_0 = t/E$.

Из графиков видно, что для исправления исходного эксцентриситета заготовки ε_0, при обработке со смещением оси $\Delta\varepsilon_0 \neq 0$, требуется меньшее количество проходов (оборотов) k_2, чем при обработке с совмещенными осями k_0 ($\Delta\varepsilon_0 = 0$). Ускорение процесса исправления эксцентриситета при создании дополнительного смещения оси объясняется увеличением съема металла со стороны большего припуска за счет увеличения натяга в технологической системе и уменьшения съема металла со стороны меньшего припуска.

Зависимости исправления погрешностей (1) и (5) справедливы лишь тогда, когда величина радиального биения меньше глубины резания на первом проходе, то есть выполняется условие:

$$2(\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_0) < t_0. \quad (7)$$

Если условие (7) не выполняется, то, как и в предыдущем случае, перед началом обработки создается дополнительное смещение оси, и процесс исправления суммарного эксцентриситета $\varepsilon_{\Sigma 0}$ выполняется в два этапа.

Съем металла на первом этапе происходит только со стороны максимального радиус-вектора заготовки. Число оборотов (проходов) на этом этапе с учетом дополнительного смещения оси определяется по формуле:

$$k_1 = \frac{2(\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_0) - t_0}{t} + 1. \quad (8)$$

На втором этапе величина остаточного эксцентриситета $\varepsilon_{\Sigma k2}$ для условий предварительного натяга t_0 будет определяться следующей зависимостью:

$$\varepsilon_{\Sigma k2} = t_0(1 - E)^{k_2+1} / 2. \quad (9)$$

Требуемое число оборотов (проходов)

$$k_2 = (k - 2\Delta\varepsilon_0) / t. \quad (10)$$

Обработка ведется до момента $\varepsilon_{\Sigma k2} = \Delta\varepsilon_0$. Из этого условия следует, что

$$\Delta\varepsilon_0 = \frac{t_0}{2}\left(1 - \exp\left(\frac{П - 2\Delta\varepsilon_0}{t} + 1\right)\right). \quad (11)$$

Требуемое значение $\Delta\varepsilon_0$ можно определить численными методами, например, методом простой итерации.

Общее число оборотов (проходов), совершаемых на двух этапах, вычисляется

$$k = \frac{\Pi + 2\Delta\varepsilon_0 - t_0}{t} + 1. \qquad (12)$$

Пример расчета. Для предварительного шлифования наружного диаметра втулки с поперечной подачей S = 0,025 мм/ход. Исходный эксцентриситет заготовки ε_0 = 0,085 мм, минимальный припуск на обработку П = 0,25мм, жесткость $C_{ст}$ = 5000 Н/мм, C_P = 24000 Н/мм. Определить требуемую величину дополнительного смещения оси $\Delta\varepsilon_0$ и число проходов k, необходимых для исправления исходного эксцентриситета.

Коэффициент Е определяется по формуле (2):

$$E = \frac{5000}{5000 + 24000} = 0{,}17 .$$

Поперечная подача на первом проходе с учетом создания предварительного натяга

$$t_0 = \frac{0{,}025}{0{,}17} = 0{,}147 \text{ (мм/ход)}.$$

Ввиду того, что условие (9) не выполняется ($2\varepsilon_0 > t_0$ (0,17 мм > 0,147 мм)), расчет выполняем по формулам (10) и (11).

Величина $\Delta\varepsilon_0$ вычисляется по методу простой итерации. Для этого задаемся $\Delta\varepsilon_0$ = 0 и определяем первое приближение

$$\Delta\varepsilon_{01} = \frac{0{,}147(1-0{,}17)^{\frac{0{,}25}{0{,}025}+1}}{2} = 0{,}0094656 .$$

По приближению $\Delta\varepsilon_{01}$, аналогично определяем второе приближение:

$$\Delta\varepsilon_{02} = \frac{0{,}147(1-0{,}17)^{\frac{0{,}25-2*0.0094656}{0{,}025}+1}}{2} = 0{,}010899 .$$

Вычисления ведутся до момента достижения требуемой точности расчета $\delta = 1 \cdot 10^{-6}$, т. е. до тех пор, пока не будет выполняться неравенство $\left|\Delta\varepsilon_{0i} - \Delta\varepsilon_{0i-1}\right| < \delta$.

После 7-ой итерации получим

$$\left|0{,}0111825 - 0{,}0111823\right| < 1\cdot 10^{-6}$$

$$0{,}2\cdot 10^{-6} < 1\cdot 10^{-6} .$$

Величина искомого дополнительного смещения $\Delta\varepsilon_0$ = 0,011 мм.

Требуемое число проходов

$$k = \frac{0{,}25 + 2\cdot 0{,}085 - 0{,}147}{0{,}025} + 1 = 11{,}92 .$$

Примем $k \approx 12$.

Для экспериментальной проверки разработанного способа на станке модели 3Е153 шлифовали две партии втулок, изготовленных из стали 45 (НВ229...235) размерами $D\times d\times h$ = 50×36×30. Исходный эксцентриситет образцов составлял ε_0 = 0,055…0,070 мм. Обработку осуществляли методом продольной подачи вследствие возможности более точного, чем при врезном шлифовании, определения числа совершенных проходов. Режим шлифования: скорость вращения круга $V_к$ = 33,5 м/с; скорость вращения детали V_k = 0,98 м/с; поперечная подача t = 0,02 мм/ход; продольная подача S_k = 0,033 м/с. Режущий инструмент – шлифовальный круг 1 400×40×127 24А25НСТ36К2. Охлаждение – эмульсия. Коэффициенты жесткости, определенные по методике [2], составили $C_{СТ}$ = 179,9 Н/мм и C_P = 6789,5 Н/мм.

Измерение эксцентриситета втулок до обработки ε_0 и после ε_k проводилось на контрольной оправке с помощью индикатора (цена деления 0,001 мм).

Величина эксцентриситета определялась как половина радиального биения наружного диаметра. На торце заготовки в месте ее максимального радиального биения делалась метка.

Первая партия втулок была прошлифована с использованием разработанного способа. Для каждой втулки, в зависимости от ее исходного эксцентриситета ε_{0i}, определялась величина требуемого смещения оси $\Delta\varepsilon_{0i}$.

Необходимое число проходов для каждой из втулок в партии составило $k \approx 5$. При экспериментах использовалась оправка специальной конструкции (рис. 5).

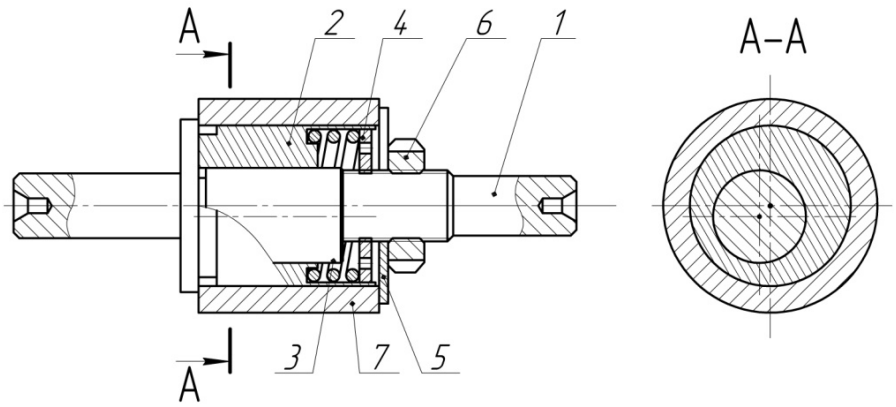


Рис. 5. Центровая оправка для обработки втулок, имеющих исходный эксцентриситет.

Шейка валика 1 и кольцо 2 оправки изготовлены с эксцентриситетом ($\varepsilon_{шей}$ и $\varepsilon_{кол}$) и сопрягаются по переходной посадке. Относительным поворотом шейки валика 1 и кольца 2 создается смещение оси базовой шейки оправки $O_к$ (наружный диаметр кольца 2), относительно оси центровых отверстий О. Текущее значение эксцентриситета оправки $\varepsilon_{оп}$ для любого угла взаимного расположения φ определяется теоремой косинусов:

$$\varepsilon_{оп} = \sqrt{\varepsilon_{шей}^2 + \varepsilon_{кол}^2 - 2\varepsilon_{шей}\varepsilon_{кол}\cos\varphi}\,.$$

Базой отсчета при настройке служит риска на фланце валика 1, которая совмещается с риской шкалы, нанесенной на проточке кольца 2 и соответствующей требуемому значению ε_{0i}. Кольцо 2 фиксируется пружиной 3 и гайкой 4. При установке образца нанесенную на его торце метку, соответствующую максимальному радиус-вектору (ε_{0i}), совмещали с риской на фланце валика 1. Заготовка 7 закреплялась с помощью быстросъемной шайбы 5 и гайки 6. Эксцентриситет обработанных втулок составил в среднем после пяти проходов ε_5 = 0,006 мм.

Были прошлифованы также втулки без смещения оси ($\Delta\varepsilon_0$ = 0) при аналогичных режимах резания. Их остаточный эксцентриситет после 5, 10 и 15 проходов составил, соответственно: ε_5 = 0,019 мм; ε_{10} = 0,008 мм; ε_{15} = 0,006 мм.

Результаты экспериментов подтвердили правильность выбранных расчетных зависимостей и допущений (рис. 6).

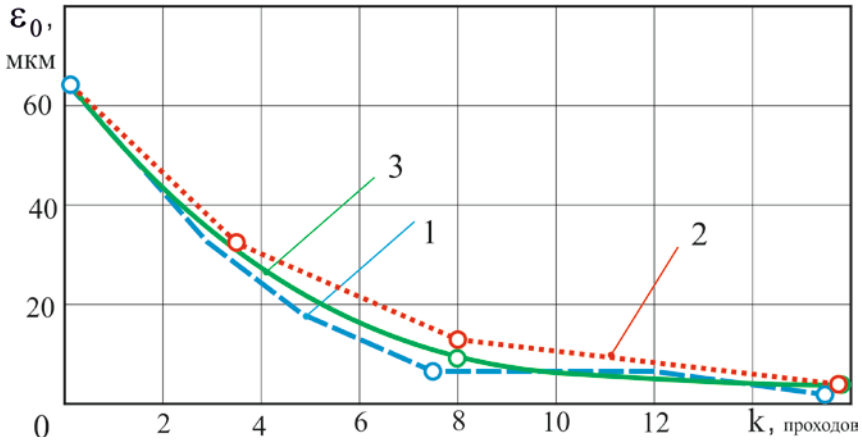


Рис. 6. Изменение эксцентриситета в процессе шлифования втулок из стали 45 кругом 24А25НСТ36К: теоретическая (3) и экспериментальные (1, 2) кривые.

Анализ показывает, что использование предложенного способа позволяет значительно ускорить процесс исправления погрешностей, в данном случае в 2–3 раза. Наличие остаточного эксцентриситета деталей, после шлифования с дополнительно созданным смещением оси, объясняется погрешностями при проведении экспериментов.

При реализации разработанного способа в производственных условиях может быть рекомендована либо предварительная сортировка заготовок по группам с равным исходным эксцентриситетом и последующей обработкой с постоянным дополнительным смещением оси для каждой из групп, либо оснащение станка системой адаптивного управления.

Необходимыми элементами системы адаптивного управления являются датчик фазового угла расположения исходного эксцентриситета заготовки, устройство создания эксцентриситета, датчик контроля размеров и эксцентриситета, командоаппарат управления и блок определения параметров цикла (рис. 7).

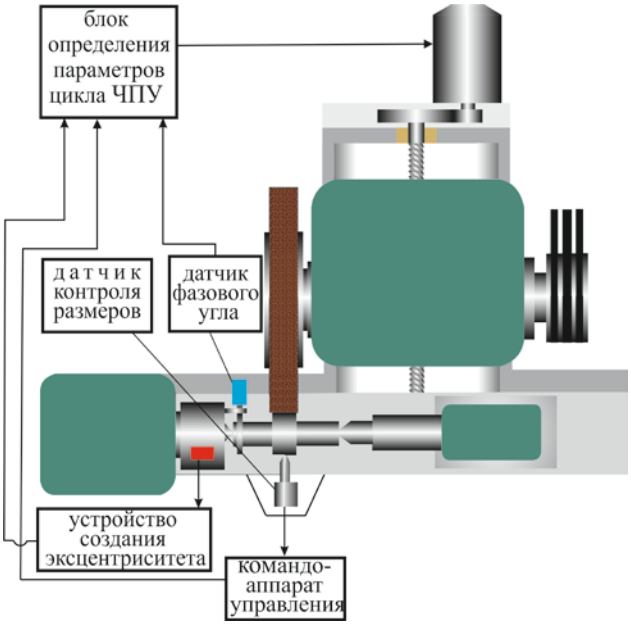


Рис. 7. Блок-схема системы адаптивного управления процессом исправления эксцентриситета заготовок при шлифовании.

Работа системы должна осуществляться следующим образом: с датчика активного контроля размеров и исходного эксцентриситета заготовки в блок определения параметров цикла поступают данные о значении величины исходного эксцентриситета. В блоке определения параметров цикла определяются величины $\Delta\varepsilon_0$ и k, которые поступают, соответственно, на устройство создания эксцентриситета, смонтированного на базе приспособления для закрепления заготовки, и на командоаппарат управления. Требуемое направление смещения $\Delta\varepsilon_0$ контролируется датчиком фазового угла расположения исходного эксцентриситета заготовки. В процессе обработки с помощью датчика осуществляется постоянный контроль текущих размеров и эксцентриситета обрабатываемой заготовки. Если в результате обработки произошло исправление исходного эксцентриситета, но не снят полностью припуск, то производится совмещение осей, и дальнейшая обработка идет по обычному циклу ($\Delta\varepsilon_0 = 0$).

Выводы. Приведенный теоретический анализ и экспериментальная проверка показали возможность использования разработанного способа на операциях круглого шлифования с целью повышения точности деталей и производительности процесса обработки.

Наиболее целесообразно создание и использование данных устройств на операциях предварительного шлифования, а также при обработке на станках с низкой жесткостью технологической системы: при закреплении заготовок в патроне, на консольной оправке и т. п. Реализация способа на операциях чистового шлифования затруднена ввиду малых значений требуемого дополнительного смещения оси и изготовления высокоточных приспособлений, обеспечивающих его создание.

Для устранения вышеуказанных недостатков необходимо использование адаптивных систем с обратной связью, адекватно оценивающих текущее состояние технологической системы, что представляет собой перспективу дальнейших исследований в данной области.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абразивная и алмазная обработка материалов : справочник / под ред. А. Н. Резникова. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
2. Новоселов Ю. К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке / Ю. К. Новоселов. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – 304 с.
3. Братан С. М. Технологічні основи забезпечення якості і підвищення стабільності високопродуктивного чистового тонкого шліфування : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування» / С. М. Братан. – Одеса, 2006. – 35 с.
4. Братан С. М. Влияние состояния рабочей поверхности инструмента на оценку параметров формирующего фильтра / С. М. Братан, Ю. К. Новоселов, Д. А. Каинов // Резание и инструмент в технологических системах : межд. науч.-техн. сборник. – Харьков : ХГПУ, 2002. – Вып. 62. – С. 84–88.

УДК 621.92

Бузько А. Л., Братан С. М., Богуцкий В. Б.

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ОПЕРАЦИИ ЛЕНТОЧНОГО ШЛИФОВАНИЯ

У статті наведені структурна схема і системний аналіз операції стрічкового шліфування. Розглянуто функціональні ознаки операції стрічкового шліфування. Сформована універсальна структура моделі стрічкового шліфування.

Ключові слова: *шліфування, абразивна стрічка, системний підхід, підсистема, вхідні і вихідні параметри, продуктивність, якість поверхні, параметри точності.*

В статье приведены структурная схема и системный анализ операции ленточного шлифования. Рассмотрены функциональные признаки операции ленточного шлифования. Сформирована универсальная структура модели ленточного шлифования.

Ключевые слова: *шлифование, абразивная лента, системный подход, подсистема, входные и выходные параметры, производительность, качество поверхности, параметры точности.*

In the article the structural scheme of the system analysis of the operation belt grinding. The functional characteristics of a transaction belt grinding. Formed universal model structure belt grinding.

Key words: *grinding, abrasive belt, system approach, sub-system, the input and output parameters, the performance, the quality of the surface, the accuracy parameters.*

Постановка проблемы. Производительность и качество абразивной обработки при наименьших затратах являются первостепенными проблемами на всех этапах развития металлообрабатывающей промышленности. Качество детали, определяющее ее эксплуатационные показа-

тели, в основном формируется на финишных операциях. Такими операциями для наиболее ответственных деталей, в большинстве случаев, являются шлифование как один из самых высокопроизводительных методов, позволяющих обеспечить высокий уровень точности и качества обработанной поверхности.

Анализ литературы. Стойкость абразивного инструмента при варьировании режимов резания следует оценивать по его производительности [1; 2]. Следовательно, для определения производительности инструмента необходимо выбрать определенную модель абразивных зерен. При изготовлении однослойных абразивных лент также необходимо определить структуру построения абразива на поверхности инструмента.

Цель статьи – разработать структурную схему операции ленточного шлифования.

Изложение основного материала. Исследование процесса изнашивания шлифовального материала однослойных абразивных лент заключается в определении: изменения межзернового расстояния; увеличении площадок износа на зернах; расположения и структуры абразивных зерен на поверхности шлифовальной ленты.

Традиционные методы системного анализа ленточного шлифования объединяют первичные и вторичные параметры (рис. 1).

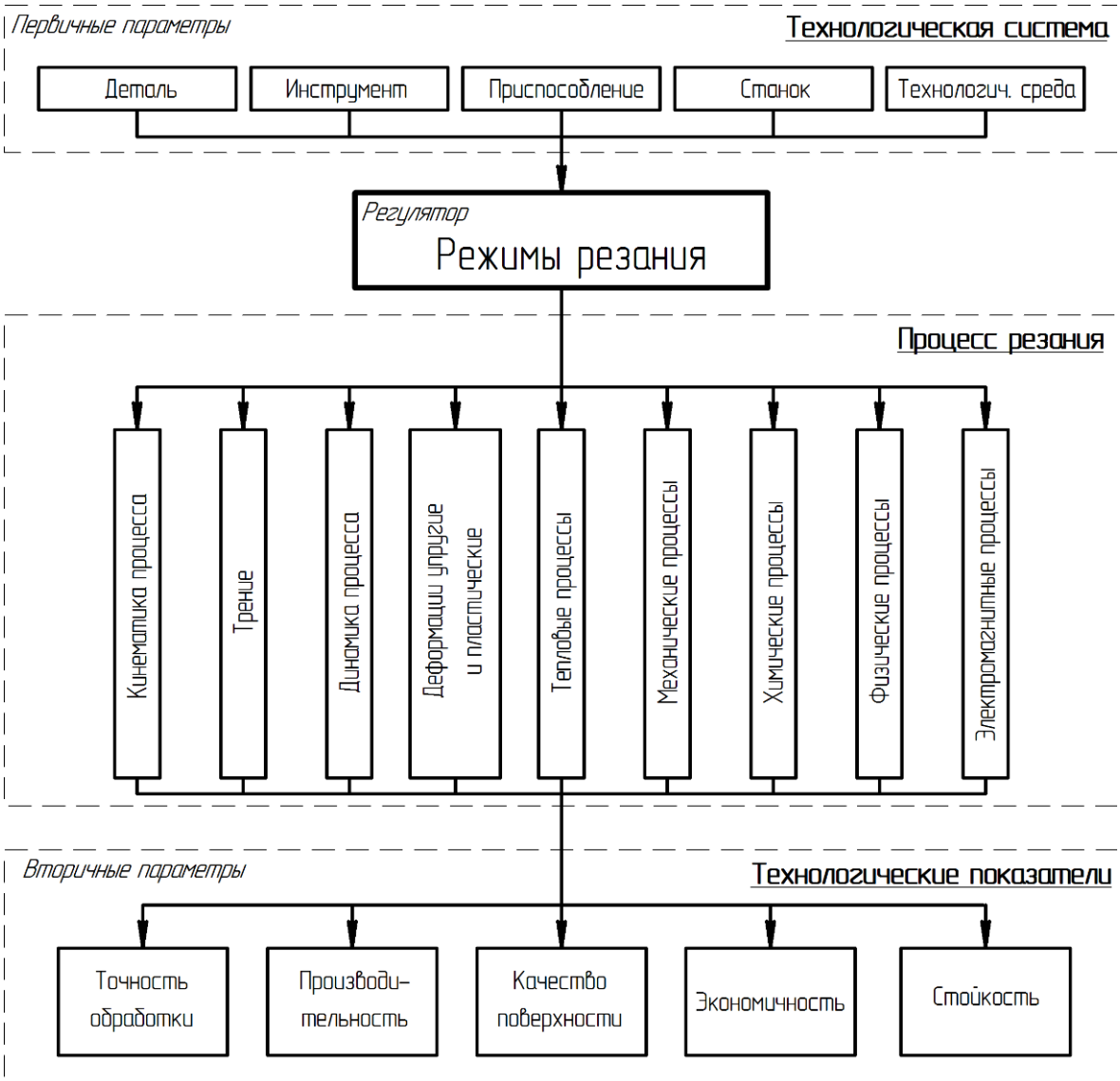


Рис. 1. Традиционная система управления процессом обработки.

Первичные параметры характеризуют технологическую систему: станок – приспособление – инструмент – деталь; вторичные – технологические показатели: точность и качество обработанной поверхности, стойкость и прочность инструмента, производительность и экономичность процесса. Сам процесс обработки включает различные физические явления и сопровождающие его процессы – кинематические, динамические, тепловые, контактные и т. д.

Изучение структуры операции ленточного шлифования требует разбиения ее на элементы (отдельные подсистемы и блоки) и описания связей между ними (рис. 2).

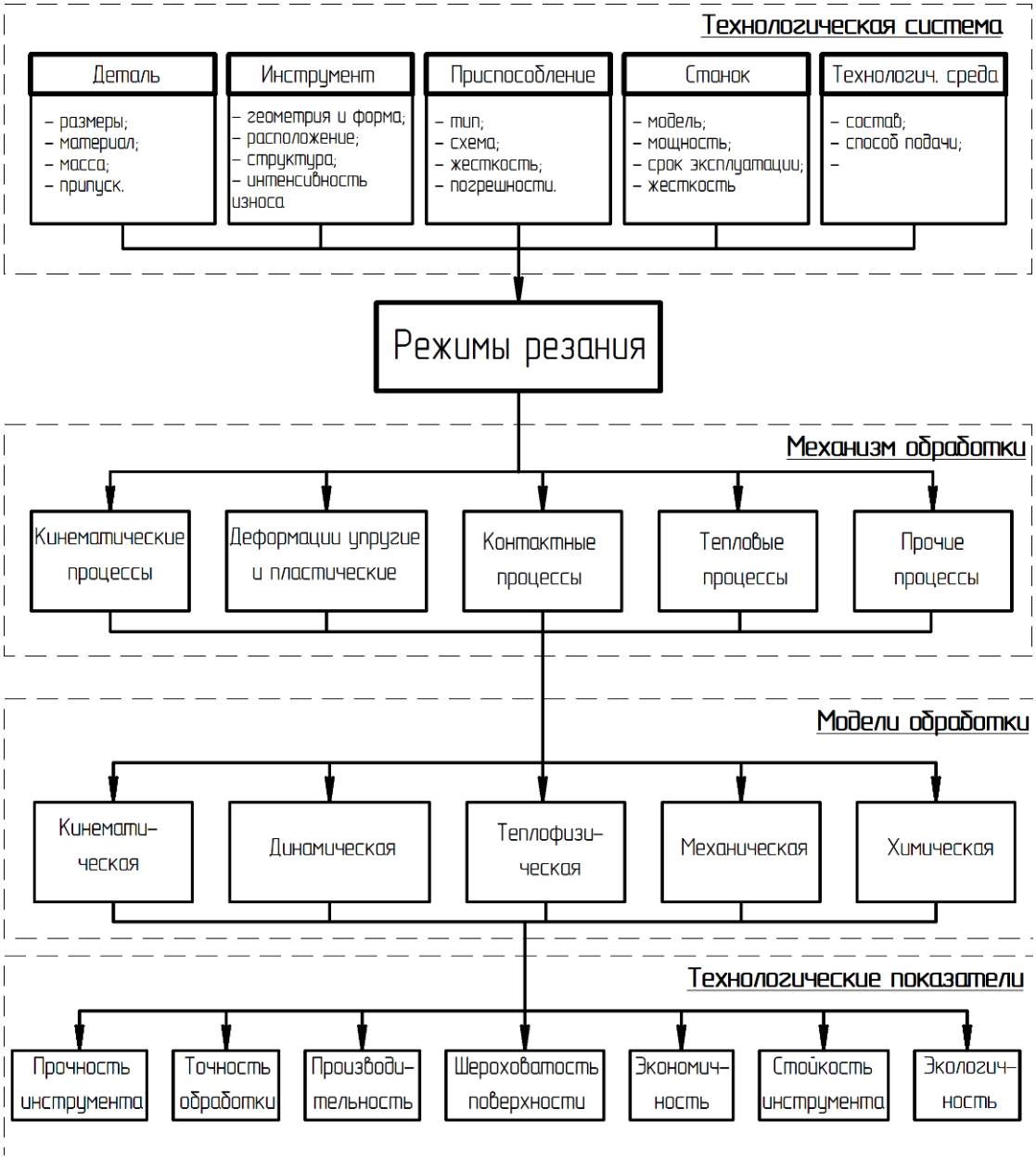


Рис. 2. Структурная схема шлифования абразивными лентами.

По отношению к объекту (детали и инструменты) технологические процессы выступают как преобразующие системы. Технологические процессы могут рассматриваться как средство обеспечения запланированных эксплуатационных свойств деталей, сборочных единиц и изделий. Разбиение на подсистемы определяется как непосредственно изучаемым объектом – технологической операцией, так и целью проводимого системного анализа, формализованным представлением которой являются соответствующие критерии.

Процесс шлифования абразивными лентами можно охарактеризовать тремя основными критериями: производительностью, параметрами точности и показателями качества. Важнейшими характеристикам обработки изделия являются эксплуатационные свойства деталей и их соединений, себестоимость обработки, коррозионная стойкость, прочность и некоторые другие.

По функциональным признакам операция ленточного шлифования как технологическая система может быть разбита на следующие подсистемы: подсистема «абразивная лента»; подсистема «заготовка»; подсистема «зона контакта»; подсистема «станок–приспособление»; подсистема «смазочно-охлаждающие технологические средства». Каждая из подсистем имеет свой набор свойств, параметров состояния, вектор входных и выходных переменных.

Подсистема «инструмент» характеризуется следующими входными параметрами: движущие силы инструмента; размеры единичных зерен; форма единичных зерен; число единичных зерен; распределение единичных зерен; силы, действующие от заготовки на инструмент; силы

реакции на инструмент; скорость износа инструмента; скорость изнашивания режущих кромок; тепловой поток в инструмент из зоны контакта; изменение физико-механических свойств абразивной ленты. Выходными переменными являются распределение режущих кромок; физико-механические и химические свойства материалов зерна и связки; силы, действующие от абразивной ленты на заготовку; скорости движения абразивной ленты и режущих кромок; количество, геометрия и свойства налипающих частичек материала; силы реакций на станок, приспособление; тепловой поток в СОЖ и инструмент.

Подсистема «станок-приспособление». Входные переменные: технические данные станка и приспособления; начальные характеристики положения деталей станка; параметры настройки станка; скорости движения шлифовального круга и режущих кромок; силы реакций на станок, приспособление от абразивной ленты; износ узлов и деталей станка; скорости движения заготовки; тепловой поток в станок от заготовки; силы реакций от заготовки на станок; тепловой поток в станок из зоны контакта; силы реакций на станок от СОЖ. Выходные переменные: движущие силы СОЖ; износ узлов и деталей станка; себестоимость процесса; тепловой поток в СОЖ; движущие силы инструмента.

Подсистема «заготовка». Входные переменные: начальное пространственное положение; физико-механические и химические свойства обрабатываемого материала; начальная температура заготовки; силы, действующие от инструмента на заготовку; движущие силы заготовки; силы реакции на заготовку; скорость съема материала; изменение размеров, формы, шероховатости поверхности, физико-механических свойств материала поверхностного слоя заготовки; тепловой поток в заготовку из зоны контакта; форма и размеры частиц абразива.

Подсистема «зона контакта». Входные переменные: движущие силы СОЖ; число, форма, распределение режущих кромок; физико-механические и химические свойства материалов зерна и связки; силы, действующие от инструмента на заготовку; скорости движения абразивной ленты и режущих кромок; силы реакций на станок и приспособление; интенсивность износа инструмента; движущие силы заготовки; движущие силы инструмента; силы, действующие от заготовки на инструмент. Выходные переменные: силы реакции на инструмент; силы реакции на заготовку; интенсивность износа инструмента; изменение химического состава СОЖ; скорость съема материала; скорость изнашивания режущих кромок, изменение размеров, формы, шероховатости поверхности, физико-механических свойств материала поверхностного слоя заготовки.

Определение оптимальных характеристик абразивной ленты – задача достаточно сложная и требует к себе особого внимания, в частности, определение ее геометрических параметров или выбор из числа стандартных. В этом случае задача, как правило, не многовариантная, т. к. характеристика детали, в большинстве случаев, позволяет произвести ее выбор. Однако определение необходимых структурных характеристик абразивной ленты является многовариантной задачей.

Состояние рабочей поверхности ленты изменяется в процессе обработки: происходит разрушение абразивного зерна; появление площадок износа на режущих кромках; изменение распределения зерен на рабочей поверхности ленты.

В разработанной структурной схеме процесс обработки абразивной лентой отражен в виде прямых и обратных связей. Без учета этих связей часто бывает невозможна оценка процесса ленточного шлифования [2].

Каждая из рассмотренных подсистем имеет свои свойства и параметры состояния. Математически их можно изобразить векторами параметров состояний. Например, для подсистемы «инструмент $Z_{И}$»: вектор входных переменных, оказывающий влияние на выходные параметры – $X_{И}^{С}$; векторы входных переменных – $Y_{ПР}^{И}, Y_{СП}^{И}, Y_{ЗК}^{И}, Y_{ТС}^{И}, Y_{ПИ}^{И}$, вектор выходных переменных – $Y_{И}$ [3].

Поведение подсистем, участвующих в технологической операции, может быть представлено системой уравнений, характеризующей состояние технологической системы:

$$\left.\begin{aligned} Z_{СП} &= \Phi_{СП}(X_{СП}^{С}, Y_{И}^{СП}, Y_{ТС}^{СП}, Y_{З}^{СП}, Y_{ЗК}^{СП}, \tau); \\ Z_{И} &= \Phi_{И}(X_{И}^{С}, Y_{ПР}^{И}, Y_{СП}^{И}, Y_{ЗК}^{И}, Y_{ТС}^{И}, Y_{ПИ}^{И}, \tau); \\ Z_{З} &= \Phi_{З}(X_{З}^{С}, Y_{СП}^{З}, Y_{СП}^{З}, Y_{ТС}^{З}, \tau); \\ Z_{ЗК} &= \Phi_{ЗК}(Y_{З}^{ЗК}, Y_{И}^{ЗК}, Y_{ТС}^{ЗК}, \tau); \end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned} Y_{СП} &= F_{СП}(Z_{СП}, X_{СП}^{*}, \tau) \\ Y_{И} &= F_{И}(Z_{И}, X_{И}^{*}, \tau) \\ Y_{З} &= F_{З}(Z_{З}, X_{З}^{*}, \tau) \\ Y_{ЗК} &= F_{ЗК}(Z_{ЗК}, X_{ЗК}^{*}, \tau) \end{aligned}\right\}$$

где $F_{И}$ – функция, отображающая множество значений входных переменных и параметров состояния в момент времени τ;

$\Phi_{И}$ – функция, отображающая влияние множества входных переменных и параметров исходного состояния на множество параметров состояния подсистемы в момент времени τ.

Анализ входных показателей, связей и взаимосвязей между ними, а также параметров и системы взаимосвязей между ними, подлежащих определению, позволяет установить оптимальные значения этих параметров с целью оснащения конкретной операции ленточного шлифования наиболее эффективным инструментом. Поставленную задачу можно решить путем использования математических моделей, которые описывают зависимость выходных параметров и переменных, с учетом необходимых ограничений [2].

Выводы. В основе системного анализа структурной схемы процесса ленточного шлифования лежат принципы определения взаимосвязей между основными элементами технологической системы и характеристиками процесса ленточного шлифования, которые позволяют сформировать структуру модели для конкретного случая ленточного шлифования. Разработанная модель позволит реализовать процедуру формирования практических рекомендаций по выбору параметров процесса ленточного шлифования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новоселов Ю. К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке : монография / Ю. К. Новоселов. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – 304 с.
2. Богуцкий В. Б. Системный анализ операции чистового шлифования / В. Б. Богуцкий, С. М. Братан, Ю. К. Новосёлов // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр. Вип. 139. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2013. – С. 13–21.
3. Кузнецов Ю. Н. Теория технических систем / Ю. Н. Кузнецов, Ю. К. Новоселов, И. В. Луцив. – Севастополь : СевНТУ, 2010. – 252 с.

УДК 621.914.02

Левченко Е. А.

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА АБРАЗИВНОЙ РАЗРЕЗКИ ТРУБ ОТРЕЗНЫМИ КРУГАМИ

У статті розглянуті питання теплофізичних явищ, що виникають у процесі абразивної розрізки труб відрізними кругами.

Ключові слова: *абразивна розрізка, пластична деформація, теплоємність.*

В статье рассмотрены вопросы теплофизических явлений, возникающих в процессе абразивной разрезки труб отрезными кругами.

Ключевые слова: *абразивная разрезка, пластическая деформация, теплоемкость.*

The questions of thermal phenomena that occur in the process of abrasive cutting discs cutting pipes.

Key words: *abrasive cutting, plastic deformation, heat capacity.*

Постановка проблемы. Абразивная разрезка трубных заготовок отрезными кругами сопровождается большим выделением теплоты, которая оказывает существенное влияние как на производительность процесса, так и на качество реза. Особенно большое значение это имеет при разрезке заготовок из труднообрабатываемых материалов, для которых этот способ обработки в ряде случаев является единственно возможным.

Анализ научных публикаций [1–10] показал, что контактная температура при разрезке труб может достигать 400...800^{o}C. Высокая температура разогревает металл в зоне резания и может изменять в значительной степени условия и режимы разрезки. Особенно важным является то, что с достижением определенной для каждой марки стали температуры её пределы прочности и упругости начинают резко снижаться, что позволяет повысить производительность разрезки за счет увеличения скорости подачи трубных заготовок.

Однако из-за отсутствия научно обоснованного метода проектирования технологии абразивной разрезки, особенно по выбору рациональных режимов, широкое внедрение этого способа пока сдерживается.

Цель статьи – исследование температурных параметров в зоне обработки для определения характера пластической деформации, изменения микроструктуры поверхностного слоя разрезаемой заготовки и интенсивности износа режущего инструмента.

Изложение основного материала. Нагрев при разрезке протекает неравномерно. Наибольшее количество теплоты выделяется в месте контакта и распространяется путем теплопроводности в массу абразивного круга и трубы. Кроме того, наблюдаются потери теплоты путем конвекции и лучеиспускания. Общая картина явлений усложняется еще и тем, что величины коэффициентов температуропроводности, теплопроводности, конвекции и лучеиспускания изменяются в зависимости от температуры [1].

Трение абразивного круга и заготовки в процессе разрезания на большой скорости приводит к образованию высокой температуры в зоне резания. Максимальная температура концентрируется впереди режущего инструмента при внедрении его в разрезаемый материал. Изменяя частоту вращения отрезного круга, можно регулировать интенсивность нагрева зоны резания.

Для управления температурой в зоне обработки необходимо знать закон распределения теплового потока по заготовке, стружке и абразивному зерну отрезного круга, а также количество теплоты, уносимой с обрабатываемой поверхности в окружающую среду [2]. Большая часть механической энергии превращается в тепловую.

Тепло создается поверхностными и внутренними источниками (рис. 1). Первые создаются теплом от внешнего трения. К ним относятся площадки контакта абразивных зерен со стружкой и разрезаемым материалом, а также связки круга с металлом. Вторые создаются теплом пластической деформации и внутренним трением. Они возникают в плоскостях сдвига (по линиям скольжения) и в объеме всего тела.

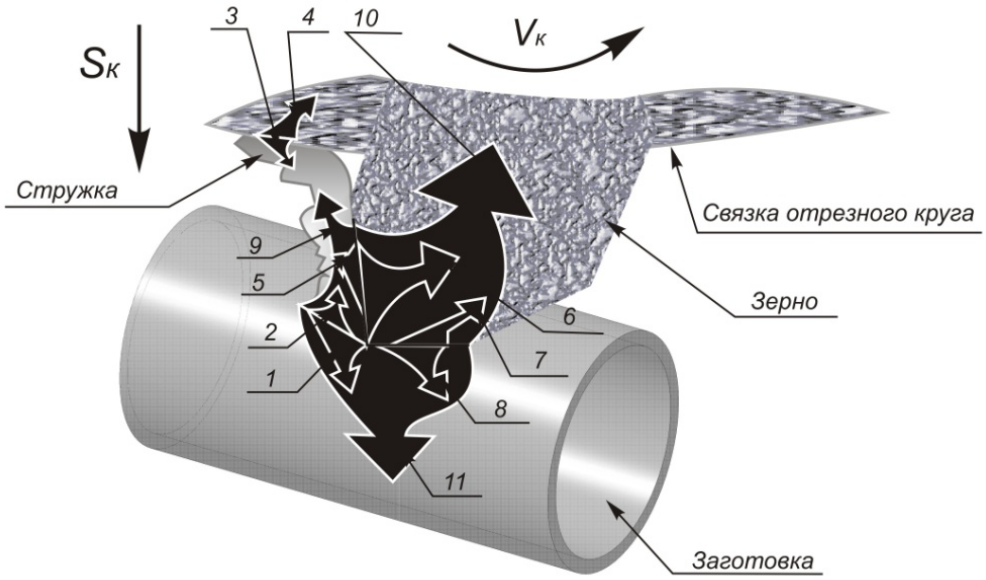


Рис. 1. Схема движения тепловых потоков: 1, 2 – теплота деформации; 3, 4, 5, 6, 7, 8 – количество теплоты, возникающей в результате трения; 9, 10, 11 – итоговые потоки теплоты, уходящие в стружку, инструмент и заготовку.

Каждый источник имеет свои индивидуальные характеристики: мощность, распределение во времени и пространстве, относительную скорость движения. Длина контакта и скорость движения источника определяют время его действия. Увеличение глубины резания вызывает одновременный рост мощности источника (из-за увеличения сил резания) и времени его действия.

Решающее влияние на движение тепловых потоков оказывают скорость перемещения и длительность функционирования источников. На основании того, что зерно будет являться быстродвижущимся источником (так как критерий Пекле $Pe = \frac{V_{\text{окр}} \cdot d_{\text{и}}}{\omega_{\text{д}}} \geq 10$, где $\omega_{\text{д}}$ – коэффициент температуропроводности материала, по которому перемещается источник), что характерно для процесса абразивной разрезки, то теплота деформации в плоскости сдвига практически полностью перейдет в стружку, не проникнув при этом в заготовку.

На поверхности заготовки появляются видимые прижоги, располагающиеся в виде отдельных крупных пятен на сплошном слое измененной структуры, покрывающей часть обработанной поверхности.

Видимые прижоги определяются по цветам побежалости, являющимися следствием образования оксидной пленки, толщина которой составляет доли микрометра [3].

Причиной появления этого дефекта является своеобразный термический процесс, протекающий в зоне контакта абразивного круга и детали. Этот процесс аналогичен обычной поверхностной закалке, когда верхние слои изделия нагреваются выше критических точек AC_1 – AC_3 и при последующем охлаждении закаливаются на некоторую глубину [3]. Нагрев поверхности при этом протекает неравномерно. Например, при разрезке трубной заготовки диаметром 65 мм отрезным кругом типоразмера 400×4×32 A24SBF при различном съеме металла за один рез может возникнуть вторично закаленный слой или вторично отпущенный слой (рис. 2).

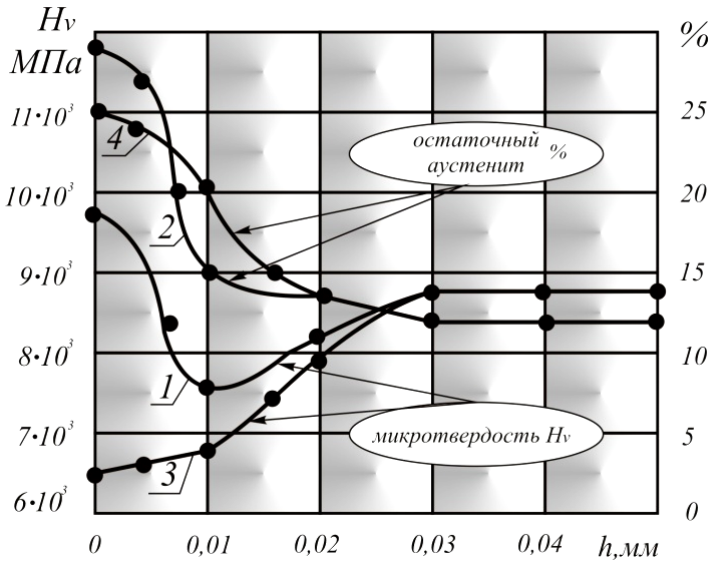


Рис. 2. Изменение микротвердости (*Hv*) и количества остаточного аустенита по глубине от поверхности (*h*): 1, 2 – вторичная закалка; 3, 4 – вторичный отпуск.

Металлографические исследования показали, что слой вторичной закалки представляет собой аустенито-мартенсит, отпущенный слой имеет структуру троосто-мартенсита, переходящего постепенно в структуру основного металла. Рентгенографические исследования распределения остаточного аустенита по глубине от поверхности показали повышенное содержание его в слое вторичной закалки (31%) по сравнению с основным металлом. В отпущенном слое количество остаточного аустенита несколько понижается. Кроме прижогов, на поверхности детали после обработки могут появиться дефекты другого вида – трещины.

Появление трещин является результатом действия суммарных внутренних остаточных напряжений в металле [4; 5], возникающих при наличии неоднородной пластической деформации металла в различных зонах поверхностного слоя сечения заготовки.

Неоднородность деформации металла зависит как от теплового расширения и сжатия при быстром и неравномерном нагреве и охлаждении отдельных объемов металла заготовки, так и от неравномерных объемных изменений, вызываемых структурными превращениями, то есть появление прижогов должно сопровождаться возникновением внутренних напряжений в поверхностном слое сечения трубы.

С увеличением глубины прижогов остаточные напряжения растяжения возрастают. Возникновение же растягивающих напряжений в поверхностном слое заготовки после разрезки приводит к появлению поперечных трещин. Низкая теплопроводность обрабатываемого металла также является одной из причин появления прижогов и трещин [6]. Наибольшей теплопроводностью обладает чистое железо. Углерод понижает теплопроводность сплава. Введение в сталь легирующих элементов также понижает ее теплопроводность. При этом минимальное влияние оказывает кобальт, более сильно понижает теплопроводность хром и никель, затем следуют Al, Si и Mn.

Структурные составляющие по теплопроводности могут быть расположены в следующий ряд: аустенит, мартенсит закалки и отпуска, перлит (сорбит, троостит), причем теплопроводность растет от аустенита к перлиту. Таким образом, образование вторично закаленного слоя с повышенным содержанием аустенита способствует появлению трещин.

Как показали многочисленные исследования [6; 7] и производственный опыт, в качестве допустимой степени прижога можно задавать глубину распространения от разрезанной поверхности зоны вторичного отпуска, которая определяется глубиной распространения температуры Θ = 500ºС, при которой исходная структура принимает кратковременный без выдержки отпуск.

С увеличением скорости протекания теплового процесса в зоне разрезки минимальная температура, вызывающая вторичный отпуск поверхностного слоя, также увеличивается. С ростом глубины резания ($t_ф$) увеличиваются контактная температура в зоне обработки и глубина распространения прижогов ($h_{приж}$). В зависимости от степени ответственности разрезаемых деталей величина допустимой глубины распространения прижога ($h_{приж}$) может уточняться по результатам натурных усталостных испытаний на прочность для различных материалов заготовок.

Используя известное из теории теплопередачи уравнение проникновения тепловой волны [8], предложено выражение для определения

глубины распространения структурных превращений в поверхностном слое разрезаемой детали, т. е. общей глубины распространения прижогов вторичной закалки и отпуска

$$h_{\text{приж}} = \left(\frac{a \cdot \tau \cdot 10^6}{\pi} \right)^{0,5} \ln \nu, \qquad (1)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м^2/с;

τ – время распространения тепла, с;

$\nu = \Theta_к / \Theta_{отп}$ – отношение амплитуды колебаний тепловой волны на обрабатываемой поверхности к ее величине на глубине $h_{приж}$;

$\Theta_к$ – контактная температура, осредненная по ширине пятна контакта между абразивным кругом и заготовкой, ºС;

$\Theta_{отп} \approx 500$ºС – минимальная температура отпуска, при достижении которой начинается превращение мартенсита основной структуры поверхностного слоя заготовки в троостосорбит.

Время распространения тепла равно времени контакта каждой точки поверхности заготовки с отрезным кругом. Так, для абразивной разрезки

$$\tau = l_к \Big/ \left(S_y \cdot \frac{100}{6} \right), \qquad (2)$$

где $l_к$ – длина дуги контакта отрезного круга с заготовкой, мм;

S_y – величина радиальной подачи заготовки, мм/с.

Подставив значения τ и ν (1), получим

$$h_{\text{приж}} = \left(\frac{6 \cdot 10^4 \cdot a \cdot l_к}{\pi \cdot S_y} \right)^{0,5} \ln \frac{\Theta_к}{500} \le \left[h_{\text{приж}} \right]. \qquad (3)$$

Таким образом, по выражению (3) можно определить глубину прижога, но только после определения максимальной контактной температуры в зоне разрезки $\Theta_к$. Кроме этого надо установить и зависимость коэффициента температуропроводности от данной контактной температуры $a = f(\Theta_к)$.

Длина дуги контакта, как известно [9], зависит от фактической глубины резания $t_ф$ и диаметра круга $D_к$.

При абразивной обработке принято различать три основные температуры:

1) *среднюю температуру* разрезанной поверхности (Θ_0), близкую в условиях равновесного теплового режима к средней температуре детали, так как благодаря сравнительно большому объему и хорошей теплопроводности металла установившаяся температура поверхности даже без применения охлаждения обычно не бывает высокой ($\Theta_0 = 20...150$ºС);
2) *контактную температуру* (Θ) в зоне разрезки, усредненную по ширине пятна контакта между отрезным кругом и деталью (400...800ºС);
3) *мгновенную температуру* резания отдельными абразивными зернами ($\Theta_З$), обычно превышающую температуру закалки разрезаемой стали и даже достигающую температуры ее плавления ($\Theta_З \approx 1000…1500$ºС).

Появление прижогов и трещин при разрезке непосредственно связано с увеличенной контактной температурой, превышающей допустимую величину [Θ]. При аналитическом определении контактной температуры воспользуемся весьма эффективной теорией нагрева металла местными быстродвижущимися источниками теплоты, предложенной В. А. Сипайловым [10]. При этом источник тепла рассматривается как дискретный, образованный в результате взаимодействия отдельных тепловых импульсов от режущих зерен, находящихся в зоне резания или как сплошной, у которого интенсивность теплового потока распределена равномерно по всей его площади. Расчет контактных температур по схеме дискретного теплового источника может приблизить математическое описание к реальной физике процесса абразивной разрезки. Вместе с тем расчет мгновенных температур на отдельных зернах представляется довольно трудной задачей, поскольку сам процесс разрезки является стохастическим и не имеющим пока определенных решений. В то же время интегральное описание тепловых процессов на базе сплошного теплового источника позволяет достаточно точно определять температурное поле и контактную температуру в зоне резания различных по форме и размерам деталей с учетом теплообмена с окружающей средой.

Для расчета температурного поля принята следующая схема (рис. 3): по поверхности полубесконечного тела, на которой задан теплообмен по закону Фурье, в направлении оси Z с постоянной скоростью подачи S_y движется бесконечно протяженный вдоль оси Y полосовой источник тепла конечной ширины $2h$. Интенсивность теплового потока q по всей площади источника распределена равномерно.

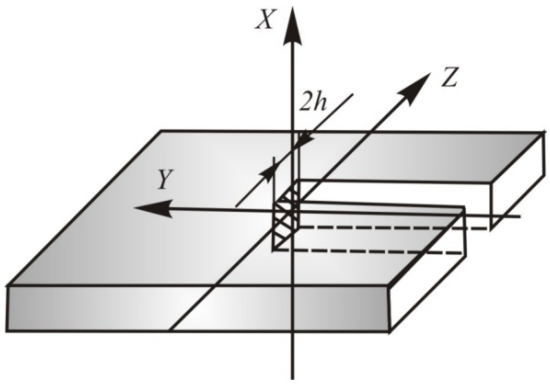


Рис. 3. Схема для расчета температур в зоне абразивной разрезки.

Схематизация процесса основана на определенных допущениях:

- поскольку прогрев детали при сравнительно большой скорости источника успевает произойти на небольшую глубину (до 1 мм), все детали с толщиной стенки больше 1 мм можно считать полубесконечными телами;
- теплообменом с воздухом можно пренебречь, т. е.

$$-\lambda\frac{\partial\Theta}{\partial X}\Big|_{X=0}+\alpha\left(\Theta-\Theta_0\right)\Big|_{X=0}=0,$$

где Θ_0 – температура окружающей среды, ºС;
α – коэффициент теплоотдачи, кал/(см^2·с·ºС);
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(мм ºС);

- для данной схемы обработки длина пятна контакта в несколько раз больше ширины, что позволяет моделировать пятно контакта бесконечно длинной полосой;
- фактическая зона контакта при разрезке является дискретным источником тепла, состоящим из отдельных мелких источников (режущих зерен), быстро перемещающихся по поверхности детали, причем тепловые импульсы отдельных источников перекрывают друг друга, создавая общий температурный фон с небольшими флуктуациями, не превышающими 10% от средней контактной температуры, что позволяет рассматривать полосовой источник сплошным с равномерным распределением интенсивности теплового потока.

Используя зависимости В. А. Сипайлова [10], на основе классического дифференциального уравнения теплопроводности Фурье с учетом бесконечной протяженности теплового полосового источника вдоль оси $Y(\partial\Theta / \partial y = 0) = 0$ определяем тепловое поле в заготовке следующей функцией

$$\Theta = 6\cdot10^7\frac{2q_{заг}\cdot a}{\pi\cdot\lambda\cdot S_y}\times\int_{Z-H}^{Z+H}\exp\left(-\varsigma\right)\cdot K_0\left(X^2+\varsigma^2\right)^{0,5}\cdot d\varsigma, \quad (4)$$

где $q_{заг}$ – плотность теплового потока, представляющая собой количество тепла, проходящего в заготовку за единицу времени через единицу площади зоны разрезки, Вт/мм^2;
$a = \lambda / C\cdot\rho$ – коэффициент температуропроводности заготовки, м^2/с;
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·ºС);
C – удельная теплоемкость, Дж/(кг·ºС);
ρ – плотность, кг/м^3;
S_y – скорость перемещения источника тепла, м/мин;
$Z = S_y\cdot z / 2a$ – безразмерная координата;
$H = S_y\cdot h / 2a$ – безразмерная полуширина источника;
$X = S_y\cdot x / 2a$ – безразмерная координата;
$\varsigma = S_y\cdot(Z - Z') / 2a$ – новая переменная;
$K_0(X^2 + \varsigma^2)^{0,5}$ – функция Бесселя.

Для определения температур на разрезаемой поверхности трубы ($X = 0$) при достаточно высокой скорости источника ($H > 10$) воспользуемся более простым выражением:

$$\Theta = \frac{2q_{заг}\cdot a\cdot6\cdot10^7\cdot\sqrt{2\pi}}{\pi\cdot\lambda\cdot S_y}\times\left(\sqrt{H-Z}-\sqrt{|H+Z|}\right). \quad (5)$$

Учитывая, что максимальное значение контактной температуры находится на задней кромке источника ($Z = –H$), после преобразований выражения (5) получим формулу для максимальной контактной температуры:

$$\Theta_к = \frac{2q_{заг}}{\left(\lambda\cdot C\cdot\rho\right)^{0,5}}\cdot\left(\frac{l_к}{\pi\cdot S_y}\right)\times2{,}45\cdot10^5, \quad (6)$$

где $l_к$ – длина дуги контакта отрезного круга с заготовкой, мм;
S_y – скорость источника тепла (радиальной подачи заготовки), мм/с;
$q_{заг}$ – плотность теплового потока, идущего в трубу за единицу времени, Вт/мм^2.

Общая механическая энергия, затрачиваемая на резание при абразивной разрезке, практически полностью преобразуется в тепловую, которая, в свою очередь, распределяется между отрезным кругом, стружкой и заготовкой.

Доля тепла, идущего в абразивный круг, во многом определяется теплофизическими характеристиками отрезного круга и металла заготовки. Если для разрезаемой поверхности трубы быстрая смена тепловых импульсов от режущих зерен сливается в сплошной тепловой фон, то для отрезного круга контакт всегда является дискретным, зависящим по времени контакта от скорости самого инструмента.

По данным В. А. Сипайлова [10], общая доля тепла, идущая в стружку и заготовку (без тепла, идущего в абразивный круг), определяется коэффициентом ввода $\alpha_в$:

$$\alpha_в = 1\Big/\left(55{,}9\frac{\lambda_к}{\lambda}\cdot\sqrt{\frac{a}{d_и\cdot V_к}+1}\right), \quad (7)$$

где $\lambda_к$ – коэффициент теплопроводности отрезного круга, Вт/(м·ºС);
λ – коэффициент теплопроводности материала заготовки, Вт/(м·ºС);
a – коэффициент температуропроводности материала заготовки, м^2/с;
$V_к$ – скорость отрезного круга, м/с;
$d_и$ – средний диаметр площади контакта режущего зерна с обрабатываемой поверхностью (площадка износа на зерне), мм.

Долю тепла, идущего в стружку, можно оценить, исходя из предположения, что стружка нагревается до максимальной контактной температуры. При этом плотность теплового потока ($q_{стр}$), идущего в стружку, можно определить так:

$$q_{стр} = C \cdot m \cdot \Theta_к / F_к, \quad (8)$$

где C – удельная теплоемкость разрезаемого металла, Дж/(кг·ºС);

m – масса металла, удаленного с поверхности трубы в единицу времени, кг/с;

$F_к$ – площадь пятна контакта между кругом и заготовкой, мм^2.

В заготовку идет тепловой поток с плотностью:

$$q_{заг} = q_{общ} \cdot \alpha_в - q_{стр} = q_{общ} \cdot d_и \cdot \beta_{заг}, \quad (9)$$

где $\beta_{заг}$ – коэффициент, определяющий долю общего тепла, идущего в заготовку (по В. А. Сипайлову [10]):

$$\beta_{заг} = 1 \Big/ \left(1 + 4{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot t_ф \sqrt{\frac{S_y}{a \cdot l_к}}\right). \quad (10)$$

Общая плотность теплового потока, образующегося в зоне разрезки:

$$q_{общ} = P_z \cdot V_к / F_к, \quad (11)$$

где P_z – тангенциальная составляющая общей силы резания, Н;

$V_к$ – скорость отрезного круга, м/с;

$F_к$ – площадь пятна контакта, мм^2.

Таким образом, с учетом выражений (6)…(11), получим формулу для определения максимальной контактной температуры:

$$\Theta = 2{,}8 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_z \cdot V_к \cdot \sqrt{l_к}}{F_к \sqrt{S_y}} \cdot \frac{\alpha_в \cdot \beta_{заг}}{\sqrt{\lambda \cdot C \cdot \rho}}. \quad (12)$$

Полученное выражение (12) для максимальной контактной температуры соответствует классическому решению В. А. Сипайлова для средней контактной температуры:

$$\Theta = 0{,}5\Theta_к = \frac{0{,}754 \cdot q \cdot l_к}{\lambda \cdot L^{0,5}} = \frac{0{,}754 \cdot \beta \cdot P_z \cdot V_к \cdot l_к^{0,5}}{F_к \left(S_y \cdot \lambda \cdot C \cdot \rho\right)^{0,5}},$$

где $q = P_z \cdot V_к \cdot \beta / F_к$ – удельный тепловой поток, приходящийся на единицу площади пятна контакта;

L – число Пекле, $L = S_y \cdot l_к / a$.

Выводы. По причине того, что возникновение прижогов в процессе разрезки снижает эксплуатационные свойства деталей, а высокая температура на поверхности зерна приводит к потере им режущей способности, были установлены зависимости температур на поверхности заготовки, круга и зерна от режимов резания и свойств обрабатываемого и инструментального материалов, а также характеристик отрезного круга.

ЛИТЕРАТУРА

1. Веселовский С. И. Разрезка материалов / С. И. Веселовский. – М. : Машиностроение, 1973. – 360 с.
2. Доброскок В. Л. Определение параметров распределения размеров зерен для абразивно-алмазных порошков по ГОСТ и ДСТУ / В. Л. Доброскок, Я. Н. Гаращенко, А. В. Семко // Високі технології в машинобудуванні : науч.-техн. збірник. – Харьків, 2010. – С. 80–89.
3. Евсеев Д. Г. Физические основы процесса шлифования / А. Н. Евсеев, А. Н. Сальников. – Саратов : Изд-во Саратовского университета, 1978. – 129 с.
4. Корчак С. Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей / С. Н. Корчак. – М. : Машиностроение, 1974. – 280 с.
5. Основы теории тепловых явлений при шлифовании деталей машин : учеб. пособие / [А. В. Якимов, Б. О. Ткаченко, С. Г. Зимин и др.]. – Одесса : ОГПУ, 1997. – 272 с.
6. Резников А. Н. Теплофизика резания / А. Н. Резников. – М. : Машиностроение, 1969. – 288 с.
7. Якимов А. В. Теплофизика механической обработки / А. В. Якимов, П. Т. Слободяник, А. В. Усов. – К. ; Одесса : Лыбидь, 1991. – 240 с.
8. Суров С. П. Тепловые явления при разрезании абразивными кругами (дисками) / С. П. Суров // Труды УралВНИИАШ. – Челябинск, 1968. – Вып. 1. – С. 164–169.
9. Худобин Л. В. Анализ геометрии абразивного зерна / Л. В. Худобин // Труды Ульяновского политехн. ин-та. – 1966. – Вып. 1. – С. 56–61.
10. Сипайлов В. А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности / В. А. Сипайлов. – М. : Машиностроение, 1978. – 167 с.

УДК 621.941

Стреляная Ю. О.

ПРОБЛЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМ ТОЧЕНИИ НА ТЯЖЕЛЫХ СТАНКАХ

У статті розглянуті проблеми забезпечення стабільності показників якості деталей при чистовому точінні на важких верстатах.

Ключові слова: *чистове точіння, важкі верстати, точність, стабільність.*

В статье рассмотрены проблемы обеспечения стабильности показателей качества деталей при чистовом точении на тяжелых станках.

Ключевые слова: *чистовое точение, тяжелые станки, точность, стабильность.*

In article the problems of stability indicators of the quality of parts in finish turning on heavy machines.

Key words: *finish turning, heavy machine tools, precision, stability.*

Постановка проблемы. Переход к рыночным отношениям в экономике выдвинул на передний план проблемы, связанные с выпуском конкурентоспособной продукции машиностроения. В свою очередь, наряду с высокими требованиями к современным машинам возникает ряд проблем, связанных с технологией обработки деталей машин. Современный уровень развития техники характеризуется повышением требований к качеству механизмов и машин. В связи с требованиями рынка, при изготовлении широкого класса деталей машин, необходимо стремиться как к повышению производительности, так и к выдерживанию высоких требований по качеству получения геометрических размеров, шероховатости и физико-механическому состоянию поверхностного слоя.

Важнейшими факторами, определяющими потребительские качества, долговечность, надежность и точность работы машин, являются погрешности размеров, отклонения формы, шероховатость, волнистость поверхностей и др. Тяжелое машиностроение является ведущей отраслью всей промышленности, продукция предприятий машиностроения играет решающую роль в реализации достижений научно-технического прогресса во всех областях хозяйства. На долю машиностроительного комплекса приходится почти 30% от общего объема промышленной продукции. А на долю тяжелого машиностроения приходится около 60% продукции от всего машиностроительного комплекса (рис. 1).

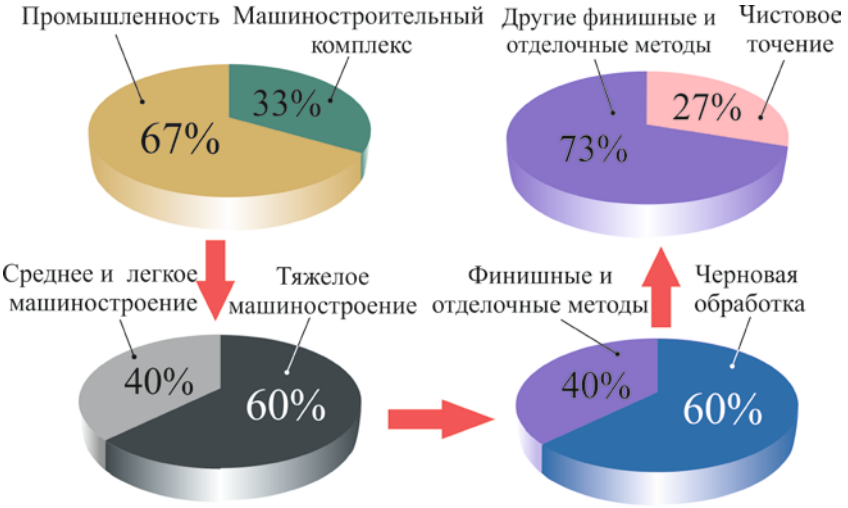


Рис. 1. Доля чистовой токарной обработки на тяжелых станках в машиностроительном комплексе.

Производство тяжелого металлургического, энергетического, транспортного оборудования является основой машиностроения Украины и важной составной частью ее экспорта. Возможность изготовления тяжелых машин, конкурентоспособных на мировом рынке, обеспечивается оснащением машиностроительных предприятий современным станочным оборудованием. Основная группа станочного парка машиностроительных предприятий Украины – это токарные станки. На тяжелых токарных станках с числовым программным управлением проводится обработка большинства деталей сверхмощных турбин и генераторов, морских судов, прокатных станов и других машин практически без ограничения размеров, веса и точности.

Машиностроительное производство базируется на активном целенаправленном использовании процессов преобразования параметров качества при воздействии на сырье и заготовки средств производства и среды. Заданные параметры обеспечиваются за счет изменения размеров, формы, шероховатости поверхности, физико-механических свойств обрабатываемого материала. Достигается это применением различных способов формообразования.

Анализ литературы. Отечественной и мировой наукой в настоящее время накоплен значительный объем теоретической и экспериментальной информации о физических процессах и явлениях, протекающих при формообразовании поверхностей [1]. Сформулированы принципы технологической наследственности [2], изучено влияние на параметры качества способов обработки, геометрии и материалов режущих инструментов, режимов резания [3], смазочно-охлаждающих жидкостей и других технологических факторов [4]. Исследованы физико-механические и химические явления процессов резания и износа инструмента, созданы новые эффективные инструментальные материалы, станки и способы обработки [5; 6].

Принимая во внимание многогранность выполненных исследований, следует отметить, что

до сих пор недостаточно изучен механизм формообразования поверхностей при чистовом точении на тяжелых станках.

Цель статьи – разработка методов обеспечения стабильности параметров качества поверхностей при чистовом точении на тяжелых станках.

Изложение основного материала. В настоящее время чистовое точение на тяжелом оборудовании осуществляется с применением традиционных методов, которые не в полной мере учитывают влияние случайных факторов, снижающих стабильность показателей качества обработанных изделий. Большие массы и габариты деталей, их уникальность (рис. 2), высокая стоимость, трудоемкость механической обработки требуют обеспечения особых условий, которые существенно отличаются от традиционных решений для легких и средних станков.

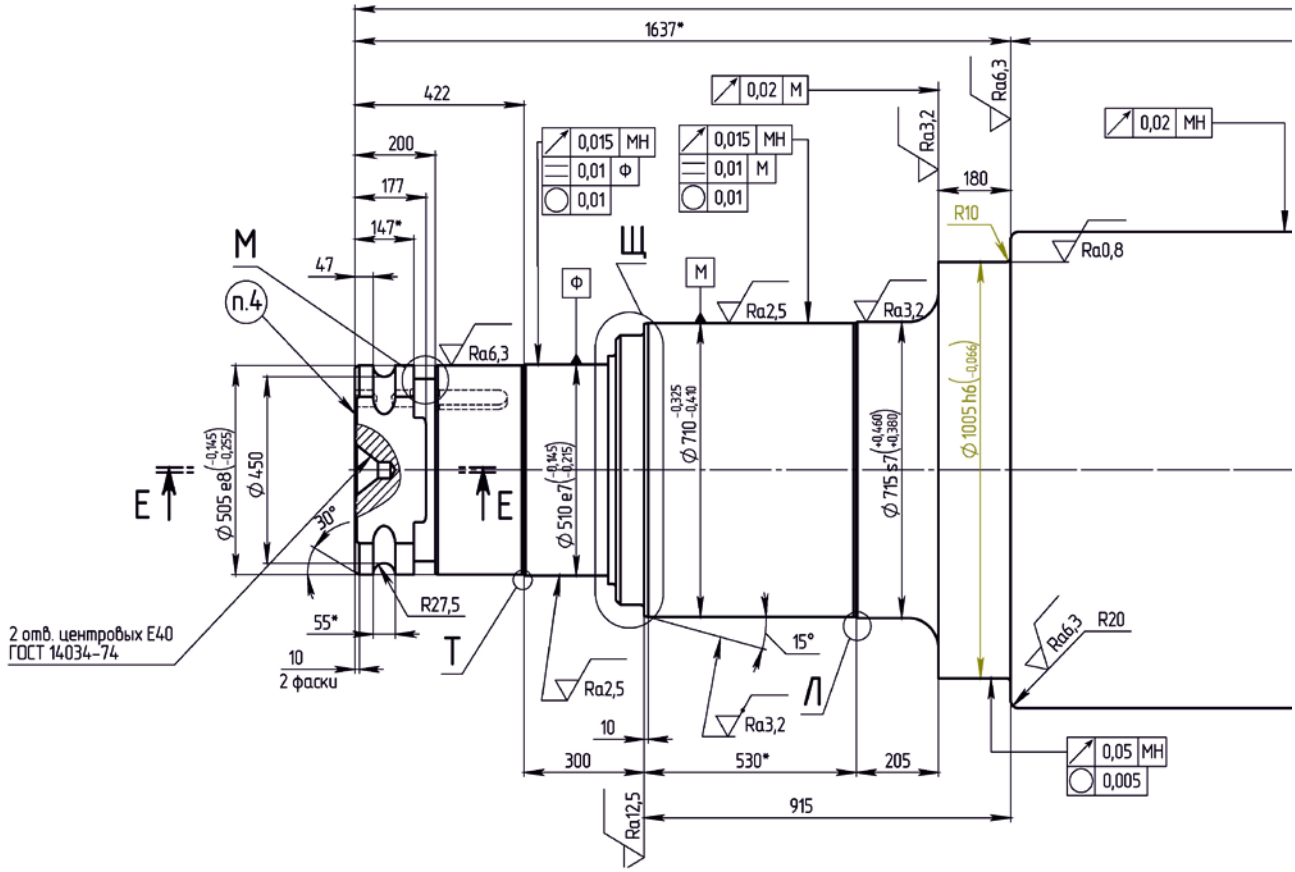


Рис. 2. Фрагмент чертежа валка прокатного стана.

При обработке изделий на тяжелых станках учет нестационарности процесса, связанный с изменением состояния технологической системы, при разработке технологических процессов и методов управления токарными станками позволит увеличить производительность процесса, снизить себестоимость обработки деталей, повысить точность чистового точения.

Применение новых способов получения заготовок, уменьшение припусков на механическую обработку, совершенствование конструкций инструмента, создание станков с ЧПУ повышенной и особо высокой точности, высокое качество предварительной обработки позволили в качестве финишной операции использовать процессы чистового точения.

В сравнении с традиционной обработкой прецизионное точение на тяжелых станках является более сложным. Поверхности преобразуются от заготовки до готовой детали за более или менее длительный промежуток времени, в течение которого изменяются взаимное расположение исполнительных механизмов станка, элементы режима резания, состояние рабочей поверхности инструмента. В этих условиях обеспечение стабильного качества обработки и эффективности операций возможно только на основе динамических моделей, которые должны учитывать влияние внешних возмущений за время обработки детали; деформации приспособления, детали и инструмента; наличие вибраций в технологической системе и т. д.

Для операций чистового точения, выполняемых на тяжелых станках, отсутствуют динамические модели, отражающие закономерности изменения параметров качества, при воздействии на технологические системы (ТС) стохастических возмущений, не позволяющих осуществлять синтез систем управления соответствующими технологическими процессами.

Необходимость создания комплексных моделей все острее чувствуется в последние годы в связи с быстрым развитием микропроцессорной техники и управляющих устройств [7]. Модели необходимы для математического обеспечения систем автоматизированного управления и проектирования технологических процессов, создания конструкций инструментов, проектирования современных станков, решения вопросов технологического обеспечения эксплуатационных свойств машин и конструкций.

В решениях международной научно-технической конференции «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку, 2012» отмечалось, что создание адаптивных систем управления является необходимым условием обеспечения стабильного качества обработки деталей тяжелого машиностроения. Ставится задача не только повысить точность изготовления деталей в целом, но и обеспечить стабильность их параметров.

Нестабильность параметров деталей определяется воздействием в процессе их производства на технологическую систему изменяющихся внешних факторов, часть из которых неизвестна и не контролируется в процессе обработки. Эта проблема особенно актуальна для операций чистового точения изделий на тяжелых станках, на которых окончательно формируются параметры качества готовых изделий.

Повторяемости качества выпускаемых изделий препятствуют различные внешние факторы, нарушающие запланированный ход технологического процесса.

Существующие ТС и технологические процессы (ТП) не позволяют уменьшить разброс параметров изделий. Так, по данным Новокраматорского машиностроительного завода (НКМЗ), при изготовлении валков прокатных станов наблюдается существенный разброс характеристик обработанных изделий, например, дисперсия биения опорных шеек – Δ, мкм составила σ^2 = 110 мкм^2, дисперсия шероховатости поверхности $\sigma^2 = 1{,}3 \cdot 10^{-3}$ мкм^2. Разброс характеристик приводит к нестабильности эксплуатационных свойств отдельных изделий, к случайному ресурсу работы и незапланированному дорогостоящему ремонту.

При чистовом точении на тяжелых станках возрастает чувствительность ТС к возмущающим факторам и наблюдается потеря стабильности ТС и ТП в целом при снятии тонких стружек.

В области теории оптимальных процессов разработан универсальный математический аппарат оптимального управления и только отсутствием динамических моделей следует объяснить несовершенство общей методологии оптимизации и управления процессами чистового точения на тяжелых станках.

В большинстве случаев при проектировании технологических процессов чистового точения за основу берутся детерминированные модели, по которым рассчитываются традиционные или традиционно-граничные циклы, осуществляется обработка партии заготовок, после чего систему перестраивают на обработку другого типоразмера или вида [8]. В результате этого технологический процесс осуществляется с применением традиционных режимов резания, способов диагностики и управления.

Попытки усовершенствования процессов чистового точения привели к созданию граничных алгоритмов управления операций (рис. 3), которые предусматривают протекание процесса вдоль границ допустимой области технологических переменных [9].

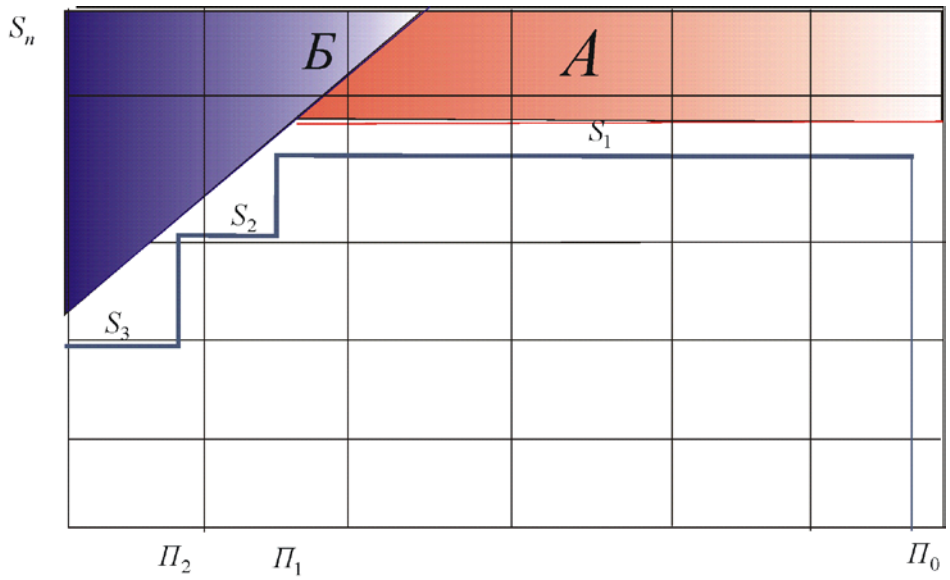


Рис. 3. Граничный алгоритм управления технологической операцией.

Для оптимизации процессов токарной обработки используют теорию оптимальных систем, которая имеет широкий спектр математических методов и подходов: классическое вариационное исчисление, динамическое программирование, принцип максимума, метод обратных задач динамики, аналитическое конструирование по критерию обобщенной работы, метод зондирования пространства параметров с использованием LP_r-последовательностей и др.

Каждый метод имеет свою специфику и область применения, характерную для определенного круга задач. В тех случаях, когда число параметров, подлежащих оптимизации, равно единице, используют методы направленного поиска (например, градиентный метод). Если количество таких параметров превышает 10...12, применяют методы случайного поиска. В случае многокритериальной оптимизации пользуются методом LP_r-поиска (метод зондирования многомерного пространства точками равномерно распределенной последовательности), хотя он требует большого объема вычислений [10]. Для многокритериальной оптимизации применяют метод последовательного сужения многомерного пространства (множество Парето) на основе количественной информации об относительной важности критериев [11].

При реализации граничного алгоритма управления значительная часть припуска снимается с предельно допустимой скоростью съема материала. Именно за счет этого уменьшается машинное время на обработку.

Анализ существующих исследований в этой области позволяет выявить проблемы [12; 13], возникающие при решении этой задачи. Как правило, в начальный момент времени при правильном подборе инструмента, оптимальном построении цикла точения обеспечиваются заданные параметры точности и шероховатости поверхности детали.

Изменение состояния ТС оказывает существенное влияние на ход технологического процесса, приводит к изменению размерных параметров, к дополнительным возмущениям динамической системы станка и, следовательно, увеличению шероховатости и волнистости детали, образованию на ее поверхности дефектного слоя, которые в конце периода стойкости инструмента могут возрастать в несколько раз.

Применение многоступенчатых циклов при чистовом точении на предприятии НКМЗ г. Краматорск позволило повысить точность обработки на один квалитет, снизить шероховатость поверхности в 1,5...2 раза для 15–30% деталей партии [8]. Однако при обработке по предложенным граничным алгоритмам увеличилось количество бракованных изделий вследствие изменения состояния ТС.

Многочисленные исследования, направленные на ликвидацию вышеуказанного недостатка, привели к созданию технологий, предусматривающих разработку граничного цикла для каждой отдельно взятой детали [14; 15]. Применение вышеуказанных мер не позволило обеспечить стабильность показателей качества обработанных деталей вследствие воздействия на процесс возмущающих факторов.

По чистовому точению в настоящее время отсутствуют единые, научно-обоснованные рекомендации, а существующее многообразие технологических процессов на предприятиях не всегда обеспечивает стабильное получение заданных параметров шероховатости поверхности, точности и физико-механического состояния поверхностных слоев, что вынуждает, в ряде случаев, необоснованно вводить дополнительные финишные операции и увеличивать трудоемкость изготовления деталей.

Вывод. Для устранения вышеуказанных недостатков необходимо использование адаптивных систем с обратной связью, адекватно оценивающих текущее состояние технологической системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенберг А. И. Элементы теории процесса резания металлов / А. И. Розенберг, А. Н. Еремин. – М. : Свердловск : Машгиз, 1956. – 319 с.
2. Тимофеев Ю. В. Анализ и синтез технологических систем обработки резанием / Ю. В. Тимофеев // Проблемы резания материалов в современных технологических процессах : тезисы докладов Международного научно-технического семинара. – Харьков : ХПИ, 1991. – Часть II. – С. 133–135.
3. Грановский Г. И. Обработка результатов экспериментальных исследований резания металлов / Г. И. Грановский. – М. : Машиностроение, 1982. – 112 с.
4. Основы теории резания материалов : учебник для высших учебных заведений / [Н. П. Мазур и др.] ; под общей редакцией Н. П. Мазура. – Львов : Новый свет-2000, 2010. – 422 с.
5. Внуков Ю. Н. Износостойкость инструментов из быстрорежущей стали / Ю. Н. Внуков. – Запорожье, 2011. – 412 с.
6. Гузенко В. С. Направленный морфологический анализ и синтез инструмента для особо тяжелых условий резания / В. С. Гузенко // Надежность режущего инструмента. – Краматорск : КИИ, 1991. – Вып. 4. – С. 83–91.
7. Гжиров Р. И. Программирование обработки на станках с ЧПУ : справочник / Р. И. Гжиров, П. П. Серебряницкий. – Л. : Машиностроение, 1990. – 588 с.
8. Васильева Л. В. Підвищення ефективності обробки на середніх токарних верстатах за рахунок оптимізації конструктивних параметрів різців і режимів

різання : дис. … канд. техн. наук : спец. 05.03.01 / Л. В. Васильева. – Севастополь, 2010. – 157 с.
9. Балакшин Б. С. Адаптивное управление станками / Б. С. Балакшин. – М. : Машиностроение, 1973. – 688 с.
10. Галеев В. И. Экспертные методы / В. И. Галеев // Стандарты и качество. – 1994. – № 11. – С. 49.
11. Подиновский В. В. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В. В. Подиновский, В. Д. Ногин. – М. : Наука, 1982. – 256 с.
12. Суслов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин / А. Г. Суслов. – М. : Машиностроение, 2000. – 320 с.
13. Прогнозирование точности детали в процессе её изготовления / [В. В. Юркевич, Д. А. Чигинов, Д. Е. Искра и др.] // Машиностроитель. – 2001. – № 3. – С. 34–40.
14. Линчевский П. А. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / П. А. Линчевский, Т. Г. Джугурян, А. А. Оргиян. – К. : Техніка, 2001. – 300 с.
15. Линчевский П. А. Расширение функциональных возможностей гидроприводов отделочно-расточных станков / П. А. Линчевский, Т. Г. Джугурян, Н. Тихенко // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Вип. 13. – 2003. – С. 98–103.

УДК 621.92

Богуцкий В. Б., Шрон Л. Б., Гордеева Э. С., Буров А. В.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ СТРУЖЕЧНЫХ КАНАВОК

У статті розглянута геометрична задача взаємодії шліфувального кола, розташованого під кутом до осі заготовки, та запропоновано аналітичні залежності розрахунку площ їх контакту з метою запобігання дефектів структури металу.

Ключові слова: *шліфування, шліфувальний круг, стружкова канавка, площа контакту, периферійна поверхня, дефекти структури металу.*

В статье рассмотрена геометрическая задача взаимодействия шлифовального круга, расположенного под углом к оси заготовки, и предложены аналитические зависимости расчета площадей их контакта с целью предотвращения дефектов структуры металла.

Ключевые слова: *шлифование, шлифовальный круг, стружечная канавка, площадь контакта, периферийная поверхность, дефекты структуры металла.*

The article considers the geometric problem of interaction of a grinding circle, situated at an angle to the axis of the work piece and the analytical dependence of calculating the area of their contact with the purpose of preventing defects of structure of metal.

Key words: *grinding, grinding wheel, bonded groove, contact area, peripheral surface defects in the structure of metal.*

Постановка проблемы. Одной из наиболее сложных и трудоемких операций при производстве металлорежущего инструмента является операция шлифования стружечных канавок и задних поверхностей. Особенно это важно при изготовлении таких дорогостоящих инструментов, как протяжки, цилиндрические и модульные фрезы и др. Обработка вышеуказанных поверхностей, а именно: стружечных канавок червячных фрез или протяжек выполняется профильным инструментом, правка которого выполняется по копиру. При этом следует учитывать, что часть профилированной поверхности шлифовального круга имеет большую площадь контакта с поверхностью обрабатываемой детали.

Анализ литературы. В работах многих авторов [1–3] отмечается, что работоспособность протяжек во многом зависит от размеров и формы стружечных канавок, так как при протягивании они оказывают существенное влияние на процесс формирования и схода стружки. Форма впадины зуба должна способствовать плавному завиванию стружки в плотный валик и ее свободному размещению во впадине. Отмечается, что режущие зубья протяжки образуются путем прорезания на исходном стержне поперечных стружечных канавок, т. е. образования передней поверхности и пространства для размещения образующейся при резании стружки и созданий задних поверхностей, обеспечивающих положительные задние углы на режущих кромках.

Необходимо отметить, что работоспособность протяжек также во многом зависит как от размеров и формы стружечных канавок, так и от качества их обработки [4]. Форма впадины зуба должна способствовать плавному завиванию стружки в плотный валик и ее свободному размещению во впадине.

Цель статьи – разработать математическую модель определения площади контакта профильного шлифовального круга при заточке протяжки.

Изложение основного материала. При анализе особенностей процесса шлифования стружечных канавок было выявлено, что их шлифование можно рассматривать как процесс обработки, при котором съем материала происходит периферией профильного шлифовального круга и его боковой поверхностью по мере его внедрения в обрабатываемую заготовку. При этом следует учитывать, что ось вращения инструмента находится под углом к оси вращения инструмента. Производительность процесса при этом прямо пропорциональна площади поверхности фасонного круга, которая находится в непосредственном контакте с заготовкой, и скорости его внедрения (подачи) вглубь разрезаемой заготовки.

Таким образом, не затрагивая вопроса, связанного с характеристикой круга по его зернистости, материалу абразива, твердости и характеру рельефа боковых поверхностей, необходимо рассмотреть геометрическую задачу взаимодействия фасонного круга с заготовкой.

Задача определения общей площади F_S контакта фасонного круга диаметром D, расположенного под углом γ к оси обрабатываемой заготовки и заготовки наружным диаметром d, диаметром стружечных канавок d_1, с радиусной поверхностью r в зависимости от величины внедрения y фасонного круга в заготовку с подачей инструмента под углом γ к оси заготовки – S_y. При построении математической модели необходимо найти величину площади F_S, которая складывается из двух частей: боковой площади F_B и площади F_P контакта периферийной части фасонного круга:

$$F_S = F_B + F_P.$$

На рис. 1 показана схема взаимодействия фасонного круга с заготовкой.

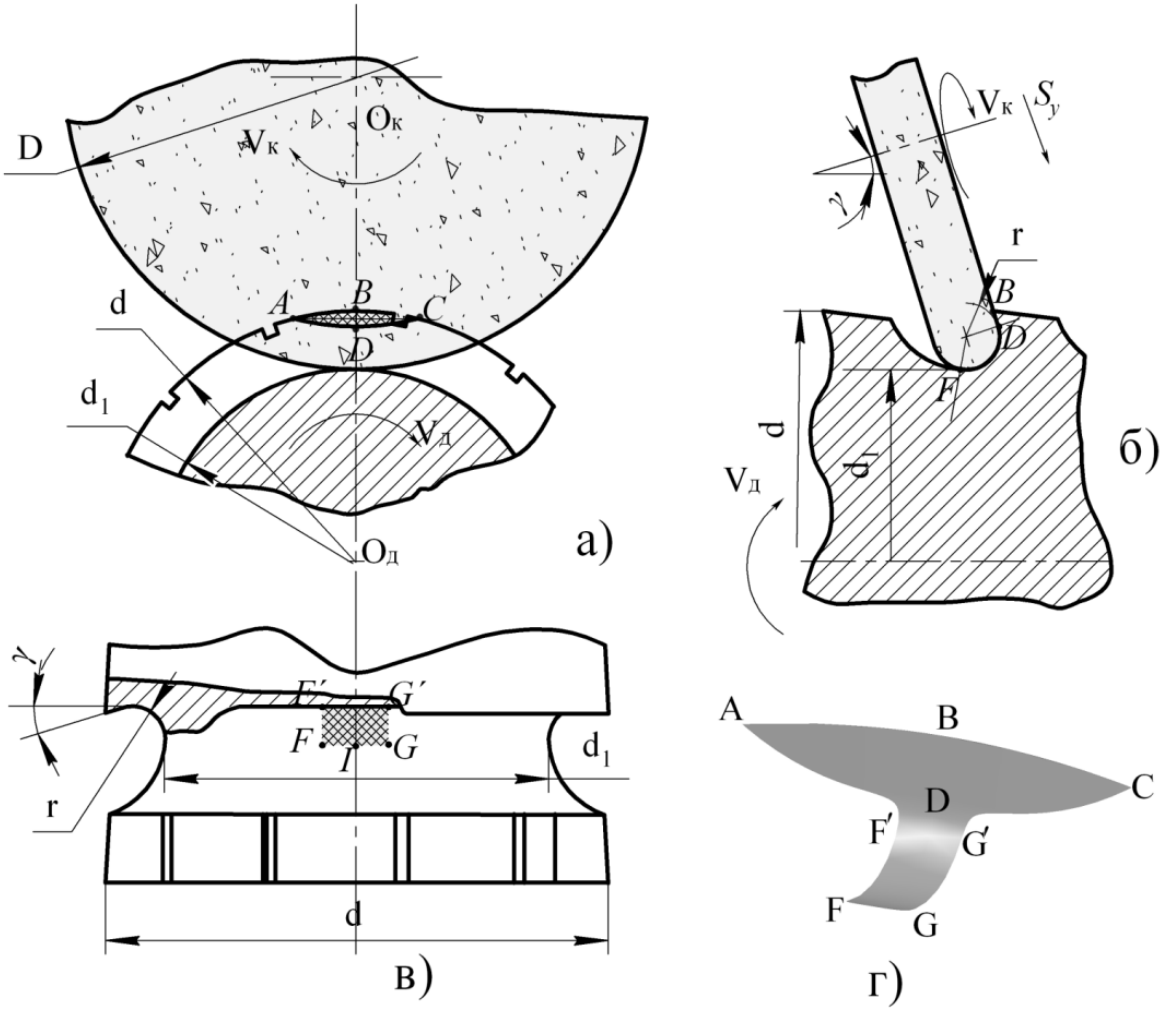


Рис. 1. Схема контактирования поверхности круга с заготовкой: а), б) – боковой поверхности; в) – периферийной поверхности; г) – суммарная поверхность контакта.

Видно, что боковая поверхность круга контактирует с заготовкой по площади ограниченной кривыми *ABC* и *ADC* (рис. 1а,б), а контактирование периферийной поверхности инструмента происходит по поверхности *EE'F'F* (рис. 1в), суммарная поверхность контакта и её форма показана на рис. 1г.

Площадь контакта боковой поверхности фасонного круга может быть определена как сумма площадей сегментов *ABC* и *ADC* (рис. 2).

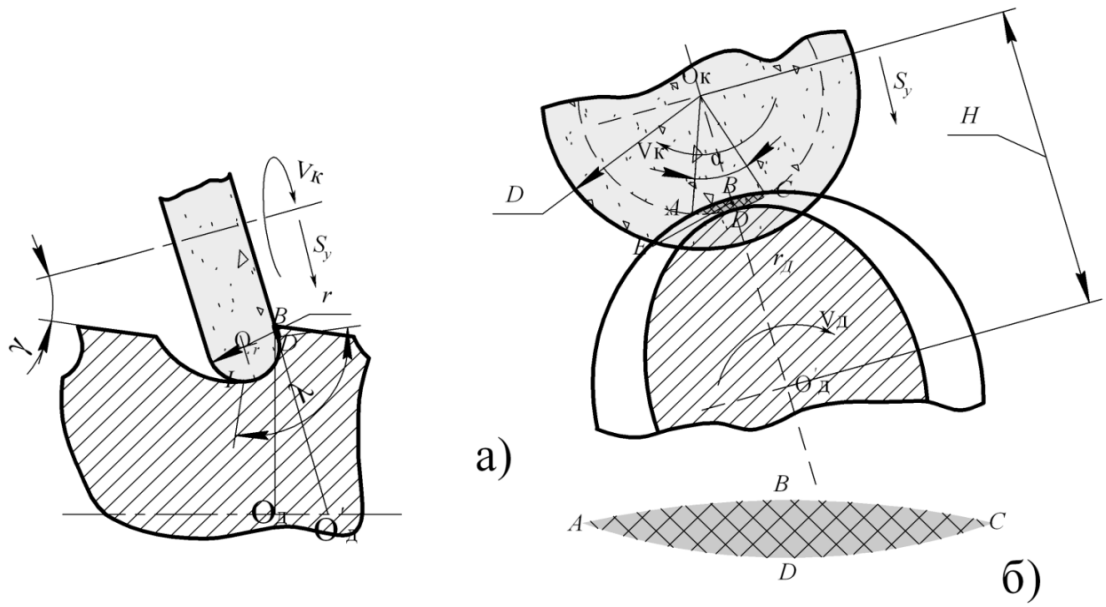


Рис. 2. Схема к расчету площади контакта.

Площадь сегмента *ADC* рассчитаем как разность площадей сектора O_KADC и треугольника O_KAC. При этом необходимо учесть, что ось вращения шлифовального круга расположена под углом γ к оси вращения заготовки и, следовательно, сечение заготовки в плоскости, параллельной плоскости боковой поверхности круга, будет иметь форму эллипса.

Обозначим высоту зоны контакта (отрезок *BD*) как *h*. Тогда из треугольника *BDD′* (рис. 2) можно записать $h = \dfrac{BD'}{\cos\gamma}$.

Величину отрезка *BD′* можно рассчитать как

$$BD' = B'O'_r = \frac{d}{2} - \frac{d_1}{2} - r - O_rO'_r.$$

Из треугольника $O_rDO'_r$ $O_rO'_r = r \cdot \sin\gamma$.

Тогда

$$h = \frac{\left(\dfrac{d}{2} - \dfrac{d_1}{2} - r - r\cdot\sin\gamma\right)}{\cos\gamma} = \frac{\left(\dfrac{d-d_1}{2} - r\left(1+\sin\gamma\right)\right)}{\cos\gamma}. \quad (1)$$

Для определения длины дуги контакта *ADC* необходимо определить угол α.

Представим нашу схему в виде системы координат с центром расположенным в центре эллипса с координатами (0;0).

Окружность с центром в точке O_K, на которой расположена дуга *ADC*, описывается уравнением

$$x^2 + y^2 = R^2,$$

где *R* – радиус окружности, $R = \dfrac{D-2r}{2}$.

Центр круга O_K смещен по оси *y* относительно начала координат на величину *H*, равную расстоянию между центрами эллипса и шлифовального круга $H = \dfrac{D-2r}{2} + \dfrac{d}{2\cos\gamma} - h$.

Тогда уравнение окружности примет вид:

$$x^2 + \left(H - y\right)^2 = \left(\frac{D-2r}{2}\right)^2. \quad (2)$$

Эллипс с центром в точке $O'_д$ описывается уравнением (каноническое уравнение эллипса):

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (3)$$

где *x* и *y* – координаты точек на линии, описывающей эллипс относительно осей *x* и *y*;
a, *b* – полуоси эллипса.

Из $\Delta O_дBO'_д$ $b = BO'_д = \dfrac{BO_д}{2\cos\gamma} = \dfrac{d}{2\cos\gamma}$, согласно свойствам эллипса $a = \dfrac{d}{2}$.

С учетом полученных значений *a* и *b*

$$\frac{x^2}{\left(\dfrac{d}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\left(\dfrac{d}{2\cos\gamma}\right)^2} = 1. \quad (4)$$

Так как точки *A* и *C* являются точками пересечения окружности с центром O_K и эллипса с центром $O'_д$ их положение относительно осей координат может быть описано как уравнением (2), так и уравнением (4).

Соответственно, можно составить систему уравнений:

$$\begin{cases} x^2 + \left(H - y\right)^2 = \left(\dfrac{D-2r}{2}\right)^2 \\ \dfrac{x^2}{\left(\dfrac{d}{2}\right)^2} + \dfrac{y^2}{\left(\dfrac{d}{2\cos\gamma}\right)^2} = 1 \end{cases}. \quad (5)$$

Решая данную систему, получим:

$$y = \frac{\sqrt{\cos^2\gamma(d^2 - D^2 + 4H^2 - 4r^2 + 4Dr) - d^2 + (D-2r)^2}}{\cos^2\gamma - 1} + \frac{H}{\cos^2\gamma - 1} \tag{6}$$

$$x = 0{,}5\sqrt{d^2 - 4y^2 \cdot \cos(\gamma)^2}\ . \tag{7}$$

Из рис. 2 видно, что для $\Delta O_К AB$ $\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{AB}{O_К B} = \frac{x}{H-y}$.

Тогда угол α можно определить как $\alpha = 2 \cdot \operatorname{arctg}\frac{x}{H-y}$.

Площадь сектора $O_К ADC$ равна $F_{O_К ADC} = \frac{\pi}{360}\alpha\left(\frac{D-2r}{2}\right)^2$.

Для треугольника $O_К AC$ запишем площадь в виде $F_{O_К AC} = \frac{1}{2}\left(\frac{D-2r}{2}\right)^2 \sin\alpha$.

Таким образом, искомая площадь сегмента ADC равна

$$F_{ADC} = F_{O_К ADC} - F_{O_К AC} = \frac{\pi}{360}\alpha\left(\frac{D-2r}{2}\right)^2 - \frac{1}{2}\left(\frac{D-2r}{2}\right)^2 \sin\alpha = \left(\frac{D-2r}{2}\right)^2\left(\frac{\pi\cdot\alpha}{360} - \frac{1}{2}\sin\alpha\right). \tag{8}$$

Площадь сегмента F_{ABC} (рис. 4) определим как разность площади сектора $F_{ABCO'_Д}$ и площади треугольника $F_{ACO'_Д}$.

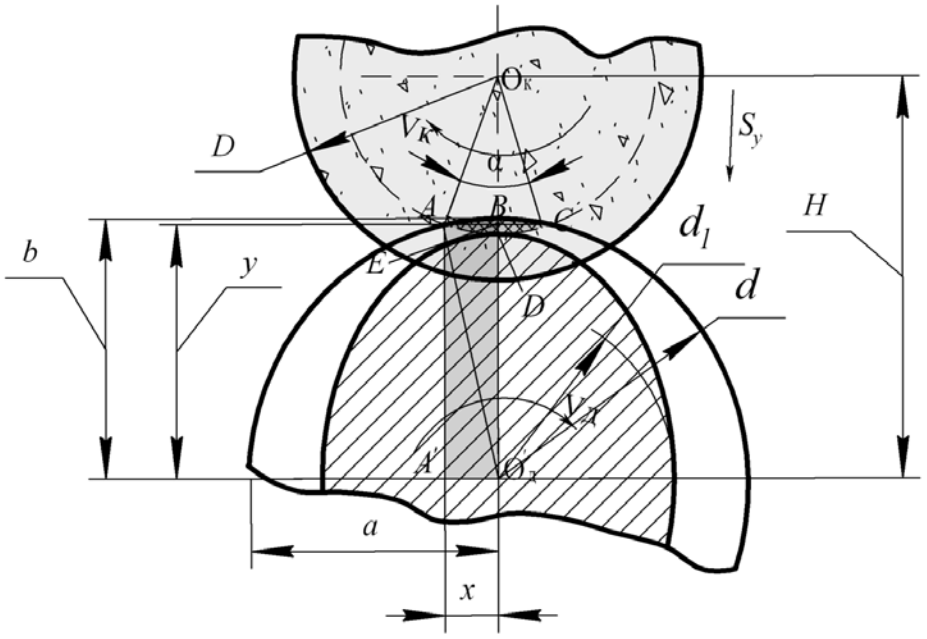


Рис. 4. Схема для расчета площади сегмента F_{ABC}.

Для определения площади сектора $F_{ABCO'_Д}$ предварительно определим площадь $F_{ABO'_Д A'}$ криволинейной трапеции $ABO'_Д A'$.

Из уравнения эллипса имеем

$$y = \frac{b}{a}\sqrt{a^2 - x^2}\ , \tag{9}$$

тогда $F_{ABO'_Д A'} = \int_0^x \frac{b}{a}\sqrt{a^2 - x^2}\,dx = \frac{a\cdot b}{2}\arcsin\frac{x}{a} + \frac{b}{2a}\cdot x\cdot\sqrt{a^2 - x^2} = \frac{a\cdot b}{2}\arcsin\frac{x}{a} + \frac{x\cdot y}{2}$.

Площадь сектора $ABO'_Д$ равна $F_{ABO'_Д} = F_{ABO'_Д A'} - F_{\Delta AO'_Д A'} = \frac{a\cdot b}{2}\arcsin\frac{x}{a} + \frac{x\cdot y}{2} - \frac{x\cdot y}{2} = \frac{a\cdot b}{2}\arcsin\frac{x}{a}$

или $F_{ABO'_Д} = \frac{d^2}{8\cos\gamma}\arcsin\frac{\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}}{d}$.

Площадь сектора $ABCO'_Д$

$$F_{ABCO'_Д} = 2F_{ABO'_Д} = \frac{d^2}{4\cos\gamma}\arcsin\frac{\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}}{d}. \quad (10)$$

Для треугольника $ACO'_Д$ запишем площадь в виде $F_{ACO'_Д} = 2\cdot\frac{1}{2}x\cdot y = 0{,}5y\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}$.

Искомая площадь сегмента *ABC* равна

$$F_{ABC} = F_{ABCO'_Д} - F_{ACO'_Д} = \frac{d^2}{4\cos\gamma}\arcsin\frac{\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}}{d} - 0{,}5y\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}. \quad (11)$$

Таким образом, площадь боковой поверхности контакта шлифовального круга с заготовкой равна

$$F_B = F_{ADC} + F_{ABC} = \left(\frac{D-2r}{2}\right)^2\left(\frac{\pi\cdot\alpha}{360} - \frac{1}{2}\sin\alpha\right) + \frac{d^2}{4\cos\gamma}\arcsin\frac{\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}}{d} - 0{,}5y\sqrt{d^2 - 4y^2\cdot\cos(\gamma)^2}. \quad (12)$$

Контактирование периферийной поверхности инструмента происходит по площади *FF'G'G* (рис. 5а), имеющей сложную форму (рис. 5б).

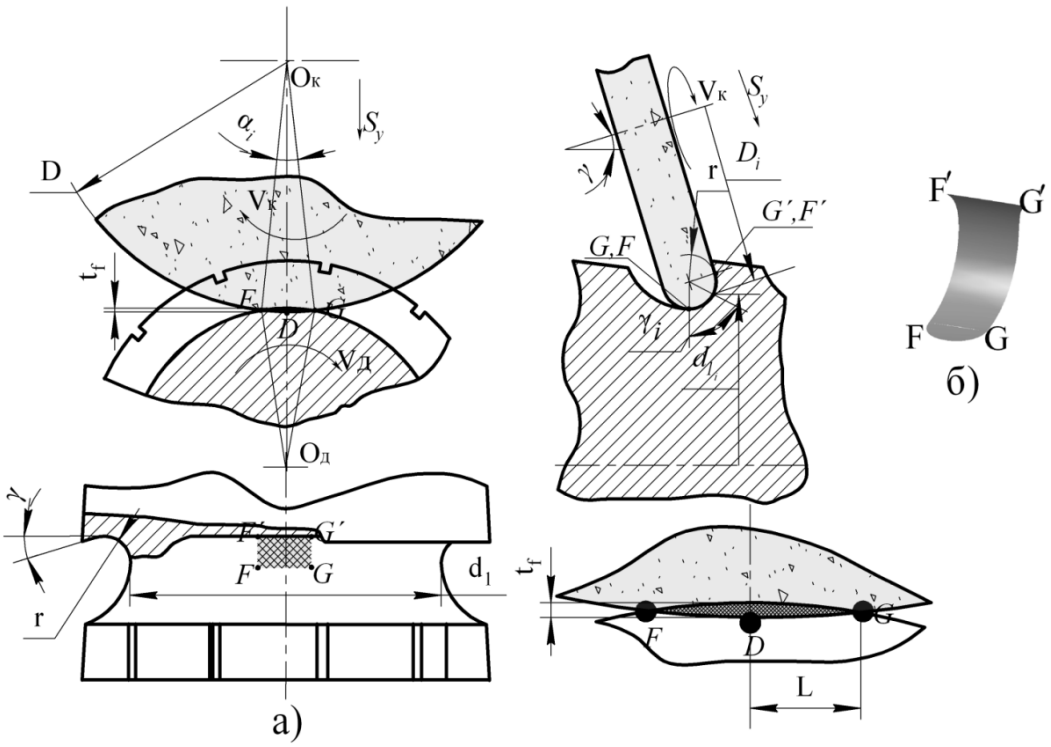


Рис. 5. Схема к расчету площади контакта периферийной поверхности шлифовального круга с обрабатываемой поверхностью протяжки.

Шлифовальный круг профилирован радиусом *r*, поэтому заготовка с переменным диаметром d_{1_i} в зоне контакта *FF'G'G* обрабатывается шлифовальным кругом переменного диаметра D_i.

Согласно рис. 5а, можно записать уравнения, описывающие изменение диаметров D_i. и d_{1_i}.

Для шлифовального круга:

$$D_i = D + 2r(\cos\gamma_i - 1).$$

Для заготовки:

$$d_{1_i} = d_1 + 2r(1-\cos\gamma_i) = d_1 - 2r(\cos\gamma_i - 1).$$

Для определения площади контакта найдем длину дуги контакта *FDG*

$$L_{FDG} = \frac{\pi\alpha_i D_i}{2\cdot 180} = \frac{\pi\alpha_i D_i}{360},$$

$$\sin\frac{\alpha_i}{2} = \frac{2L_i}{D_i},$$

$$\alpha_i = 2\arcsin\frac{2L_i}{D_i},$$

где L_i – половина хорды дуги *FDG*.

Величину L_i можно найти из соотношения:

$$L_i = \sqrt{t_f\cdot\frac{D_i\cdot d_{1_i}}{D_i + d_{1_i}}} = \sqrt{\frac{t_f(D + 2r(\cos\gamma_i - 1))\cdot(d_1 + 2r(1-\cos\gamma_i))}{D + 2r(\cos\gamma_i - 1) + d_1 + 2r(1-\cos\gamma_i)}} = \sqrt{\frac{t_f(D + 2r(\cos\gamma_i - 1))\cdot(d_1 + 2r(1-\cos\gamma_i))}{D + d_1}},$$

где t_f – глубина микрорезания.

Тогда $\alpha_i = 2\arcsin\dfrac{2\sqrt{\dfrac{t_f(D+2r(\cos\gamma_i-1))\cdot(d_1+2r(1-\cos\gamma_i))}{D+d_1}}}{(D+2r(\cos\gamma_i-1))} = 2\arcsin 2\sqrt{\dfrac{t_f\cdot(d_1+2r-2r\cos\gamma_i)}{(D+d_1)(D+2r(\cos\gamma_i-1))}}$.

Длина дуги контакта *FDG*

$$L_{FDG} = \frac{\pi\alpha_i D_i}{360} = \frac{\pi D_i}{360}\cdot 2\arcsin 2\sqrt{\frac{t_f\cdot(d_1+2r-2r\cos\gamma_i)}{(D+d_1)(D+2r(\cos\gamma_i-1))}} = \frac{\pi}{180}(D+2r(\cos\gamma_i-1))\cdot\arcsin 2\sqrt{\frac{t_f\cdot(d_1-2r(\cos\gamma_i-1))}{(D+d_1)(D+2r(\cos\gamma_i-1))}}.$$

Длину дуги DD' определим как $L_{DD'} = \dfrac{\pi\gamma_i r}{180} = 0{,}00555\gamma_i r$.

Площадь рассматриваемой фигуры определим

$$F_P = \int_0^{0{,}01745\gamma_i r}\left[D+2r(\cos\gamma_i-1)\right]\cdot\arcsin\left(2\sqrt{\frac{t_f\cdot(d+2r(1-\cos\gamma_i))}{(D+d)(D+2r(\cos\gamma_i-1))}}\right)d\gamma_i .$$

Рис. 6 иллюстрирует изменение площади контакта боковой поверхности шлифовального круга (кривая 1) и площади контакта периферийной поверхности круга (кривая 2) в процессе обработки поверхностей протяжки. Расчет выполнен для условий d = 54 мм, d_1 = 38 мм, материал заготовки – сталь Р6М5, твердость HRC62…64, шлифовальный круг 48×10×19 (r = 5 мм), 24AF60KV (24А25СМ1Б), S_y = 0,1 мм/мин, $V_К$ = 30 м/с.

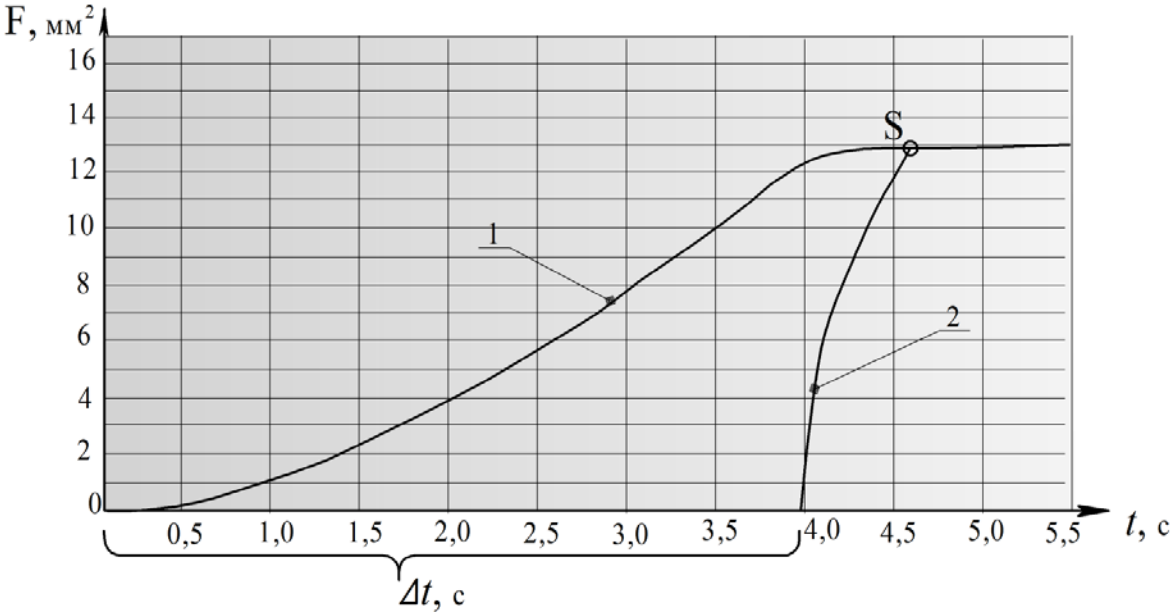


Рис. 6. Изменение площади контакта боковой (кривая 1) и периферийной (кривая 2) поверхностей круга с заготовкой.

Анализ результатов приведенного расчета показывает, что площадь контакта боковой стороны F_B возрастает до определенной величины по мере уменьшения межосевого расстояния между кругом и заготовкой (рис. 6, кривая 1) и фактически достигает максимума в момент начала работы периферийной поверхности шлифовального круга.

Определено, что контакт периферийной поверхности шлифовального круга возникает через некоторый промежуток времени Δt (рис. 6) после возникновения контакта боковой поверхности круга. Площадь контакта периферийной поверхности шлифовального круга F_P с ростом глубины внедрения в заготовку y возрастает до момента прекращения подачи S_y (точка S на пересечении кривых 1 и 2), при этом площади контакта F_B и F_P в момент прекращения подачи S_y равны или близки по своим значениям.

Выводы. Предложены уточненные аналитические зависимости расчета площадей контакта шлифовального круга с заготовкой, позволяющие определить наиболее протяженные участки контакта зерна круга с поверхностью детали с учетом поворота оси круга. Полученные результаты позволяют выявить наиболее теплонапряженные участки зоны контакта для предотвращения возникновения прижогов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барсов А. В. Технология изготовления режущего инструмента / А. В. Барсов, А. В. Иванов, К. И. Кладова. – М. : Машиностроение, 1979. – 136 с.

2. Муцянко В. И. Абразивная заточка и доводка металлорежущих инструментов / В. И. Муцянко. – Л. : МАШГИЗ, 1961. – 88 с.
3. Постников В. А. Практика профильного шлифования / В. А. Постников, М. А. Шкаев. – М. : Машиностроение, 1987. – 232 с.
4. Богуцкий В. Б. Расчет размерного износа абразивных зёрен при наружном круглом шлифовании / В. Б. Богуцкий, Ю. К. Новосёлов, С. М. Братан // Ползуновский альманах. – 2012. – № 1/1. – 2012. – С. 279–283.

УДК 621.914.02

Покинтелица Н. И.

КИНЕМАТИКА ПРОЦЕССА И ГЕОМЕТРИЯ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ РЕЗАНИЕМ

У статті представлені результати досліджень особливостей кінематики та геометрії інструменту при термофрикційній обробці металів різанням. Показано, що зміна швидкості головного руху і швидкості обертання різального диску практично не впливає на дійсну геометрію інструменту.

Ключові слова: *термофрикційна обробка, різальний диск, кінематика, траєкторія, пластична деформація, тертя.*

В статье представлены результаты исследований особенностей кинематики и геометрии инструмента при термофрикционной обработке металлов резанием. Показано, что изменение скорости главного движения и скорости вращения режущего диска практически не влияет на действительную геометрию инструмента.

Ключевые слова: *термофрикционная обработка, режущий диск, кинематика, траектория, пластическая деформация, трение.*

The article presents the results of studies of the kinematics and geometry of the tool at thermofrictional metal cutting. It is shown that the change in the speed of the main motion and the speed of rotation of the cutting of the disk has almost no effect on the actual geometry of the tool.

Key words: *thermofrictional processing, kinematics, trajectory, plastic deformation, friction.*

Постановка проблемы. Резание металлов представляет собой сложный процесс, который сопровождается интенсивным трением на контактируемых поверхностях изделия с инструментом, различными видами пластической деформации, разрушением материала в таких экстремальных условиях, которые обычно не встречаются в других технологических процессах.

Появление новых конструкционных материалов: жаропрочных и высокопрочных, коррозионностойких, тугоплавких сталей и сплавов, непрерывное возрастание требований к точности размеров и к геометрической форме деталей, их качеству предполагают более глубокое изучение процесса резания и явлений, которыми сопровождается механическая обработка.

Термофрикционное резание (ТФР) является одним из видов обработки с касательным движением лезвия инструмента с круговой режущей кромкой и относится к несвободному резанию, связанному с непостоянством кинематических параметров по длине режущей кромки. Данная особенность оказывает существенное влияние на протекание процесса. Являясь по своей сути процессом резания, рассматриваемый вид обработки, с одной стороны, должен подчиняться общим фундаментальным закономерностям, имеющим место при традиционном резании металлов. С другой стороны, существенные особенности обработки, связанные с дополнительным касательным движением режущей кромки инструмента, усложняют протекание процесса, зависимости которого во многих случаях должны иметь более общий характер по отношению к соответствующим закономерностям традиционного резания.

Следовательно, изучение особенностей кинематики процесса ТФР и геометрии применяемого инструмента является актуальной проблемой.

Анализ литературы. Как показали исследования ученых, обрабатываемость большинства конструкционных материалов улучшается при нагреве поверхностного слоя [1–3]. Эффект улучшения обрабатываемости при резании с нагревом объясняется изменением свойств материала заготовки и инструмента под действием температуры и влиянием этих изменений на интенсивность износа инструмента. Результаты исследований особенностей процесса ТФР представлены в работах [4; 5]. В них нашли отражение такие явления, как усилия и температура резания, усадка стружки, износ инструмента, наклеп и шероховатость обработанной поверхности.

Положенные в основу исследований современные представления о резании, а также концепция деформирования и разрушения материальных тел позволили обосновать причины неравномерности пластического деформирования поперечного сечения стружки. Было установлено, что температура определяет соотношение между фрикционными и механическими характеристиками контакта, которые в значительной мере отвечают за результаты взаимодействия инструмента и заготовок (износ, деформационное упрочнение, остаточные напряжения). Разработаны математические модели расчета температуры в зоне контакта инструмента и заготовки, которые объединяют технологические параметры ТФР металлов и теплофизические явления процесса трения, что позволяет проводить управление процессами теплообразования и структурой обработанной поверхности, повысить эффективность обработки и расширить технологические возможности ее использования. Исследованы и установлены технологические особенности и основные закономерности износа инструментов, используемых для выполнения операций ТФР, которые позволили установить влияние условий и режимов резания, а также материала и геометрических параметров инструментов на их износ и стойкость [6; 7].

Особенности кинематики процесса и геометрии инструмента исследованы недостаточно. Пока нет четкого представления о характере образования траектории движения точек режущей кромки инструмента, и не определено значение кинематического угла наклона режущей кромки, оказывающего значительное влияние на процесс стружкообразования.

Цель работы – обоснование кинематических параметров процесса термофрикционного резания.

Изложение основного материала. Применение способа термофрикционной обработки (ТФО) плоских поверхностей заготовок режущими дисками (РД) в ряде случаев приводит к упрощению технологического процесса, повышению производительности, снижению себестоимости выполняемых операций при сохранении достаточно высокой стойкости инструмента. Одной из существенных особенностей ТФО является дискретный характер взаимодействия с обрабатываемой деталью каждого рабочего участка РД при непрерывности протекания по времени процесса обработки в целом [5].

Эффективным направлением улучшения обрабатываемости металлов резанием является предварительный разогрев срезаемого слоя. Это приводит к уменьшению сопротивления деформированию обрабатываемого материала, что определяет повышение режимов резания, стойкости инструмента и рост производительности труда. ТФР представляет собой комбинированный метод, сочетающий тепловое и механическое воздействие на обрабатываемый металл, осуществляемое путем непосредственного контакта заготовки и вращающегося с большой окружной скоростью (до 80 м/с) гладкого или накатанного по периферии стального диска (рис. 1).

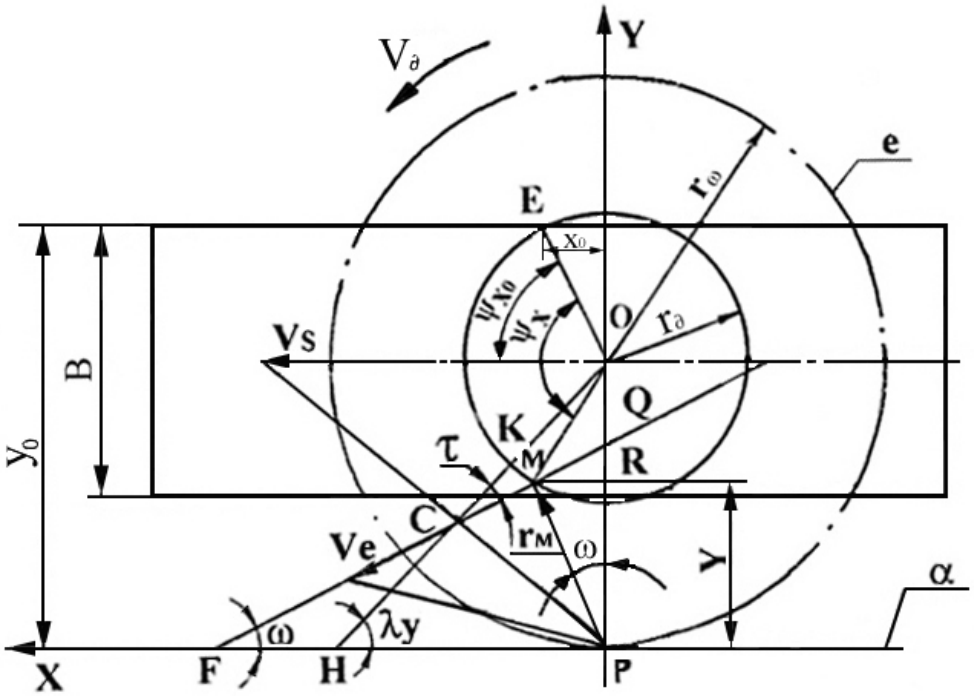


Рис. 1. Схема образования траектории движения точек режущей кромки диска.

При относительном движении поверхностей двух тел (диска и заготовки) с одновременным приложением давления вдоль их оси в зоне стыка под действием сил трения интенсивно выделяется теплота, что приводит к повышению температуры поверхности трения.

Под действием температуры и приложенного давления поверхности трения деформируются, и материал в зоне трения переходит в пластическое состояние, что делает возможным его удаление со всей обрабатываемой поверхности.

Глубина зоны, подвергнутой пластическим деформациям, зависит в основном от величины удельного давления, скорости относительного движения, продолжительности процесса трения и физико-механических свойств трущихся тел. Таким образом, при резании металла дисками основную теплообразующую функцию выполняет процесс трения. При изменении режимов резания изменяются условия трения между инструментом, стружкой и заготовкой вследствие изменения скорости скольжения и температуры трущихся поверхностей, что приводит к изменению механических свойств металла срезаемого слоя.

Теплота в зоне трения выделяется неравномерно. По мере ведения процесса резания температура в зоне трения выравнивается за счет теплопроводности [8; 9].

Относительно низкая теплопроводность жаропрочных и нержавеющих сталей способствует применению ТФО, так как при этом повышается локализация температуры в зоне резания, увеличивается степень размягчения и разупрочнения металла срезаемого слоя.

ТФР является одним из видов обработки с касательным движением лезвия инструмента с круговой режущей кромкой и относится к несвободному резанию, связанному с непостоянством кинематических параметров по длине режущей кромки [10].

Принципиальная кинематическая схема ТФР основана на сочетании двух равномерных движений – поступательного V_S и вращательного $V_д$, совершаемых в плоскости, перпендикулярной оси РД. Следовательно, и результирующее рабочее движение резания любой точки лезвия диска совершается по траектории, расположенной в этой же плоскости.

Рассмотрим образование такой траектории. Согласно расчетной схемы (см. рис. 1), ось вращения РД находится на расстоянии $r_ω$ от прямой α, принадлежащей заготовке, и при движении V_S перемещается параллельно ей, а при одновременном осуществлении движений V_S и $V_д$ – перекатывается по прямой α (центроида заготовки) [11].

Величина $r_ω$ может быть определена из выражения:

$$r_ω = \frac{L}{2\pi n},$$

где L – принятая длина заготовки;
n – число оборотов диска на длине L.

Для определения траектории точки лезвия РД заменим движение стола станка качением диска по окружности радиуса $r_ω$ (центроида РД). В точке E (x_0, y_0) в системе координат XPY радиусы центроиды $r_ω$ и лезвия РД $r_д$ определяются через угол ψ_{xo}:

$$x_0 = r_ω \cos\psi_{xo},$$

$$y_0 = r_д \sin\psi_{xo} + r_ω.$$

Положение произвольной точки M, совершающей в процессе резания поступательное V_S и вращательное $V_д$ движения, может быть определено уравнениями:

$$x = r_ω(\psi_x - \psi_{xo}) + r_д \cos(\psi_x - \psi_{xo});$$

$$y = r_ω - r_д \sin(\psi_x - \psi_{xo}).$$

Приведенные уравнения показывают, что все точки лезвия РД, расположенные на радиусе $r_д$, движутся по траектории, представляющей укороченную циклоиду (рис. 2) с высотой, равной диаметру диска $D_д$ и расстоянием между ее петлями, равным пути S, проходимым обрабатываемой деталью за один оборот диска:

$$S = \frac{1}{1{,}9 \cdot 10^3} \cdot \frac{V_S \cdot D_д}{V_д}, \text{ мм/об.}$$

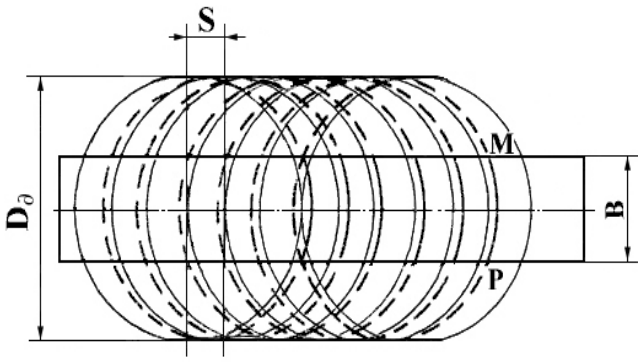


Рис. 2. Траектория рабочего движения точки лезвия РД.

Скорость резания для любой точки лезвия диска будет касательной к траектории ее движения, а ее величину и направление можно определить, рассматривая точку P (рис. 1) как мгновенный центр вращения – полюс [11]:

$$\frac{V_S}{r_ω} = \frac{V_e}{r_м}.$$

Из треугольников ORM и PRM следует:

$$r_м = \sqrt{r_д^2 + r_ω^2 - 2 r_д r_ω \sin(\psi_x - \psi_{xo})}.$$

Подставив значение r_ω в приведенное выше соотношение, получим:

$$V_e = \frac{V_S\sqrt{r_д^{\,2} + r_\omega^{\,2} - 2r_д r_\omega \sin(\psi_x - \psi_{xo})}}{r_\omega}.$$

Полученное уравнение позволяет определить результирующую скорость резания для любой точки лезвия РД в пределах ширины срезаемого слоя, т. е. в пределах контакта лезвия диска с заготовкой.

Плоскостная укороченная циклоида траектории результирующего движения резания обуславливает величину кинематических рабочих углов $\gamma_к$ и $\alpha_к$ по длине режущей кромки в процессе резания, задача определения которой неизбежно возникает при проектировании инструмента.

Известно, что угол $\gamma_к$ определяется для каждой точки режущего лезвия диска в секущей плоскости схода стружки между передней поверхностью лезвия и кинематической основной плоскостью, а угол $\alpha_к$ – в рабочей плоскости между задней поверхностью лезвия и направлением скорости результирующего движения резания V_e в рассматриваемой точке режущей кромки.

Из расчетной схемы (рис. 1) следует, что углы $\gamma_к$ и $\alpha_к$ лежат в вертикальной плоскости Q, след которой совпадает с направлением вектора V_e. Для определения величин $\gamma_к$ и $\alpha_к$ найдем угол τ наклона режущей кромки в основной плоскости, т. е. угол между направлением V_e и следом плоскости, определяемой осью вращения диска и точкой K касания лезвия с обработанной поверхностью.

Из треугольника FCH

$$\tau = \lambda_y - \omega,$$

где $\lambda_y = \operatorname{arctg}\sqrt{\operatorname{tg}^2\Theta + \operatorname{tg}^2\alpha_y}$;

$$\omega = \operatorname{arctg}\left[\frac{r_д\cos(\psi_x - \psi_{xo})}{r_\omega - r_д\sin(\psi_x - \psi_{xo})}\right].$$

Для определения кривой конического сечения в вертикальной плоскости Q (рис. 3) необходимо определить расстояние $OG = b$ от центра основания конуса O до плоскости Q и угол наклона оси конуса к этой плоскости σ.

На рис. 3 проекция оси конуса показана отрезком OO_1.

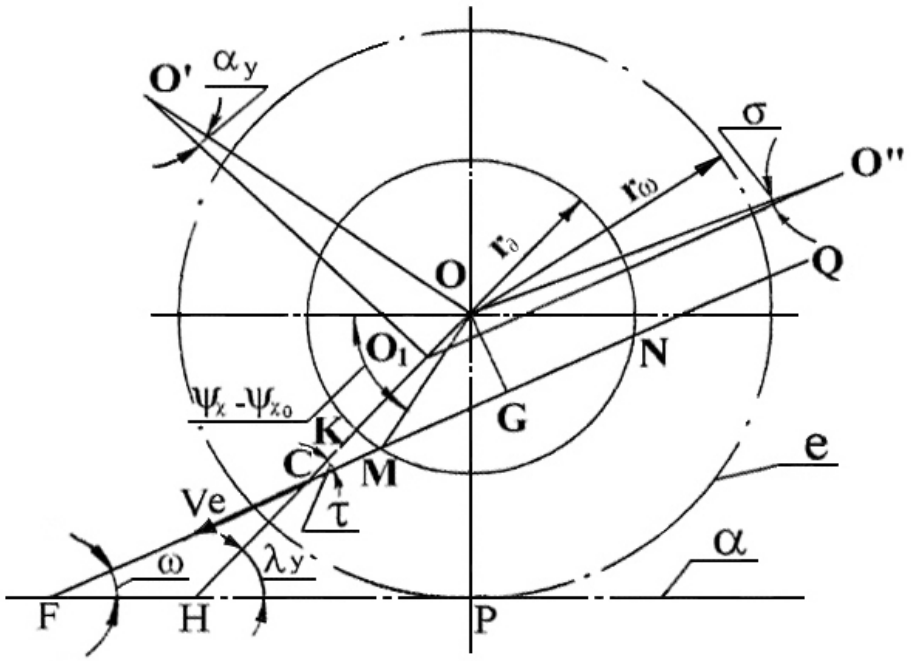


Рис. 3. Схема определения передних и задних кинематических углов режущего диска $\sin\sigma = \sin\alpha_y\sin\tau$.

Из треугольника MGO

$$\angle OMG = \tau + \psi_x - \psi_{xo} - \lambda_y,$$

откуда

$$b = r_д\sin\left(\tau + \psi_x - \psi_{xo} - \lambda_y\right).$$

Режущая часть диска (рис. 4) состоит из передней выпуклой конической поверхности с углом при вершине O_2, равным 2γ и задней вогнутой конической поверхности с углом при вершине O_1, равным $180^o - 2\alpha$.

Для вывода уравнения сечения плоскостью Q передней поверхности определим взаимосвязь произвольной точки T в системе координат XOY (рис. 4а):

$$MO = \frac{b}{\cos\sigma} = \frac{r_д\sin(\tau + \psi_x - \psi_{xo} - \lambda_y)}{\cos\sigma};$$

$$x = \sqrt{r_x^{\,2} - (N_1O)^2};$$

$$N_1O = MO - MN_1 = \frac{r_д\sin(\tau + \psi_x - \psi_{xo} - \lambda_y)}{\cos\sigma} - y\sin\sigma\cdot$$

Окончательно будем иметь

$$x_\gamma^{\,2} = \left(r_д - y\cos\sigma\cdot\mathrm{tg}\gamma\right)^2 - \left[\frac{r_д\sin(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y)}{\cos\sigma} - y\sin\sigma\right]^2. \qquad (1)$$

Уравнение сечения плоскостью *Q* задней поверхности аналогично предыдущему и имеет вид:

$$x_\alpha^{\,2} = \left(r_д - y\cos\sigma\cdot\mathrm{ctg}\alpha\right)^2 - \left[\frac{r_д\sin(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y)}{\cos\sigma} - y\sin\sigma\right]^2. \qquad (2)$$

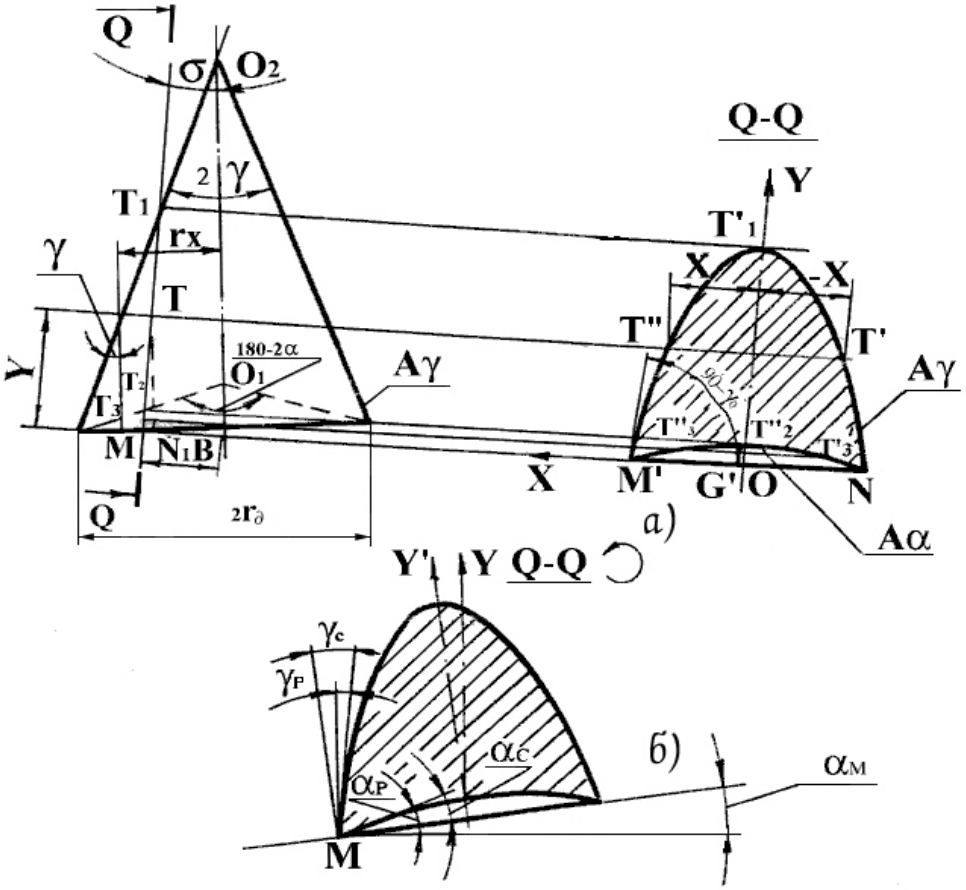


Рис. 4. Режущий элемент диска.

При определении углов $\gamma_к$ и $\alpha_к$ следует учитывать, что в реальных условиях резания ось *Y* сечения задней и передней поверхностей обычно повернута на некоторый угол $\alpha_м$, обеспечиваемый установкой диска (рис. 4б), и, следовательно, действительная траектория движения точек лезвия является пространственной кривой. Однако, как показывают расчеты, без больших погрешностей ее можно принять плоской, что в значительной степени упрощает математические выкладки [9].

Тогда величины углов $\gamma_к$ и $\alpha_к$ для любой точки режущей кромки определяются из выражений:

$$\gamma_к = \gamma_c - \alpha_м;\ \alpha_к = \alpha_c - \alpha_м,$$

где $\alpha_м = \mathrm{arctg}\,\mathrm{tg}\alpha_y\cdot\cos\tau$.

Углы γ_c и α_c найдем через первые производные $\partial x/\partial y$ из уравнений (1) и (2):

$$\frac{\partial x_\gamma}{\partial y} = -\mathrm{tg}\gamma_c;\quad \frac{\partial x_\alpha}{\partial y} = -\mathrm{ctg}\alpha_c.$$

Дифференцируя уравнения (1) и (2), будем иметь

$$\gamma_c = \mathrm{arctg}\left[\frac{\cos\sigma\mathrm{tg}\gamma + \mathrm{tg}\sigma\sin\left(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y\right)}{\sqrt{1-\dfrac{\sin^2\left(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y\right)}{\cos^2\sigma}}}\right];$$

$$\alpha_c = \mathrm{arctg}\left[\frac{\cos\sigma\mathrm{ctg}\alpha + \mathrm{tg}\sigma\sin\left(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y\right)}{\sqrt{1-\dfrac{\sin^2\left(\tau+\psi_x-\psi_{xo}-\lambda_y\right)}{\cos^2\sigma}}}\right].$$

Как показывают исследования, срезанная при ТФО стружка движется по передней поверхности в направлении, в общем случае наклонном относительно перпендикуляра к режущей кромке под некоторым углом, зависящем, как известно, от кинематического угла наклона режущей кромки $\lambda_к$. Этот угол является важнейшим гео-

метрическим параметром, определяющим условия деформирования срезаемого слоя, степень деформации стружки, износостойкость РД, и измеряется в плоскости, образованной векторами скоростей $\vec{V}_д$ и $\vec{V}_e$. Величина его может быть определена из треугольника скоростей $\vec{V}_S\vec{V}_e\vec{V}_д$ по формуле

$$\lambda_к = \text{arctg}\left(\text{ctg}\xi - \frac{V'_S}{\sin\xi}\right),$$

где ξ – угол между векторами $\vec{V}_S$ и $\vec{V}_д$;

$\xi_{max} = 90^\circ \pm \psi/2$ при симметричной обработке;

V'_S – относительная скорость движения диска, $V'_S = V_S/V_д$.

Анализ приведенной зависимости показывает, что наибольшая величина угла $\lambda_к$ зависит от угла контакта Ψ, определяемого шириной обрабатываемой заготовки. При практически применяемых размерах заготовок значение угла $\lambda_{к\ max}$ не превышает 10º и распределяется по длине рабочего участка лезвия с переменой знака в точке вершины диска. Причем, в активной части режущей кромки угол $\lambda_к$ принимает отрицательные значения, а на участке, играющем роль вспомогательной режущей кромки – положительные. Таким образом, активная и вспомогательная режущие кромки работают в условиях косоугольного резания, а вершина – в условиях прямоугольного резания.

Анализ геометрии РД показывает, что кинематические углы переменны по длине режущей кромки и отличаются от соответствующих углов, полученных заточкой. Так, передние углы $\gamma_к$ уменьшаются в направлении от начальной точки контакта к конечной, а задние углы $\alpha_к$ в этом направлении увеличиваются.

С увеличением угла установки диска $\alpha_м$ углы $\gamma_к$ уменьшаются, а $\alpha_к$ – возрастают при постоянных углах заточки γ и α.

Выводы. Проведенные исследования показали, что изменение скорости главного движения и скорости вращения РД практически не влияет на действительную геометрию инструмента.

При работе РД по любой схеме установки наилучшей формой режущего элемента, с точки зрения обеспечения оптимальной геометрии, следует считать вариант, когда режущая кромка образована пересечением двух прямых конусов с общим основанием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ящерицын П. И. Теория резания / П. И. Ящерицын, Е. Э. Фельдштейн, М. А. Корниевич. – Минск : Новое знание, 2005. – 512 с.
2. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – М. : Машиностроение, 1975. – 344 с.
3. Васин С. А. Резание материалов: термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании / С. А. Васин, А. С. Верещака, В. С. Кушнер. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 448 с.
4. Зарубицкий Е. У. Термофрикционная обработка плоских поверхностей деталей на фрезерных станках / Е. У. Зарубицкий // Технология и организация производства. – 1987. – № 3. – С. 37–39.
5. Зарубицький Є. У. Розробка й дослідження процесу ефективності термофрикційної обробки матеріалів / Є. У. Зарубицький. – К. : ВІПОЛ, 1993. – 76 с.
6. Обработка плоских поверхностей деталей из углеродистых конструкционных сталей диском трения / [Н. В. Талантов, Е. У. Зарубицкий, Т. П. Костина и др.] // Прогрессивные методы обработки резанием. – Л. : ЛДНТП, 1981. – С. 34–37.
7. Гик Л. А. Ротационное резание металлов / Л. А. Гик. – Калининград : Книжное издательство, 1990. – 254 с.
8. Буфеев В. А. Механофрикционный эффект / В. А. Буфеев // Трение и износ. – 2000. – Т. 21. – № 3. – С. 252–257.
9. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – М. : Наука, 2001. – 478 с.
10. Куфарев Г. Л. Стружкообразование и качество обработанной поверхности при несвободном резании / Г. Л. Куфарев, К. Б. Океанов, В. А. Говорухин. – Фрунзе : МЕКТЕП, 1970. – 170 с.
11. Аранзон М. А. Аналитический метод определения остаточных напряжений в поверхностном слое обрабатываемой детали после процесса резания / М. А. Аранзон // Современные методы повышения эффективности и качества механической обработки : сборник научных трудов / Куйбышев. политехн. ин-т. – Куйбышев, 1989. – С. 62–79.

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 631.319.4

Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А., Белов А. В.

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И РАБОЧИХ ОРГАНОВ МУЛЬЧИРОВАТЕЛЯ ПОЧВЫ

У статті дано обґрунтування технологічної схеми двохбарабанного мульчувача ґрунту з протиріжучою гребінкою по біонічній подібності і зубчастими ножами.

Ключові слова: *мульча, двохбарабанний мульчувач, зубчастий ніж, протиріжуча гребінка.*

В статье дано обоснование технологической схемы двухбарабанного мульчирователя почвы с противорежущей гребенкой по бионическому подобию и зубчатыми ножами.

Ключевые слова: *мульча, двухбарабанный мульчирователь, зубчатый нож, противорежущая гребенка.*

The article gives a basic process scheme with a double-drum soil shredder comb on the counter bionic likeness and serrated knives.

Key words: *mulch, double-drum mulcher, serrated knife, comb the counter.*

Постановка проблемы. Одним из наиболее эффективных способов поддержания роста и развития растений является мульчирование. В качестве органической мульчи применяются скошенная трава, сено, солома, листья, кора, опилки. Мульчирование позволяет сохранить в почве влагу, предотвращает образование почвенной корки и снижает засоренность полей сорной растительностью [1, с. 23]. В соответствии с вышеизложенным, актуальной является проблема разработки новых технологических схем работы и создания конструкций рабочих органов машин для мульчирования почвы, обладающих меньшей энергоемкостью и обеспечивающих выполнение технологического процесса в соответствии с агротребованиями.

Анализ литературы. Среди существующих конструкций мульчирователей наибольшее распространение получили машины с горизонтальным барабаном, на наружной поверхности которого располагаются ножи различной формы [2]. Кроме измельчения оставшихся на поверхности поля растительных остатков и равномерного распределения их по поверхности поля, осуществляется дополнительное рыхление почвы. Недостатком данного вида мульчирователей является повышенная энергоемкость процесса.

Мульчиратели с вертикально расположенным ротором [3] обладают более высокой производительностью, позволяют регулировать высоту среза, но не подходят для применения на засоренных камнями почвах.

Цель статьи – обоснование технологической схемы и рабочих органов двухбарабанного мульчирователя почвы.

Изложение основного материала. Для повышения качества измельчения растительных остатков и снижения энергоемкости процесса предложена конструкция двухбарабанного мульчирователя с противорежущей гребенкой (рис. 1).

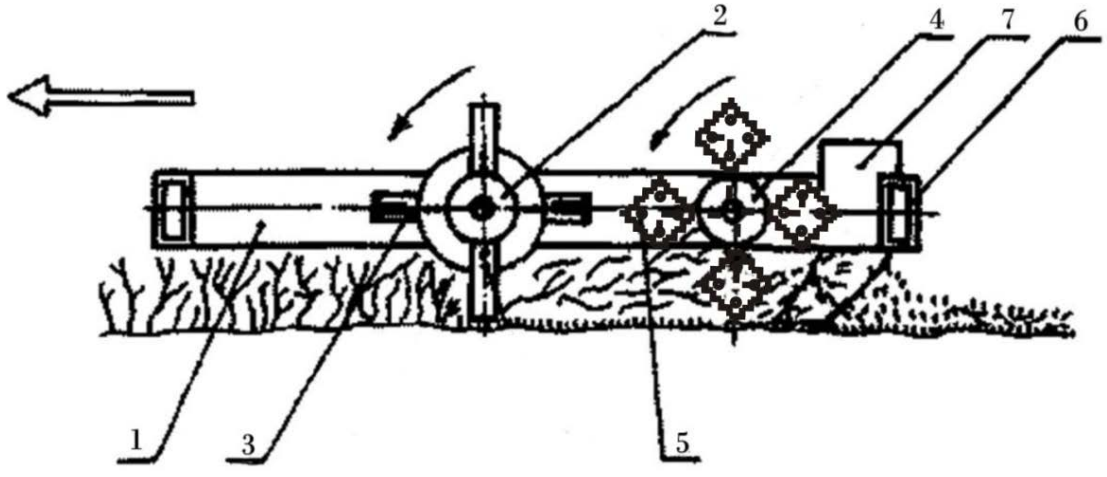


Рис. 1. Схема двухбарабанного мульчирователя почвы с противорежущей гребенкой:
1 – рама; 2 – основной барабан; 3 – рабочие Г-образные ножи; 4 – дополнительный барабан;
5 – рабочие плоские зубчатые ножи; 6 – задняя поперечная балка; 7 – противорежущая гребенка.

Ножи на первом барабане выполнены в виде жестко закрепленных Г-образных сменных пластин с закаленной отогнутой частью, а ножи на дополнительном барабане имеют шарнирное крепление и выполнены в виде плоских зубчатых ножей.

Зубчатый нож 2 (рис. 2) имеет квадратную форму с четырьмя симметричными отверстиями для шарнирного крепления к барабану 1 мульчирователя.

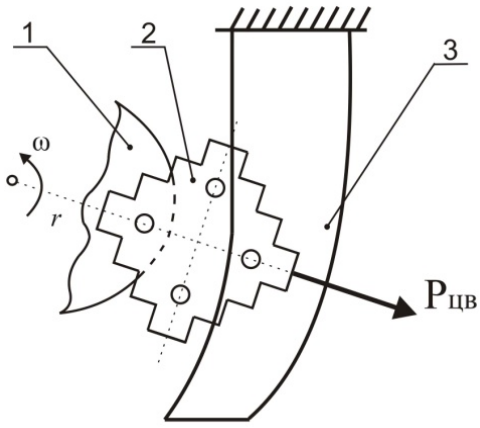


Рис. 2. Схема взаимодействия зубчатого ножа с противорежущей гребенкой: 1 – барабан; 2 – зубчатый нож; 3 – противорежущая гребенка.

На четырех боковых ударных кромках ножа, расположенных под углом 45°, размещены зубцы. В процессе работы зубчатый нож измельчает растительные остатки одной из четырех ударных кромок с повышенной стойкостью к удару за счет восстанавливающего момента, возникающего при повороте ножа вокруг оси с центробежной восстанавливающей силой, равной:

$$P_{\text{ЦВ}} = m \cdot \omega^2 \cdot r\,, \qquad (1)$$

где m – масса зубчатого ножа, кг;
ω – угловая скорость вращения ножа, $с^{-1}$;
r – расстояние от оси вращения до крайней точки ножа, м.

Поскольку масса зубчатого ножа с четырьмя отверстиями больше массы обычного ножа с двумя отверстиями, то, как видно из выражения (1), зубчатый нож более устойчив при ударе.

Дополнительное измельчение обеспечивается при взаимодействии с гребенкой 3 (рис. 2), закрепленной на раме машины. Она представляет собой набор вертикальных согнутых пластин, расстояние между которыми соответствует максимально допустимому размеру измельченных растительных остатков.

Для повышения износостойкости рабочих органов и улучшения качества измельчения обоснована рациональная форма гребенки, и в качестве бионического прототипа использованы роющие конечности насекомых, в частности медведки.

В основу методики определения параметров зубьев ноги медведки положен оптический метод. По построенным лучам из полюса P (рис. 3) отмечались расстояния вероятного нахождения кривой лезвия гребенки, исходя из принципа построения зуба ноги медведки по предложенной формуле [4, с. 76]:

$$r_i = r_0 \cdot e^{\vartheta_i \operatorname{tg}\varphi}\,, \qquad (2)$$

где r_0 – начальный радиус-вектор;
e – основание натурального логарифма;
ϑ_i – текущий полярный угол;
φ – угол внутреннего трения почвы.

Форма режущей части гребенки по бионическому подобию зуба ноги медведки обеспечит наиболее оптимальный угол резания, благодаря чему усилие резания будет минимальным, а крошение почвы и измельчение растительных остатков будет качественнее и при меньших затратах энергии [4, с. 77].

При этом увеличится срок эксплуатации данного рабочего органа вследствие уменьшения износа.

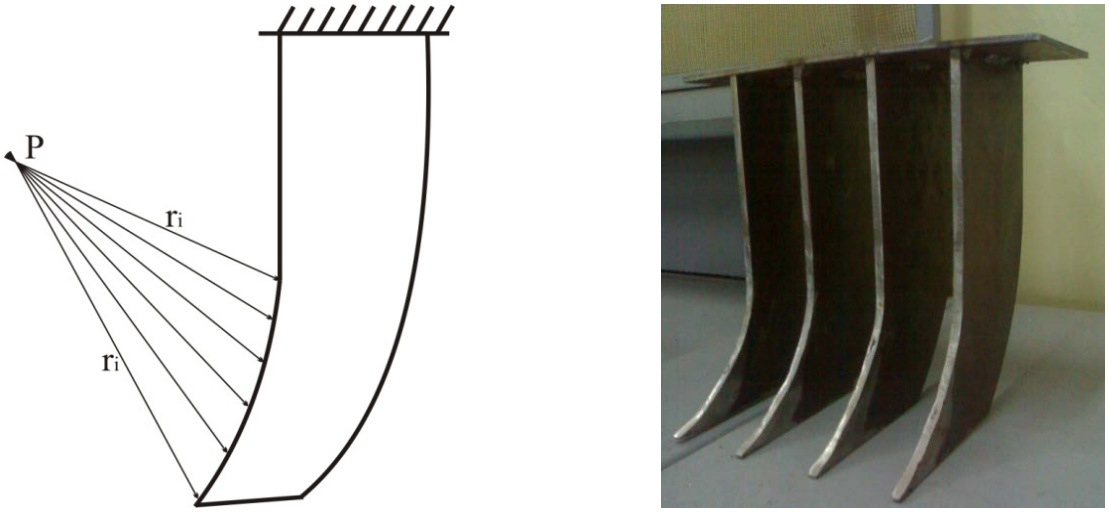


Рис. 3. Построение формы гребенки.

В процессе измельчения гребенка будет выполнять функцию противорежущей пластины, тем самым осуществляя подпорное резание, что позволит снизить рабочую частоту вращения барабана и уменьшить потребляемую на привод рабочего органа энергию.

Выводы. Разработанная технологическая схема двухбарабанного мульчирователя почвы с противорежущей гребенкой, выполненной по форме логарифмической спирали, и шарнирно закрепленными на дополнительном барабане зубчатыми ножами позволит снизить энергоемкость процесса мульчирования почвы и повысить качество измельчения растительных остатков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хлопцева Р. И. Мульчирование почвы / Р. И. Хлопцева // Защита растений. – 1995. – № 6. – С. 23.
2. Мульчирователи с горизонтальным ротором [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://aags.ru/katalog-tekhniki/kuhn/category/milchirovanie-s-goriz-rotorom.html.
3. Роторные мульчирователи [Электронный ресурс] // Алтайагросервис. – Режим доступа : http://aags.ru/katalog-tekhniki/kuhn/category/rotornie-milchirovateli.html.
4. Бабицький Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин / Л. Ф. Бабицький. – К. : Урожай, 1998. – 164 с.

УДК 631.316

Бабицький Л. Ф., Соболевський І. В.

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКОРІЗНОГО ҐРУНТООБРОБНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗА БІОНІЧНОЮ ПОДІБНІСТЮ

У статті наведено обґрунтування конструктивної схеми нового плоскорізного ґрунтообробного робочого органу за біонічною подібністю для захисту орних земель від вітрової ерозії при веденні екологічного землеробства. Розглянуто біосистемний підхід до створення ґрунтообробних робочих органів за біонічним прототипом донних риб на прикладі ската-рогача.

Ключові слова: *біоніка, ґрунт, лобова поверхня, скат-рогач, робочий орган, ніж.*

В статье приведено обоснование конструктивной схемы нового плоскорезного почвообрабатывающего рабочего органа по бионическому подобию для защиты пахотных земель от ветровой эрозии при ведении экологического земледелия. Рассмотрен биосистемный подход к созданию почвообрабатывающих рабочих органов по бионическому прототипу донных рыб на примере ската-рогача.

Ключевые слова: *бионика, почва, лобовая поверхность, скат-рогач, рабочий орган, нож.*

The article gives a new rationale for the design concept of the carved flat tillage working body on the Bionic likeness to protect arable land from wind erosion in the management of organic agriculture. Biosystems considered approach to the creation of tillage work on a prototype bionic bottom fish on the example of the ramp-stag.

Key words: *bionics, soil, front surface, a ramp-stag, working body, a knife.*

Постановка проблеми. Земельні площі України мають четверту частину чорноземів від загальної світової частки, причому вони характеризуються потенційною ефективною родючістю. Проте основна частка цих ґрунтів піддана вітровій ерозії. Внаслідок ерозійних процесів щорічні втрати ґрунту становлять близько 600 млн. тон. Це призводить до негативного балансу гумусу, для відновлення 0,01 м шару якого за нормальних природних умов потрібно 125–400 років. При цьому значне зростання ерозійних процесів у ґрунті виникає за рахунок розорювання. Тому необхідний подальший розвиток нових способів протиерозійного обробітку ґрунту, що потребує вдосконалення існуючих підходів і розвитку нових напрямків до створення сільськогосподарських машин і робочих органів до них. Посилення вимог до екологічно безпечних принципів дії на ґрунт викликає потребу в пошуку оригінальних технічних рішень, спрямованих на зниження енергозатрат і збереження родючості ґрунтів. У цьому аспекті оригінальним напрямком є використання рішень живої природи з біонічним підходом до вдосконалення існуючих та створення нових робочих органів сільськогосподарських машин [1].

Метою статті є обґрунтування конструктивної схеми і технологічного процесу роботи плоскорізного ґрунтообробного робочого органу за біонічною подібністю з досягненням технічного результату – підвищення ефективності розпушування ґрунту при одночасному захисті орних земель від вітрової ерозії та покращення їхньої родючості.

Аналіз літератури. Вивченню основ ґрунтозахисної системи землеробства присвячені праці таких вчених, як О. І. Бараєв [2], А. А. Зайцева [3], М. В. Краснощоков [4], А. А. Плішкін, Е. В. Блоштейн [5], М. К. Шикула [6] та інші. Аналіз цих досліджень показав, що ґрунтозахисна система землеробства є складною біоекологоекономічною системою, при вивченні якої необхідно використовувати системний підхід, що передбачає єдність аналізу, логіки і синтезу. Особливістю цього системного підходу є розгляд ґрунтообробних робочих органів як об'єкту у цілому структурному та функціональному відношенні з урахуванням його взаємозв'язку з навколишнім світом. Однак необхідно також враховувати взаємозв'язок і біологічних процесів, що відбуваються в ґрунті та рослинах, з робочими процесами сільськогосподарських машин [1].

Виклад основного матеріалу. Жива природа показує яскраві приклади пристосованості організмів до мінливих умов їхнього існування без нанесення шкоди навколишньому середовищу. Тому в останній час все більше уваги приділяється екологічному землеробству, яке повинне функціонувати в системі «Атмосфера – ґрунт – рослина» (рис. 1).

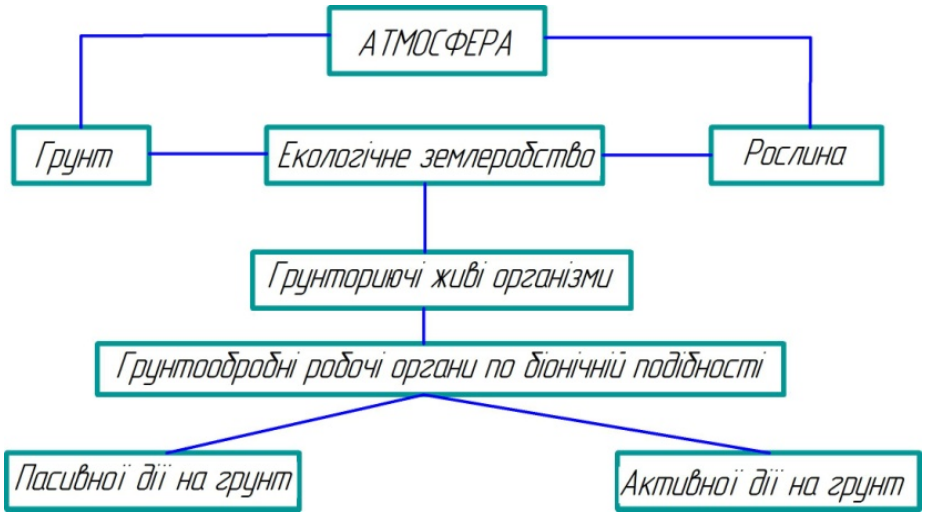


Рис. 1. Біосистемний підхід до створення ґрунтообробних робочих органів для екологічного землеробства.

Біосистемний підхід до створення ґрунтообробних робочих органів для екологічного землеробства ґрунтується на тому, що ґрунтообробні робочі органи синтезуються на основі біонічної подібності з живими організмами, які виконують однорідні з ними функції. Функціонуючи у просторі і часі, вони можуть здійснювати пасивну та активну дії на ґрунт.

Підвищення екологічної безпеки при захисті ґрунтів від різних видів ерозії сприяє розвитку протиерозійного обробітку із залишенням на поверхні поля стерні і рослинних решток. Для виконання цього процесу найбільше поширення одержали плоскорізні ґрунтообробні робочі органи. Особлива потреба виникає в розробці малоенергоємних плоскорізних робочих органів для поверхневого обробітку ґрунту в системі екологічного землеробства. Проведений пошук біонічних прототипів на основі принципів і методів біоніки показав можливість проведення досліджень форми донних риб як найбільш пристосованих для діяльності на донній поверхні. У цьому аспекті в якості біонічного прототипу плоскорізного робочого органу обраний скат-рогач (*Manta birostris*).

Форма лобової поверхні ската-рогача забезпечує рівномірний розподіл тиску по всій ширині поверхні. Для стійкості руху скат-рогач має два випуклих роги на лобовій поверхні (рис. 2). Лобова поверхня ската-рогача найбільш оптимально описується рівнянням логарифмічної кривої виду

$$f(x)= V \times P_{кр}\{(x+b)\times[\ln|x+b|+1]-(x-b)\times[\ln|x-b|-1]\}, \quad (1)$$

де b – півширина ската-рогача;
$P_{кр}$ – критичний тиск;
V – пружній показник.

Визначення оптимальної форми і параметрів лобової поверхні ската-рогача дало змогу створити конструктивну схему плоскорізного ґрунтообробного робочого органу, що складається з рами 1, ножа 2, який закріплено на двох вертикальних стояках 3, та торсіон 4 (рис. 3).

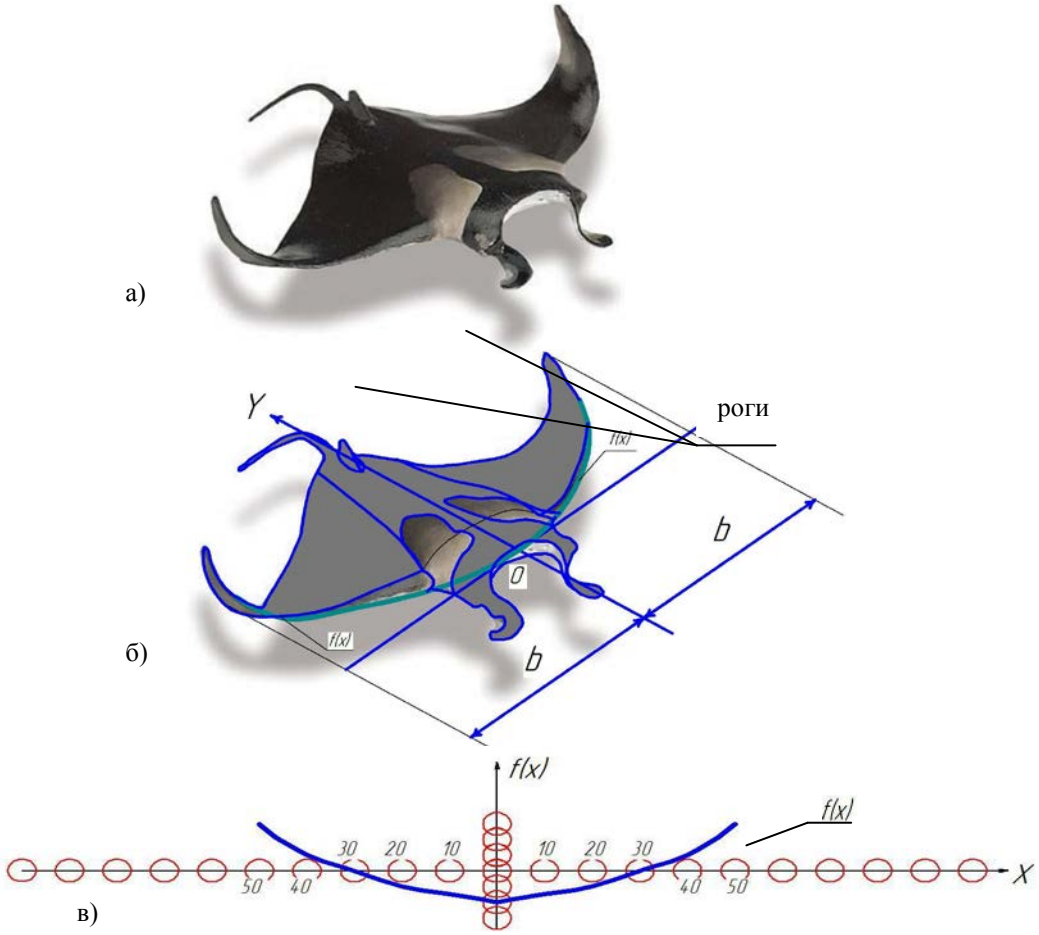


Рис. 2. Форма лобової поверхні ската-рогача (*Manta birostris*):
а) загальний вигляд; б) обриси форми поверхні; в) побудова форми лобової поверхні.

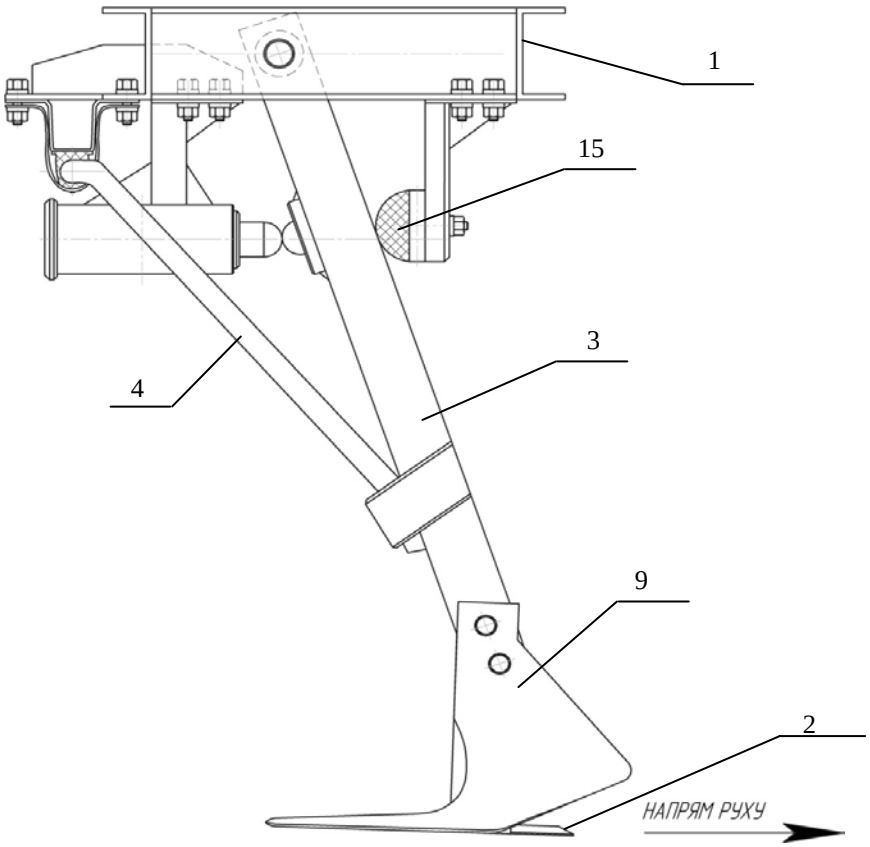


Рис. 3. Плоскорізний ґрунтообробний робочий орган (вид збоку).

Ніж 2 складається з трьох частин – двох бокових 5 і 6 та середньої 7, консольно закріплених на правій і лівій сторонах стояків (рис. 4) так, що різальна кромка частин ножа у горизонтальній площині має форму логарифмічної кривої 8 (рис. 5) з рівномірним розподілом тиску на ґрунт. Для стійкої роботи у повздовжній площині дві бокові частини 5 і 6 ножа 2 мають в основі виступи 9 у формі трикутника, а стояки 3 з торсіоном 4 обладнані віброударними механізмами 10 з почергово розміщеними в циліндрах 11 пружинами 12, двома рухомими 13 і одним нерухомим 14 ударниками (рис. 5) та пружними опорами 15 (рис. 3).

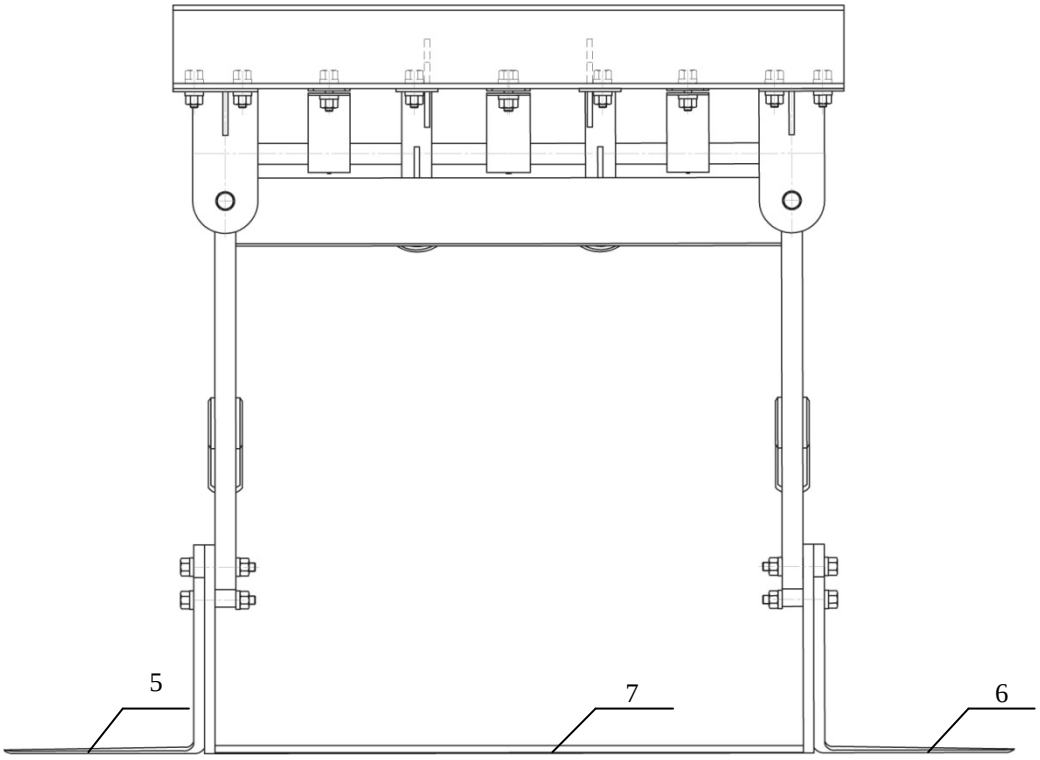


Рис. 4. Плоскорізний ґрунтообробний робочий орган (вид спереду).

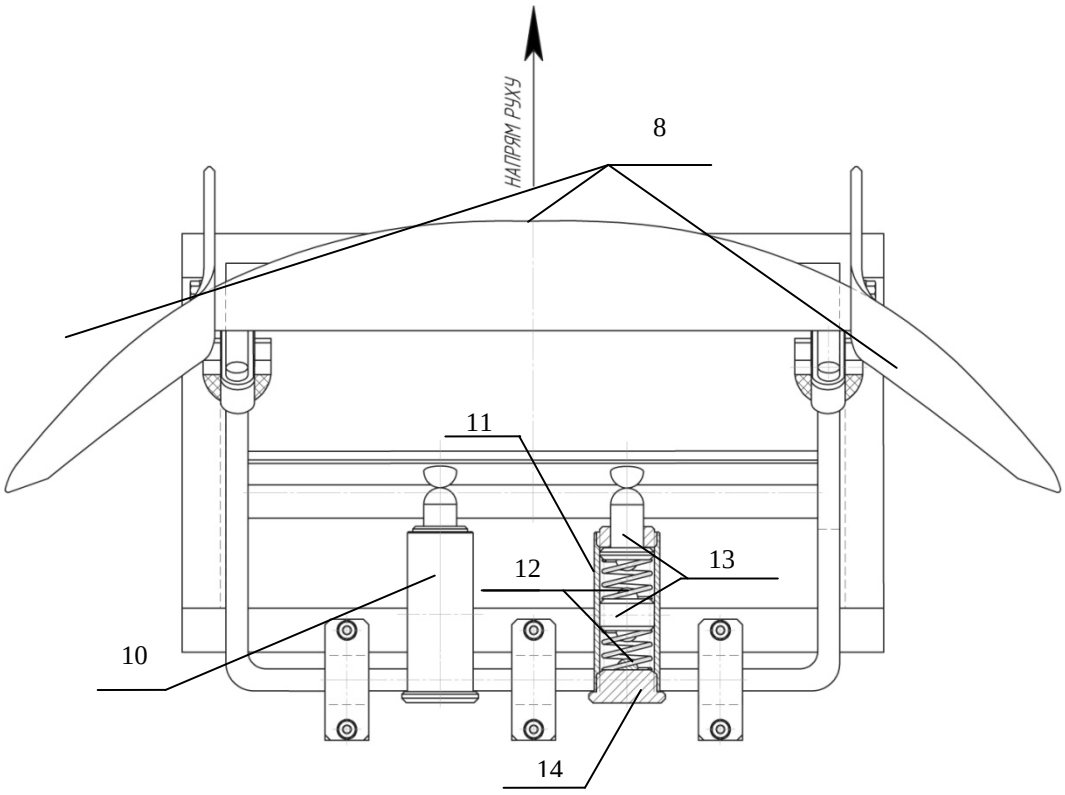


Рис. 5. Плоскорізний ґрунтообробний робочий орган (вид знизу).

Технологічний процес роботи плоскорізного ґрунтообробного робочого органу відбувається так. При обробітку ґрунту рухається горизонтально рама 1, на якій у вертикальній площині закріплені два стояки 3, що мають пружній елемент коливальної системи – торсіон 4 (рис. 3).

В процесі руху ніж 2 заглиблюється у ґрунт без утворення гребенів за допомогою торсіону 4, який збуджує коливання стояків 3 в залежності від агрофізичних властивостей ґрунту, а також двох бокових частин 5 і 6 ножа 2, що мають в основі виступи 9 у формі трикутника.

Виступи 9 у формі трикутника забезпечують стійку роботу у поздовжній площині руху стояків 3 і розвантажують їх від згинаючого моменту. На глибині до 10 см ніж 2 за рахунок трьох частин – двох бокових 5 і 6 та середньої 7, консольно закріплених на правій і лівій сторонах стояків 3, розпушують і вирівнюють ґрунт та підрізають корені бур'янів. Причому різальна кромка усіх трьох частин ножа, що має форму логарифмічної кривої 8, є достатньою для первинної деформації ґрунту і мінімізує опір його розпушенню.

Різальна кромка 8 забезпечує ковзаюче підрізання коренів бур'янів у повздовж логарифмичної кривої без накопичення їх на її поверхні. В залежності від опору ґрунту стояки відхиляються у бік, протилежний напрямку руху, і вдаряються з двома віброударними механізмами 10, які за допомогою пружин 12, двох рухомих 13 і одним нерухомим 14 ударниками відтворюють енергію від удару і передають її зворотно на стояки 3. За рахунок цього сумісно з торсіоном 4 виникає коливально-ударний ефект, який утворює більше площин сколювання ґрунту, а також покращує самоочищення робочого органу від ґрунту і коренів бур'янів.

Для запобігання жорсткого удару по рамі 1 стояків 3 при їх відхиленні у бік, що відповідає напрямку руху і фазам деформації ґрунту, вони вдаряються по пружних опорах 15, захищаючи увесь механізм від саморуйнації.

Проведені дослідження розробленого експериментального зразка плоскорізного ґрунтообробного робочого органу у ґрунтовому каналі ПФ НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет» підтвердили робочу гіпотезу про рівномірність розпушування ґрунту на глибині 8…10 см, вирівнювання поверхні та підрізання бур'янів.

Висновки. Запропонований плоскорізний ґрунтообробний робочий орган, що створено за біонічним прототипом донної риби ската-рогача, дозволяє підвищити ефективність захисту орних земель від вітрової ерозії та покращити їхню родючість. Це забезпечується технологічним процесом безвідвального обробітку ґрунту зі збереженням стерні без створення гребеневої поверхні ґрунту з одночасним його розпушенням і вирівнюванням, а також підрізанням коренів бур'янів при поверхневому обробітку ґрунту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабицький Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин / Л. Ф. Бабицький. – К. : Урожай, 1998. – 162 с.
2. Бараев А. И. Почвозащитное земледелие : избранные труды / А. И. Бараев. – М. : Агропромиздат, 1988. – 383 с.
3. Зайцева А. А. Борьба с ветровой эрозией почв / А. А. Зайцева. – М. : Колос, 1970. – 152 с.
4. Краснощёков Н. В. Машины для защиты почв от ветровой эрозии / Н. В. Краснощёков. – М. : Россельхозиздат, 1977. – 224 с.
5. Плишкин А. А. Комплексная механизация работ по защите почв от ветровой эрозии / А. А. Плишкин, Э. В. Бloштейн. – М. : Колос, 1976. – 184 с.
6. Шикула Н. К. Почвозащитная система земледелия : справочная книга / Н. К. Шикула. – Харьков : Прапор, 1987. – 200 с.

УДК 681.586.772

Кузнецов И. О.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СТИМУЛЯЦИИ РАСТЕНИЙ

У статті розкрито механізм визначення зволоженості захищеного ґрунту як одного з факторів, який впливає на зростання культурних рослин Південного Криму.

Ключові слова: *пластинчасті електроди, електричний струм, електропровідність.*

В статье раскрыт механизм определения влажности защищенного грунта как одного из факторов, которые влияют на рост культурных растений Южного Крыма.

Ключевые слова: *пластинчатые электроды, электрический ток, электропроводность.*

In the article the mechanism of determination of humidity of the protected soil is exposed as one of factors which influence on the height of cultural plants of South Crimea.

Key words: *flat electrodes, electric current, conductivity.*

Постановка проблемы. Анализируя хозяйственную деятельность АПК Украины, можно сделать вывод, что рост затрат при производстве продукции растениеводства опережает рост урожайности. Так, ориентировочно, на каждый процент урожайности приходится от 2 до 2,5 процентов увеличения антропогенных затрат [1; 2]. Урожайность сельскохозяйственных культур в значительной мере определяется высоким качеством посевного материала, интенсивностью произрастания семян и высоким темпом роста растений на всех этапах развития, которые в свою очередь зависят от условий формирования семян в вегетативный период, своевременную подготовку грунта, одним из факторов которого является его качественное увлажнение.

Системы электромагнитного облучения (стимуляции) семян являются биотехническими системами. При этом под этим термином понимаются взаимосвязанные зависимости биологических и технических систем или объектов, направленных на решение одной задачи. Биотехнические системы (БС) можно разделить на БС медицинского назначения для лечения людей и животных, БС растительного назначения и БС для обработки грунта.

Наряду с электростимуляцией семян увлажнение грунта играет одну из важных ролей в общей системе выращивания растений.

В зависимости от вида и характера увлажнения грунта (локальный или «точечный») меняются качественные критерии определения формирования зон увлажнения, в основе которых в первую очередь лежат первичная влажность почвы, ее физико-химический состав, вид орошаемых растений (что определяет объемы воды и динамику ее подачи), степень содержания влаги в воздухе, его температура и т. д.

Анализ литературы. В настоящий момент существует несколько теорий [2; 3] определения степени увлажненности почв, позволяющих установить взаимосвязь между вышеуказанными параметрами, но с точки зрения их практического использования они малополезны.

Также установлено [1], что важным фактором в росте растений является его электромагнитная биологическая стимуляция, при этом стимулирующий фактор оказывает как магнитное, так и электрическое поле (в определенном диапазоне влияния). Но при этом в большинстве работ исследователи опираются на использование относительной влажности почв.

Цель статьи – определение влажности почвы по признаку ее проводимости.

Изложение основного материала. Согласно базовым определениям, электропроводность почвы – это способность почвы (суспензий) проводить электрический ток. Она зависит от влажности почвы, фазового состояния влаги, содержания в почве солей, ее температуры, плотности, гранулометрического состава и т. д. Электропроводность количественно характеризуется коэффициентом удельной электропроводности почвы – отношением между плотностью электрического тока и градиентом напряжения [4–6].

Один из вариантов определения проводимости почвы осуществляется путем пропускания через нее электрического тока посредством двух погруженных в нее электродов. Подвод энергии осуществляется от понижающего трансформатора с частотой 50 Гц. Изменение плотности тока обеспечивается путем использования регулировочного ЛАТРа (лабораторный автотрансформатор). При этом используются разные группы растений (исследуемые под влиянием электрических полей и прорастающие без влияния со стороны внешних факторов), для которых одинаковым образом обеспечивается температурно-влажностный режим.

Достаточно эффективно влажность грунта можно определять по его электропроводности, что подтверждается экспериментальными данными (рис. 1–3).

Цифровые результаты показывают, что характер изменения влажности находится в одном порядке данных, что позволяет утверждать об объективности измерений.

Выводы. Электропроводность как параметр является одним из наиболее практичных показателей характеристики природных растворов, обеспечивающий измерение химического состава почвы, степени содержания минеральных удобрений (за счет разной концентрации ионов соли), содержания соли и т. д.

Представленный метод определения влажности почвы может использоваться преимущественно в лабораторных установках (но не исключен вариант «полевого» использования). В сравнении с применением датчиков влажности, этот способ менее точен, так как для этого способа более характерным является определение переходных фаз почвы от одной влажности к другой (как в кондуктометрическом способе). Но с другой стороны этого определения достаточно, чтобы судить о доступности влаги для растений, её дрейфу в пористой поверхности и капиллярах почвы.

Также нужно отметить, что при сравнении разных способов полива грунта точность эксперимента будет зависеть напрямую от расположения датчика по глубине в почве (особенно это касается капельного полива, так как при дождевании влага распространяется равномерно в слое почвы).

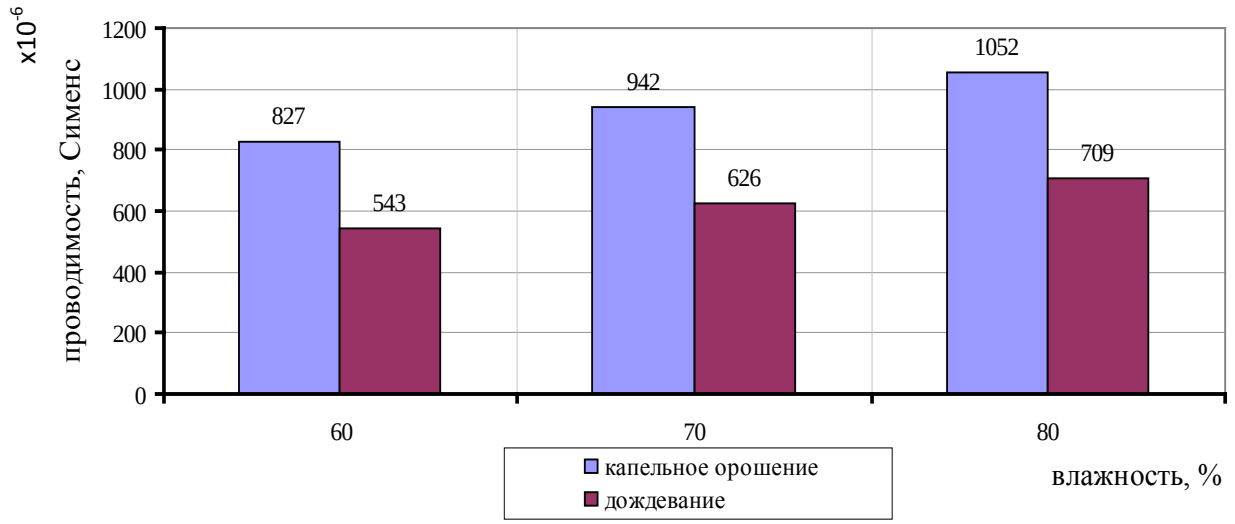


Рис. 1. Зависимость проводимости почвы от ее влажности при разных видах полива (затраты воды на единицу поверхности составляет 2 л/ч).

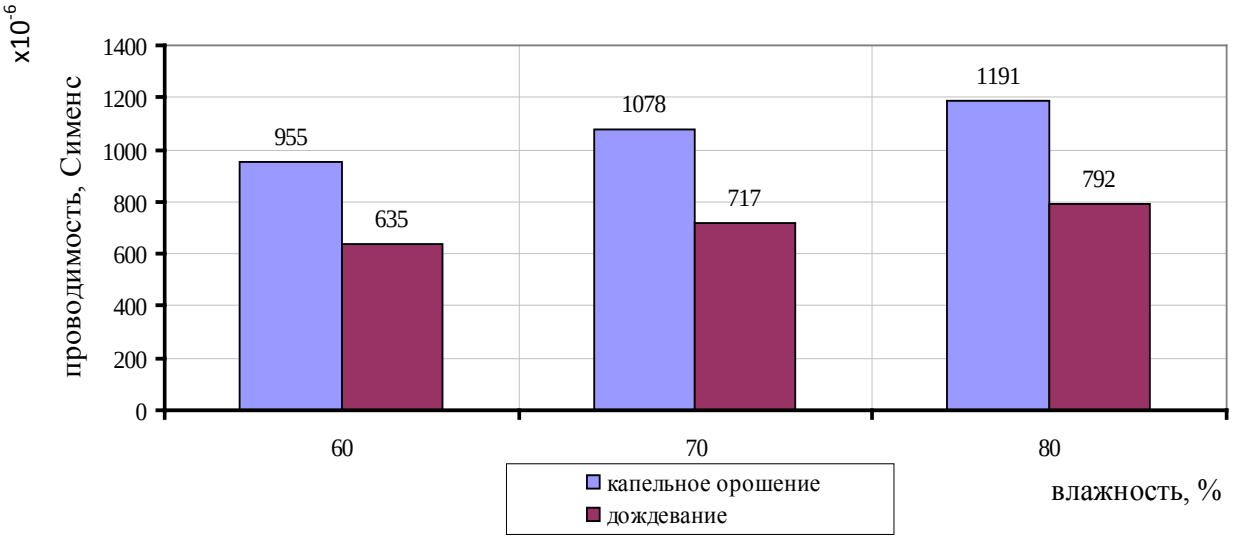


Рис. 2. Зависимость проводимости почвы от ее влажности при разных видах полива (затраты воды на единицу поверхности составляет 6 л/ч).

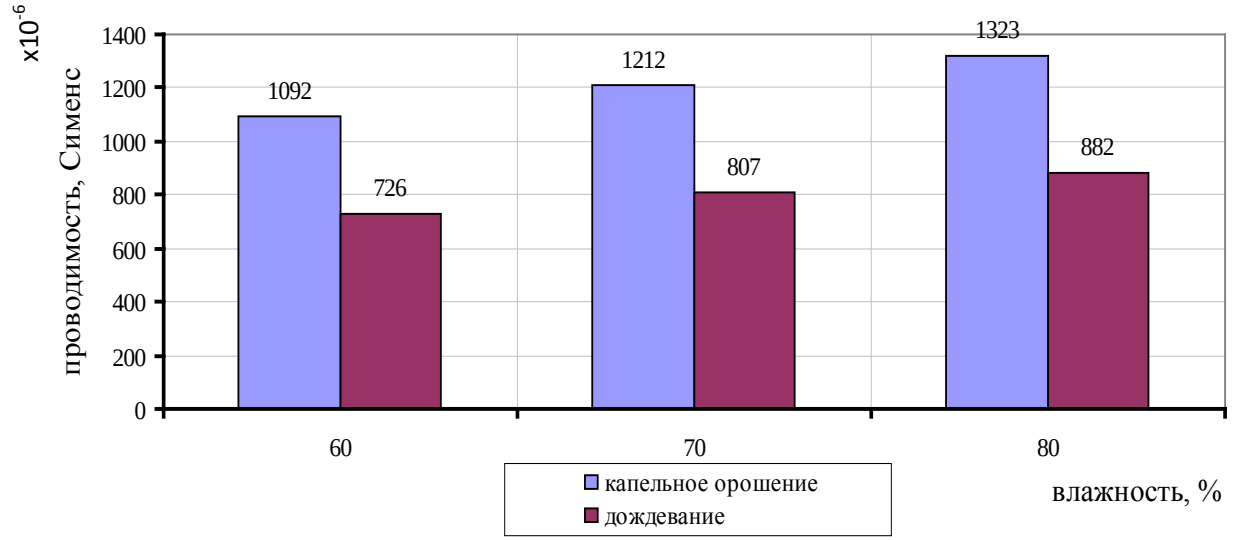


Рис. 3. Зависимость проводимости почвы от ее влажности при разных видах полива (затраты воды на единицу поверхности составляет 10 л/ч).

ЛІТЕРАТУРА

1. Скрипник М. М. Енергозберігаючі електротехнології опромінення рослин / М. М. Скрипник // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 2–3(18). – С. 22–29.
2. Смердов А. А. Биотехническая система электромагнитной стимуляции семян [Электронный ресурс] / А. А. Смердов, А. Н. Петровский // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Электронное научное издание]. – Мелітополь : ТДАТУ, 2012. – Випуск 2. – Т. 1. – С. 50–59. – Режим доступа : http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/nvtdau/2012_1/pdf2t1/12saasos.pdf.
3. Стьопін Ю. О. Дослідження процесу поливу захищеного ґрунту поживними розчинами [Электронный ресурс] / Ю. О. Стьопін // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Электронное научное издание]. – Мелітополь : ТДАТУ, 2012. – Випуск 2. – Т. 1. – С. 246–252. – Режим доступа : http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/nvtdau/2012_1/pdf2t1/12syawns.pdf.
4. Гриценкова З. І. Довідник по овочівництву закритого ґрунту і насіння овочевих культур / З. І. Гриценкова // Овочівництво і баштанництво. – К. : Урожай, 1992. – Випуск 37. – С. 15–19.
5. Шульгіна Л. М. Довідник по овочівництву закритого ґрунту / Л. М. Шульгіна, Г. Л. Бондаренко ; [за ред. Л. М. Шульгіної]. – К. : Урожай, 1989. – 246 с.
6. Ксенз Н. В. Интенсификация технологических процессов электроактивацией взаимодействующих сред / Н. В. Ксенз // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2000. – № 5. – С. 31–32.

Раздел 4. ПРОБЛЕМЫ ОХРАНЫ ТРУДА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

УДК 658.3

Савчук С. И.

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СТАНДАРТЫ OHSAS ПО ОХРАНЕ ТРУДА: ИСТОРИЯ ФОРМИРОВАНИЯ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ЭТАПЫ ВНЕДРЕНИЯ

У статті описаний процес формування міжнародних стандартів OHSAS 18000, що встановлюють вимоги для систем менеджменту техніки безпеки та гігієни праці, а також забезпечують підприємствам можливість управляти ризиками і покращувати ефективність їх діяльності. Розглядаються області застосування цих стандартів, порядок впровадження, а також вигоди і переваги підприємств, сертифікованих за цими стандартами.

Ключові слова: *охорона праці; промислова безпека; управління виробничими ризиками; серія стандартів OHSAS 18000; система менеджменту техніки безпеки та гігієни праці.*

В статье описан процесс формирования международных стандартов OHSAS 18000, устанавливающих требования для систем менеджмента техники безопасности и гигиены труда, обеспечивающих предприятиям возможность управлять рисками и улучшать эффективность их деятельности. Рассматриваются области применения этих стандартов, порядок внедрения, а также выгоды и преимущества предприятий, сертифицированных по этим стандартам.

Ключевые слова: *охрана труда; промышленная безопасность; управление производственными рисками; серия стандартов OHSAS 18000; система менеджмента техники безопасности и гигиены труда.*

The article discusses the process of formation of international standards OHSAS 18000, which specify the requirements for safety management and occupational hygiene systems, enabling business organizations to manage risks and improve their performance and operating efficiency. The article also examines the areas of application, implementation regulations, benefits and advantages of OHSAS 18000 certification for businesses.

Key words: *occupational safety; industrial security; occupational hazards management; OHSAS 18000 standards series; safety management and occupational hygiene system.*

Постановка проблемы. Статья 13 Закона Украины «Об охране труда» [1] возлагает на работодателя обязанность обеспечения функционирования на предприятии системы управления охраной труда, внедрение мероприятий по выявлению рисков и опасностей, их ликвидации или снижению уровня. Кроме того, вступление Украины в ВТО и ожидаемое участие в структурах ЕС требует приведения к мировым нормам не только законодательства, нормативов и стандартов, но и самой структуры экономики, включая охрану труда, что требует построения комплексной системы управления предприятием.

В общемировой практике комплексное управление предприятием включает в себя применение, как правило, трёх систем управления: систему управления качеством продукции (ISO 9000), систему экологического менеджмента (ISO 14000) и систему управления гигиеной и охраной труда (OHSAS 18000). Именно построение работы предприятия с использованием этих трех начал делает предприятие открытым, дает гарантии выхода на мировой рынок, признание и, как следствие, продажу продукции по наиболее выгодной цене. А возможность получения объективной информации о состоянии предприятия позволяет привлечь покупателей, инвесторов и в конечном итоге получить наибольшую прибыль.

С одной стороны, предприятия стремятся снизить затраты, связанные с охраной труда, с другой – улучшить имидж предприятия на внешних рынках и повысить эффективность производства.

Охрана труда относится к числу консервативных областей деятельности. Однако в условиях перестройки всей производственной и нормативно-правовой базы, их адаптации к требованиям современного мира, возникает необходимость в новой концепции в области охраны труда. Она обусловлена формированием рыночных отношений, трансформированием государственных структур надзора. Осложняет ситуацию износ основных фондов предприятий – 60–80% требуют замены. Высока доля ручного труда, а ведь именно при выполнении тех работ, где преобла-

дает ручной труд, и происходит большинство несчастных случаев. Кроме того, актуальность внедрения новой концепции в области охраны труда напрямую относится к страхованию рисков работодателей. Риски работодателей напрямую зависят от безопасности рабочих мест.

Такая новая концепция в области охраны труда в Украине создается на базе серии стандартов OHSAS 18000, которая устанавливает требования для систем управления техникой безопасности и гигиеной труда, обеспечивая предприятию возможность управлять рисками и улучшать эффективность своей деятельности.

Анализ литературы. Несмотря на то, что в Украине все большее количество предприятий приступает к практическому внедрению положений OHSAS 18000, сертификации предприятий на соответствие его требованиям, исследования по внедрению этого международного стандарта практически отсутствуют, за исключением некоторого количества статей, в основном обзорного характера [2–4]. Такое же положение и в России.

Цель статьи – раскрыть историю формирования международного стандарта OHSAS 18000, основные принципы, положенные в его основу, область применения и этапы внедрения.

Изложение основного материала. Необходимость возникновения стандартов OHSAS 18000 (Occupational Health and Safety Assessment Series) обусловила потребность международных организаций по стандартизации в единых требованиях к системам управления охраной труда и синхронизации этих требований с международными и национальными стандартами. OHSAS 18000 – это международный стандарт разработки систем управления охраной здоровья и безопасности персонала. OHSAS 18000 позволяет любой организации осуществлять контроль производственного и профессионального рисков, выявлять причины их возникновения и осуществлять мероприятия, направленные на достижение стабильного постоянного улучшения в сфере охраны труда.

Вплоть до 1999 года в мировой практике не существовало единого стандарта в области улучшения условий труда и техники безопасности, который был бы признан на межгосударственном уровне. Создавались национальные стандарты в области охраны здоровья и безопасности труда, имеющие, зачастую, отраслевой характер (авиа- и автомобилестроение, судостроение, железнодорожная промышленность и др.). Как правило, все эти стандарты имели мало общего друг с другом. Это не способствовало объединению мирового рынка, приводило к разобщенности стран и компаний, возникновению преград в торговых отношениях. Все это серьезно мешало росту экономики бизнеса и государств. Многие компании во всем мире давно ставили вопрос о необходимости постоянного улучшения условий труда и создании общепринятой системы контроля над соблюдением техники безопасности.

Такая потребность особенно остро возникла в конце 80-х – начале 90-х годов прошлого века. Однако многократные попытки национальных органов по стандартизации и независимых органов по сертификации разработать единые стандарты охраны труда и безопасности, долгое время ни к чему не приводили. Такое положение привело к появлению различных вариантов «Систем управления профессиональной безопасности и здоровья» в виде рекомендаций, руководств, требований.

В результате анализа применения этих документов наиболее эффективным и популярным оказался стандарт Великобритании, созданный Британским институтом стандартов (BSI) и опубликованный в мае 1996 года – BS 8800:1996 «Руководство к системам управления профессиональной безопасностью и здоровьем». Именно этот документ лег в основу OHSAS 18000. Основное преимущество стандарта BS 8800:1996 – структурная схожесть с популярным стандартом ISO 14001 – международным стандартом по созданию системы экологического менеджмента. Такой подход не только значительно облегчил восприятие положений стандарта, но и упростил подход к менеджменту, основанному на риске, что позволило создать на базе этих стандартов единую систему безопасного производства.

Системы менеджмента техники безопасности и гигиены труда, основанные на стандарте OHSAS 18000, органически дополняют системы менеджмента качества, содержащиеся в ISO 9000, и системы экологического менеджмента, требования к которым описаны в ISO 14000.

Таким образом, структурная схожесть делает возможным создание интегрированной системы управления: безопасность + качество + охрана окружающей среды.

Поскольку у ISO не было стандарта по системам управления профессиональной безопасностью, OHSAS 18000 с самого начала своего существования рассматривался его разработчиками как международный стандарт. Однако сделанные в 1996 и 2000 годах попытки предложить OHSAS 18001 в качестве единого международного стандарта не были поддержаны большинством членов ISO. Только в 2007 году ISO проголосовала за OHSAS 18001 как за международный стандарт. В Украине 27 декабря 2010 года вышел Приказ № 594 Государственного комитета по вопросам технического регулирования и потребительской политики «Об утверждении националь-

ного стандарта Украины ДСТУ OHSAS 18001:2010» [5]. Тем самым эта общепризнанная мировая система обрела в Украине статус национального стандарта.

В феврале 2000 года официально опубликован стандарт OHSAS 18002:2000 «Occupational Health and Safety management systems-Guidelines for the implementation of OHSAS 18001» – «Руководство по выполнению OHSAS 18001».

Стандарты OHSAS 18000 позволяют предприятию управлять рисками и повышать эффективность системы менеджмента техники безопасности и гигиены труда. Однако они не устанавливают конкретных правил и требований к построению самой системы и ее функционированию. Они могут быть включены в любую систему менеджмента техники безопасности и гигиены труда, но полнота их применения будет зависеть от характера деятельности предприятия, рисков и сложностей выполняемых им процессов, а также от декларируемой предприятием политики в области безопасности и гигиены труда. При этом в случае необходимости изменений корректируется вся система. OHSAS 18001 предлагает постоянное улучшение системы путем выполнения поставленных целей.

Процедура оценки рисков учитывает производственную деятельность; деятельность лиц, занятых на данном рабочем месте; такие человеческие факторы, как поведение человека, его способности; опасности, которые могут возникнуть вне или вблизи рабочего места и которые могут оказывать неблагоприятное воздействие на здоровье и безопасность людей.

В основе стандарта OHSAS лежит принцип планирования, исполнения, проверки и принятия необходимых мер (PDSA). Идею PDSA можно кратко описать так:

- планирование – определяются задачи и действия, обязательные для получения результатов в соответствии с принятой на предприятии концепцией организации охраны труда и технике безопасности;
- исполнение – внедрение процессов;
- проверка – наблюдение и контроль действий в соответствии с принятой на предприятии концепцией, законодательным и другим требованиям;
- принятие необходимых мер – принятие мер для достижения высокой эффективности охраны труда и техники безопасности.

Важно отметить, что стандарты OHSAS могут быть использованы и применены любой организацией, которая хочет исключить или минимизировать риски для своих сотрудников, убедиться, что деятельность предприятия соответствует принятой концепции менеджмента техники безопасности и гигиены труда, продемонстрировать это соответствие всем заинтересованным лицам и организациям и, наконец, сертифицировать систему менеджмента внешними организациями.

О необходимости их внедрения говорят следующие факторы, вытекающие из анализа зарубежного опыта создания и применения таких систем.

- Создание единой системы охраны труда, промышленной безопасности и охраны окружающей среды как составной части общей системы менеджмента предприятия есть наиболее эффективный способ управления этими объектами.
- Наличие на предприятии системы управления экологической и промышленной безопасностью и ее соответствие международным стандартам ISO 14001 и OHSAS 18001, обязательно проверяется аудиторами для предоставления инвестиций и получения кредитов на финансовом рынке. То есть, наличие такой системы повышает инвестиционную привлекательность предприятия.
- В условиях рыночной экономики необходимость обеспечения постоянного развития предприятия требует управления производственными рисками (снижения потерь от них), поскольку потери от аварий, поломок, затраты на штрафы за нарушения требований законодательства в области охраны труда и экологической безопасности соизмеримы с прибылью предприятия и получаемыми инвестициями.

Требования OHSAS 18001 при построении системы безопасности опасного производства в части декларирования объекта повышенной опасности частично совпадают с требованиями, изложенными в Постановлении КМУ № 956 от 11.07.2002 г. «Об идентификации и декларировании безопасности объектов повышенной опасности». Это касается анализа готовности предприятия к эксплуатации опасного объекта, оценки риска аварий и их последствий, анализа достаточности мер, предлагаемых для их предупреждения, а также готовности предприятия к локализации и ликвидации последствий аварий. Идентификация опасностей включает изучение организации работ, их выполнением, технологических процессов, оборудования, технического обслуживания, ремонтов и другое.

Практически любое сегодняшнее предприятие в Украине тянет за собой шлейф таких нелицеприятных моментов, как производственные заболевания, высокий уровень травматизма, частые штрафы от надзорных органов в части гигиены труда и производственной безопасности. Все это создает предприятию негативный имидж

на переговорах с потенциальными инвесторами. Безусловно, невозможно сразу ликвидировать все недостатки, но при сертификации производства по требованиям OHSAS 18000 можно снизить отрицательные стороны и значительно улучшить имидж предприятия.

Уже есть украинские предприятия, которые перестроили свою структуру охраны труда по международным стандартам. Так, Д. В. Крапивенко в статье «Бизнес без травм» [4] пишет о сертификации по стандартам OHSAS 18000 некоторых украинских предприятий [4]. А концерн «Стирол» еще в 2002 году начал активные действия в этом направлении, а в апреле 2003-го получил сертификат. По данным [4], с получением сертификата OHSAS 18001:1999 значительно повысился имидж концерна, улучшились условия труда, упростились отношения с надзорными органами. За 2003 год уровень заболеваемости среди персонала уменьшился на 3,27%, производственный травматизм – на 28,57%.

Там же описывается ситуация в ОАО «Графит», где после получения сертификата OHSAS 18001 значительно выросла грамотность персонала в вопросах производственной безопасности, качественно реформирован надзор за охраной труда. Автор утверждает, что этот вопрос теперь заботит не только руководство предприятия.

Сертифицируя предприятие по стандартам OHSAS 18001, предприятие снижает общие расходы, так как снижение количества больничных листов уменьшает риск срыва производственных планов и заданий. При этом следует учесть, что первые пять дней больничного листа по закону оплачивает работодатель.

На сегодняшний день OHSAS – единственный международный стандарт безопасности и гигиены труда, который может убедить инвестора, что предприятие имеет высокий уровень профессиональной безопасности, и риск производственных аварий на нем практически отсутствует.

Процесс сертификации по стандартам OHSAS 18000 аналогичен введению норм экологического сертификата ISO 14000, с которым OHSAS 18001 имеет структурную идентичность. Только вместо экологического менеджмента стандарты OHSAS 18001 посвящены разработке мероприятий в области профессиональной безопасности и здравоохранения. Как правило, он проходит в четыре этапа.

Первый этап – мониторинг существующей системы безопасности на предприятии, определение степени его соответствия требованиям стандартов OHSAS 18000.

Затем начинается этап подготовки и обучения персонала. В процессе обучения следует подготовить для каждого структурного подразделения внутреннего аудитора, основной задачей которого будет непосредственный контроль системы мероприятий профессиональной безопасности на своем участке. Такой аудитор всегда глубоко знает проблемы условий труда в своем подразделении и всегда может предложить прогрессивные мероприятия.

На третьем этапе, собственно, и идет построение на предприятии системы менеджмента, соответствующей требованиям OHSAS 18001, ведется разработка и внедрение всей необходимой документации, перестройка внутренних связей самого предприятия.

Итогом работ по внедрению на предприятии стандартов OHSAS 18000 является внешнее признание того факта, что работа предприятия соответствует требованиям стандартов OHSAS 18000. Следует отметить, что внешнее признание не есть требование какой-либо части или положения стандартов OHSAS 18000. Но для подтверждения устойчивой репутации предприятия, доступа к внешним ресурсам и инвестициям, получения стабильных заказов на выпускаемую продукцию, следует получить сертификат установленного международного образца, который признается другими странами.

Выводы. В условиях конкуренции на рынке украинские компании должны научиться демонстрировать эффективность управления и готовность создать условия для надежного обслуживания своих партнеров без длительных простоев, вызванных несчастными случаями и инцидентами. Поэтому внедрение стандартов OHSAS 18001 в Украине, сертификация предприятий по этим стандартам – единственный путь, позволяющий привести предприятия к успеху на современном мировом рынке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закон Украины «Об охране труда» от 14.10.1992 г. № 2694-XII в редакции от 25.06.2011 г. // Ведомости Верховной Рады Украины (ВВР). – 1992. – № 49.
2. Качалов В. А. Переход на OHSAS 18001:2007 / В. А. Качалов // Методы менеджмента качества. – 2007. – № 12. – С. 11.
3. Зеркалов Д. В. Безопасность труда : монография / Д. В. Зеркалов. – К. : Основа, 2012. – 643 с.
4. Крапивенко Д. В. Бизнес без травм / Д. В. Крапивенко // Контракты. – 2004. – № 23 – С. 50.
5. Приказ № 594 от 27.12.2010 г. Государственного комитета по вопросам технического регулирования и потребительской политики «Об утверждении национального стандарта Украины ДСТУ OHSAS 18001:2010».

УДК 628.315

Николенко И. В., Демков А. И.

ИНЖЕНЕРНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ВОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИБРЕЖНЫХ ВОД

Розглянуті актуальні проблеми, які пов'язані із забрудненням поверхні прибережних вод природних водоймищ. Запропоновані концепція та технічні рішення для зменшення забруднень поверхні прибережних вод.

Ключові слова: *поверхневі води, очищення води забрудненої нафтою, корабель для збору нафти, фільтри, напірні флотатори.*

Рассмотрены актуальные проблемы, связанные с загрязнением поверхности прибрежных вод естественных водоемов. Предложены концепция и технические решения для уменьшения загрязнений поверхности прибрежных вод.

Ключевые слова: *поверхностные воды, очистка нефтесодержащих вод, судно-нефтесборщик, фильтры, напорный флотатор.*

Important problems, related to contamination of surface of off-shore waters of natural reservoirs, are considered in the article. Conception and technical decisions is offered for diminishing of contaminations of surface of off-shore waters.

Key words: *surface-water, cleaning of water which contains oil, ship oil-spill, filters, pressure flotator.*

Постановка проблемы. Охрана поверхности водных объектов от загрязнений является важным элементом обеспечения их экологической безопасности. Разработка систем экологического мониторинга, технических средств контроля состояния, инженерных решений по очистке водной среды – актуальные задачи, которые постоянно стоят перед учеными различных областей знаний. Это не только экологические, но и инженерные задачи, решение которых должно обеспечить безопасную эксплуатацию водных транспортных средств, рекреационных объектов и гидротехнических сооружений различного назначения.

Анализ литературы. Исследованиям и решениям этих задач посвящено большое число работ как теоретического, так и практического характера [1–7].

Проблема экологической безопасности – глобальная проблема, которая рассматривается не только в планетарном масштабе, но и применительно к локальной водной среде и в отдельном географическом регионе [4; 6]. Особенностью черноморского региона является то, что в начале двадцать первого века он объявлен зоной бедствия вследствие антропогенного нефтяного загрязнения [1]. Меры, принимаемые всеми странами, расположенными на его берегах, должны давать результаты, но их реального появления следует ожидать только в будущем [8].

Украинское побережье Черного моря отличается относительной изрезанностью берегов, наличием большого числа бухт, лиманов, то есть водных объектов, которые являются составной частью водного бассейна и подвержены тем же антропогенным воздействиям, что и открытая акватория Черного моря [1]. Такие водные объекты, с одной стороны, являются самостоятельными экотонами, постоянными источниками биоресурсов, а, с другой стороны, на их берегах располагаются территории, являющиеся зонами рекреации. Поэтому эти водоемы являются реальными экономическими объектами, а наличие любых антропогенных и техногенных загрязнений на их поверхности приносит не только вред окружающей среде, но и реальные экономические потери [1].

Экологические проблемы водных объектов с учетом их специфики эффективно решаются только путем объединения усилий стран, которые участвуют в их эксплуатации. В качестве таких усилий принимаются комплексы международных законодательных документов действующих национальных норм и правил. Одним из основных является международная конвенция МАРПОЛ 73/78, в которой представлены основные нормы и правила по предотвращению загрязнения с судов морей и мирового океана [9]. Комплекс документов состоит из собственно Конвенции и шести Протоколов к ней, где закрепляются общие положения по предотвращению загрязнения моря с судов. В Конвенции и приложениях излагаются Правила относительно загрязнения моря нефтью; вредными химическими веществами, перевозимыми наливом, в упакованной форме; сточными водами; мусором и загрязнениями воздушной среды с судов.

Уникальная экосистема Черного моря подвергается чрезмерным нагрузкам вредными веществами, поступающими в море с береговой поверхности стран региона и впадающих в море рек. Загрязнение и деградация Черного моря и

его главных рек вызывают серьезное беспокойство с точки зрения их безопасности и сбалансированности в странах Черноморского бассейна и за его пределами. Активное сотрудничество шести черноморских стран началось в 1992 году после подписания Конвенции по защите Черного моря от загрязнения (Бухарестская Конвенция). Конвенция содержит базовое рамочное соглашение о сотрудничестве и четыре специальных Протокола. Бухарестская конвенция или «Конвенция о защите Черного моря от загрязнения» является главным документом, определяющим приоритеты и направления международного экологического сотрудничества в бассейне Черного моря. В настоящее время Бухарестская Конвенция является ключевым соглашением регионального сотрудничества. Это единственный региональный правовой инструмент для защиты Черного моря и для принятия решений в области окружающей среды и рыбной ловли [10; 11].

В Коммюнике Европейской Комиссии о Черноморской синергии 2007 года содержится несколько предложений по улучшению регионального сотрудничества. Евросоюз, который финансировал проект «Сотрудничество в области охраны Черного моря», поддержал его стремление достичь поставленной цели и положительно воспринял успешные усилия проекта по охране окружающей среды в Черноморском регионе. Проект также подготовил рекомендации о поправках к Бухарестской Конвенции, которые были включены в повестку дня региональной встречи министров Сторон Конвенции в апреле 2009 года в Болгарии. Фактическое выполнение Конвенции по защите Черного моря от загрязнения также связывается с необходимостью дополнительной разработки и внедрения экономических и экологических механизмов, способных обеспечить ее внедрение в практику экологического менеджмента и управления морской деятельностью [11]. В рамках решения проблемы обеспечения экологической безопасности поверхности водных объектов от загрязнений одним из эффективных путей ее решения является создание новых экологически безопасных технологических процессов, инженерных решений оборудования для очистки.

Источниками антропогенных и техногенных загрязнений прибрежных морских вод, в том числе и их поверхности, являются нефтепродукты, сточные воды канализационных очистных сооружений (КОС), поверхностные стоки, загрязнения из гидротехнических сооружений, бытовой мусор прибрежных полос и т. д. Нефтепродукты на поверхность водных объектов попадают в результате штормов, столкновений или посадок на мель водных транспортных средств, аварий на нефтяных терминалах, умышленного или аварийного сброса с проходящих в акваториях кораблей и судов, стоящих на рейдах и у причалов, а также отсутствия в морских портах локальных очистных сооружений льяльных вод.

Первичные нефтяные загрязнения остаются на водной поверхности относительно непродолжительное время. Они могут удаляться с помощью специальных средств либо уноситься в море, где под действием волнения переходят в эмульгированное состояние. В этом состоянии нефтепродукты дополнительно загрязняются и образуют объемные антропогенные загрязнения, которые длительный период мигрируют в слое вод, после чего оседают на морское дно или всплывают при штормах на поверхность, формируя вторичные нефтяные пятна на водной поверхности. Отсутствие на украинском побережье Черного моря эффективных судов-нефтемусоросборщиков обуславливает высокий уровень антропогенного нефтяного загрязнения.

Сточные воды КОС в прибрежной полосе – это стоки, образующиеся после переработки поступающих на их коллекторы хозяйственно-бытовых и промышленных стоков с предприятий и жилых кварталов городов, что приводит к сбросу в морскую среду по глубоководным выпускам условно очищенных сточных вод, содержащих загрязнения. Эти загрязнения могут включать растворы различных химических соединений, таких как поверхностно активные вещества, соли различных металлов, в том числе и тяжелых, растворы различных органических веществ и продуктов жизнедеятельности человека. Качество очистки и состав допускаемых загрязнений устанавливаются действующими СНиП, но существенно зависят от степени сезонной неравномерности стоков загрязнений от применяемых технологических процессов и оборудования. Основные причины происходящего загрязнения сточными водами КОС: чрезвычайные ситуации, аварии на объектах систем водоотведения, игнорирование экологических ограничений, сбрасывание неочищенных промышленных и бытовых стоков в водные объекты, эксплуатация устаревшего и неэффективного оборудования для очистки, а также неэффективные правовые механизмы привлечения инвестиций для модернизации очистных сооружений [12; 13].

Поверхностные стоки – результат ливней либо таяния снегов, при которых образующийся водный поток смывает в прибрежную зону дорожную пыль, грязь, бытовой мусор, листву, нефтепродукты и химикаты, сточную смытую грязь со стен и крыш зданий, деревьев, транспортных средств и т. д. Отсутствие очистных сооружений поверхностных вод с урбанизирован-

ных территорий увеличивает объемы и концентрацию загрязнений поверхностных стоков. Последние, попадая в водную среду, разделяются на три фракции: первая плавает на поверхности, другая оседает на дно, а третья в виде растворов и эмульсий остается на водной толще между дном и водной поверхностью. Таким образом, наибольшую опасность в прибрежных водах представляют антропогенные загрязнения в виде поверхностных стоков и эмульсий, которые остаются в водной среде и переносятся вдоль побережья.

Специфика чрезвычайных ситуаций, происходящих на море, состоит в том, что они, как правило, сопровождаются поверхностными загрязнениями морской водной среды [14].

Процессы распространения антропогенных загрязнений в морской водной среде имеют следующие особенности:

- сложность их локализации за относительно небольшой промежуток времени ввиду отсутствия эффективных средств обнаружения, позволяющих контролировать акватории с большой площадью [15];
- нестационарность гидрофизических и гидрохимических характеристик водной среды, что требует постоянного учета их изменчивости [16];
- возможность перехода антропогенных загрязнений в эмульгированное состояние и скрытного распространения в водной толще [14];
- выход антропогенных загрязнений из водной среды на поверхность при штормах.

С учетом особенностей, одними из эффективных средств повышения экологической безопасности за счет предотвращения и ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций на море являются системы обнаружения, контроля и моделирования распространения антропогенных загрязнений в водной среде [14].

Для обеспечения экологической безопасности путем ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций необходимы методы и средства удаления поверхностных загрязнений водной среды. Поэтому важнейшими задачами по охране поверхности водных объектов от загрязнений являются усовершенствование существующих и создание новых экологически безопасных технологических процессов, а также инженерных решений, обеспечивающих эффективную очистку от загрязнений.

С учетом вышеизложенного, **целью** данной **работы** является анализ применяемых технологических процессов очистки поверхности водных объектов от загрязнений, разработка основополагающих концепций ее совершенствования для обеспечения экологической безопасности. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- рассмотреть существующие способы очистки поверхностных вод от основных загрязнений;
- сформулировать основные требования к способам очистки для повышения их эффективности;
- разработать технические решения и рекомендации по обеспечению экологической безопасности водной поверхности прибрежных вод.

Изложение основного материала. Со вступлением в силу Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 [12] ужесточился контроль над чистотой акватории морей. Согласно Приложению I «Правила предотвращения загрязнению нефтью», к судам предъявляются жесткие требования по очистке нефтесодержащих сточных вод. Международные судоходные компании приложили максимум усилий для эффективного решения этой проблемы. Рассмотрим основные схемы установок для очистки нефтесодержащих вод (ОНВ). Возможны три варианта оборудования ОНВ на соответствие требованиям Приложения I Конвенции МАРПОЛ 73/78:

- сборный танк;
- сборный танк с нефтеводяным фильтрующим оборудованием, обеспечивающим глубину очистки до допускаемой нормы загрязнений 15 мг/л, и автоматическое устройство для закрытия сливных забортных клапанов при превышении концентрации нефти в сбросе более 15 мг/л;
- сборный танк и нефтеводяное сепарационное оборудование с глубиной очистки до 100 мг/л.

В соответствии с действующими нормами и правилами эксплуатации судовых установок ОНВ, в отличие от наземных локальных установок, предъявляются особые требования, к которым относятся следующие:

- электрическая и электронная сигнализация должна быть испытана для обеспечения длительной работы в условиях вибрации;
- установки ОНВ должны работать при наклоне до 22,5^{o} в любой плоскости от нормального положения;
- установки должны быть рассчитаны на автоматическую работу и на возможность аварийного ручного управления;
- установки перед эксплуатацией должны пройти стендовые испытания по типовой программе, одобренной ИМО;
- с учетом плавания во внутренних водах, концентрация нефтепродуктов в очищенной воде не должна превышать 10 мг/л.

Анализ способов очистки. Судовые установки ОНВ можно разделить на две категории: очистные сооружения судов-нефтесборщиков и

очистные сооружения льяльных вод. Суда-нефтесборщики – это, по сути, локальные плавучие очистные сооружения. Основная цель этих судов – очищать сданную с других судов нефтесодержащую воду (НВ). Удаление НВ с судов с помощью судов-нефтесборщиков, которые принимают НВ в накопительные цистерны, а затем транспортируют на плавучие очистные станции, является самым распространенным способом. Для этого используют суда-сборщики и плавучие станции различных проектов. Процесс очистки на плавучей станции представлен на рис. 1 [17].

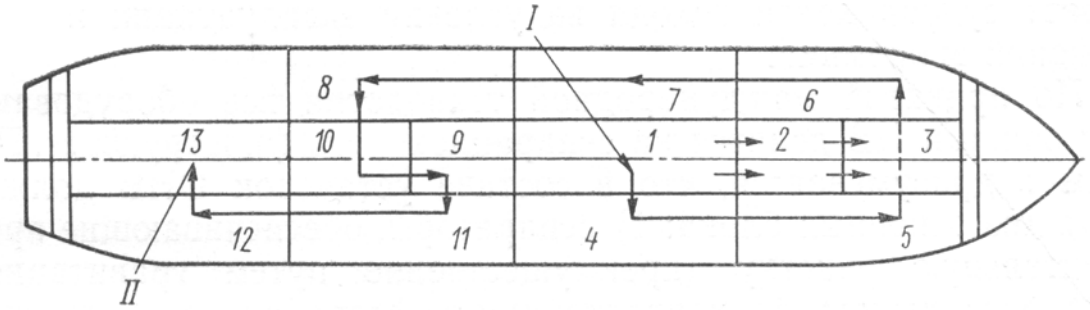


Рис. 1. Схема плавучей станции ОНВ:
I – поступление НВ с судов;
II – подача воды на фильтр тонкой очистки.

В наиболее известных проектах плавучих станций предусмотрены следующие технологические процессы: вакуумный прием со сдающих судов, предварительное отделение нефтепродуктов в каскадных отстойниках, флотация, доочистка в специальных фильтрах. Очистка НВ на плавучей станции осуществляется в такой последовательности. НВ принимается со сдающих судов в отсек 1. Здесь происходит предварительный отстой воды, в результате чего нефтепродукты всплывают на поверхность. Механические примеси, содержащиеся в НВ, оседают на дно емкости. Затем вновь поступающие порции НВ вытесняют воду в отсеки 2, 4, 5, 6, 7, 8, где отстаивание повторяется. Сбор всплывших нефтепродуктов с поверхности воды происходит за счет их перетекания через регулируемую перегородку в емкости 2 и 3. Из отсека 8 НВ направляется во флотационную установку, размещенную в отсеке 10, а затем вода вновь отстаивается в отсеках 9, 11, 12 и 13. На заключительной стадии очистки вторично отстоянная вода насосом подается в фильтры тонкой очистки, загруженные активированным углем.

Опыт эксплуатации плавучих станций, работающих по этой схеме, показал, что среднее содержание нефтепродуктов в поступающей на очистку воде обычно составляет 200–500 мг/л, после предварительного отстаивания – 40–100 мг/л, после флотации – около 35 мг/л, вторичное отстаивание снижает концентрацию нефтепродуктов до 15–30 мг/л, а заключительная фильтрация обеспечивает очистку до 10 мг/л и менее. Указанные цифры в значительной степени зависят от количества пропускания очищаемых сточных вод через станцию, так как скорость прохождения воды через отстойник значительно влияет на эффективность отделения нефтепродуктов [17].

Из представленной на рис. 1 схеме движения очищаемой воды на судне-нефтесборщике следует, что НВ проходят первичную очистку в отсеках-отстойниках судна 1, 4, 5, 6, 7, 8 последовательно. Такая технологическая схема снижает надежность и эффективность очистки НВ по следующим причинам:

- невозможность отключения из технологической схемы любого из отсеков для его очистки и ремонта без остановки работы всей установки;
- необходимость разделения НВ по степени их эмульгированности, фазового состояния, т. к. нельзя смешивать стоки с относительно малым содержанием эмульгированных и пленочных нефтепродуктов, например, после зачистки танков. Для этого очищаемые стоки без пленочного нефтепродукта размещают в отсеках 9, 11, 12, 13 НВ до очистки их флотацией;
- применение угольных фильтров существенно повышает стоимость очистки НВ, что связано с необходимостью их промывки при регенерации горячей чистой водой, а также неизбежно создаст дополнительные эмульгированные нефтесодержащие стоки.

Очистные сооружения льяльных вод. Практически все суда, совершающие международные рейсы, оснащены установками для очистки льяльных вод. Способ очистки НВ с помощью таких установок применяется также на части судов внутреннего плавания, но при этом установки должны иметь дополнительные узлы, обеспечивающие более глубокую очистку – до 10 мг/л. В каждом конкретном случае тип очистных сооружений выбирает судовладелец исходя из условий эксплуатации и технико-экономических показателей. В настоящее время применяет-

ся большое число типов очистных сооружений льяльных вод: «Фрам», «Фрамарин» (Голландия), «Сарекс» (США), «GSF-05», «Турбуло», «TE1F/A» (Германия), «Софранс» (Франция), «Аквамарин» (Швеция), М10 (Япония), УСГК-0,4, «УКФ», СКМ-2, НР 1625-73 (СНГ) и др.

Перемещение льяльных вод происходит как из-под сланей, так и из судовых сборных цистерн. Для взаимозаменяемости на период зачисток и временной консервации, а также для отстоя льяльных стоков на судне должно быть несколько сборных цистерн. Если льяльные воды прошли очистку седиментацией в течение 12 часов, то после этого нет необходимости пропускать эти стоки через тонкослойный отстойник, сепаратор и коалесцирующий фильтр.

Во время очистки льяльных вод на коалесцирующем фильтре можно получить обратный эффект: дополнительное эмульгирование очищаемой воды, когда она менее загрязненная по сравнению с предыдущей очищаемой водой, или коалесцирующий фильтр находится в состоянии насыщения нефтепродуктами, тогда происходит вынос нефтепродукта из объема фильтрующего материала коалесцирующего фильтра. Качество очистки после коалесцирующего фильтра – 10…15 мг/л, поэтому его используют как предочистку. Последняя стадия очистки, применяемая на судах – фильтры патронного типа. В качестве фильтрующего материала применяют полипропиленовые пластины («Софтранс»), активированный уголь («Аквамарин», «TEIF/A», «УСГК-04»), листовой полиуретановый поропласт («СКМ»), гранулы полиамида («УСФА»). В УОНВ «Аквамарин» применили как фильтр тонкой очистки фильтр в виде тканевого мешка. Производительность данных судовых установок ОНВ находится в пределах 1 м^3/ч. В каждом конкретном случае выбора технологической схемы и конкретной установки для очистки НВ необходимо выполнить технико-экономический анализ параметров. В качестве примера на рис. 2 представлена одна из многочисленных судовых установок ОНВ типа «TEIF/A» (Германия) [17].

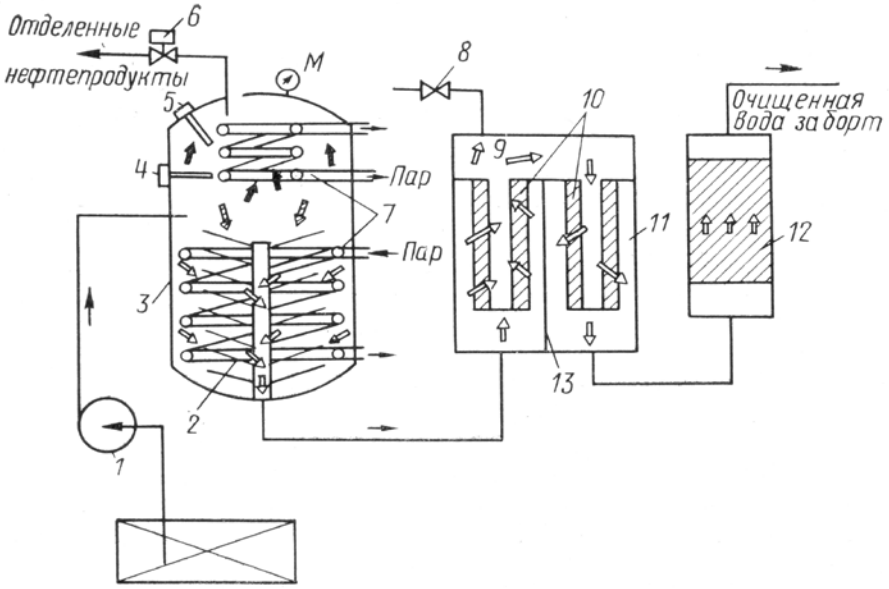


Рис. 2. Установка ОНВ «TEIF/A» (Германия) очистки НВ, включая удаление из воды эмульгированных нефтепродуктов.

Установка «TEIF/A» (Германия). Установка TE1F/A отличается наличием дополнительного блока – адсорбционного фильтра 12 с загрузкой из активизированного угля, что позволяет получать большую глубину очистки. В верхнюю зону сепаратора 3 поступает НВ, где отделяются крупные капли нефтепродуктов. После этого НВ поступает в нижнюю часть сепаратора и между рядами наклонных тарельчатых пластин 2 проходит в перфорированную отводящую трубу. Пластины 2 обеспечивают режим тонкослойного отстаивания. Капли нефтепродуктов задерживаются на них, укрупняются, затем отрываются от пластин и всплывают в верхнюю зону сепаратора, где образуется слой нефтепродуктов. Толщина слоя растет и, когда достигает датчиков 4 и 5, происходит автоматический сброс отделенных нефтепродуктов в судовую цистерну нефтяных отходов. С этой целью от датчика 4 подается сигнал и открывается клапан 6. Слой нефтепродуктов насосом 1 вытесняется из корпуса сепаратора до тех пор, пока от них не освободится датчик 5, после чего клапан 6 автоматически закрывается и процесс сепарации продолжается. Для интенсификации гравитационного разделения используется подогрев НВ паром, подаваемым по расположенному в рабочих зонах змеевику 7. Предварительно очищенная нефтесодержащая

вода из сепаратора направляется в корпус 11, где находятся коалесцирующие фильтры 10. Корпус 11 разделен пополам перегородкой 13 и имеет общую отстойную зону 9. В каждой половине расположены по три коалесцирующих сменных элемента (всего 6 шт.). НВ проходит последовательно сначала через три коалесцирующих элемента по направлению снаружи внутрь, а затем через три элемента во второй части фильтра – через материал элементов изнутри наружу. При этом укрупненные и задержанные на поверхностях сменных элементов частицы нефтепродуктов периодически отделяются и всплывают в отстойную зону 9, где постепенно накапливаются. Поэтому перед каждым включением установки рекомендуется открыть клапан 8 и слить из отстойной зоны скопившиеся там нефтепродукты. Эта операция удлинит срок службы сменных элементов второй зоны фильтрации и позволит улучшить очистку. Третьим, последним блоком установки TE1F/A, является адсорбционный фильтр 12, который загружен активированным углем.

Для устранения этих недостатков предлагается блок-схема концепции очистных сооружений судов-нефтесборщиков (рис. 3).

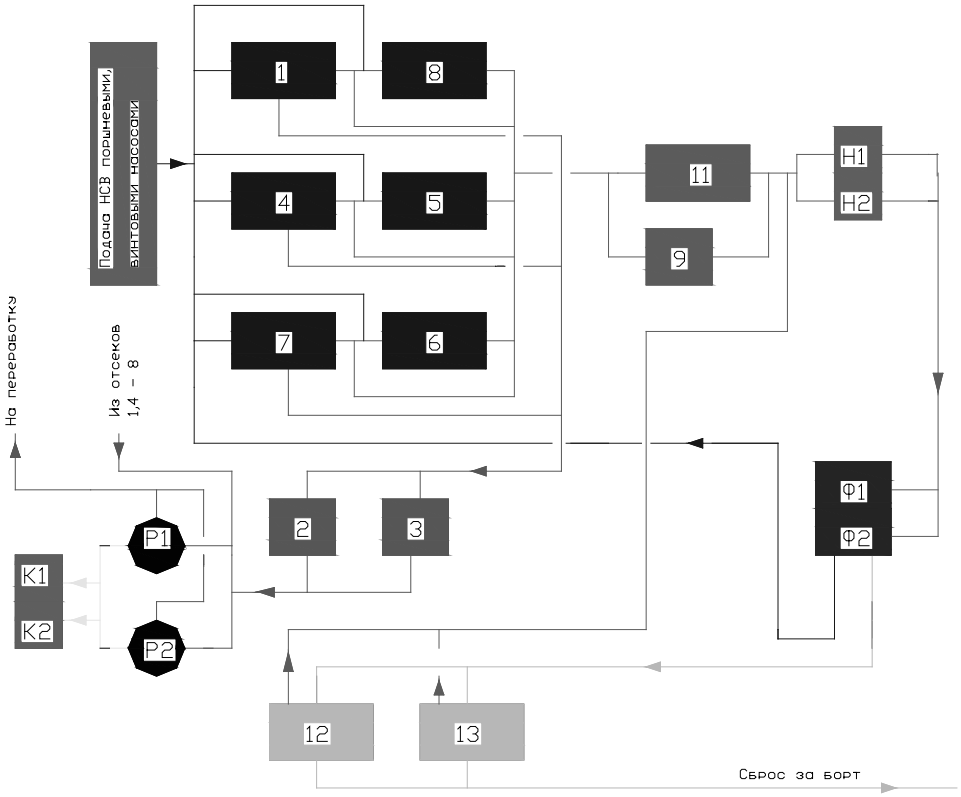


Рис. 3. Предлагаемая блок-схема установки ОНВ.

Через входной коллектор с задвижками происходит вакуумный прием НВ в любой из девяти отсеков. Если поступающей воды много, то используется одна из последовательных цепочек из отсеков, например 4, 5, 11; 7, 6, 8, или 1, 2, 3. Последнюю группу отсеков целесообразно использовать для приема высокоэмульгированных поверхностных загрязнений водного объекта. Сложная обвязка трубопроводами подачи и трубопроводами отбора воды из отсеков позволяет иметь преимущество в консервации очищаемой воды и вывод из эксплуатации любого танка для проведения профилактических, ремонтных работ. Концепция приема заключается в максимальной по времени консервации принимаемых стоков, чтобы на них не действовали турбулентные гидравлические потоки подаваемых или отбираемых на очистку стоков.

Отсеки 1, 4–8 используются для первичного отстоя НВ; 12, 13 – отсеки, используемые для очищенной воды; 2, 3 – для сбора пленочных нефтепродуктов, нефтяных осадков, смол; Р1, Р2 – ресиверы, работающие под разряжением для вакуумной перекачки нефтепродуктов, сточных вод; 9, 11 – танки, используемые как приемные емкости для насосов Н1 и Н2; Ф1, Ф2 – фильтры производительностью 20 $м^3$/ч.

Локальные судовые установки по очистке НВ имеют малую производительность – степень очистки на уровне 10 мг/л, что не отвечает требованиям по ПДК для хозяйственно-питьевого, рыбохозяйственного водного объекта. В связи с этим нами было предложено решение некоторых проблем. Предлагаемая технологическая схема очистки нефтесодержащих вод для судов представлена на рис. 4.

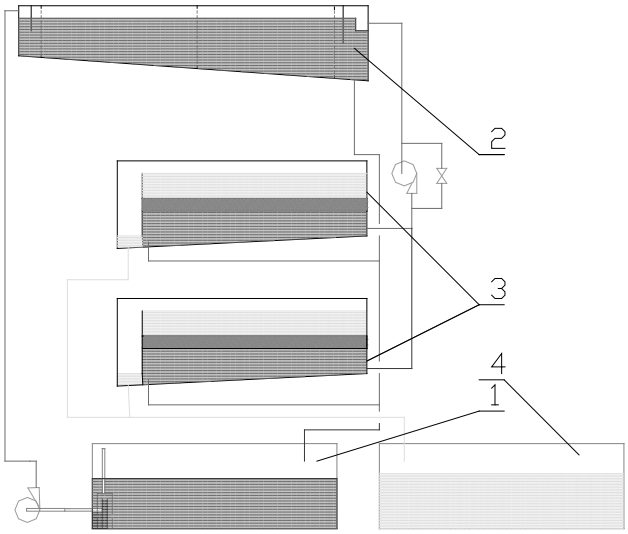


Рис. 4. Предлагаемая схема установки ОНВ для судна.

Из сборной цистерны 1 НВ подаются винтовым насосом в нефтеловушку 2, установленную на максимальной геодезической отметке. Далее отстоявшаяся не менее 15 мин вода самотеком (или под давлением насоса) поступает на двухэлементный полипропиленовый фильтр 3. Очищенная вода отправляется в емкость 4 с чистой водой, а далее ее можно использовать для технических нужд: теплоснабжения, зачистки танков, мытья оборудования и палубы и т. д. Эта простая и надежная технологическая схема позволяет решать локальные задачи ОНВ в случае аварийных ситуаций и экологических катастроф. Для этих целей отстойник может иметь объем 5 м^3, а производительность фильтров – 10 м^3/ч с учетом резервирования на профилактику. В состав установки ОНВ необходимо предусмотреть насосное и электрическое оборудование соответствующей производительности.

Концепция новой серии судов-нефтемусоросборщиков. Анализ технических решений, принятых в судах по локализации и очистке НВ, показал, что они не могут обеспечить надежного и эффективного решения всех экологических проблем водной поверхности прибрежных вод. Имеется статистика аварий судов и танкеров в морях и реках, когда устранение экологических катастроф происходит на низком техническом уровне. Ярким примером этого является экологическая катастрофа, произошедшая 11.11.2007 г. в Керченском проливе – в результате шторма затонул российский танкер «Волгонефть», мазут с объемом около 2000 т вытекал из танков. Это привело к экологической катастрофе с ущербом водной экосистемы на общую сумму около 1 млрд. грн. Нефтяные загрязнения испортили берега Краснодарского края и о. Тузла в Крыму. Со стороны Украины и России не было предпринято эффективных мероприятий по обеспечению экологической безопасности за счет удаления нефтяной пленки с поверхности моря.

Основой концепции новой серии судов-нефтемусоросборщиков для моря с точки зрения сбора мусора и очистки нефтесодержащих вод является следующее:

- возможность работы в условиях шторма до 5 баллов;
- максимальная ширина захвата поверхностной пленки;
- возможность регулировать толщину отбора слоя воды с нефтепродуктами, а также их количество в условиях шторма;
- экономичность технологии очистки по затратам энергии;
- глубокая очистка льяльных и балластных вод с судов.

Исходя из условий работы судна-нефтесборщика предлагается конструкция типа катамарана, которая показана на рис. 5, 6 [18]. Горизонтальные размеры данного судна предлагаем 20 × 30 м, общая высота катамарана до палубы – 4 м. Мощность двух судовых установок должна обеспечить хороший ход и преодоление парусности при рассчитанной максимальной скорости ветра. Это важно в связи с тем, что маневрировать судно должно при шторме в пространстве, ограниченном берегами и судами. Низкая посадка судна с плоским дном позволит максимально близко подойти к берегу при небольшом волнении и ветре. Остойчивость судна должна обеспечивать вода, находящаяся в двух отсеках-отстойниках.

Сбор пленочного нефтепродукта с поверхности моря обеспечивается конструкцией носовой части катамарана с поплавковым водозаборным устройством (ПВУ). Сбор нефтепродукта с поверхности моря осуществляется с помощью желоба в ПВУ, который жестко удерживается в го-

ризонтальной плоскости с помощью подшипников, двигающихся в вертикальной плоскости по направляющим.

Размеры данного устройства 1 × 9 × 1 м. За счет отверстия в поплавке в его нижней части он будет заполняться или освобождаться от воды. Для этого в верхней части поплавка есть отверстие, через которое будет подаваться сжатый воздух для вытеснения воды или наоборот выпускаться, чтобы заполнить водой ПВУ. В ПВУ, который разделен на две части, имеются отверстия с патрубками, на которые с помощью хомутов будут удерживаться гибкие шланги соответствующего диаметра. По этим шлангам собранная вода с нефтепродуктом будет попадать в сборный коллектор и далее через автоматическое регулирующее устройство в отстойник-нефтеловушку.

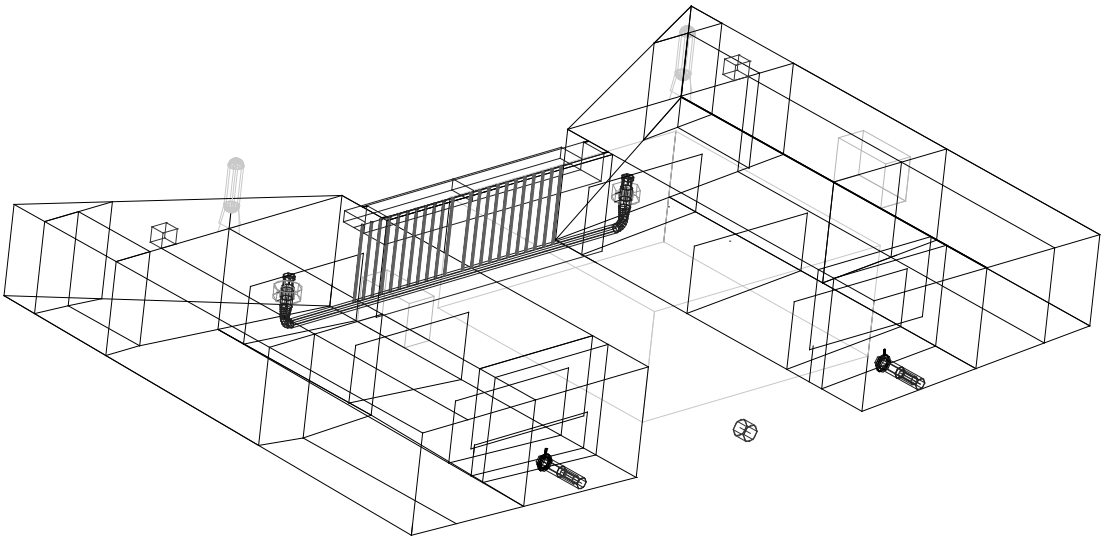


Рис. 5. Компьютерная модель по предлагаемой концепции катамарана-нефтесборщика.

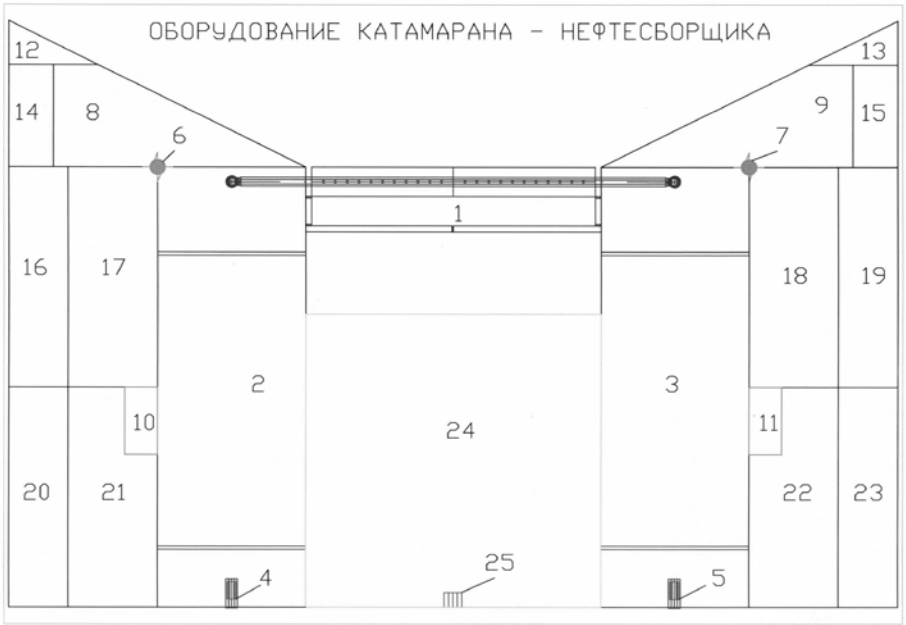


Рис. 6. Оборудование катамарана-нефтесборщика:
1 – поплавковое водозаборное устройство; 2, 3 – отсек отстойник-нефтеловушка; 4, 5 – водометы; 6, 7 – ресиверы; 8, 9 – танк под собранные нефтепродукты; 10, 11 фильтры; 12, 13, 14, 15 – технологические отсеки; 16–23 – вспомогательные танки; 24 – рубка и машинное отделение; 25 – главный винт.

ПВУ способно отслеживать спуски и подъемы волн, поскольку колебание волн будет на частоте менее 1 Гц. Поэтому устройство ПВУ собирает тонкий слой воды с нефтепродуктами толщиной до 5 см.

Предлагаемым технологическим решением можно оборудовать вспомогательные суда, которые чистят акватории портов, а также водохранилищ и рек при разливах нефтепродуктов или аналогичных химических веществ, загрязняю-

щих поверхностные слои водоемов. Катамаран-нефтесборщик в речных условиях может дрейфовать вместе с пятном по течению и таким образом ликвидировать последствия аварийных утечек.

Основой гидравлического расчета устройства сбора пленочного нефтепродукта являются условия обеспечения максимальной глубины снимаемого слоя НВ с поверхности Δh. Необходимая глубина обеспечивается конструкцией погружного поплавка, установленного на водозаборном устройстве. Скорость движения воды при таком подпоре в приемном патрубке определяется по формуле:

$$u = \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta h}{\xi}},$$

где ξ – коэффициент местного гидравлического сопротивления, который для случая резкого сужения потока равен $\xi = 0{,}5$.

В рассматриваемом случае при $\Delta h = 0{,}05$ м

$$u = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}82 \cdot 0{,}05}{0{,}5}} = 1{,}4 \text{ м/с}.$$

Суммарная подача НВ по коллектору в одну из секций отстойника-нефтеловушки

$$Q = n \cdot S \cdot u,$$

где n – количество приемных патрубков;
S – площадь внутреннего сечения патрубка.

В случае, если количество патрубков диаметром $d = 50$ мм на одну секцию $n = 12$, то $S = 0{,}02$ м^2 и $Q = 12 \cdot 0{,}02 \cdot 1{,}4 = 0{,}0336$ м^3/с $= 121$ м^3/час.

Время отстоя НВ в отстойнике-нефтеловушке

$$T = \frac{V}{Q}.$$

Конструктивно объем отстойника-нефтеловушки для предложенных размеров судна-катамарана может составить $V = 13 \cdot 5 \cdot 0{,}8 = 52$ м^3. Такой объем отсека отстойника-нефтеловушки обеспечит время отстоя

$$T = \frac{52}{121} = 0{,}43 \text{ часа} \approx 26 \text{ мин}.$$

Этого времени достаточно для разделения от воды пленочного нефтепродукта, который будет удерживаться на поверхности с помощью двух гидрозатворов. Для улучшения гидравлического режима отстойник может быть оборудован тонкими синтетическими сетками, перекрывающими поток по всему живому сечению отстойника. Отбор пленочного нефтепродукта будет осуществляться с помощью вакуум-насоса. Для этого на катамаране-нефтесборщике устанавливаются ресиверы и отсеки для нефтепродуктов.

Поскольку разливы нефти в акватории моря не частые, то такой нефтесборщик может быть оборудован фильтрами для глубокой очистки эмульгированного нефтепродукта. Экологическая задача данного судна между разливами будет заключаться в сборе и очистке льяльных, подсланевых вод судов.

Выводы.

1. Анализ экологических проблем загрязнений поверхности прибрежных вод естественных водоемов, а также применяемых технологических процессов их очистки от загрязнений показал необходимость усовершенствования существующих и создания новых экологически безопасных технологических процессов, а также инженерных решений, которые обеспечивают эффективную очистку от загрязнений.

2. Разработана концепция совершенствования технологических процессов для обеспечения экологической безопасности, которая основывается на возможности работы судна-нефтесборщика в условиях шторма с обеспечением максимальной ширины захвата поверхностной пленки и возможностью регулирования толщины отбора слоя воды с нефтепродуктами, а также глубокой очистки льяльных и балластных вод с судов при высоких технико-экономических показателях.

3. Представлены технические решения, которые реализуют разработанную концепцию по повышению эффективности очистки от загрязнений нефтепродуктами водной поверхности прибрежных вод, чем обеспечивается повышение их экологической безопасности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Данілішин Б. М. Природно-техногенні катастрофи: проблема економічного аналізу та управління / Б. М. Данілішин. – К. : УІНСІР, 2002. – 153 с.
2. Дивизинюк М. М. Классификация нефтяных загрязнений водной среды / М. М. Дивизинюк, М. А. Косовская, Л. В. Третьякова // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2005. – Выпуск 14. − С. 51–54.
3. Волошин В. П. Охрана морской среды / В. П. Волошин. – Л. : Судостроение, 1997. – 208 с.
4. Этапы распространения антропогенного загрязнения водной поверхности локального водоема / [Ю. Ю. Гончаренко, М. М. Дивизинюк, Г. А. Черненькая, Е. А. Шрамкова] // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2010. – Выпуск 29. − С. 63–68.
5. Истомин В. И. Предотвращение загрязнения моря нефтью при эксплуатации судов / В. И. Истомин. – Севастополь : СевНТУ, 2003. – 100 с.
6. Ветрова Н. М. Экологическая безопасность рекреационного региона / Н. М. Ветрова. – Симферополь : РИО НАПКС, 2006. – 297 с.
7. Гончаренко Ю. Ю. Модель переноса нерастворимой антропогенной примеси в водной среде / Ю. Ю. Гончаренко // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2012. – Выпуск 40. − С. 85–89.

8. Исследование космической радиолокации для картографирования нефтяных загрязнений Черного моря / [А. Ю. Иванов, И. С. Ермошкин, М. Фанг и др.] // Исследования Земли из космоса. – 2005. – № 5. – С. 78–95.
9. Международное морское право : учебное пособие / под ред. С. А. Гуреева. – М. : Юридическая литература, 2003. – 315 с.
10. Буркинский Б. В. Управление морским природопользованием в Украине / Б. В. Буркинский, В. Н. Степанов, Е. Н. Громова. – Одесса : ИПРЭЭИ НАН Украины, 2001. – 278 с.
11. Павленко А. В. Эколого-экономические механизмы имплементации Конвенции по защите Черного моря / А. В. Павленко // Вісник Одеського державного екологічного університету. – 2010. – Випуск 10. – С. 12–18.
12. Система комплексного экологического мониторинга прибрежных вод / [И. П. Шумейко, Л. В. Третьякова, Ю. Ю. Азаренко, М. И. Ожиганова] // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2008. – Выпуск 28. − С. 95–100.
13. Акустический обнаружитель загрязнений в водной среде / [Е. В. Азаренко, Ю. Ю. Гончаренко, М. А. Маслова, О. В. Матузаева] // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2011. – Выпуск 39. − С. 49–54.
14. Азаренко Е. В. Особенности моделирования чрезвычайных ситуаций, вызванных распространением антропогенных загрязнений / Е. В. Азаренко, М. М. Дивизинюк, А. Н. Фурсенко // Сборник научных трудов СНИЯЭиП. – Севастополь : СНИЯЭиП, 2012. – Выпуск 41. − С. 201–207.
15. Моніторинг і методи вимірювання параметрів навколишнього середовища / [В. М. Ісаєнко, Г. В. Лисиченко, Т. В. Дудар та ін.]. – К. : НАУ, 2009. – 312 с.
16. Физика океана / под ред. Ю. П. Доронина. – Л. : Гидрометеоиздат, 1978. – 296 с.
17. Зубрилов С. П. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов / С. П. Зубрилов, Ю. Г. Ищук, В. И. Косовский. – Л. : Судостроение, 1989. – 256 с.
18. Пат. 90739 Україна, B 63 B 35/32, E 02 B 15/04. Самохідний нафтосміттєзбирач / О. І. Демков. – № A200803395 ; заявл. 17.03.2008 ; опубл. 25.05.2010. Бюл. № 10.

Раздел 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

УДК 65.011.56

Умеров Э. А., Зекерьяев Р. И.

ОПЫТ ПОСТРОЕНИЯ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АНАЛИТИЧЕСКОЙ БАЗЫ ЗНАНИЙ ДЛЯ АНАЛИЗА СИТУАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ РЕГИОНАЛЬНЫМ РЫНКОМ ТРУДА

Розглянуто та проаналізовано результати технічного проектування та розробки пробної версії експертної системи аналітичної бази знань. Практично апробована можливість модельного подання знань про макроекономічну систему.

Ключові слова: *інтелектуальні інформаційні системи, база знань, фреймова модель знань, регіональний ринок праці.*

Рассмотрены и проанализированы результаты технического проектирования и разработки пробной версии экспертной системы аналитической базы знаний. Практически апробирована возможность модельного представления знаний о макроэкономической системе.

Ключевые слова: *интеллектуальные информационные системы, база знаний, фреймовая модель знаний, региональный рынок труда.*

Reviewed and analyzed the results of the technical design and development of expert system for trial analytical knowledge base. Practically tested the possibility of the model representation of knowledge about the macroeconomic system.

Key words: *intelligent information systems, knowledge base, frame model knowledge, regional labor market.*

Постановка проблемы. Процессы управления современными социально-экономическими системами сложны из-за непредсказуемости их поведения в условиях случайного воздействия различных факторов рынка, имеющих внутреннее или внешнее происхождение. Этим, в частности, мотивируется обоснованность государственного регулирования экономических отношений, которая на рынке должна опираться на достоверную оценку сложившейся ситуации и понимание появляющихся при этом закономерностей. Все это требует привлечения экспертных знаний соответствующей проблемной области, а также получения новых знаний об исследуемом объекте, которые характеризуют складывающуюся экономику его поведения. Последнее нуждается в реализации online обработки информационных данных, поступающих от объекта и окружающей его среды, с последующим интеллектуальным анализом результатов [1; 2]. Решение таких задач в ручном режиме или даже с привлечением отдельных прикладных программных средств (например, Microsoft Office Excel, Mahtcad и т. д.) малоэффективно в силу своей неоперативности. Поэтому любые попытки автоматизации процессов обработки информации, получения и использования знаний, способствующих быстрому и обоснованному принятию управленческих решений по отношению к большим и сложным системам, являются актуальными и весьма востребованными в органах государственного управления экономикой и для экономики в целом.

Анализ литературы. Как показал анализ работ, опубликованных в рамках обозначенного направления [3–8], в настоящее время проявляется активный интерес исследователей и разработчиков к проблеме создания автоматизированных интеллектуальных информационных систем (АИИС), предназначенных для интеллектуального обеспечения управления сложными системами и поддержки принятия решений. В большинстве публикуемых работ описываются подходы, методы решения интеллектуальных задач и конкретные практические разработки, касающиеся регулирования поведения систем с детерминированным описанием, либо решение узкоспециализированных задач типа медицинской диагностики или прогнозирования динамики четко измеряемых значений параметров (например, курсов валют).

Однако все больший интерес вызывают слабоструктурированные задачи с наличием неопределенностей разного рода. Каждая такая задача, как правило, имеет эксклюзивное конструктивное и технологическое решения, соответствующие особенностям функционирования исследуемой системы в конкретно складывающихся условиях и поэтому заслуживают отдельного внимания.

Цель настоящей **статьи** – рассмотреть результаты практической апробации модельного представления макроэкономических знаний для построения и использования структурных компонентов автоматизированной интеллектуальной информационной системы (АИИС), предназначенной для анализа ситуации и выработки управленческих решений в сложной социально-экономической системе.

Материал статьи отображает результаты исследований, проводимых по плану НИР в ПНИЛ ЭКИСУ КИПУ.

Изложение основного материала. Проведенные исследования касаются поиска методов, пригодных для модельного представления знаний, объясняющих поведение макроэкономических систем в тех или иных ситуациях и достаточных для выработки управленческих решений, обеспечивающих сохранение их устойчивого равновесия или развития.

Краткая характеристика и методическая основа моделирования предметной области знаний. В качестве объекта, по отношению к которому определялась предметная область знаний, была выбрана социально-экономическая система регионального рынка труда.

Территориальный рынок труда (к которому относится и региональный рынок) является одним из трех главных рынков, на которых формируются современные рыночные экономические отношения [9; 10]. Конкретная значимость рынка труда заключается в том, что именно через него распределяется по своим направлениям, отраслям народного хозяйства и даже по фирмам и профессиям наиболее важный ресурс экономики – труд. Именно рынок труда через трудовые ресурсы и трудовой потенциал населения региона [11; 12] отображает количественное и качественное состояния имеющейся рабочей силы, формирует спрос и предложение на нее, определяя цену (стоимость) труда.

Как социально-экономическая система региональный рынок труда представляет собой сложный объект с комбинированным иерархическим управлением [1], поскольку содержит в себе элементы и механизмы внутреннего и внешнего рыночного управления, а также структуру регионального государственного регулирования. При этом она также подчинена внешней управляющей системе – национальной государственной системе управления экономикой и внешним экономическим отношениям, сформированным на взаимодействующих друг с другом национальных рынках: товаров и услуг, труда и капитала [7].

Экономическая теория анализирует состояние рынка труда через взаимодействие спроса и предложения на труд (основные зависимости на рис. 1), анализируя возможность управления рынком как ценовое регулирование, направленное на возвращение рынка в положение устойчивого равновесия (точка «О» на рис. 1), где равновесная стоимость труда определяет паритет между спросом и предложением, при этом регистрируя ситуацию, приближенную к полной занятости.

Однако учет влияния различных внутренних и внешних факторов и обязательное наличие безработицы, изменяющаяся величина которой является основным моторным фактором динамики нестационарных процессов, происходящих на рынке труда, приводят к необходимости анализа уже не малой окрестности точки «О», а достаточно большой области (заштрихованная область ABCD), которая реально определяет площадь «блуждания» равновесной точки при возможных смещениях кривых спроса и предложения под влиянием различного рода факторов.

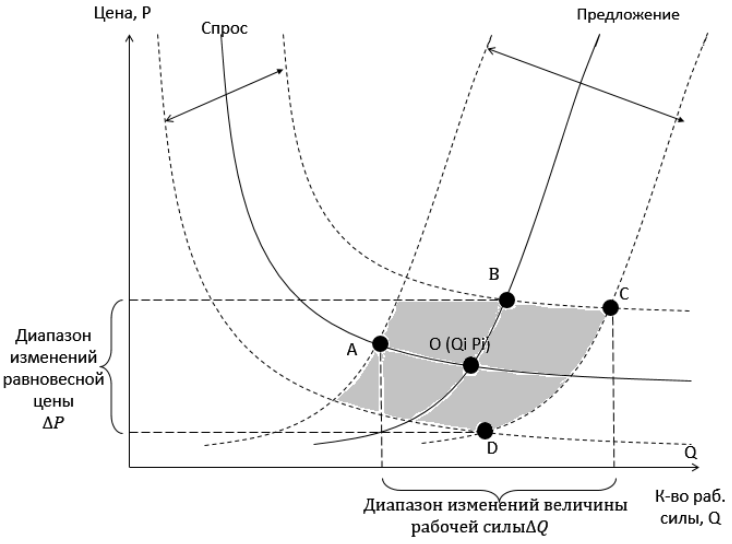


Рис. 1. Область формирования равновесной цены на рынке труда.

Случайное сочетание и случайная глубина проявления различных факторов в конкретный промежуток времени определяет координаты (Q_i, P_i) точки «О» равновесного состояния рынка труда в области ABCD, к которому его необходимо привести путем реализации обоснованных управленческих решений, выбранных из множества альтернатив, предложенных при объективном анализе сложившейся ситуации.

Складывающаяся на рынке труда ситуация должна описываться определенным набором параметров, характеризующих качественные и количественные свойства «рабочей силы», имеющейся в данное время в конкретном регионе; ресурсные и потенциальные характеристики всего населения региона; требования, предъявляемые к наемным работникам со стороны работодателей; социально-экономические и экономические потребности работоспособного населения и возможности региональной экономической системы к удовлетворению данных потребностей [11–13].

Оценка значений этих параметров и характеристик определяет задачу первичной обработки статистических данных, поступающих с рынка труда. Вторичная обработка данных, включающая интеллектуальный анализ временных и функциональных параметрических зависимостей, позволяет синтезировать новые знания, уточняющие описание сложившейся на рынке труда ситуации и конкретизирующие постановку самой задачи управления для ее правильного решения.

Таким образом, системный анализ ситуации и поиск решения задачи по регулированию рынка труда с уточненной постановкой, – составляют методическую основу для технологической разработки интеллектуальной информационной системы (и ее компонентов), предназначенной для поддержки принятия организационных управленческих решений в обозначенной проблемной области.

Выбор модели представления макроэкономических знаний. Технологическая разработка АИИС начинается с выбора и обоснования модели представления знаний предметной области, которая должна обеспечивать возможность хранения знаний в информационной системе в адаптированной для пользователя форме и возможность их использования в построениях алгоритмов решения выбранного класса задач.

Существующее на сегодня множество моделей представления знаний [2; 7; 8] можно разделить на две основные группы в зависимости от подхода к их организации (рис. 2).

Рис. 2. Модели представления знаний.

Особенностью макроэкономических знаний является то, что построенные с их помощью описания объекта, процесса или ситуации слишком общие, достаточно различные и мало определенные (то есть недетерминированные). Правила поведения макроэкономической системы, выведенные из этих знаний и поясняющие логику решения экономических задач, построены на эм-

пирической основе многочисленных наблюдений, недостаточно конкретны и в разных ситуациях могут быть сформулированы различным образом, предлагая подчас противоречивые рекомендации по выбору нужного решения.

Из этого следует, что поиск решения задачи может оказаться достаточно запутанным и долгим. Для повышения оперативности поиска и обоснованности принятия управленческого решения необходимо последовательное прояснение сложившейся в экономической системе ситуации, что может быть реализовано постоянным синтезом новых знаний о системе, которые дополняют экспертные знания, хранящиеся в базе знаний.

Соединение новых и экспертных знаний позволяет создать фрейм в виде специальным образом организованного параметрического набора данных, по которому можно осуществить распознавание ситуации и выбор правила, записанного в виде продукции «если, – то».

Распознавание ситуации может выглядеть как процесс последовательного продвижения от фрейма к фрейму через продукционные правила, выбор которых также происходит с помощью синтезированных новых знаний.

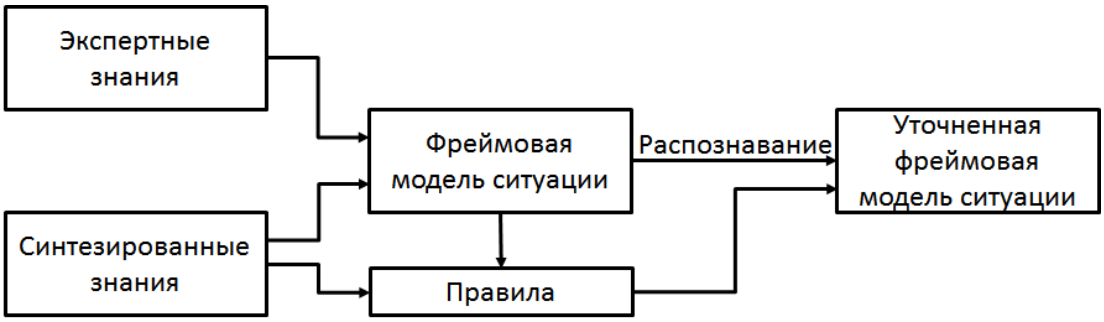


Рис. 3. Упрощенный алгоритм использования знаний.

Построение базы знаний. Для решения задач управления региональным рынком труда в АИИС требуется построение соответствующей базы знаний (БЗ). За основу построения БЗ была выбрана комбинированная фреймово-продукционная модель представления знаний, на основе которой осуществлено пробное построение сетевой структуры.

Вся информация в базе знаний структурно подразделяется на слои фреймов, каждый из которых однозначно определяет и описывает ту или иную ситуацию. Каждый фрейм в своем составе имеет конечное число слотов, которые содержат в себе параметрические информационные данные и краткие логические суждения, не связанные между собой, но при этом составляющие целостную картину конкретной ситуации (рис. 4).

Фреймы, собирающиеся в сети, организованы в виде уровней так, что конечный путь любой логической цепочки завершается на последнем слое с конструкциями решения (рис. 5).

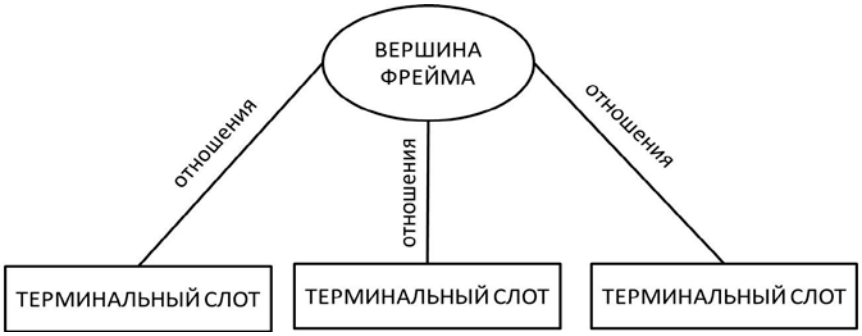


Рис. 4. Схематическое представление фрейма.

Такая структура работает следующим образом: система находит стартовый фрейм, которым наиболее общо и упрощенно характеризуется задача. Далее с помощью продукционных высказываний формируются аналитические пути от фрейма к фрейму. По мере проведения анализа система собирает новые факты, знания и следствия, благодаря которым в итоге формируется набор сведений, характеризующих фрейм либо набор фреймов, четко определяющих методику решения ситуационной задачи. Продвижение по слоям фреймов является билатеральным, что позволяет во время анализа двигаться не только «сверху вниз», но и при необходимости уточнения сведений «снизу вверх». Решение считается принятым тогда, когда система, проанализировав все ситуации, завершила анализ на слое с описанием всевозможных решений.

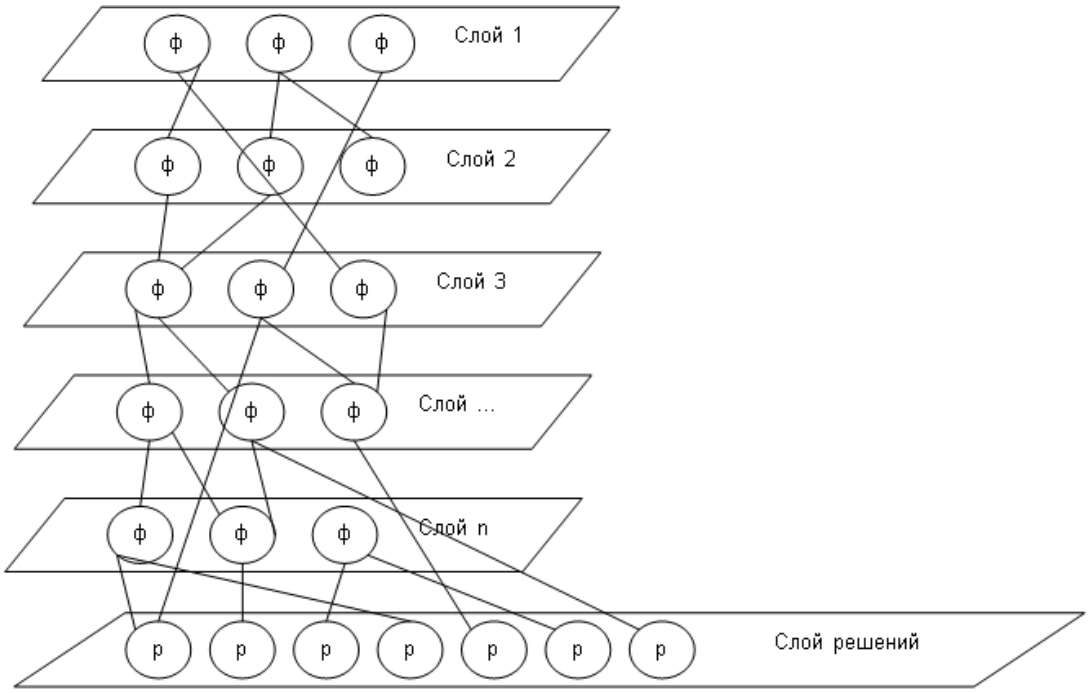


Рис. 5. Слоевая структура.

Необходимо учитывать, что выбранных решений может быть несколько, тогда в зависимости от набора их слотов формируется таблица вероятностей, которая в итоге и определяет рейтинг посещений и необходимые к принятию меры, рекомендуемые для устранения проблемы.

Практическая апробация решения ситуационных задач. Практическая апробация решения ситуационных задач, возникающих на региональном рынке труда, осуществлена в виде проекта АИИС, в котором БЗ сформирована из экспертных знаний предметной области и новых знаний, синтезируемых путем аналитической обработки информационных данных о системе, поступающих извне и хранящихся в базе данных (БД). Создаваемая таким образом аналитическая БЗ использует описанную выше структуру на основе фреймово-продукционной модели представления знаний и выдвинутой гипотезы о том, что данный вариант комбинации моделей окажется достаточным для построения автоматизированной системы по принятию необходимых управленческих решений.

В разработке использован скриптовый язык программирования общего назначения PHP, активно применяемый для создания Web- и GUI-приложений. Была использована программная оболочка и набор дистрибутивов Denwer, обеспечивающая систематизацию и отладку размещения данных, поступающих из интернета и формирующих БД. В качестве системы управления базами данных выбрана MySQL, что объективно обеспечивает нужные решения для малых и средних приложений и соответствующую гибкость за счет поддержки большого количества типов разнообразных таблиц. Для управления и работы с БД MySQL использована мощная графическая утилита Navicat Premium, позволяющая создавать наглядный и удобный интерфейс с подключением к локальным и удаленным серверам и представлением ряда необходимых инструментов.

Разрабатываемый программный проект был предварительно апробирован в тестовом варианте, для которого в качестве области анализа и поиска решений была выбрана медицинская диагностика. Данный выбор связан с тем, что предметная область медицинской диагностики гораздо более освоена, в большей части детерминирована и обеспечивает возможность изучения эффективности применения комплексной продукционно-фреймовой модели представления знаний и методики формирования аналитической системы в поиске решений. В процессе апробации на тестовом проекте медицинского анализатора была успешно решена задача определения вероятного диагноза болезни на основе анализа получаемой информации и подбора медикаментозного лечения, что позволило приступить к разработке основного проекта.

Первая стадия основного проекта предусматривает возможность поиска решений в узкой области традиционных методов борьбы с безработицей в конкретном районе экономического региона при общем анализе наблюдаемого спроса и предложения по профессиям с подключением ресурсов (в том числе трудовых) региона в целом.

Укрупненная структура разработанной АИИС представлена на рис. 6.

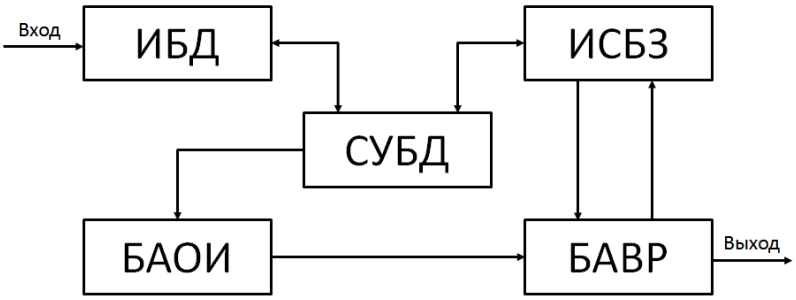


Рис. 6. Структура АИИС.

Все необходимые данные о состоянии рынка труда поступают в online режиме и систематизируются в информационной базе данных (ИБД), которая формируется в составе 4 таблиц:

- таблица спроса и предложения сохраняет соответствующие сведения по разным профессиональным сферам в различных регионах;
- таблица классификатора профессий содержит сведения обо всех видах профессий по профессиональным сферам с их описанием;
- таблица профессий содержит в себе необходимые сведения о профессиях, зарегистрированных в регионе с указанием их названия;
- таблица рекомендаций содержит перечень и описание методов и мероприятий, рекомендуемых для борьбы с безработицей и ее стабилизацией.

СУБД управляет манипуляцией и выборкой нужных данных по согласованной рекомендации информационно-справочной базы знаний (ИСБЗ), отправляя их в блок аналитической обработки информации (БАОИ) (рис. 6). БАОИ обеспечивает оценку состояния рынка труда в каждом районе и в целом по региону по каждой из зафиксированных профессий и позволяет сделать кратковременный прогноз.

Результаты обработки попадают в блок анализа и выработки решений (БАВР), в котором соответствующие модули анализируют возникшую ситуацию, определяют уровень ее критичности, идентифицируют ее по фреймам ИСБЗ и генерируют возможный вариант решения, исходя из недостатка или избыточности соответствующих рабочих мест. Здесь же располагается модуль системной статистики, который обобщает результаты обработки и анализа данных и фиксирует усредненные характеристики системы регионального рынка труда.

Выводы. Управление и государственное регулирование функционированием в сложных и больших социально-экономических системах невозможно эффективно осуществлять в ручном режиме с полукачественными оценками сложившейся ситуации. Для этого требуется внедрять и широко использовать автоматизированные информационные системы, которые в состоянии обеспечить не только оперативную обработку поступающей от управляемой системы информацию, но и предложить варианты решения проблемы благодаря интеллектуальным технологиям, опирающимся на экспертные и синтезируемые знания об объекте управления в соответствующей предметной области.

Макроэкономические знания можно достаточно успешно моделировать на базе комплексного использования продукционно-фреймовой модели представления знаний, что позволяет реализовать современными средствами программирования экспертную систему выработки управленческих решений. Изложенный выше опыт разработки такой системы, продемонстрированный на примере макроэкономической системы регионального рынка труда, открывает возможности ее совершенствования как применительно к рассматриваемому объекту, так и для других аналогичных объектов в проблемной области их регулирования и управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Згуровський М. З. Основи системного аналізу / М. З. Згуровський, Н. Д. Панкратова. – К. : Видавнича група BHV, 2007. – 544 с.
2. Башмаков А. И. Интеллектуальные информационные технологии : учебное пособие / А. И. Башмаков, И. А. Башмаков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 304 с.
3. Бігдан В. Б. Програмні засоби прийняття рішень в задачах аналізу динаміки економічної ситуації регіонів / В. Б. Бігдан, В. М. Горбачук, Ю. М. Чорний // Проблеми програмування. – 2008. – № 2–3. – С. 742–748.
4. Борисова А. В. Анализ сложных систем с использованием метода нечетной логики / А. В. Борисова, Д. А. Татарчук // Системний аналіз та інформаційні технології : матеріали 12-ї Міжнародної науково-технічної конференції SAIT 2010, Київ, 25–29 травня 2010 р. / ННК «ІПСА» НТУУ «КПІ». – К. : ННК «ІПСА» НТУУ «КПІ», 2010. – С. 206.
5. Умеров Э. А. Современные экспертные информационные системы в решении экономических задач / Э. А. Умеров, Т. Я. Зевриев // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 17. Экономические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2009. – С. 159–163.

6. Умеров Э. А. Построение хранилищ данных ИСППР / Э. А. Умеров, Э. А. Усеинов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 17. Экономические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2009. – С. 163–168.
7. Экономика : учебник / под ред. А. С. Булатова. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Юристъ, 2002. – 896 с.
8. Экономика труда : учебно-методическое пособие / Институт труда Минтруда России (НИИ труда). – М. : ЗАО «Динстатинформ», 2001. – 490 с.
9. Умерова С. Э. Синтезированная методика классификации и оценки потенциальных характеристик населения региона / С. Э. Умерова // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 12. Экономические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2008. – С. 238–243.
10. Денисов Г. Г. Региональная экономика и управление : учебник / Г. Г. Денисов, В. П. Орешин. – М. : ИНФРА-М, 2007. – 736 с.
11. Экономическая статистика : учебник / под ред. Ю. Н. Иванова. – [3-е изд., перераб и доп.]. – М. : ИНФРА-М, 2007. – 736 с.
12. Мигас С. С. Интеллектуальные информационные системы : конспект лекций / С. С. Мигас. – СПб. : ГИЭУ, 2009. – 160 с.

УДК 65.011.56

Зекерьяев Р. И., Умеров Э. А.

ПРОГРАММНЫЙ МОДУЛЬ ДИАГНОСТИКИ ЗАБОЛЕВАНИЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МЕДИЦИНСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПАЦИЕНТОВ

Представлені результати розробки автоматизованого діагностичного модуля для інтелектуальної інформаційної системи медичного обслуговування пацієнтів.

Ключові слова: *інтелектуальні інформаційні системи, автоматизована діагностика, експертні системи, медичне обслуговування.*

Представлены результаты разработки автоматизированного диагностического модуля для интеллектуальной информационной системы медицинского обслуживания пациентов.

Ключевые слова: *интеллектуальные информационные системы, автоматизированная диагностика, экспертные системы, медицинское обслуживание.*

Presents the results of an automated diagnostic module for intelligent information system about medical service.

Key words: *intelligent information systems, automated diagnosis, expert systems, medical service.*

Постановка проблемы. Современная медицинская диагностика должна характеризоваться приемлемой скоростью и точностью установления правильного диагноза, что позволяет повысить эффективность лечения пациентов, обеспечивая их уверенное выздоровление и возвращение к нормальной жизнедеятельности. Сложность медицинской диагностики определяется как особенностями реакции на одну и ту же болезнь у каждого отдельного организма, так и существенно увеличившимся разнообразием вариантов (штаммов) заболеваний. Успешное диагностирование базируется на солидном объеме знаний и опыте практикующих врачей-экспертов. Появление все новых медицинских препаратов и разнообразных лекарств, постоянное обновление медицинской техники и методик лечения приводят к усложнению процесса анализа, диагностики, назначения клинических процедур и медикаментозного лечения. Консультативную помощь в подобных ситуациях могут оказывать автоматизированные интеллектуальные информационные системы поддержки принятия медицинских решений.

При этом необходимо учитывать, что число решаемых медицинских задач постоянно растет, в частности, появляются новые критерии анализа заболеваний, таких, например, как своевременность и полнота представляемой информации. Все это обуславливает необходимость дальнейшего развития методологии и практики проектирования аналитических информационных систем в области медицины, которые должны не только обеспечивать выполнение требований по максимальной эффективности использования технического и программного обеспечения, но и учитывать возможные ограничения в способностях и подготовке лечащего врача.

Таким образом, разработка эффективной медицинской информационной системы является комплексной проблемой, которая включает в себя анализ требований пользователей, синтез процесса диалога пользователя и системы, а также разработку программы, которая будет осуществлять принятие правильного решения.

Анализ литературы. Как показал анализ работ, опубликованных в рамках обозначенного направления [1–3], в настоящее время существу-

ет целый ряд разработок информационных систем, предназначенных для обеспечения управления процессами в области медицины. В большинстве публикуемых работ описываются подходы, методы решения интеллектуальных задач, связанных с амбулаторным и стационарным обслуживанием, ведением протоколов лечения, обслуживанием медицинского снабжения и т. д. К сожалению, все эти системы являются статическими, а выполняемые ими задачи являются однотипными и не предполагают дальнейшего развития. Однако все больший интерес вызывают задачи с наличием разного рода неопределенностей. Каждая такая задача, как правило, имеет особое конструктивное и технологическое решения, которые соответствуют особенностям функционирования медицинской системы в конкретно складывающихся условиях и поэтому заслуживает отдельного внимания. Одной из таких задач является медицинская диагностика и определение заболеваний с сопутствующим назначением лечения, что и объясняет актуальность данного исследования.

Целью статьи является сообщение о результатах разработки методики и технологии проектирования работы программного модуля диагностики заболеваний информационной системы медицинского обслуживания пациентов.

Изложение основного материала. Предлагаемый программный модуль медицинской диагностики является независимым, самодостаточным, подключаемым и расширяемым прикладным программным обеспечением. К его составляющим можно отнести базу данных, построенную на основе технологий MySQL, и диалоговую программную оболочку для взаимодействия пользователя и системы. Автоматический и интерактивный режимы диалога поддерживаются путем обращения и обмена информацией с базой знаний, выполняющей роль стороннего медицинского эксперта.

Взаимодействие с базой знаний осуществляется системой управления ею, которая обеспечивает возможность проведения анализа состояния пациента и процесса протекания или развития болезни. При этом из базы данных запрашиваются очередные данные результатов проведенных по назначению врача анализов, которые уточняют поиск и составление диагноза, определяя по нему метод лечения и соответствующие медикаменты.

База знаний программного модуля построена по принципу фреймовой модели и представима в виде соотношений набора фреймов, набора слотов и отношений между ними [4; 5]. При этом предлагаемая структура фреймов отличается от стандартной своей многомерностью. Конкретно фреймы могут выступать в качестве слотов для других фреймов, что создает иерархическую структуру, в которой может проводиться двойной анализ «сверху вниз» и «снизу вверх». Помимо этого, элементы структуры могут меняться приоритетами таким образом, что фреймы «главный» и «зависимый» становятся соответственно «зависимым» и «главным».

Все эти особенности организации системы позволяют максимально увеличить ее производительность и качество работы без потерь со стороны ресурсов аппаратного и системного программного обеспечения платформы (рис. 1).

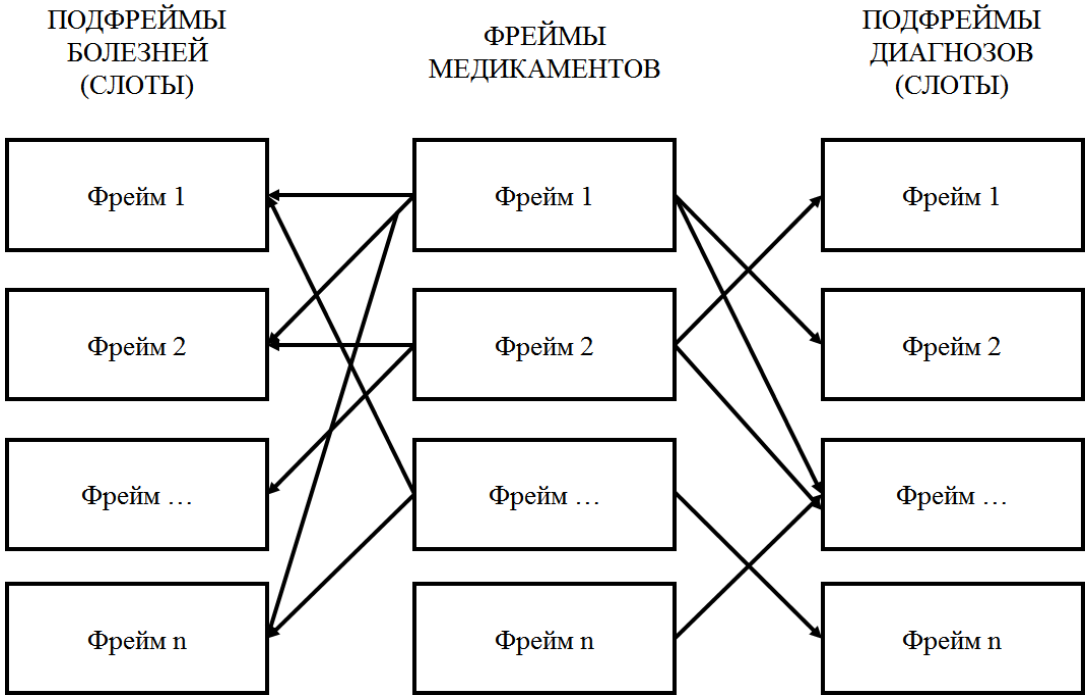


Рис. 1. Структура фреймов при решении задачи о назначении медикаментозного лечения.

Принцип работы системы программного обеспечения модуля основан на поэтапной обработке информации, которая в итоге приводит к конечному результату (рис. 2). Методика и технология обработки представлена последовательным алгоритмом, каждый этап которого может содержать несколько технологических процедур или операций, связанных с применением различных методов обработки информации, реализованных путем обращения к известным прикладным программным пакетам, либо применения эксклюзивного программного продукта.

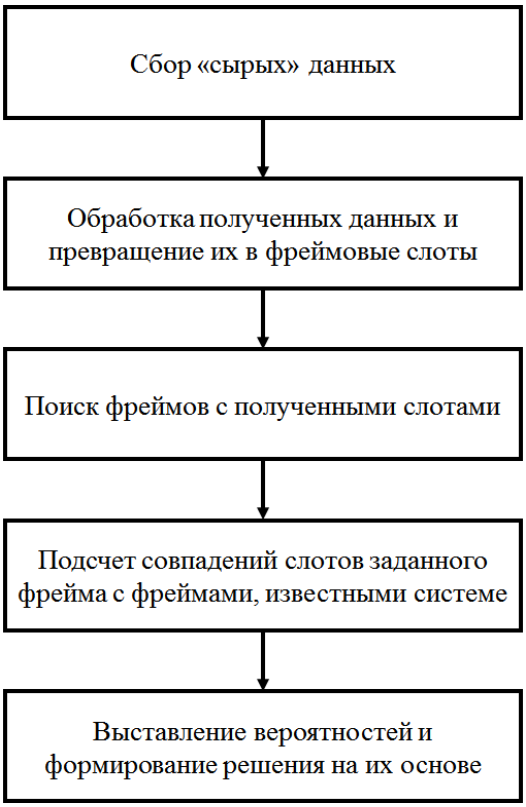


Рис. 2. Обработка данных в системе.

На этапе сбора «сырых данных» пользователю предлагается путем многозначного выбора указать детали ситуации, которыми она характеризуется. В данном случае это могут быть симптомы болезни, особенности состояния организма пациента и т. д.

На следующем шаге система превращает сырые данные в слоты, которые система запоминает как необходимые к проработке. Особым явлением данного этапа является то, что «сырые данные», полученные на входе, на выход подаются уже в том виде, в котором система может полноценно с ними работать.

Третий этап содержит в себе основные аналитические действия программы. Здесь каждый рабочий слот сверяется с общим списком слотов, известных системе, обеспечивая выполнение процедуры распознавания образа, а также устанавливаются связующие отношения между каждым из них и соответствующими им фреймами.

На следующем этапе программа выставляет и анализирует количество совпадений рабочих слотов со слотами фреймов в системе. Именно они являются первичными показателями соответствия заданной пользователем ситуации фреймовым ситуациям, известным системе.

На последнем шаге происходит обработка показателей, полученных на прошлом этапе. Здесь высчитывается вероятность соответствия каждого фрейма по отношению к данным, введенным пользователем. При этом та ситуация, чья вероятность является наивысшей, расценивается системой как решение для ситуации. Оно же предлагается пользователю в качестве ответа на поставленную задачу.

Системные требования. Поскольку программный модуль диагностики заболеваний информационной системы медицинского обслуживания пациентов является независимым прикладным программным обеспечением, он имеет свои требования к аппаратной и программной платформе персонального компьютера, на котором будет использоваться:

- поддерживаемые операционные системы: семейство Windows (XP, 7, 8);
- свободное место на диске: 20 Мб;
- минимальная оперативная память: 128 Мб;
- рекомендуемая оперативная память: 512 Мб;
- устройства ввода: мышь и клавиатура.

Выводы. Применение аналитических информационных систем в области медицины становится все более распространяющимся явлением. Однако основные области, затрагиваемые ими, касаются лишь статистической обработки и протоколирования данных, в то время как наиболее востребованными являются системы по оперативному и качественному принятию решений в сложных и неоднозначных ситуациях.

Предлагаемый программный модуль диагностики заболеваний информационной системы медицинского обслуживания пациентов как раз является такой системой. Его основными задачами являются оперативная диагностика заболевания пациента, а также назначение наиболее эффективного медикаментозного лечения с учетом всех особенностей организма данного пациента.

Апробированная в процессе разработки модуля технология и модели представления экспертных знаний могут послужить методической основой для разработки интеллектуальных систем по обеспечению управления сложными объектами в условиях случайно складывающихся ситуаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Интеллектуальные системы в клинической медицине / [Г. И. Назаренко, Г. С. Осипов, А. Г. Назаренко, А. И. Молодченков] // Информационные технологии и вычислительные системы. – 2010. – Выпуск 1. – С. 31–34.
2. Жариков О. Г. Экспертные системы в медицине / О. Г. Жариков, А. А. Литвин, В. А. Ковалёв // Медицинские новости. – 2008. – № 10. – С. 44–47.
3. Колешко В. М. Экология и компьютерная диагностика человека / В. М. Колешко, Н. В. Хмурович, А. А. Хмурович. – Минск : БИТА, 1996. – 41 с.
4. Башмаков А. И. Интеллектуальные информационные технологии : учебное пособие / А. И. Башмаков, И. А. Башмаков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 304 с.
5. Романов В. П. Интеллектуальные информационные системы в экономике : учебное пособие / В. П. Романов ; [под ред. Н. П. Тихомирова]. – М. : Экзамен, 2003. – 496 с.