

ИНТЕРСТРОЙМЕХ–2022

МАТЕРИАЛЫ XXVI МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

12-14 октября 2022 г., Ярославль

*К 50-летию кафедры
«Строительные и дорожные
машины» ЯГТУ*



Ассоциация поддержки
научных исследований



ЯРОСЛАВСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

DM Завод
Дорожных Машин

АСКОН



100 ЯРОСЛАВСКИЙ ЗАВОД
КРАСНЫЙ МАЯК



ПОЛИТЕХ
Санкт-Петербургский
Государственный Университет
Петро-Волковская



KOZYBAYEV
UNIVERSITY



Farg'ona
Politehnika
Institutii

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Ярославский государственный технический университет»

ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2022

**Материалы XXVI Международной
научно-технической конференции**

12-14 октября 2022 г., Ярославль

Электронное издание

Ярославль
Издательство ЯГТУ
2022

© Ярославский государственный технический университет, 2022
ISBN 978-5-9914-0985-8

УДК 621.86+65.011.56+69.002.5

ББК (38.6-44)+(38.6-5)+32.966

И68

Организаторы конференции:

Ярославский государственный технический университет,
Ассоциация поддержки научных исследований, г. Барнаул

Ответственные редакторы:

В.А. Зорин, д.т.н., проф., зав. кафедрой «Производство и ремонт автомобилей и дорожных машин» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ) (г. Москва);

И.С. Тюремнов, к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Строительные и дорожные машины» Ярославского государственного технического университета

И68 ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2022: материалы XXVI Международной научно-технической конференции, 12-14 октября 2022 г., Ярославль. – Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2022. – 332 с. – 1 CD-ROM. – Систем. требования: PC Pentium IV, 512 Мб ОЗУ, Microsoft Windows XP/7, Adobe Acrobat Reader, дисковод CD-ROM, мышь. – Текст : электронный.

В сборнике представлены научные исследования и инновационные разработки вузов Российской Федерации и стран СНГ в области строительного и дорожного машиностроения и производства строительных материалов и изделий. Тематика охватывает вопросы теории, конструкции и расчета подъемно-транспортных, строительных, дорожных и коммунальных машин; трансмиссий и приводной техники; технологии и оборудования производства строительных и дорожно-строительных материалов и изделий; автоматизированных систем в строительстве и машиностроении; производства, эксплуатации и ремонта подъемно-транспортных, строительных, дорожных и коммунальных машин и оборудования.

Конференция приурочена к 50-летию кафедры «Строительные и дорожные машины» ЯГТУ.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и студентов технических вузов.

Материалы публикуются в авторской редакции.

Ответственность за достоверность сведений, приведенных в опубликованных материалах, несут авторы.

Минимальные системные требования:

PC PentiumIV, 512 Мб ОЗУ, Microsoft Windows XP,
Adobe Acrobat Reader, дисковод CD-ROM, мышь

© Ярославский государственный технический университет, 2022

Программное обеспечение:
Microsoft Office Word, Adobe Acrobat

Программное обеспечение для воспроизведения электронного издания:
Adobe Acrobat Reader, браузеры Google Chrome, Yandex

Редакторы: Л.С. Кокина, В.Б. Доронина

Ответственная за электронное издание Л.С. Кокина

Объем издания 10,4 Мб
Тираж 50 экз.

Комплектация издания 1 CD-ROM

Ярославский государственный технический университет
150023, г. Ярославль, Московский пр., 88
<http://www.ystu.ru>

Контактный телефон: 8 (4852) 44-12-70

Содержание

Секция 1 «ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН»

1	М.Д. Герасимов, Н.С. Любимый, В.Г. Рязанцев, А.А. Польшин, А.А. Тихонов. ЧИСЛЕННОЕ СООТНОШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВЫХ, НАПРАВЛЕННЫХ И АСИММЕТРИЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН.....	7
2	Р.Ж. Тожиев, Э.М. Юнусалиев, И.Н. Абдуллаев. ГАЗОДЕТОНАЦИОННЫЙ МЕТОД МОНИТОРИНГА СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ.....	13
3	К.П. Манжула, А.Ю. Шлепетинский. КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В СТЫКОВЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ПРИ ИЗГИБЕ.....	29
4	В.А. Пенчук, В.А. Сидоров, В.В. Пенчук. ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ МОНТАЖНЫХ РАБОТ ПРИ ВЫСОТНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ.....	37
5	Б. Рахманов, С. Раззаков, И. Абдуллаев. ФОТОСТАБИЛИЗИРОВАННЫЕ СИНТЕТИЧЕСКИЕ СТРОПЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ НА ОСНОВЕ МЕСТНОГО СЫРЬЯ.....	51
6	А.Ю. Прусов, Д.А. Максимов. ОПЫТ СОЗДАНИЯ ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ КАК ИЛЛЮСТРАЦИЯ ПРОЦЕССА ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В ЛИФТОВОЙ ОТРАСЛИ.....	57
7	А.П. Смоляр, В.И. Матвеевко. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТРОПОВОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ.....	67
8	В.И. Гаричко, И.А. Лагеров. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ.....	78
9	Д.С. Алешков, П.А. Корчагин, И.А. Тетерина. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО И ВЕРТИКАЛЬНОГО ПИТАТЕЛЕЙ РОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯ.....	83
10	В.А. Жулай, В.Л. Тюнин, Д.Н. Дегтев, А.Н. Щенко. УЛУЧШЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ КОЛЁСНОГО ТЯГАЧА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	95
11	М.Ф. Закиров, В.П. Баранчик. МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА РАЗРУШЕНИЕ ГРУНТА И ГОРНОЙ ПОРОДЫ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН.....	102
13	О.М. Шеметова, Ю.М. Фадин. ПНЕВМОСМЕСИТЕЛЬ И ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ЕГО РАСЧЕТА.....	110
14	Ха Фыок Чи, М.А. Косов, А.Г. Савельев. РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА ВНЕШНЕГО ШУМА ПРИ УСКОРЕННОМ РАЗГОНЕ И ТОРМОЖЕНИИ ДЛЯ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН.....	115

- 15 **Ха Фыок Чи, А.Г. Савельев.** ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ УДАРА ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ КАБИНЫ ROPS..... 125
- 16 **О.И. Чудаков.** АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ И СИНТЕЗ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ..... 134

Секция 2 «БАЗОВЫЕ И ВЕЗДЕХОДНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСМИССИИ И ПРИВОДНАЯ ТЕХНИКА»

- 17 **В.А. Сак, Д.Ю. Погорелов, Р.В. Ковалев.** МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»..... 143
- 18 **Н.Н. Трушин, В.Ю. Анцев, А.В. Плясов.** КОМПЛЕКС СХЕМОТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН..... 156
- 19 **О.И. Чудаков, В.Б. Холоденко.** ОБЗОР И АНАЛИЗ СХЕМ ГИБРИДНОГО ПРИВОДА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ 170

Секция 3 «ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ»

- 20 **В.А. Пенчук, В.А. Сидоров.** ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ «СТАРОГО» ОБОРУДОВАНИЯ ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫХ ЛИНИЙ..... 188
- 21 **Г.В. Селиверстов, С.А. Мотевич.** ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ ТОРФЯНЫХ ГРУНТОВ В АППАРАТАХ С ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ МАГНИТНЫМИ ПОЛЯМИ..... 197
- 22 **Л.А. Сиваченко, М.С. Кузьменкова.** СОРТИРОВОЧНО-ОБОГАТИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ТВЕРДЫХ КОММУНАЛЬНЫХ ОТХОДОВ (ТКО)..... 203
- 23 **Ю.В. Силаева, С.А. Тумаков.** ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПИЛОНОВ НА ОБЩУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ЗДАНИЯ..... 211

Секция 4 «АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ И МАШИНОСТРОЕНИИ»

- 24 **М.Н. Артеменко, П.А. Корчагин, И.А.Тетерина.** СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РОБОТИЗИРОВАННОГО ДОРОЖНОГО КАТКА..... 218
- 12 **Д.А. Роцин.** ТЕХНОЛОГИЯ ВИДЕОГРАММЕТРИЧЕСКОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ И ПРОИЗВОДСТВА ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ..... 228
- 25 **М.А. Романович, В.С. Прокопенко, А.А. Романович, И.В. Апухтина.** УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ ВАЛКОВ ОТ ПЕРЕГРУЗОК..... 237

**Секция 5 «ПРОИЗВОДСТВО, ЭКСПЛУАТАЦИЯ
И РЕМОНТ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ,
ДОРОЖНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН»**

26	А.К. Аноприенко, А.С. Сидорова. РАЗРАБОТКА СТЕНДА С ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ ДЛЯ РЕМОНТА РАДИАТОРОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ.....	245
27	И.С. Болотников. ВЛИЯНИЕ ПЛЕТЕНИЯ ВОЛОКНИСТЫХ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	251
28	Ю.И. Густов, И.В. Воронина. ТРИБОДЕФОРМАЦИОННЫЕ СТЕПЕНИ ИЗМЕНЕНИЯ ТВЕРДОСТИ ШАРНИРНЫХ ПАР СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ.....	257
29	А.О. Дворянкин, Н.И. Баурова. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНОЙ ВЯЗКОСТИ ИЗДЕЛИЙ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ 3D-ПЕЧАТИ ПОСЛЕ ВЫДЕРЖКИ ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ....	263
30	А.А. Елепов, А.В. Кучин, В.Д. Лебедев, Н.В. Екимовский. СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ.....	271
31	В.А. Зорин, Мохаммад Ростамнан. УПРАВЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТЬЮ И РИСКАМИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	278
32	А.Н. Котомчин, В.А. Зорин. УСЛОВИЯ ПОЛУЧЕНИЯ КАЧЕСТВЕННЫХ ХРОМОВЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗ ХОЛОДНОГО САМОРЕГУЛИРУЮЩЕГОСЯ ЭЛЕКТРОЛИТА ХРОМИРОВАНИЯ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ ПРИ ГИДРОАБРАЗИВНОМ ИЗНАШИВАНИИ.....	285
33	Е.А. Косенко. ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА ГИБРИДНОЙ МАТРИЦЫ УГЛЕПЛАСТИКОВ С ПРИРОДОПОДОБНОЙ СТРУКТУРОЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР.....	294
34	В.В. Мухин, Н.И. Баурова. АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ РЕМОНТНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ С РАЗЛИЧНЫМИ НАПОЛНИТЕЛЯМИ.....	306
35	И.С. Нефёлов. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФИЛАМЕНТА ДЛЯ 3D-ПЕЧАТИ.....	315
36	А.Г. Тимофеева, Н.И. Баурова. ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ НЕТКАНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КАЧЕСТВЕ НАПОЛНИТЕЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	320
37	Б.Г. Ким, Р.А. Насруллоева, М.В. Абрамов. О СТРАТЕГИИ ОСНАЩЁННОСТИ СРЕДСТВАМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ПАРКОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН.....	325

**Секция 1 «ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ,
ДОРОЖНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН»**

УДК 517.925

**ЧИСЛЕННОЕ СООТНОШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВЫХ,
НАПРАВЛЕННЫХ И АСИММЕТРИЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ
ДЛЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН**

**М.Д. Герасимов¹, Н.С. Любимый¹, В.Г. Рязанцев²,
А.А. Польшин², А.А. Тихонов²**

¹Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

²Аспирант, Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

В работе в популярной форме на численных примерах изложены и раскрыты особенности характера изменения круговых, направленных и асимметричных колебаний, применяемых в строительных и дорожных машинах.

Ключевые слова: вибратор, дебаланс, статический момент, вынуждающая сила, асимметричные колебания, коэффициент асимметрии

**NUMERICAL RELATIONSHIP OF THE SAME PARAMETERS
OF CIRCULAR, DIRECTIONAL AND ASYMMETRIC
OSCILLATIONS FOR CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES**

**M.D. Gerasimov¹, N.S. Lyubimy¹, V.G. Ryazantsev²,
A.A. Pol'shin², A.A. Tikhonov**

¹Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

²Postgraduate student, Belgorod State Technological University
named after V.G. Shukhov

In the work, in a popular form, on numerical examples, the features of the nature of the change in circular, directional and asymmetric vibrations used in construction and road machines are set out and disclosed.

Keywords: vibrator, unbalance, static moment, driving force, asymmetric oscillations, asymmetry coefficient

Круговые колебания генерируются непрерывно вращающейся вынуждающей силой $F(H)$, величина которой изменяется в соответствии с выражением

$$F = m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos(\omega_d \cdot t) \quad (1)$$

или

$$F = m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \sin(\omega_d \cdot t), \quad (2)$$

где m_d – масса дебаланса, кг;

r_d – смещение центра массы дебаланса относительно оси вращения, м;

ω_d – квадрат величины угловой скорости дебалансов, рад/с;

t – текущее время, с.

Если принять массу дебаланса, равную $m_d = 1$ кг, радиус смещения центра массы от центра вращения $r_d = 0,1$ м и угловую скорость $\omega_d = 314$ рад/с ($n=3000$ об/мин), то график изменения величины вынуждающей силы вдоль оси Y будет иметь вид косинусоиды (рис. 1).

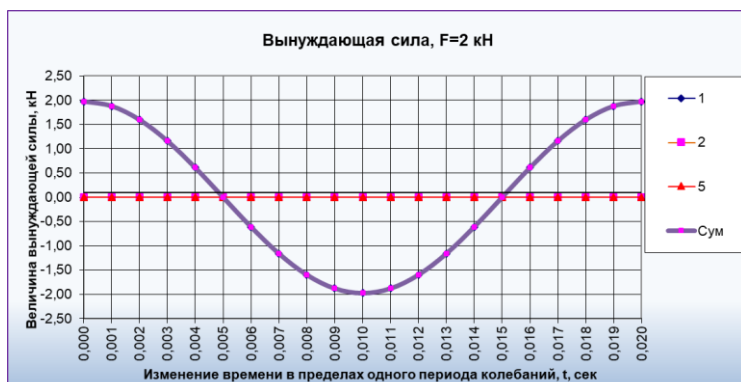


Рис. 1. Проекция вынуждающей силы на ось Y ($F_{\max} = 2,0$ кН)

Модуль амплитудного значения величины вынуждающей силы в положительном и отрицательном направлении составляет 1,97 кН. При этом соотношение модулей составляющих сил на положительном и отрицательном направлении оцениваем коэффициентом асимметрии, равным единице.

$$k_{ac} = \frac{F^+}{|F^-|} = \frac{1,97}{|-1,97|} = 1,0.$$

Направленные колебания, как правило, генерируются двумя вибраторами с круговыми колебаниями, вращающимися в противоположные стороны.

Величина вынуждающей силы вдоль оси Y является суммой (рис. 2) двух величин вынуждающей силы каждого дебаланса, вращающихся навстречу друг другу. Величина суммарной вынуждающей силы вдоль оси X вырождается в ноль:

$$F_Y = m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos \omega_d t + m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos \omega_d t = 2 \cdot m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos \omega_d t.$$

То есть

$$\begin{aligned} F_Y &= 2 \cdot m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \cos \omega_d t, \\ F_X &= m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \sin \omega_d t - m_d \cdot r_d \cdot \omega_d^2 \cdot \sin \omega_d t = 0, \\ F_X &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Соответствующие графики приведены на рис. 2.

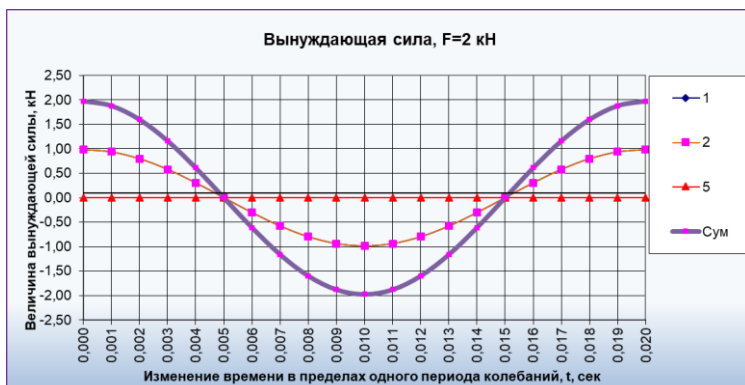


Рис. 2. Проекция вынуждающей силы на ось Y ($F_{\max} = 2.0, F_{\min} = -2.0$ кН)

Таким образом, имеем ту же величину вынуждающей силы в положительном и отрицательном направлении, равную 2 кН, и такой же коэффициент асимметрии $k_{ac} = 1.0$.

Преимущество направленных колебаний: вынуждающая сила направлена непосредственно на полезную работу и не рассеивается по всей конструкции машины.

К недостаткам направленных колебаний можно отнести то, что максимальная величина вынуждающей силы имеет одинаковое значение как в сторону выполнения полезной работы, так и в сторону выполнения холостого хода. Таким образом, с повышением величины вынуждающей силы при направленных колебаниях происходит увеличение динамиче-

ского действия не только на рабочую среду, но и на конструкцию машины, действуя в противоположном направлении.

Асимметричные колебания имеют суммарную величину вынуждающей силы, у которой величина составляющей, направленной на выполнение «полезной работы», существенно превышает по модулю величину составляющей, направленной в противоположном направлении на выполнение «холостого хода», т.е.

$$|F_Y^+| \gg |F_Y^-| \quad (4)$$

Используя исходные данные из предыдущего примера ($F_{\max} = 2.0$ кН), снижаем вдвое величину составляющей вынуждающей силы, действующей в направлении «холостого хода», и строим график (рис. 3).

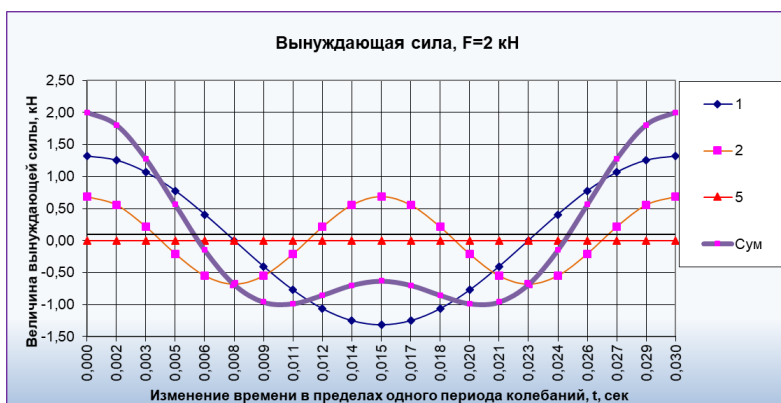


Рис. 3. Проекция вынуждающей силы на ось Y
 $(F_{\max}=2.0, F_{\min} = -1.0$ кН)

Явление асимметрии вынуждающей силы, в противоположных направлениях действия вдоль некоторой прямой, достигается сложением двух гармонических колебаний:

$$F_{\text{сум}} = F_1 + F_2 = m_1 r_1 \omega_{1д}^2 \cdot \cos(\omega_{1д} t) + m_2 r_2 \omega_{2д}^2 \cos(\omega_{2д} t), \quad (5)$$

где $m_1 = 1,52$ кг и $m_2 = 0,19$ кг – соответственно масса дебалансов первого и второго вибратора; $r_1 = r_2 = 0,01$ м – соответственно эксцентриситет центра тяжести дебаланса первого и второго вибратора; $(\omega_{1д} = 209,4$ и $\omega_{2д} = 418,9$ рад/с – соответственно угловые скорости дебалансных валов первого и второго вибратора с направленными колебаниями.

В результате получаем максимальное значение составляющей в положительном направлении, равное $F_{\max} = 2,0$ кН, а в противоположном направлении $F_{\min} = -1,0$ кН. Тогда коэффициент асимметрии вынуждающей силы составляет

$$k_{\text{ас}} = \frac{F^+}{|F^-|} = \frac{2,0}{|-1,0|} = 2,0.$$

Это означает, что величина вынуждающей силы, действующей в сторону обрабатываемой среды, грунта, смеси, составляет 2,0 кН, как и во всех предыдущих случаях, а в сторону конструктивных элементов машины – 1,0 кН, т.е. в два раза меньше. Это позволяет уменьшить нагрузку на конструктивные элементы машины или снизить металлоёмкость машины при проектировании.

Выводы. Асимметричные колебания вибрационных устройств строительных и дорожных машин позволяют существенно, в 2–6 раз, снизить нагрузки на конструктивные элементы строительно-дорожных машин при сохранении рабочей величины вынуждающей силы, определённой для существующего класса машин и используемой в предыдущих конструкциях. Перевод вибрационного рабочего оборудования на асимметричные колебания может осуществляться как при модернизации машин, так и на стадии их предварительного проектирования.

Исследование выполнено за счет научного проекта № МЛ-6/21 от 22.11.2021 по теме «Повышение эффективности процесса получения деталей строительных машин из композитных материалов, за счёт применения топологической оптимизации формы».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анищенко В.С. Сложение колебаний в простых системах. 2-е изд., доп. М.: URSS, 2009. 320 с.
2. Асташев В.К. Нелинейные явления и стабилизация резонансных режимов в ультразвуковых технологических системах / В.К. Асташев, Н.А. Андрианов, Е.Б. Семёнова // В сб. «Нелинейные проблемы теории колебаний. Вибрационная механика». Ин-т проблем машиностроения РАН. СПб.: Наука, 2009. 528 с. С. 147–164.
3. Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В.А. Бауман, И.И. Быховский. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.

4. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. / Отв. ред. В.Н. Челомей. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавенделя. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
5. *Вайсберг Л.А.* Проблемы динамики, прочности теории рабочего процесса вибрационных грохотов для переработки минерального сырья. Дис...д-ра техн. наук. СПб., 1999.
6. *Герасимов М.Д.* Теоретические исследования получения асимметричной вынуждающей силы вибропогружателей / *М.Д. Герасимов, В.А. Степанищев* // Фундаментальные исследования. 2014. № 5. Ч. 3. С. 473-476.
7. *Gerasimov M.D.* Methods for generating asymmetric oscillations in vibration devices / *M.D. Gerasimov, V.G. Ryazantsev, Z.M. Kostoev* // Lecture Notes in Civil Engineering. 2021.
8. Расчетное обоснование применения композитных металл-металлополимерных деталей при производстве функциональных конструкций / *Н.С. Любимый, А.А. Польшин, А.А. Тихонов, М.Д. Герасимов, В.Г. Рязанцев, Б.С. Четвериков, С.И. Анциферов, А.А. Романович* // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2022. № 5. С. 22-27. DOI: 10.14489/hb.2022.05.
9. *Герасимов М.Д.* Патент RU2740282 С1. Способ генерирования направленных инерционных асимметричных колебаний рабочего оборудования вибрационных машин. Опубл. 12.01.2021, Бюл. № 2.

ГАЗОДЕТОНАЦИОННЫЙ МЕТОД МОНИТОРИНГА СЕЙСМОСТОЙКОСТИ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Р.Ж. Тожиев, Э.М. Юнусалиев, И.Н. Абдуллаев

Ферганский политехнический институт

Изложены вопросы изучения сейсмостойкости проектируемых, строящихся, возведённых и эксплуатируемых зданий и сооружений путем вызова колебаний грунта с помощью агрегата, основанного на принципах газодинамики. Статья состоит из трёх взаимно дополняющих друг друга частей. В первой части изложены основные закономерности процесса детонации, параметры ударной волны и газодинамического потока, которые послужили основой для выбора концепции системы детонационно способной смеси и принципов регулировки выходных параметров рабочего процесса, необходимого для образования детонационной (ударной) волны, являющейся “инструментом” силового воздействия и вызывающей колебания грунта, основания и соответственно – здания с его конструкциями. Во второй части представлен принцип работы газодинамического агрегата, а также разработанная схема детонационной трубы и ударной волны с общим видом установки, вызывающей детонационную волновую энергию. И в третьей части кратко представлены основы проведения эксперимента. Приведена краткая методика проведения натурных экспериментов. Предлагаемый метод значительно сокращает затраты времени на техническое обследование зданий.

Ключевые слова: взрывы, взрывные волны, сейсмические волны, колебания грунта, детонационный агрегат, газодетонационный генератор, сейсмостойкость зданий и сооружений, конструкции зданий, сейсмодатчики, тензорезисторы, тензодатчики

GAS DETONATION METHOD FOR MONITORING THE SEISMIC RESISTANCE OF OPERATED BUILDINGS AND STRUCTURES

R.Zh. Tojiev, E.M. Yunusaliev, I.N. Abdullayev

Fergana Polytechnic Institute

The issues of studying the seismic resistance of designed, under construction, erected and operated buildings and structures by causing ground vibrations using an aggregate based on the principles of gas dynamics are presented. The article consists

of three mutually complementary parts. The first part describes the basic laws of the detonation process, the parameters of the shock wave and the gas-dynamic flow, which served as the basis for choosing the concept of a detonation-capable mixture system and the principles of adjusting the output parameters of the workflow necessary for the formation of a detonation (shock) wave, which is a "tool" of force action and causes vibrations of the ground, the base and, accordingly, the building with his designs. The second part presents the principle of operation of the gas-dynamic unit, as well as the developed scheme of the detonation tube and shock wave with a general view of the installation causing the detonation wave energy. And in the third part, the basics of the experiment are briefly presented. A brief methodology for conducting field experiments is given. The proposed method significantly reduces the time spent on technical inspection of buildings.

Keywords: *explosions, blast waves, seismic waves, ground vibrations, detonation unit, gas detonation generator, seismic resistance of buildings and structures, building structures, seismic sensors, strain gauges, strain gauges*

В настоящее время Республика Узбекистан, несмотря на массовое строительство нового жилья, исходя из экономических соображений принимает иные (в сравнении с московской реновацией) меры, направленные на сохранение и продление срока службы эксплуатируемых жилых зданий, которые в условиях высокой сейсмической активности требуют регулярно проведения их технического обследования.

Существующие методы визуального, инструментального, механического, неразрушающего и лабораторного видов технического обследования требуют значительных затрат времени, сил и средств. Взамен перечисленных методов предлагается альтернативный метод – создания микросейсма (парасейсма) [1] индивидуально для каждого отдельно стоящего здания в целях проведения специализированного **сейсмического мониторинга**, в рамках которого будут выполняться непрерывные наблюдения за конструкциями зданий и сооружений.

Центральной идеей наших исследований является применение **детонационной (взрывной) волны** в качестве «инструмента» силового воздействия. Для этого применяется разработанный нами газодетонационный агрегат с генератором, в котором используется эффект взрывной волны, теоретические и экспериментальные основы изучения которого представлены в изданиях [2–4].

Дадим вначале краткую характеристику развития теории и эксперимента по детонации газовых смесей. Это необходимо, прежде всего, для правильного выбора теоретического инструмента в назначении главных проектных параметров рассматриваемых в последующем машин. Вторых, для обоснования состава исследований, а именно, для исключения из работы вопросов, уже достаточно хорошо исследованных.

Отметим, что детонацией называют процесс распространения фронта пламени в газовых и конденсированных смесях горючего и окислителя, состоящий из ударной волны, зоны химических реакций и зоны расширения продуктов химических реакций. Этот тип горения, в отличие от так называемого нормального горения, характеризуется высокими скоростями. Например, для большинства смесей углеводородных горючих (ацетилен, пропан, бензин и т.д.) с воздухом скорость распространения пламени лежит в диапазоне 1600–1800 м/с, а для конденсированных смесей (таких как тротил) – 6000–7000 м/с.

Начало систематическому научному изучению детонации оложили учёные Бертелло и Вьель [3], Маляр и Ле-Шателье [4]. К настоящему времени основные положения теории детонации разработаны в трудах [2–6].

Дадим сначала качественное описание процесса, для чего рассмотрим трубу, закрытую с одного конца и заполненную газообразной смесью горючего и окислителя. Детонационная волна возникает у закрытого конца и распространяется к открытому концу трубы.

По физической сути процесс от момента возникновения детонационной волны (ДВ) у закрытого конца трубы до полного истечения продуктов детонации (ПД) из трубы делится на несколько отличающихся друг от друга периодов:

1. Период прохождения ДВ от закрытого до открытого конца трубы. В этот период исходная смесь либо покоится и не вытекает из трубы, либо вытекает с какой-то начальной скоростью I_0 . Давление, плотность и температура исходной смеси – P_0, ρ_0, T_0 . За детонационной волной существует некоторая зона движения ПД вслед за ДВ. Ближе к закрытому концу трубы располагается зона покоя ПД, в которой ПД не движутся. Параметры в зоне покоя $P_n, \rho_n, T_n, I_n = 0$.

2. Период истечения ПД из трубы от момента прохождения ДВ открытого конца и до момента прихода первой волны разрежения к закрытому концу трубы. В этот период давление на закрытый торец трубы не меняется (т.е. $P_n = \text{const}$).

3. Период критического истечения ПД из трубы от момента отражения первой волны разрежения от закрытого торца трубы и до момента, когда скорость истечения из трубы станет меньше критической. В этот период движение ПД от закрытого конца трубы происходит с критической скоростью и возмущения от открытого конца не могут проходить против потока. Параметры у закрытого торца P_3, ρ_3, T_3, I_3 в этот период переменны.

4. Период докритического истечения ПД из трубы от момента, когда $I < C$ (C – скорость звука) и до полного истечения.

Этот период подразделяется на несколько стадий, в течение кото-

рых давление в трубе не только выравнивается с давлением в окружающей среде, но и образуется разрежение и обратный поток воздуха из атмосферы в трубу. Процесс носит затухающий периодический характер. Рассмотрим эти периоды подробнее.

На рис. 1 показана схема распределения параметров согласно гидродинамической теории. Взято произвольное положение ударной волны по длине трубы и в момент её прихода к открытому торцу. Числовые значения приняты для смесей воздуха с углеводородными горючими.

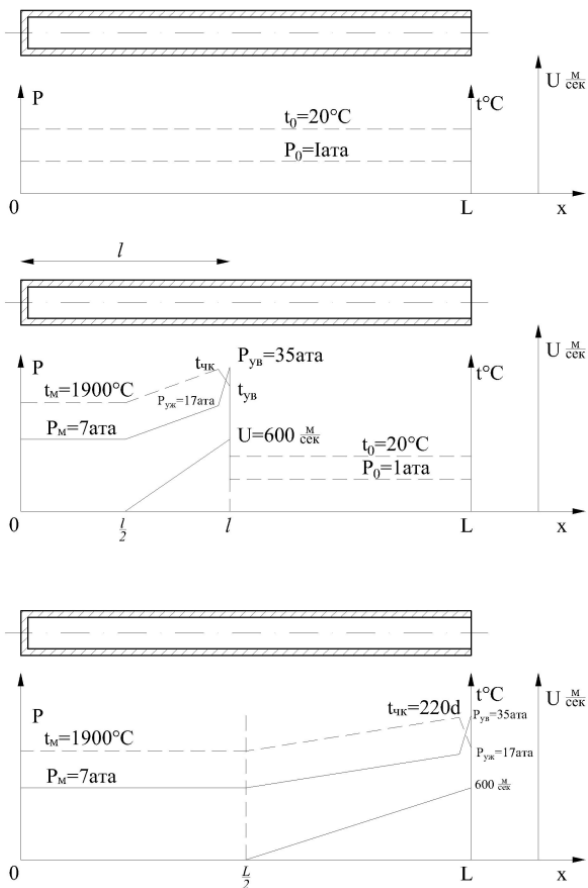


Рис. 1. Схема распределения параметров по гидродинамической теории

Исходная смесь с параметрами P_0 , ρ_0 , T_0 , и I_0 на малой длине (практически мгновенно) сжимается ударной волной (УВ). По оценкам Л.Б. Зельдовича [5], “ширина фронта сильной ударной волны не превышает длины одного свободного пробега” молекулы. Температура в зоне УВ резко повышается; по данным [6], температура исходной смеси повышается на $\sim 1500^\circ$, чем создаются условия для начала химической реакции. Вслед за ударной волной следует зона химической реакции. Плоскость в поперечном сечении трубы, где химические реакции заканчиваются, принято называть плоскостью Чепмена-Жуге. Параметры ПД в этой плоскости $P_{цж}$, $\rho_{цж}$, $T_{цж}$, $I_{цж}$. В зоне химической реакции происходит постепенное выгорание горючего, ПД расширяются. В идеальном процессе ширина зоны химических реакций составляет порядка 1 см [5].

За плоскостью Чепмена-Жуге существует область, в которой ПД меняют скорость от $I_{цж}$ до $I = 0$, и затем уже следует область покоя с параметрами P_n , ρ_n , T_n , $I = 0$.

Не вдаваясь в подробности структуры ударной волны и зоны химических реакций, элементарная теория ударных волн и гипотеза Чепмена-Жуге дают аппарат определения параметров в плоскости “ЧЖ”. На рис. 2 изображена схема, пользуясь которой, можно вычислить искомые параметры: D - скорость детонации, t - время.

В трубу “двигается” поршень со скоростью $I_{порш}$.

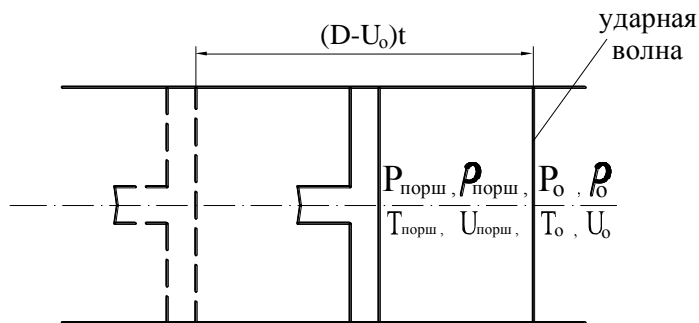


Рис. 2. Схема перемещения поршня по цилиндру:

D – скорость детонации; t – время

После прихода ДВ к открытому торцу трубы формируется волна разрежения в направлении к закрытому торцу, т.к. (см. выше) скорость потока ПД меньше скорости звука. Давление у закрытого торца до прихода волны разрежения постоянно и равно $P_{п}$.

В имеющихся работах по газовой детонации задача о вычислении параметров ПД для этого периода аналитически не решена. Расчёт проводится численным интегрированием уравнений газовой динамики при соответствующих начальных и граничных условиях.

С целью сокращения объёма публикации здесь не приводятся результаты численных расчетов для всех рассматриваемых периодов. Для последующего рассмотрения газовой детонации в целях воздействия на грунты и здания более важно знать процесс выхода детонационной волны из открытого конца трубы в атмосферу и то, как формируется при этом импульс силы.

На основании вышеизложенного разработан газодинамический агрегат, схема которого представлена на рис. 3.

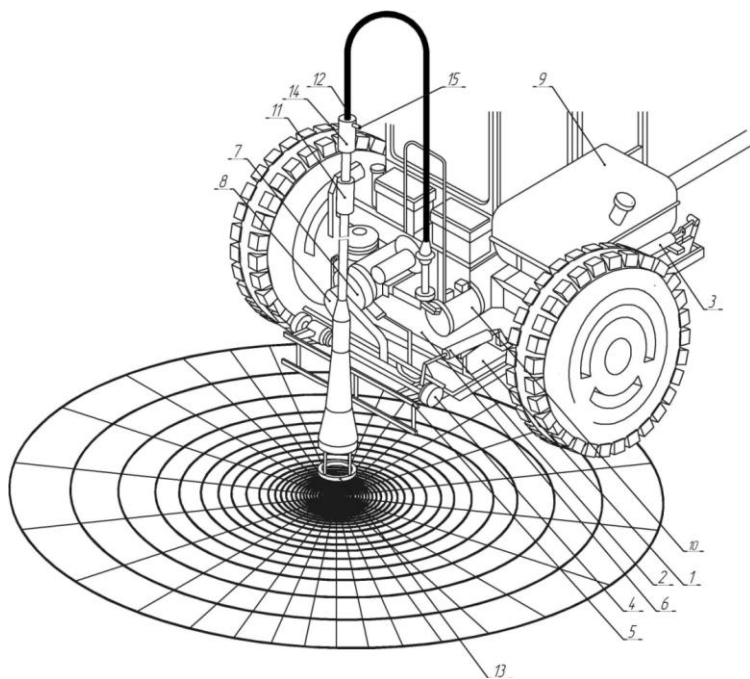


Рис. 3. Схема газодинамического агрегата и распространения ударной волны:

- 1, 5, 6 - рамы; 2, 3 - гидроцилиндры; 4 - опора; 7 - компрессор;
- 8 - ременная передача; 9 - бензобак; 10 - малый бензобак;
- 11 - турбулизатор; 12 - резиновая труба; 13 - насадка;
- 14 - генератор; 15 - свеча

На рис. 4 представлена принципиальная схема детонационного устройства.

Проводятся экспериментальные исследования по выбору мощности данного агрегата, оптимального вида, состава и количества топлива для эффективного его задействования.

Параллельно с данными работами ведутся эксперименты по разработке электронного прибора для снятия показаний от детонационного волнового действия на здания и сооружения.

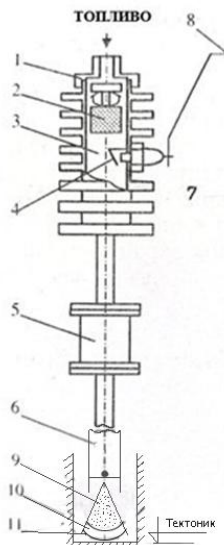


Рис. 4: 1 - система подачи горючезвоздушной смеси; 2 - клапан перекрывающий пламя; 3 - камера сгорания; 4 - экран-футорка; 5 - турбулизатор; 6 - труба; 7 - свеча; 8 - система возбуждающая; 9 - продукт сгорания; 10 - сжатый воздух; 11 - ударная волна

В настоящее время по существующей и дополнительно разработанным методикам организованы следующие натурные испытания конструкций зданий и сооружений.

1. Выбран комплект измерительной аппаратуры, состоящий из измерительных датчиков (сейсмометров), регистрирующих приборов (светолучевых осциллографов), блока питания, соединительных линий шпунтовых коробок (рис. 5).

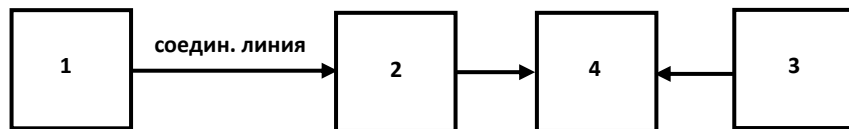


Рис. 5. Блок-схема измерительных каналов:

1 – датчики; 2 – шпунтовые коробки; 3 – блоки питания; 4 – осциллографы

Для регистрации параметров слабых и сильных движений грунтов, зданий и сооружений при динамических воздействиях в основном использованы сейсмические датчики типа СМ-3, ВЭГИК, С-5-С, ВВП-3, ОСП-2М, АПТ-1, которые применяются в паре с низкочастотными и высокочастотными гальванометрами типа ГБ-III и ГБ-IV. Измерительные каналы организованы в зависимости от изучаемых динамических процессов. Записи производятся на фоточувствительную осциллографическую бумагу, которая после химической обработки представляет собой осциллограмму измеряемых величин. Необходимая информация, характеристики комплекса сейсмометрической аппаратуры и особенности их использования приведены в работе [11].

В соответствии с основными требованиями и условиями эксплуатации приборов [15] перед проведением натурных экспериментов в полевых условиях по изучению колебания грунта, зданий и сооружений вся измерительная аппаратура проходит проверку, наладку и калибровку измерительных каналов. Калибровка измерительных каналов выполнена двумя способами: аналитическим методом затухающих колебаний и прокачкой приборов на специальном вибростенде.

При использовании аналитического метода после проведения подготовительных работ и установки датчиков на пунктах наблюдений предварительно определены пять параметров для каждого организованного измерительного канала. Методы их определения и всех необходимых характеристик измерительных каналов для обработки полученных записей колебаний подробно изложены в работах [10, 11].

Выражения для масштабов измерительного канала определяются значениями чувствительности сейсмометра и гальванометра, их собственным периодом и затуханием колебаний, а также суммарным сопротивлением электрической цепи. Амплитуды колебаний на записи в зависимости от частоты будут увеличены по сравнению с амплитудами колебаний объекта в $(V_0-U(T))$ раз. Определение значения выражения $(V_0-U(T))$ в зависимости от амплитуды и частоты колебаний при обработке записей по аналитическому методу затухающих колебаний производится с помощью расчетных формул [12, 13].

В качестве примера на рис. 6 приведены амплитудно-частотные характеристики и увеличения каналов, полученные на основе данных сейсмометрических измерительных каналов. Эти результаты использованы при проведении натурных экспериментов.

2. Калибровка измерительных каналов на специальном вибростенде. При прокачке датчиков на вибростенде в лабораторных условиях получается наиболее достоверный результат, т.к. учитывается наибольшее

количество вероятных ошибок и разброса параметров. Но с другой стороны, характеристики оттарированных приборов при перевозке на дальние расстояния могут измениться, что приведет к изменению тарировочных величин сейсмометрических измерительных каналов.

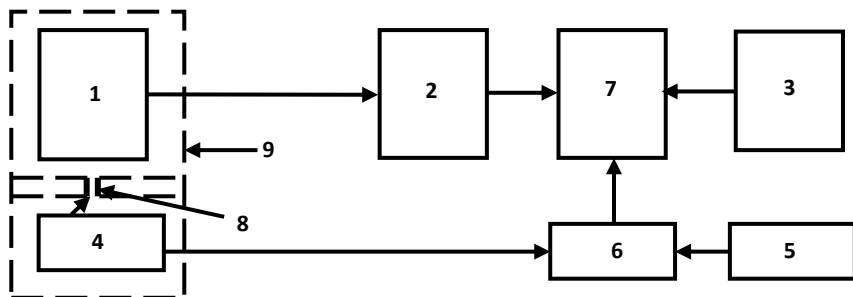


Рис. 6. Электрическая схема калибровки измерительных каналов на специальном вибростенде:

- 1 – сейсмические датчики; 2 – шпунтовая коробка ШК-2;
- 3 – блок питания П-001; 4 – тензометрический датчик;
- 5 – блок питания АГАТ; 6 – усилитель ТОПАЗ-3М-01;
- 7 – осциллограф – Н-041; 8 – индикатор ИЧ10МН; 9 – вибростенд

Поэтому при проведении натуральных экспериментов в отдаленных регионах нами применен аналитический метод, а при проведении часто повторяемых экспериментальных исследований на близких расстояниях, бесспорно, имеет преимущество метод тарировки на вибростенде.

При калибровке измерительных каналов на вибростенде необходимо установить зависимость между колебаниями платформы вибростенда и получаемыми записями на осциллограммах, т.е. построить кривые амплитудно-частотных характеристик измерительных каналов. Для тарировки аппаратуры на вибростенде при различных амплитудах и частотах колебаний платформы в лаборатории «ДПС» ИМиСС АН РУз нами разработана усовершенствованная методика калибровки измерительных каналов с использованием высокочувствительных датчиков на базе тензорезисторов. Новизна разработанной методики калибровки измерительных каналов заключается в совместном использовании систем сейсмометрических и тензометрических измерений (рис. 8).

Для измерения амплитуды колебаний разработан специальный тензометрический датчик, состоящий из упругой стальной пластинчатой пружины толщиной $\delta=0,08$ мм и шириной $a=10$ мм. Длина датчика по-

добрана таким образом, чтобы при установке на платформу датчик в измеряемом диапазоне обеспечивал работу в упругой области и достаточную чувствительность тарированного канала. Для изготовления датчика поверхность пластины сначала шлифуется до нулевой шероховатости, обезжиривается ацетоном. Затем тензорезисторы наклеиваются клеем БФ-2 с обеих сторон пластины (строго параллельно по направлению расположения), которые позволяют при сборке по полумостовой схеме увеличивать чувствительность датчика в два раза. При изготовлении датчика использованы тензорезисторы марки 2ПКБ-20-200Б с рабочей базой $l = 20$ мм и сопротивлением $R = 200$ Ом.

Для установки изготовленного тензометрического датчика на вибростенд по краям датчика на расстоянии 5 мм проделаны отверстия диаметром $d=3,0$ мм. По этим отверстиям при помощи винта один конец пластины датчика закрепляется на неподвижную стойку вибростенда, а другой конец на подвижную часть, т.е. на платформу стенда. Параллельно с тензодатчиком между неподвижной и подвижной частями (платформы) вибростенда устанавливается индикатор часового типа марки ИЧ10МН с ценой деления 0,01 мм. Затем, согласно электрической схеме, приведенной на рис. 2, производится сборка комплекса измерительной аппаратуры. Изготовленный специальный датчик регистрирует перемещения платформы вибростенда при различных амплитудно-частотных диапазонах, достигаемых путем изменения плеча платформы. Ниже излагается содержание новизны предлагаемой методики тарировки измерительных каналов согласно электрической схеме, приведенной на рис. 5 и 6. Методика даёт возможность получить колебания частотой до 30 Гц и амплитудой до нескольких см. На основании полученных данных построены тарировочные кривые: «перемещение конструкции (мм) – отклонение луча осциллографа (мм)» и вычислены коэффициенты увеличения тензометрического измерительного канала (f_i).

После тарировки тензометрического измерительного канала датчики устанавливаются на наблюдаемую конструкцию и, сообщая начальное перемещение, одновременно записывается информация от сейсмических и тензометрических датчиков. На основе тарировочных данных тензометрического измерительного канала и полученных записей колебания определяются коэффициенты увеличения по всем сейсмометрическим измерительным каналам в зависимости от амплитудно-частотных характеристик колебаний конструкции здания.

В соответствии с требованием эксплуатации аппаратуры произведена повторная калибровка измерительных каналов по изложенной выше методике, после каждого эксперимента при динамических воздействиях интенсивностью выше 4 баллов.

Таким образом, проведены все необходимые подготовительные работы для проведения натурных экспериментов по регистрации воздействия детонационных колебаний на здания, сооружения и грунтовой среды в полевых условиях.

В таблицах 1 и 2 представлены скорости смещения грунта при вызванном волновом действии для различных типов зданий и сооружений.

Таблица 1

№	Здания и сооружения	Скорость, см/с
1	Крупнопанельные жилые здания	1,5/3
2	Жилые и общественные здания всех типов (кроме крупнопанельных); административно-бытовые и промышленные здания	3/6
3	Административно-бытовые и промышленные здания	5/10
4	Одноэтажные промышленные здания с металлическим, железобетонным и монолитным каркасами	12/24

Таблица 2

Интенсивность в баллах	Смещения грунта при волновом действии, мм	Скорость смещения грунта при волновом действии, см/с	Ускорение кол-я грунта при волновом действии, см/с ²	Ускорение кол-я грунта при землетрясении, см/с ²
3	0,14 – 0,27	0,4 – 0,8	12 – 24	3 – 6
4	0,27 – 0,5	0,8 – 1,5	24 – 45	6 – 12
5	0,5 – 1,0	1,5 – 3,0	45 – 90	12 – 25
6	1,0 – 2,0	3,0 – 6,0	90 – 180	25 – 50
7	2,0 – 4,0	6,0 – 12,0	180 – 360	50 – 100

В настоящее время проводятся исследования по поставленной методике в соответствии с перечнем объектов, представленных в табл. 2.

На рис. 7 представлены эпюры распространения ударной волны при горизонтально-боковом воздействии детонатором.

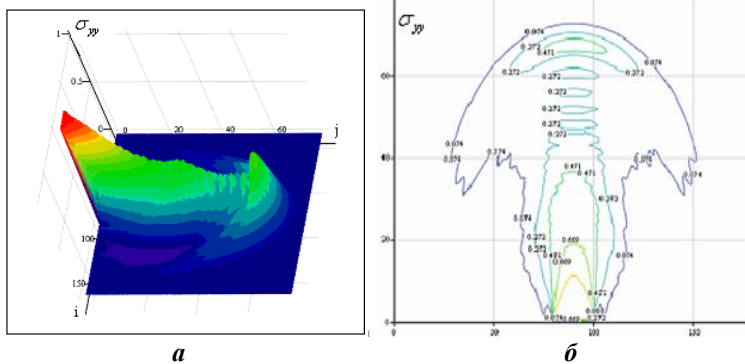


Рис. 7. Эпюры распространения ударной волны:
a – трёхмерное изображение распространения волн в среде;
б – плоская проекция волны

На рис. 8–10 представлены схемы организации экспериментальных работ по детонационному воздействию на здания.



Рис. 8. Схема организации работ

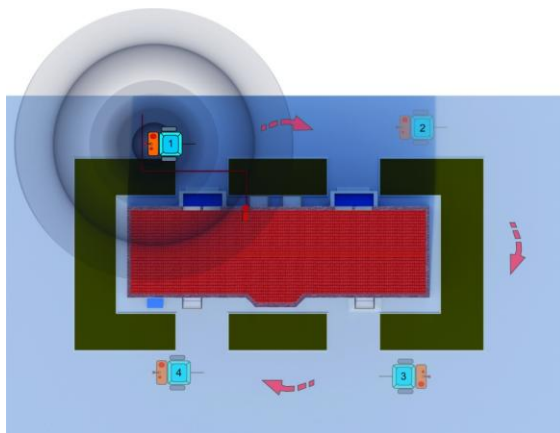


Рис. 9. Схема распространения детонационной волны:
1, 2, 3, 4 – точки подачи и последовательность ударной волны

Во многих случаях множество компонентов горизонтальных и вертикальных направлений рассматривались одновременно, в частности, для близко расположенных источников, создающих удары.

С учётом изложенного для экспериментов выбраны три типа зданий, отличающиеся между собой конструктивно (рис. 10):

- а) 2-, 3- и 4-этажные кирпичные жилые дома;
- б) 4-, 5- и 9-этажные крупнопанельные жилые дома;
- в) 5-этажное каркасное учебное здание с сеткой колонн 6х6 м.

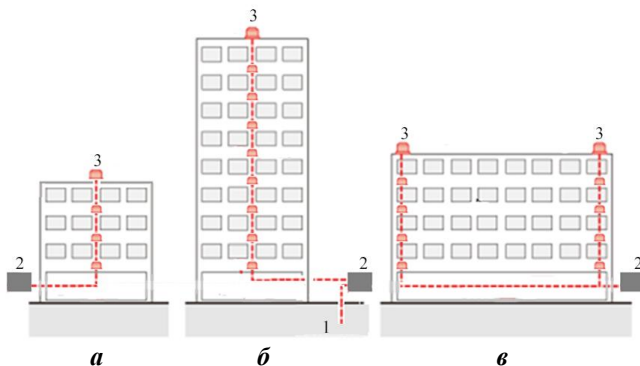


Рис. 10. Схемы расположения газодинамического агрегата и датчиков сейсмометрического контроля:

1 - детонатор; 2 - газодинамический агрегат; 3 - датчики

На рис. 11 представлены сверхчувствительные датчики сейсмометрического контроля, использованные для наблюдений.

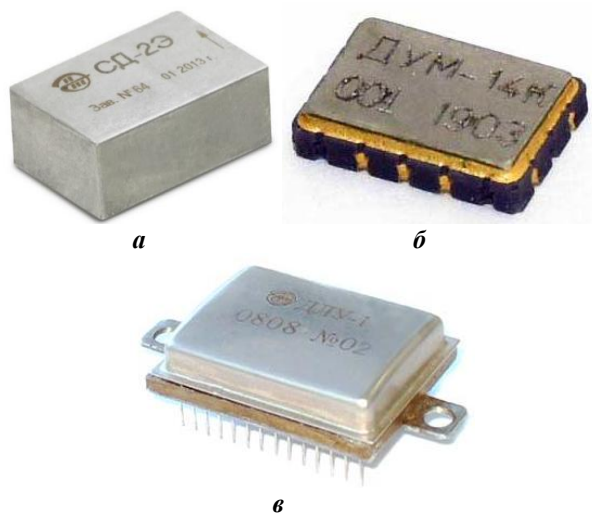


Рис. 11. Датчики сейсмометрического контроля:

а – пьезокерамический малогабаритный сейсмотатчик СД-2Э; *б* – датчик удара малогабаритный ДУМ-14К; *в* – датчик линейного ускорения ДЛУ-1Э

а) Пьезокерамический малогабаритный сейсмотатчик СД-2Э. Представляет собой пылевлагозащитный корпус, в котором находятся чувствительные пьезокерамические датчики и электронные системы предварительной обработки сигнала. Выходной сигнал – аналоговый, допускающий как обычную нагрузку, так и витую пару по каждой координате. Устанавливается на несущих конструкциях зданий при системах мониторинга;

б) датчик удара малогабаритный ДУМ-14К применяется: в качестве первичных преобразователей в сейсмо- и виброизмерительных системах и комплексах; в качестве датчика порогового уровня колебаний основания здания;

в) датчик линейного ускорения ДЛУ-1Э предназначен для преобразования ускорений, действующих вдоль измерительной оси, в пропорциональный электрический сигнал; для наблюдений за детонациями и вибрациями.

Предлагаемый метод – это специализированный **сейсмический мониторинг**, в рамках которого выполняются непрерывные наблюдения

за конструкциями зданий и сооружений в целях обеспечения безопасности и предупреждения возможных негативных последствий.

Методы проверки и средства обеспечения сейсмостойкости строительных конструкций опираются на накопленный многовековой фактический материал по последствиям сильных землетрясений и опыт их предотвращения или хотя бы минимизации, максимального снижения угрозы сейсмических потрясений для жизни людей, продуктов их деятельности и окружающей среды. Расчетное определение сейсмостойкости конструкций зданий и сооружений является обязательным этапом при проектировании новых видов или модификаций существующих конструкций оборудования в сейсмостойком строительстве.

Действующими строительными нормами и правилами определяется подход по обеспечению сейсмостойкого исполнения конструкций по уровню ответственности. Так, к нормальным и ответственным объектам предъявляются следующие требования: конструкция должна выдержать сейсмические нагрузки одного максимального землетрясения и нескольких проектных землетрясений, при этом жизнедеятельность конструкции не должна быть нарушена.

Непрерывный сейсмометрический контроль зданий и сооружений призван определять текущие сейсмические нагрузки на конструкции и сравнивать их со значениями, заложенными при проектировании. Даже при относительно слабых сейсмических воздействиях могут появляться визуально неидентифицируемые дефекты, которые могут привести к разрушению конструкции. Наличие таких дефектов приводит к изменению формы спектра реакции сооружения, что позволяет обнаружить их на ранних стадиях развития.

Настоящая работа обеспечивает: защиту жизни и здоровья населения и сведение к минимуму последствий от сейсмических воздействий на здания; учет сейсмогеологической обстановки; защиту населения при чрезвычайных ситуациях, связанных с сейсмической и техногенной активностью; эксплуатацию зданий и сооружений в сейсмически активных регионах; развитие технологий сейсмостойкого строительства.

Для выполнения работ на объектах предполагается развёртывание современной системы сейсмометрического контроля, обеспечивающей безопасность объектов жизнедеятельности, экономическую целесообразность и полное соответствие строительным нормам и правилам РУз.

В заключение можно сделать следующий вывод:

- проводимые исследования по изучению влияния колебаний грунта от детонационных волн, взамен взрывных и стендовых методов, значительно ускоряют технологию и организацию, сокращают затраты труда,

времени и материальных средств на выработку колебаний грунта, что в свою очередь ускоряет процессы изучения состояния конструкций зданий и сооружений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ИСО 3010. Основы расчета конструкций – Сейсмические воздействия на конструкции. Издание второе. 01.12.2001.
2. Зельдович Я.Б. Теория детонации / Я.Б. Зельдович, А.С. Компанец. М.: ГИТТЛ, 1955.
3. *Berthelot Vt'cille*. Compl rend95, 18 (1&81), Acad, Sei, Paris.
4. *Mallard £., Chatelier H.* Comp. (rend./Lead Sei., Paris, 95, 145 (1881).
5. Зельдович Я.Б. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений / Я.Б. Зельдович, Ю.П. Райзер. М.: Наука, 1966.
6. *Ландау Л.Д.* Теоретическая физика. Гидродинамика / Ландау Л.Д., Е.М. Лифшиц. М., 1987.
7. *Tojiev R.Zh.* The Amerikan Ways To Study The Impact Of Ground Vibrations From Exhlosions On The Stability Of Buildings And Struktures / R.Zh. Tojiev, E.M. Yunusaliev, I.N. Abdullaev // The Amerikan Journal Of Interdisciplinary Innovations And Research. 2020. Vol. 2 Issue 11.
8. *Tojiev R.* Comparability of estimates of the impact of gunpowder and gas – dynamic explosions on the stability of buildings and structures / R. Tojiev, E. Yunusaliev, I. Abdullaev // E3S Web of Conferences 264, 02044 (2021)/ CONMECHYDRO-2021.
9. *Tojiev R.Zh.* Isomiddinov A.S. Application of the gas-dynamic principle in agricultural technology / R.Zh. Tojiev, Kh.M. Sadullaev. Fergana, 2017.
10. Аппаратура и методика сейсмометрических наблюдений в СССР. М.: Наука, 1974, 242 с.
11. *Ещенко О.Ю.* Оценка сейсмостойкости зданий и сооружений: Учебное пособие / О.Ю. Ещенко, В.А. Демченко. Краснодар: КубГАУ, 2019.
12. *Сагдиев Х.* Исследование воздействия сейсмозрывных волн на сооружения и грунтовые среды в горных районах / Х. Сагдиев, Э.М. Юнусалиев // «Машиналар механикасининг хозирги замон муаммолари» хорижлик олимлар иштирокидаги республика илмий-техник конференция маърузалари тўплами, Тошкент-2004, 7-8 октября 2004 г. Ташкент, 2004. С. 280-283.
13. *Сагдиев Х., Юнусалиев Э.* Оценка сейсмического эффекта промышленных взрывов, производимых в сложных горно-геологических условиях / Х. Сагдиев, Э. Юнусалиев // Узбекский журнал «Проблемы механики». 2006. № 3. С. 29-34.
14. *Тожиев Р.Ж.* Применение газодинамического принципа в сельскохозяйственной технологии / Р.Ж. Тожиев, Х.М. Садуллаев, А.С. Исомиддинов. Фергана, 2017.
15. Руководство по сбору, обработке и использованию инженерно-сейсмометрической информации. М.: ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко Госстроя СССР, 1980. 50 с.
16. www.net-film.ru>film-8309
17. www.kursiv.kz

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В СТЫКОВЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ПРИ ИЗГИБЕ

К.П. Манжула¹, А.Ю. Шлепетинский²

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
²АО Невский завод, г. Санкт-Петербург

Рассмотрены инженерные зависимости для расчета теоретического коэффициента концентрации напряжений в стыковых сварных соединениях при изгибе. Проведено сравнение рассмотренных зависимостей с результатами расчета аналогичных соединений методом конечного элемента. Установлены зависимости, наиболее точно определяющие теоретический коэффициент концентрации напряжений в заданном диапазоне варьирования геометрических параметров.

Ключевые слова: стыковое сварное соединение, теоретический коэффициент концентрации напряжений, метод конечных элементов

STRESS CONCENTRATION IN BUTT WELDED JOINTS UNDER BENDING

K.P. Manzhula¹, A.Yu. Shlepetinsky²

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
²Engineering Center JSC "Nevsky Zavod"

Engineering dependences for calculation of theoretical stress concentration factor in butt welded joints under bending have been considered. The considered dependences have been compared with the results of calculation of similar joints by the finite element method. The dependences determining most precisely theoretical stress concentration factor in a given range of variation of geometrical parameters have been established.

Keywords: butt welded joint, theoretical stress concentration factor, finite element method

Несущая способность конструкций строительных, подъемно-транспортных машин при циклическом нагружении в значительной сте-

пени определяется концентрацией напряжений в их сварных соединениях. В расчетах усталости с дифференцированным учетом влияния конструктивных и технологических характеристик сварных соединений определяющую роль играют теоретические коэффициенты концентрации напряжений (ТККН) K_t , определяемые как отношение максимального значения напряжения σ_{max} в зоне концентратора к среднему напряжению σ_n в сечении. Оценка ТККН по геометрии соединения на этапе проекторочных расчетов позволяет примерно прогнозировать уровень предела выносливости этого соединения.

Стыковые соединения при сопоставимых параметрах создают меньшую концентрацию напряжений по сравнению с другими типами соединений, если не содержат подрезов или других дефектов, однако могут приводить к усталостным повреждениям и поэтому подлежат исследованию. Основная часть работ по концентрации стыковых сварных соединений рассматривает соединение при растяжении, и совсем незначительная часть работ [1-6 и др.] посвящена исследованию концентрации при изгибе.

Расчетные зависимости для определения K_t могут быть разделены на инженерные, программные для реализации в компьютерных программах и виртуальные в нейронных сетях. В настоящей работе анализируются только инженерные расчетные зависимости без осевой или угловой несоосности и без подрезов. По числу учитываемых геометрических параметров зависимости могут быть трех-, четырех- или пятипараметрические.

Первыми работами о концентрации напряжений в прерывистой связи, похожей на стыковое соединение, можно считать работы Шиманского (1949), Hartman & Leven (1951), Neuwood (1952) и Афанасьева (1953).

Афанасьев [1], рассматривал концентрацию напряжений в галтельных переходах валов и симметрично-ступенчатой полосе (рис. 1, а), указывая, что K_t в них имеют одинаковые значения. Угол θ наклона образующей усиления шва составлял 90° . Полученная зависимость с поправкой [2] имеет вид

$$K_t = 1,6 - 0,4 \frac{R}{t} + \frac{1}{7 \left(\frac{2R}{t} \right)^{1,5} \left(1 + \frac{t}{2g} \right) + \sqrt[3]{\frac{2R}{t}}} \cdot \frac{\frac{2,5g}{t} + 1}{\frac{3,5g}{t} + 1}. \quad (1)$$

Диапазон применения зависимости по изменению геометрических параметров не указан.

Lawrence и др. (1981) [3] для расчета K_t в двухстороннем стыковом сварном соединении с полным проплавлением, X-образной разделкой кромок (рис. 1, в) получили формулу, в которой ширина шва учитывается углом разделки $X = 90^\circ$.

$$K_t(\theta = 45^\circ) = 1 + 0,165 \left(\frac{t}{R} \right)^{0,5}. \quad (2)$$

Зависимость получена только при угле $\theta = 45^\circ$.

Radai и др. в работе [4] со ссылкой на работу [3] расширили зависимость (2) с учетом изменения угла θ .

$$K_t = 1 + 0,165 (\tan \theta)^{1/6} \left(\frac{t}{R} \right)^{0,5}. \quad (3)$$

При $\theta = 45^\circ$ зависимости совпадают.

Зависимость Ushirokawa и Nakayama (1983) [5] основывается на зависимостях Heywood (1952) и Nishida (1967) и характеризует концентрацию напряжений в двухстороннем соединении (см. рис. 1, в).

$$K_t = 1 + \frac{1 - \exp\left(-0,9 \cdot \theta \sqrt{\frac{t + 2g + 0,6e}{2g}}\right)}{1 - \exp\left(-0,9 \cdot \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{t + 2g + 0,6e}{2g}}\right)} \cdot 1,5 \sqrt{\tan h\left(\frac{2t}{t + 2g} + \frac{2R}{t}\right)} \times \\ \times \tanh\left(\frac{\sqrt[4]{\frac{2g}{t}}}{1 - \frac{R}{t}}\right) \frac{0,13 + 0,65\left(1 - \frac{R}{t}\right)}{\sqrt[3]{\frac{R}{t}}}. \quad (4)$$

Исследованная область параметров: $R/t = 0,025 \dots 0,35$;
 $\theta = 20^\circ \dots 50^\circ$; $e/t = 2,5$; $g/t = 0,1 \dots 0,25$.

Anthes и др. (1993) [6] для стыковых сварных соединений с X-образной разделкой кромок на основе метода конечных элементов получили зависимость, по структуре близкую к зависимости Lawrence:

$$K_t = 1 + 0,527 (\sin \theta)^{0,887} \left(\frac{t}{R} \right)^{0,41}. \quad (5)$$

В работе Nykonen [7] со ссылкой на работу [6] приводится также развернутый вид зависимости K_t при изгибе.

$$K_t = \left[1 - 0,156 \left(\frac{t}{R} \right)^{0,207} \right] \cdot \left[1 + \left(0,181 + 1,207 \sin \theta - 1,737 \sin^2 \theta + 0,689 \sin^3 \theta \right) \right] \left(\frac{t}{R} \right)^{n_b}, \quad (6)$$

где $n_b = 0,2919 + 0,3491 \sin(\theta + 3,283)$.

На рис. 3–6 эта зависимость именована как *Нуконен*.

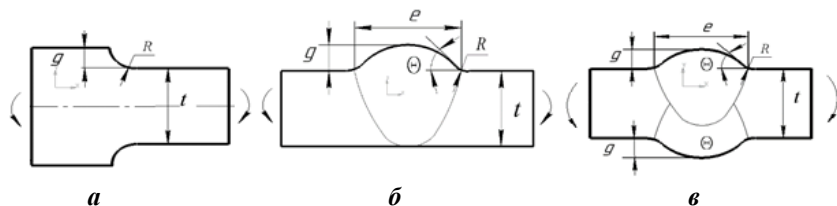


Рис. 1. Схема прерывистой связи и сварного соединения:

a - прерывистая связь; *б* - одностороннее стыковое соединение;

в - двухстороннее стыковое соединение

При моделировании рассматривалась половина, относительно вертикальной оси, сварного соединения с односторонним усилением (см. рис. 1, б). Длина пластины, к которой прикладывалась нагрузка, принималась не менее $(3 \dots 5)t$ от оси симметрии. Конечно-элементная сетка имела размеры: в зоне концентратора по дуге радиуса размер сетки – $0,000001$ м; в зоне радиуса сопряжения – $0,00005 \dots 0,0001$ м, в остальной части – $0,0005 \dots 0,001$ м. При построении сетки использовался элемент PLANE183. В среде Ansys сопределялись напряжения при плоскодеформированном (ПД) и плосконапряженном (ПН) состояниях.

Коэффициенты концентрации напряжений K , оценивались при ПН состоянии. Диапазон и шаг варьирования параметров приняты наиболее характерными для большинства конструкций подъемно-транспортных и строительных машин и представлены в табл. 1.

Таблица 1. Диапазон варьирования геометрических параметров

t , мм	g , мм	e , мм	θ , град	R , мм
10, 20	1, 2, 4	10, 20, 26	15, 30, 45	0.2, 0.4, 0.6, 1, 1.4, 1.8, 2.2, 2.6, 3, 4

Пример расчетной модели и конечно-элементной сетки в зоне радиуса сопряжения основного металла с наплавленным представлено на рис. 2.

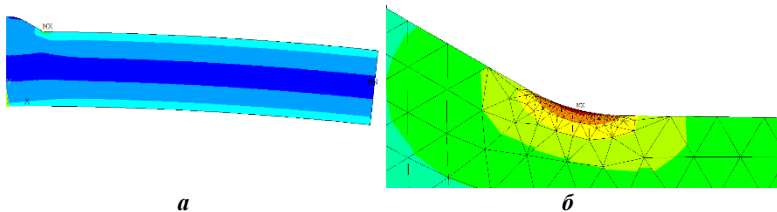


Рис. 2. Пример расчетной модели:

a - расчетная схема соединения;
б - конечно-элементная сетка в зоне концентратора

Сравнение концентрации напряжений в околошовной зоне односторонних и двухсторонних сварных соединений показывает, что при изгибе разница зависит от толщины листов, размера усиления и угла наклона θ . Расчеты в Ansys показывают, что при наихудшем сочетании эта погрешность при $t=10$ мм достигает максимум 5%, а при больших толщинах составляет от 3% и ниже по мере увеличения толщины.

Расчеты, выполненные в Ansys, сравнивались с расчетами по представленным инженерным зависимостям и отражались на графиках. Графики строились в виде зависимости от радиуса R сопряжения при остальных фиксированных геометрических параметрах. Диапазон изменения радиуса принят равным $R = 0,2-4$ мм, значения фиксированных параметров указаны на рисунках, поэтому графически результаты исследований представлены при варьировании радиуса R и остальных закрепляемых параметров.

Результаты расчетов K_t представлены графически в зависимости от изменения радиуса R на рис. 3–6.

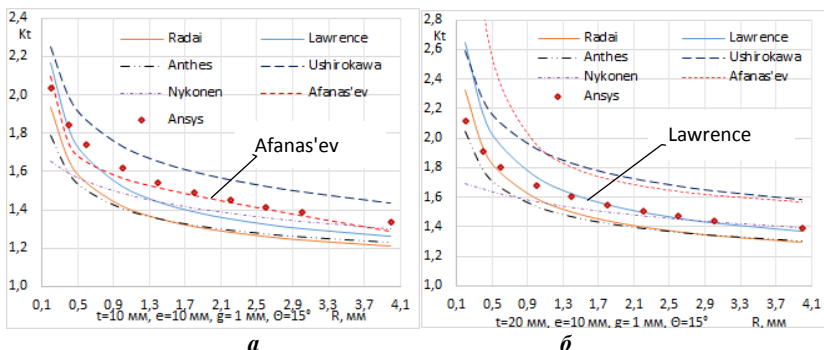


Рис. 3. Сравнение результатов расчета K_t по зависимостям (1)–(6) с результатами расчетов Ansys при угле $\theta=15^\circ$

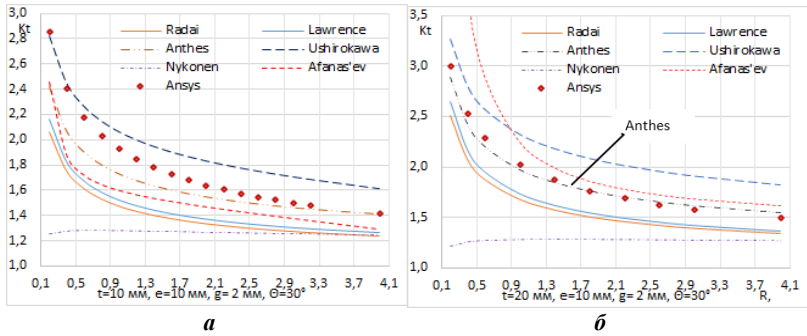


Рис. 4. Сравнение результатов расчета K_t по зависимостям (1)–(6) с результатами расчетов Ansys при угле $\theta=30^\circ$

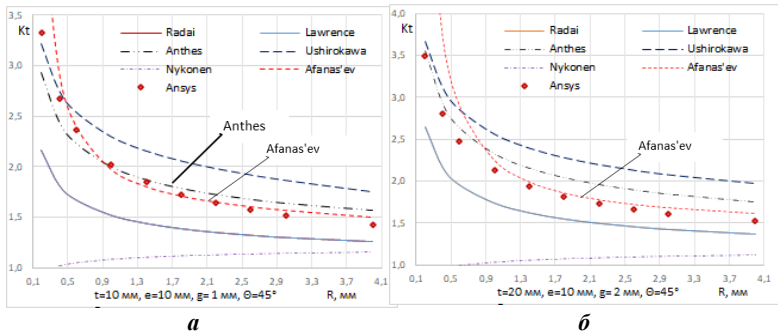


Рис. 5. Сравнение результатов расчета K_t по зависимостям (1)–(6) с результатами расчетов Ansys при угле $\theta=45^\circ$ и $e=10$ мм

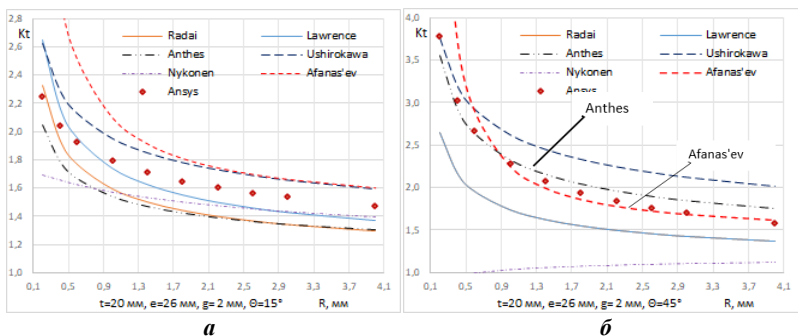


Рис. 6. Сравнение результатов расчета K_t по зависимостям (1)–(6) с результатами расчетов Ansys при угле $\theta=15^\circ, 45^\circ$ и $e=26$ мм

Анализ графической интерпретации результатов расчетов показывает, что простые зависимости чаще показывают наилучшее совпадение с результатами расчетов в Ansys. На рис. 3–6 эти зависимости выделены.

Зависимость Афанасьева (1) получена при угле $\theta=90^\circ$, однако она показывает наилучшее соответствие вычислительному эксперименту в четырех случаях при углах $\theta=15^\circ$ и 45° .

Зависимость Lawrence (2) получена при угле $\theta=45^\circ$, но при этом угле она показывает стабильно заниженные значения K_t , а при $\theta=15^\circ$ достаточно близкие результаты. Уточнение Radai (3) при других значениях угла θ показывает худшее совпадение с Ansys, чем исходная зависимость (2).

Зависимость Ushirokawa (4) во всех расчетах показала завышенные по отношению к Ansys значения K_t .

В среднем наиболее универсальной при угле $\theta>15^\circ$ оказывается зависимость Anthes (5). Ее расширенный вид Nykonen в виде уравнения (6) только на рис. 3, а показал примерное соответствие Ansys, в остальных случаях зависимость дает неприемлемые значения, а при малых радиусах R даже $K_t < 1$.

Заключение

Исследование применимости известных инженерных зависимостей для определения концентрации напряжений в стыковых сварных соединениях путем сравнения получаемых значений с вычислительным экспериментом в среде Ansys показало, что наилучшее в большинстве случаев совпадение наблюдается в простых по структуре зависимостях. При угле $\theta=15^\circ$ ближе всего сходимостью с Ansys дают зависимости (1) и (2), хотя они получены при других углах. Наиболее универсальной угле $\theta>15^\circ$ можно считать зависимость Anthes (5), показывающей наименьший разброс значений K_t по сравнению с Ansys.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Афанасьев Н.Н.* Статистическая теория усталостной прочности металлов/Н.Н. Афанасьев. Киев: Изд-во АН УССР, 1953. 128 с.
2. *Юшкевич В.Н.* Теория и методы расчета характеристик сопротивления усталости элементов стальных конструкций кранов. ЛПИ. Л., 1988. 681 с. Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 08.02.88 № 12 тм -88.
3. *Lawrence F.V.* Predicting the fatigue resistance of welds / F.V. Lawrence., N.-J. Но, P.K. Mazumdar //Annu. Rev. Mater. Sci -1981, 11. P. 401-425.

4. *Radaj D.* Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Second edition / D. Radaj, C.M. Sonsino, W. Fricke. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd., 2006. 639 p.
5. *Ushirokawa O.* Stress concentration factor at Welded Joints / O. Ushirokawa, E. Nakayama // *Ishikawajima-Harima Eng. Rev.* 1983. N 23. P. 351-35.
6. *Anthes, R.J.* Notch shape factors of butt joints and double-T joints. / R.J. Anthes, V.B. Köttgen, T. Seeger // *Schweissen und Schneiden.* 1993. Vol. 45, no. 12. P. 685-688.

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ МОНТАЖНЫХ РАБОТ ПРИ ВЫСОТНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

В.А. Пенчук¹, В.А. Сидоров¹, В.В. Пенчук²

¹Донбасская национальная академия строительства и архитектуры
²ФАУ «РОСКАПСТРОЙ»

Обеспечение безопасности при возведении высотных зданий и сооружений, в современных условиях требует иного подхода к взаимодействию строповщиков и крановщика. Анализ причин аварийности монтажных работ при высотном строительстве, связанных с такелажными работами, теоретическое обоснование и инженерно-технические решения обеспечения безопасности монтажных работ позволили сформулировать предложения по совершенствованию системы визуального наблюдения крановщика за работой и указаниями «нижнего» и «верхнего» такелажников.

Ключевые слова: высотное строительство, подъёмные сооружения, крановщик, такелажник, строповка, монтаж, сигнализация

IMPROVING THE SAFETY OF INSTALLATION WORK OF WORK IN HIGH-RISE CONSTRUCTION

V.A. Penchuk¹, V.A. Sidorov¹, V.V. Penchuk²

¹Donbas National Academy of Civil Engineering
and Architecture
²FAU "ROSKAPSTROY

Safety assurance during erection of high-rise buildings and constructions in modern conditions requires a different approach to the interaction of slinger and crane operator. Analysis of the reasons of erection accidents during high-rise construction which are related to rigging, theoretical substantiation and engineering-technical solutions of erection works safety provision allowed to formulate the suggestions on improvement of crane operator visual monitoring system and instructions of «lower» and «upper» riggers.

Keywords: high-rise construction, lifting structures, crane operator, rigger, slinging, assembling, signaling

Общая постановка проблемы. При возведении высотных зданий и сооружений возникают специфические условия в выполнении такелажно-монтажных работ: высота расположения рабочего места крановщика от мест строповки и расстроповки грузов; к такелажным работам одновременно привлекается несколько такелажников: для строповки и подачи информации крановщику – «нижний» такелажник, для монтажа и расстроповки – «верхний» такелажник; при монтаже пространственных конструкций еще необходим такелажник, который управляет её пространственным положением [1, 2].

Статья посвящена анализу причин аварийности монтажных работ при высотном строительстве, связанных с такелажными работами по захвату конструкции в местах их складирования, а также при её монтаже в тело здания или сооружения. Предложены теоретическое обоснование и инженерно-технические решения обеспечения безопасности монтажных работ при высотном строительстве за счёт совершенствования системы визуального наблюдения крановщика за работой и указаниями «нижнего» и «верхнего» такелажников [3–5].

Анализ публикаций. Вопросам безопасного строительства уделяется должное внимание во всех странах мира. В соответствии с международными правилами (Конвенцией МОТ № 167, Директивой Совета 92/57/ЕЕС) установлено, что обязанности по организации охраны труда на стройплощадке возлагаются на заказчика или организацию, представляющую заказчика.

Правила техники безопасности и организации охраны труда при работе в строительной сфере постоянно находятся под контролем Министерства труда РФ. Так, в 2017 году «Правила по охране труда в строительстве» утверждены приказом Минтруда РФ от 01.07.2015 № 366н. Учитывая важность рассматриваемого вопроса, Министерство труда РФ 11 декабря 2020 года приказом № 883 утвердило новую редакцию «Правил по охране труда при строительстве, реконструкции и ремонте».

В новых правилах работодатель, исходя из специфики своего строительного производства и характеристик объекта, обязан в рамках процедуры управления профессиональными рисками системы управления охраной труда (СУОТ) провести оценку профессиональных рисков, связанных с функционированием конкретного процесса, машин, механизмов, технологического оборудования. Рассматриваемый документ имеет 459 пунктов, которые отражают требования охраны труда в XX различных видах деятельности при строительстве и реконструкции зданий и сооружений. В указанном документе отражены результаты иссле-

дований, которые проводились различными организациями в области охраны труда.

Очевидно, что безопасность – категория не только техническая, но и экономическая. Чем больше вложений в защитные меры, тем выше безопасность. Эта категория, кроме того, имеет и социальный характер, ибо требуемый уровень безопасности зависит от субъективного восприятия человеком особенностей производственного процесса.

Риск в технических системах и строительстве применяют для обозначения экстремальных ситуаций и экономических потерь, вызванных природными, техногенными и специальными причинами, а также используют как собирательный термин для обозначения нежелательных и аварийных событий.

Актуальность рассматриваемой проблемы состоит в том, что риск впервые рассматривается в системе «нижний такелажник – крановщик – верхний такелажник» («Нт-Кр-Вт») с учётом особенностей высотного строительства.

Основной материал. При высотном строительстве в России традиционно применяют башенные краны различных типов, как по способам их наращивания, так и по расположению относительно строящегося сооружения: сбоку или в центре. Началом истории высотного строительства можно считать строительство сталинских высоток, среди которых – строительство главного корпуса Московского государственного университета (рис. 1).

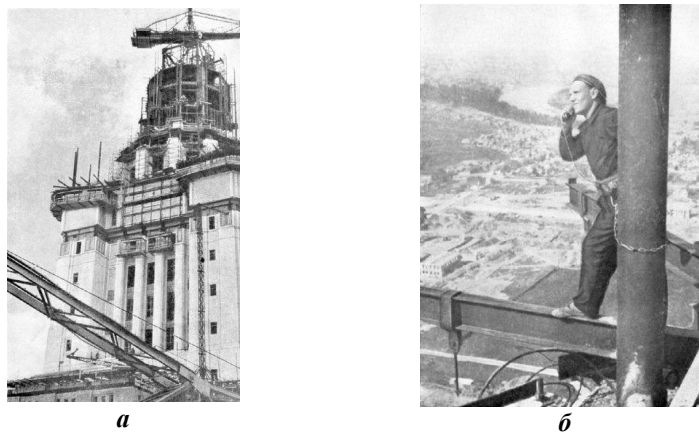


Рис. 1. Строительство МГУ: *а* – 15-тонный кран УБК-15-50 на верхней стоянке; *б* – монтажник вызывает по телефону подъёмный кран

Анализ результатов исследований показывает, что аварийность на строительном-монтажных работах чаще всего возникает из-за отказов в системе «Нт-Кр-Вт». Согласно СТО НОстрой 2.35.73-2012, риск, связанный с реализацией опасного события, рекомендуется представлять в виде функционала:

$$R_i = f(F_i; C_i), \quad (1)$$

где F_i - частота или вероятность i -го опасного события; C_i - тяжесть последствий - тяжесть вреда, причиненного в результате реализации i -го опасного события.

В рассматриваемой системе «Нт-Кр-Вт» участвуют по крайней мере три человека, от действий которых зависит безопасность строповки, подъёма и монтажа некоторой i -й конструкции в теле сооружения.

Для многофакторных процессов строповки и расстроповки грузов и для анализа ранжирования по степени риска каждого из факторов наиболее наглядное представление даёт диаграмма Исикавы (рис. 2) [11].

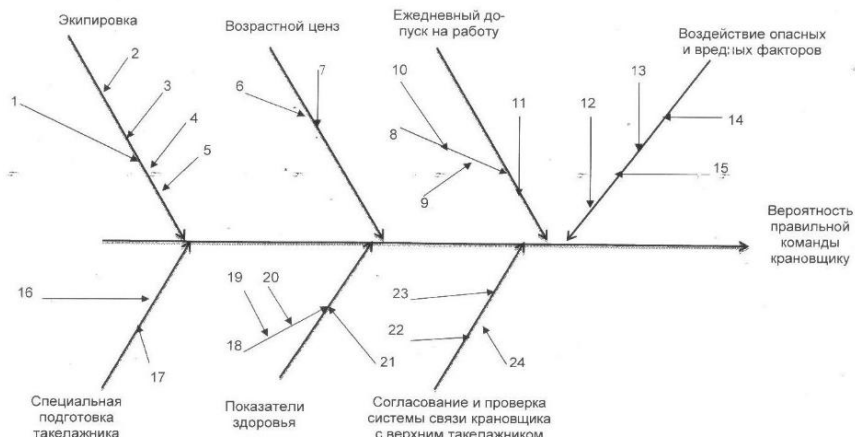


Рис. 2. Схема Исикавы для такелажника:

- 1 – спецодежда; 2 – каска; 3 – рукавицы; 4 – сигнальный жилет;
- 5 – нескользящая обувь; 6 – не моложе 18 лет; 7 – не старше 60 лет;
- 8 – ежедневный медосмотр; 9 – температура; 10 – давление; 11 – внешний вид;
- 12 – запыленность; 13 – температура; 14 – перемещаемые и складированные грузы;
- 15 – движущиеся машины и механизмы; 16 – действие удостоверения – 1 год;
- 17 – повторная проверка знаний; 18 – медицинская и психиатрическая проверка;
- 19 – ЭКГ; 20 – флюорография; 21 – исключение (болезнь сердца, сахарный диабет, эпилепсия); 22 – при помощи видеосвязи; 23 – сигнальная; 24 – звуковая

Как видно из представленной схемы, работа стропальщика весьма сложна и ответственна.

Перед каждой операцией по подъёму, перемещению и опусканию груза такелажник должен подать соответствующий сигнал крановщику. Перед подачей сигнала о подъёме груза такелажник должен убедиться:

- в отсутствии людей в зоне производства погрузочно-разгрузочных работ;
- в надёжности закрепления груза и отсутствии препятствий для его перемещения;
- в отсутствии на грузе посторонних предметов;
- в полной отцепке груза от транспортных средств.

Поскольку такелажник и крановщик, особенно при высотном строительстве, находятся на значительном расстоянии друг от друга (более 22 м), они не имеют возможности передавать информацию голосами. Для обмена информацией в этом случае используются условные сигналы, передаваемые руками или флажками.

Чтобы крановщику легче было различать подаваемые знаки, такелажник-сигнальщик в рабочей руке держит красный флажок. За многие годы знаковая сигнализация уже приобрела набор сигналов, используемых при выполнении монтажных операций с международными нормами. Мировой межгосударственный стандарт «Краны грузоподъемные. Ручные сигналы» МКС 53.020.20 введен в действие 2020-06-01. Таким образом, в такелажных процессах наконец-то узаконены все основные ручные сигналы. Необходимо отметить, что указанный стандарт разработан с учётом основных положений Международного стандарта ISO 16715.2014 «Краны грузоподъемные. Ручные сигналы, используемые в кранах».

Поскольку при знаковой сигнализации сенсомоторная возможность крановщика башенного крана является очень важной и определяющей в степени риска той или иной операции за счёт воздействия на рычаги управления, для обеспечения безопасности монтажных работ при высотном строительстве крановщик должен своевременно получать информацию о состоянии крана, о сигналах «нижнего» и «верхнего» такелажников.

Количество информационного воздействия на крановщика башенного крана в процессе монтажа некоторой конструкции высотного сооружения включает в себя наблюдения за участниками процесса Нт и Вт, за положением груза в пространстве, за поведением грузового полиспаста и т.п. Согласно рекомендациям [5], объём перерабатываемой крановщиком визуальной информации можно представить следующим образом:

$$i_{\text{инф}} = \sum_j^N \log \frac{2L_j}{D_j} + \delta H_{\text{изм}}, \quad (2)$$

где L_j – удаленность j -го объекта от крановщика; D_j – размер j -го объекта наблюдения; $\delta H_{\text{изм}}$ – погрешность в измерительной процедуре человека – крановщика.

Как видно из зависимости (2), с увеличением расстояния крановщика от такелажника L_j объём перерабатываемой визуальной информации увеличивается, она становится «рассеянной», а затем по мере удаления объекта наблюдения чёткое восприятие вообще исчезает (рис. 3).



Рис. 3. Использование монокуляра и радиосвязи на высотном кране

Поэтому при больших расстояниях, а также при строповке грузов, которые находятся вне поля зрения крановщика, между ним и такелажником устанавливается телефонная или радиотелефонная связь. На такелажных работах широкое применение находили малогабаритные радиостанции (табл. 1), которые просты по конструкции и надёжны в эксплуатации.

Необходимо отметить, что работа «вслепую» (только по радиосвязи) требует предварительной подготовки как крановщика, так и такелажника. При этом перечень и обозначение подаваемых команд должны быть утверждены распорядительными актами эксплуатируемой организации (в ред. Приказа Ростехнадзора от 12.04.2016 № 146).

Таблица 1. Основные характеристики малогабаритных радиостанций

Тип радиостанций	Диапазон рабочих частот, МГц	Радиус действия, м	Число каналов, шт	Потребляемая мощность, Вт	Масса, кг
«Ласточка»	33-46		1	0,16	0,8
«Тюльпан»	140-170		1	0,18	0,8
«Стройка»	24,5-35		1	-	0,7

В современном быстротечном строительстве, где важно соблюдать логистические цепочки доставки и монтажа конструкции, для оперативного решения возникающих вопросов необходима постоянная и оперативная связь. Предложений по строительным рациям диапазонов LPD и PMR достаточно много. В Интернет-магазинах предлагаются надёжные рации таких известных брендов, как Vector, Vostok, Roger, Midland и KenWood. Рации цифровые типа А_{ругт}А-74 dPMR – один из современных вариантов надёжной связи.

Как указывалось выше, процесс монтажа некоторой конструкции башенным краном многофакторный: строповка, подъём и пространственное перемещение, приём конструкции «верхним» такелажником, монтаж, отстроповка и опускание крюковой подвески за следующим грузом-конструкцией. Как показывает практика, чаще всего опасные ситуации возникают при комбинации двух и более причин.

В соответствии с исследованиями для сложной и взаимосвязанной системы «Нт-Кр-Вт» причины, приводящие к созданию опасной ситуации, можно представить в виде элементарной конъюнкции (логического произведения) причин:

$$K = x_1 \wedge x_2 \wedge \dots \wedge x_j = \bigwedge_{i=1}^r x_j, \quad (3)$$

где $x_1; x_2 \dots x_j$ - причины, приводящие к несчастному случаю (НС); r – количество причин несчастного случая; i – порядковый номер причины НС; \wedge - знак логического умножения (конъюнкции).

Из условия (3) следует, что исключение минимум одной из причин из опасной ситуации в системе «Нт-Кр-Вт» приводит к невозможности возникновения несчастного случая. Каждый случай производственного травматизма на подъёмном сооружении происходит в пределах системы «Нт-Кр-Вт». В работах [6, 7] дан детальный анализ факторов, влияющих на безопасность эксплуатации подъёмного сооружения с учётом фактора времени. Показано, что все опасные факторы целесообразно сгруппировать (табл. 2).

Таблица 2. Фиксируемые характеристики факторов охраны труда

t_i	t_1	t_2	t_3	t_4	...	t_k
x_{m_i}	x_{m_1}	x_{m_2}	x_{m_3}	x_{m_4}	...	x_{m_k}
x_{c_i}	x_{c_1}	x_{c_2}	x_{c_3}	x_{c_4}	...	x_{c_k}
$x_{э_i}$	$x_{э_1}$	$x_{э_2}$	$x_{э_3}$	$x_{э_4}$...	$x_{э_k}$
...
x_{i_i}	x_{i_1}	x_{i_2}	x_{i_3}	x_{i_4}	...	x_{i_k}

Здесь x_m , $x_{эп}$, $x_{нс}$, $x_{сэ}$, $x_{нк}$, $x_{эс}$ – соответственно факторы, определяющие безопасность труда крановщика: технические, эргономические, психологические, санитарно-гигиенические, природно-климатические, эстетические.

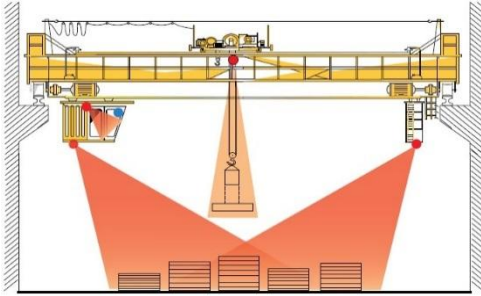
При переходе на цифровую информацию можно теоретически оценить влияние каждого из указанных факторов на безопасность труда крановщика.

Используя уже проверенную методику, аналогично можно оценить влияние указанных факторов на безопасность труда такелажника.

Особенностью рассматриваемой проблемы является рассмотрение безопасности на краткосрочном промежутке времени – это время одного цикла монтажа конструкции высотного здания. Для этого краткосрочного промежутка времени ликвидация хотя бы одной из причин создания опасной ситуации весьма важна.

Накоплен большой опыт применения видеонаблюдений за рабочими процессами бульдозеров, экскаваторов и мостовых кранов [8]. Схемы применения видеонаблюдения мостового крана и необходимые комплектующие представлены на рис. 4.

В высотном строительстве, особенно на заключительном этапе, появляются зоны, недоступные для визуального обзора крановщиком (рис. 5). В этом случае единственное решение – использование системы «Нт-Кр-Вт». При этом длительная работа этой системы приводит к постепенному накоплению отклонений в понимании, привыкании к стилю работы отдельных исполнителей, несогласованности действий, малым инцидентам, большим ошибкам и снижению уровня безопасности. Исключение указанной последовательности накопления малых отклонений возможно при наличии дополнительной визуальной информации, получаемой крановщиком при помощи видеокамеры.



Камера обзора траверсы ViSUM
 Камера обзора груза ViSUM
 Камера в кабине ViSUM
 Кабель ViSUM C
 Видеорегистратор ViSUM
 Монитор ViSUM
 Блок питания

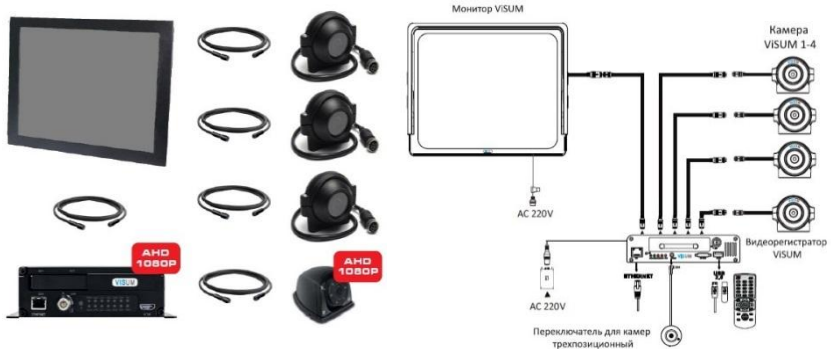


Рис. 4. Необходимые комплектующие для организации видеонаблюдения:

камера ViSUM C-S-H × 3 шт.; камера ViSUM C-HS-IR5-AHD mini × 1 шт.;
 кабель ViSUM C-AHD × 4 шт.; монитор ViSUM M15-2 × 1 шт.;
 видеорегистратор ViSUM DVR SD-X4 AHD (WiFi); блок питания

Известны попытки установки видеокамеры на тележке, с возможностью бесконтактной зарядки и увеличения масштаба изображения (рис. 6, а). При этом вопрос бесконтактной зарядки видеокамеры требует близкого подхода тележки к кабине, а увеличение изображения на расстоянии более 50 м позволяет получить обзор на большой площади, не позволяя рассмотреть действия такелажников. При установке камеры на крюковой подвеске (рис. 6, б) нерешённым остаётся вопрос зарядки аккумуляторов.

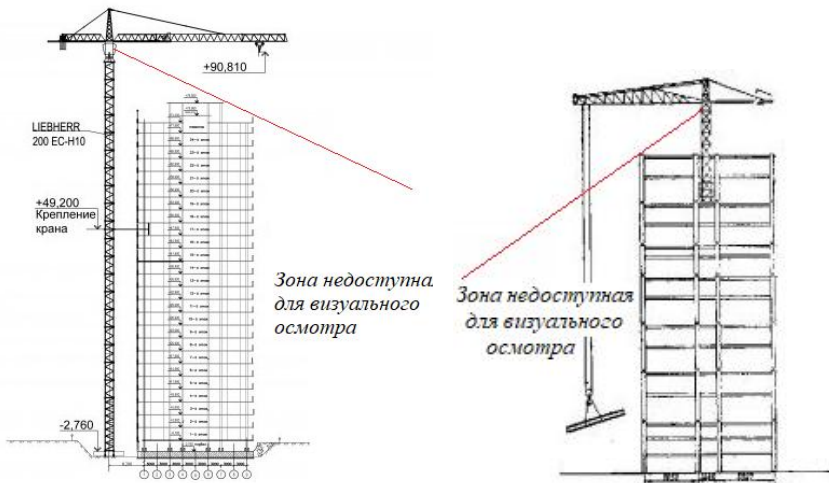


Рис. 5. Зоны, недоступные для визуального обзора крановщика при высотном строительстве



a



б

Рис. 6. Примеры установки видеокамеры на кране:

a – установка на тележке;

б – установка на крюковой подвеске

В то же время использование мобильных видеокамер, установленных в зоне монтажа (рис. 7), позволяет повысить эффективность действий крановщика за счёт понимания общей ситуации. Возможный вариант – установка камер видеонаблюдения на переносных стойках в зонах монтажа конструкций, чтобы крановщик чётко наблюдал как за процессами строповки и расстроповки грузов, так и за состоянием нижнего и верхнего такелажников.



Установка оголовка



Установка балки противовеса



Монтаж стрелы



Установка противовесов

Рис. 7. Этапы монтажа башенного крана

Выводы

1. Высотное строительство получило распространение во всех передовых странах мира. Безопасности работ на таких строительных работах уделяется должное внимание, поэтому уже к 2020 году были разработаны международные нормативные документы по безопасности строительных и ремонтных работ.

2. Специфика высотного строительства требует особого внимания к безопасности системы «нижний такелажник – крановщик – верхний такелажник» («Нт-Кр-Вт»). Безопасность монтажных работ во многом определяется четкими указаниями крановщику от Нт и Вт.

3. При высотном строительстве ($H > 22$ м) практически исключается передача команд с системе «Нт-Кр-Вт» звуковая, переход на сигнальную передачу информации требует дополнительной подготовки всех участников процесса монтажа конструкций по сигнальным указаниям. Однако в условиях плохой видимости указания могут быть нечеткими и небезопасными.

4. Переход на радиосвязь в системе «Нт-Кр-Вт» позволяет повысить безопасность монтажных работ, но для крановщика работа «вслепую» требует уверенности в работе членов команды системы «Нт-Кр-Вт», что иногда приводит к некоторым рискам безопасности.

5. Современные системы видеонаблюдения за процессами уже широко опробованы на бульдозерах, экскаваторах и мостовых кранах. Для рассматриваемых процессов в зоне работы «нижнего» и «верхнего» такелажников необходимо оборудовать переставные посты. Обеспечение виде- и радиосвязью системы «Нт-Кр-Вт» позволит резко повысить безопасность работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Агошков А.И.* Безопасность труда в строительстве / А.И. Агошков, Т.А. Брусенцова, Е.А. Разьяконова. М.: Проспект, 2015. 135 с.
2. *Бызов А.П.* К вопросу об определении величины индивидуального риска на реконструкции опасных производственных объектах / А.П. Бызов, А.В. Фомин // Проблемы управления рисками в техносфере. 2018. № 1(45). С. 61-66.
3. *Голдобина Л.А.* Пути обеспечения надежности, безопасности и эффективности строительно-монтажных работ при возведении зданий и сооружений путем стабилизации процессов раскачивания грузового подвеса / Л.А. Голдобина, П.С. Орлов // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 322-330.
4. *Голдобина Л.А.* Программирование движения моделей зрительного аппарата оператора строительного крана при фиксации или сопровождении объекта наблюдения/ Л.А. Голдобина, П.С. Орлов // Актуальные проблемы инженерного

обеспечения АПК. Сборник научных трудов / Ярославская сельскохозяйственная академия. Ярославль, 2001. С. 40-46.

5. *Голдобина Л.А.* Обеспечение безопасности строительно-монтажных работ при возведении зданий и сооружений / Л.А. Голдобина, П.А. Деменков, О.В. Труненко // Записки Горного института. 2019. Т. 239. С. 583-595.

6. *Пенчук В.А.* Повышение эффективности и безопасности аварийно-спасательных работ при использовании грузоподъемных машин / В.А. Пенчук, В.В. Пенчук, Н.А. Юрченко // Строитель Донбасса. 2021. № 1(14). С. 16-20.

7. *Пенчук В.А.* Повышение безопасности работ на грузоподъемных машинах, используемых на поверхности угледобывающих предприятий/ В.А. Пенчук, В.Н. Гусаков, Н.А. Юрченко // Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах. 2019. № 1(44). С. 65-73.

8. *Пенчук В.А.* Визуальное наблюдение и диагностирование состояния элементов и рабочих процессов технологических машин: монография / В.А. Пенчук, В.А. Сидоров, А.В. Пичахчи. Макеевка: ГОУ ВПО «ДонНАСА», 2021. 270 с.

ФОТОСТАБИЛИЗИРОВАННЫЕ СИНТЕТИЧЕСКИЕ СТРОПЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ НА ОСНОВЕ МЕСТНОГО СЫРЬЯ

Б. Рахманов¹, С. Раззаков², И. Абдуллаев¹

¹Ферганский политехнический институт, Узбекистан

²Наманганский инженерно-строительный институт, Узбекистан

В статье приведены положительные качества синтетических стропов, которые используются в такелажных работах, дана характеристика материалов, из которых изготавливают синтетические стропы, стабилизация полимерных мультифиламентных нитей, а также деформационные и механические характеристики.

***Ключевые слова:** такелажные работы, грузоподъемные механизмы грузозахватные приспособления, текстильный строп, синтетические волокна, разрывное оборудование, удлинения каната, эмпирические параметры*

PHOTOSTABILIZED SYNTHETIC SLINGS IN CONSTRUCTION BASED ON LOCAL RAW MATERIALS

B. Rakhmanov¹, S. Razzakov², I. Abdullayev¹

¹Fergana Polytechnic Institute, Uzbekistan

²Namangan Civil Engineering Institute, Uzbekistan

The article presents the positive qualities of synthetic slings that are used in rigging, characterizes the materials from which synthetic slings are made, stabilizes polymer multifilament yarns, as well as deformation and mechanical characteristics.

***Keywords:** rigging, lifting mechanisms, lifting devices, textile slings, synthetic fibers, breaking equipment, rope extensions, empirical parameters*

Введение

В настоящее время в промышленности и в строительстве применяются грузоподъемные механизмы. По всей республике их тысячи, это: башенные, порталные, козловые и мостовые краны; краны на гусеничном и пневмоколесном ходу; автомобильные краны; переносные, передвижные, приставные краны подъемники и др., которые используют

стальные канатные стропы, импортируемые из России (по статистическим данным, объем импорта за 2017-2021 годы составил 22 млн долл. США).

В последнее время в республике особое внимание уделяется локализации и импортозамещению (Указ Президента Республики Узбекистан № УП-4426 от 24.08.2019). В связи с этим в зависимости от веса (массы) и сложности перевозимых грузов стальные канаты должны постепенно уступать место синтетическим ленточным и канатным грузозахватным устройствам (стропам) (СЛКС) [1].

Полипропиленовые (ПП) гранулы, из которых получают мультифиламентные волокна, считаются основным сырьем для синтетических строп, которое выпускаются Устюртским газохимическим комбинатом – УГХК [2]. Одной из основных задач при производстве синтетических строп для грузоподъемного оборудования является исследование физико-механических свойств, долговечности и износостойкости при сухом жарком климате Узбекистана.

Совместно с учеными Ферганского политехнического института и Химико-технологического научно-исследовательского института ведутся работы по изучению физико-механических и физико-химических свойств, а также по увеличению долговечности и износостойкости синтетических строп.

Методы исследования

В данной статье рассматривается влияние исходных нитей на прочность канатов и веревок.

В данном исследовании ставились следующие задачи:

- разработать методику проведения испытаний на крученых и плетеных нитевидных материалах;
- провести данные испытания на современном разрывном оборудовании;
- провести статистическую обработку проведенных испытаний.

Результаты исследований

Экспериментальные исследования на определение разрывной нагрузки и относительного удлинения были проведены в лаборатории Химико-технологического научно-исследовательского института. Для проведения испытания была выбрана универсальная разрывная машина Shimadzu Autograph AGS-X10 с программным обеспечением (рис. 1).

Данная машина позволила провести серии испытаний выбранного материала по стандартным методикам определения прочностных харак-

теристик, но с различными длинами образцов и при постоянной скорости разрыва, в сухом виде. Погрешность результатов испытаний составляет $\pm 0,5\%$ от полученных данных – согласно паспортным данным машины [3].



Рис. 1. Испытательная разрывная машина Shimadzu Autograph AGS-X10

Для проведения исследований выбраны каболки трехрядные, диаметрами 2,5, 3,0, 4,0 мм, полученные из местного полипропилена, выпускаемого Устьюртским газохимическим комбинатом. Отбор и подготовка материала проводились по стандартной методике согласно ГОСТ Р ИСО 2307-2014 [4]. Фактические диаметры образцов определены при помощи штангенциркуля с ценой деления 0,1 мм, линейную плотность определяли с применением мерного приспособления с линейкой и креплением для груза, применяемого для предварительного натяжения, и с применением лабораторных весов, с погрешностью не более 0,5% от взвешиваемой массы [3].

Испытания для определения разрывной нагрузки и удлинения в сухом виде проводились в соответствии с ГОСТ Р ИСО 2307-2014. Скорость движения подвижной траверсы разрывной машины равна 80 мм/мин. Расстояние между креплениями, применяемыми для испытаний нитевидных материалов, составляло 300 мм.

Таблица 1. Деформационные показатели полипропиленового кабелка ПП-3,0

Наименование	Модуль упругости, Н/текс.	Разрывная сила 10 Н	Максимальная разрывная сила, Н	Максимальное удлинение, мм	0,1% Н	0,2%
Образец ПП-3,0	22.6241	573.809	576.969	369.767	192.161	101.630
Стандартное отклонение	7.96078	49.4126	36.2486	56.2051	49.2346	2.60958
Максимум	29.4289	608.749	611.100	415.212	233.742	103.475
Минимум	13.8696	538.869	538.921	306.919	137.795	99.7845

На рис. 2 показан график деформация-удлинение полипропиленовой трехрядной кабелки. В исследованиях были определены предел прочности и удлинение при растяжении образцов кабелки и их составных элементов, установлено изменение упругости каната при многократном нагружении.

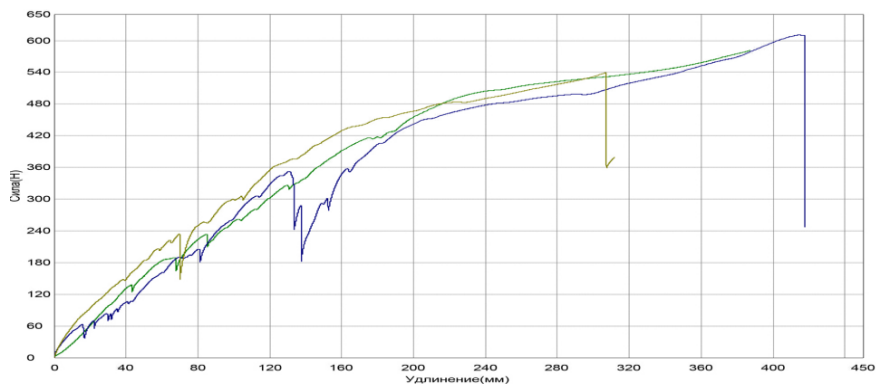


Рис. 2. График деформация–удлинение полипропиленовой трехрядной кабелки

Коэффициент прочности отдельных нитевидных элементов понижается с увеличением диаметра кабелки. Прочность каната составляет 50–60% от прочности всех волокон и 65–70% от прочности всей кабелки. Относительное удлинение повышается с увеличением сечения элементов

и числа переходов при изготовлении каната. Относительное удлинение впервые нагружаемого каната составило 45-50% [5].

Для повышения устойчивости к ультрафиолетовому излучению в сухом жарком климате республики, проведены эксперименты, получены мастербатчи с помощью добавок со специальной сложной химической структурой нового состава, содержащего металл и азот, и определены свойства устойчивости к солнечному свету.

Полученная новая добавка препятствует деструктивным процессам, вызываемым ультрафиолетовыми лучами в полимерной композиции, повышает степень преломления ультрафиолетовых лучей, попадающих на поверхность полимера (рис. 3). На рис. 3 показаны спектральные волновые числа образцов полипропиленовых нитей. ИК-Фурье спектрометр дает возможность с высокой точностью определять спектральные волновые числа. При этом разрешение остается постоянным во всем спектре, позволяет составлять тенденции и профили реакций в режиме реального времени, предоставляя очень точную информацию о кинетике, механизме, путях реакции и влиянии ее параметров на конечный продукт.

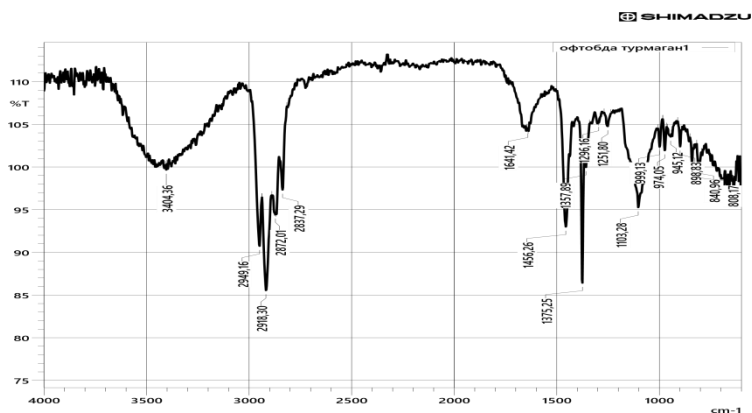


Рис. 3. Спектральные волновые числа образцов полипропиленовых нитей

Заключение

Анализ современных технологий производства комплексных синтетических волокон различной линейной плотности из местного сырья, устойчивых к сухому жаркому климату, анализ физико-механических свойств комплексных синтетических волокон, анализ характеристик ИК-спектра, выбор оптимальной схемы плетения, уникальность работы син-

тетических стропов в грузоподъемных устройствах и учет свойств полипропиленовых волокон, производимых в Узбекистане, дают возможность получить качественные синтетические тканые ленты и канаты, позволяющие значительно повысить эффективность монтажных работ за счет оптимизации схемы плетения. Очевидно, что направление дальнейших исследований технологии такелажных работ с использованием стропов на текстильной основе заключается в детальной разработке и исследовании универсальных стропов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Абдуллаев И.Н.* Проблемы производства и применения грузозахватных приспособлений из синтетических лент и канатов в Узбекистане / И.Н. Абдуллаев, Б.К. Рахманов // Подъемно-транспортное дело. Научно-технический, производственно-экономический и информационный журнал. 2018. № 6. С. 5–7.
2. *Razzakov S.J.* Components of deformation and failure of synthetic woven tapes / S.J. Razzakov, I.N. Abdullayev, B.K. Raxmanov // Scientific-technical journal. 2021. № 2. С. 23-28.
3. *Насенков П.В.* Экспериментальные исследования разрывного усилия и относительного удлинения рыболовных веревочно-нитевидных изделий с различной скоростью разрыва и длиной исследуемых образцов / П.В. Насенков, А.А. Недоступ, В.А. Наумов // Известия КГТУ. 2020. № 58. С. 35-49.
4. ГОСТ Р ИСО 2307-2014. Изделия канатные. Методы определения некоторых физических и механических свойств. М.: Стандартинформ, 2015.
5. *Наумов В.А.* Анализ результатов испытания прочности трехпрядных канатов из полимерных материалов / В.А. Наумов, Н.Р. Ахмедова, И.М. Ахмедов // Известия Калининградского государственного технического университета. 2015. № 36. С. 43-51.

ОПЫТ СОЗДАНИЯ ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ КАК ИЛЛЮСТРАЦИЯ ПРОЦЕССА ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В ЛИФТОВОЙ ОТРАСЛИ

А.Ю. Прусов¹, Д.А. Максимов²

¹ООО «Подъемно-транспортные механизмы»

²ООО «Подъемно-транспортные машины»

Представлена конструкция и принцип работы ограничителя скорости двухстороннего действия для использования на лифтах с номинальными скоростями от 1 до 2 м/с. Изложен опыт конструирования, создания и тестовых испытаний. Описана методика оперативного контроля параметров, регламентированных государственными стандартами. Дан критический анализ технологических возможностей, связанных с производством модели ограничителя скорости. В выводах акцентировано внимание на необходимость систематизации и обобщения полученного опыта, а также накопления статистических данных.

Ключевые слова: лифт, устройство безопасности, контроль скорости, ограничитель скорости, шкив ограничителя, безопасность, эксплуатация лифтов

THE EXPERIENCE OF CREATING A SPEED LIMITER AS AN ILLUSTRATION OF THE PROCESS OF IMPORT SUBSTITUTION OF EQUIPMENT IN THE ELEVATOR INDUSTRY

A.Y. Prusov¹, D.A. Maksimov²

¹ LLC "Lifting and transport mechanisms"

² LLC "Lifting and transport machines"

An upgraded design and operating principle of a two-way speed limiter for use on elevators with nominal speeds from 1 to 2 m/s is presented. The experience of designing, creating and testing is described. The method of operational control of parameters regulated by state standards is described. A critical analysis of the technological capabilities associated with the production of a speed limiter model is given. The conclusions focus on the need to systematize and generalize the experience gained, as well as the accumulation of statistical data.

Keywords: *elevator, safety device, speed control, speed limiter, limiter pulley, safety, elevator operation*

По состоянию на весну 2022 года доля импортных комплектующих в отечественном лифтостроении составляла около 30%. К осени текущего года имевшие место поставки иностранного оборудования значительно сократились из-за нарушения логистических цепочек, а ряд крупнейших европейских производителей заявил о полном прекращении сотрудничества и ухода с нашего рынка. Это обстоятельство привело к росту цен на российские лифты от 15 до 30%.

Перспектива развития отечественной лифтовой отрасли напрямую зависит от производителей компонентной базы и их потенциальных технологических возможностей. Ориентирами в этой работе должны быть современные и наукоёмкие образцы лифтового оборудования, выпускаемые лидерами мирового рынка. Поэтому вопрос импортозамещения оборудования в лифтовой отрасли является актуальным.

В сложившихся условиях искусственных ограничений отечественные производители могут и должны смело вступать в конкурентную борьбу, выпуская улучшенные образы и модели оборудования, решая таким образом задачи наращивания промышленного потенциала страны, импортозамещения и повышения своего профессионального уровня. Последнее утверждение будет продемонстрировано примером и демонстрацией опыта создания отечественного ограничителя скорости лифта.

Введение и постановка задачи. Вертикальный транспорт, включающий в себя все виды лифтов и пассажирских подъемников, должен соответствовать требованиям безопасности [1]. Приложением 2 ТР ТС "Безопасность лифтов" утвержден перечень устройств безопасности лифта, подлежащих обязательной сертификации, куда входит ограничитель скорости.

В соответствии с нормативным определением, ограничитель скорости – это устройство, предназначенное для приведения в действие механизма ловителей при превышении установленной величины скорости движения кабины, противовеса.

Современные ограничители скорости должны предусматривать возможность срабатывания в обе стороны по направлению вращения, настраиваться на определённую скорость вращения на заводе-изготовителе и пломбироваться, исключая возможность вмешательства в режим его срабатывания [2].

Дополнительно нормативно-техническими документами регламентированы следующие требования:

- должна обеспечиваться проверка достаточности силы трения между канатом и рабочим шкивом, необходимой для приведения в действие ловителей при движении кабины [3];

- должна обеспечиваться возможность определения усилия в канате, приводящего в действие ловители, при срабатывании ограничителя скорости [2].

Таким образом, целью данной работы являлось создание современной и конкурентоспособной конструкции ограничителя скорости лифта, отвечающего требованиям безопасности, требованиям государственных стандартов, эргономическим принципам и требованиям импортозамещения.

Методами исследования являлось теоретическое изучение конструкций ограничителей скорости, опытно-конструкторская работа, практическое создание действующей модели, научное обоснование способов контроля параметров и эмпирический анализ образца.

Теоретические исследования. Обзор существующих конструкций моделей ограничителей скорости выявил большое разнообразие возможных решений [4]. Определено, что наибольшее распространение на рынке получили центробежные ограничители скорости лифтов, имеющие в своём составе канатоведущий шкив с симметрично размещёнными на нём двумя грузами, соединёнными между собой рычажной кинематической связью с возможностью регулировки линейного размера между ними и изменения сил инерции [5].

При увеличении скорости вращения канатоведущего шкива грузы под действием центробежной силы расходятся от оси вращения и взаимодействуют с неподвижными упорами, запуская механизм остановки шкива. Упоры при этом могут быть расположены либо на внешнем радиусе ограничителя [6], либо на внутреннем радиусе установки шкива на неподвижной оси или на ступице ограничителя [7].

Недостатком таких устройств являются большие динамические нагрузки в момент ударного контакта грузов об упоры и резкое торможение, что негативно влияет на элементы металлоконструкции всего подъёмного устройства и приводит к интенсивному износу канатов. Кроме того, «традиционные» ограничители скорости выполняются одностороннего действия, т.е. срабатывание осуществляется при вращении только в одну сторону (как правило, при движении кабины вниз).

Анализ патентного обзора ограничителей скорости выявил направления и пути их совершенствования, среди которых: увеличение диапазона скоростей срабатывания, интегрирование в конструкцию микроэлектроники, оснащение дополнительными системами безопасности,

контролирующими прочие параметры и дублирующими контроль срабатывания самого ограничителя.

Однако совокупная технологическая сложность проанализированных патентов не позволяет четко определить эффективность применения ограничителей на этапе эксплуатации. Заявления о тестовой апробации, при отсутствии достоверных данных о внедрении, не могут являться доказательной базой эксплуатационной надёжности лифтового оборудования и не представляются убедительными.

Третьим критерием, необходимым для решения задачи импортозамещения, являлась возможность изготовления ограничителя скорости на доступном отечественном промышленном оборудовании и возможности доведения его выпуска до серийного производства.

Из всех вариантов патентоспособных конструкций приоритет был отдан тем решениям, которые ранее были внедрены в производство, выдержали длительный процесс эксплуатации и положительно зарекомендовали себя на отечественном лифтовом рынке.

Результатом изысканий стал выбор в качестве прототипа для дальнейшей модернизации ограничителя скорости центробежного типа двухстороннего действия Gervall Europa, в основу которого положен патент на изобретение ограничителя скорости лифта [8].

При анализе указанного ограничителя были выявлены недостатки, связанные: с невозможностью оперативного контроля параметров, определённых государственными стандартами [2, 3]; с индивидуальными особенностями исполнения перфорированного диска для одного конкретного типа датчиков числа оборотов шкива, что значительно сужает возможности его применения; с невыполнением требований дополнительной защиты от вращающихся механизмов [1, 9]; с неремонтопригодной конструкцией ограничителя скорости.

Дальнейшая работа по решению задачи импортозамещения ограничителя скорости осуществлялась в несколько этапов.

Первый этап. Осуществление конструкторской проработки и 3D-моделирование в системе автоматизированного проектирования «Компас 3Dv21».

Второй этап. Исследовательская работа с моделью, поиск решений для устранения выявленных недостатков прототипа.

Третий этап. Оформление документов по защите авторского права способов оперативного контроля параметров и созданного образца путём получения патента на изобретение.

Четвёртый этап. Создание действующих моделей и тестовых образцов ограничителя скорости на доступном технологическом уровне.

Пятый этап. Испытания финальной версии ограничителя скорости на действующем оборудовании лифтового завода.

Практическая реализация. Результатом реализации первого этапа стало создание теоретической модели ограничителя скорости, который представляет собой сложное электромеханическое устройство безопасности (рис. 1, 2).

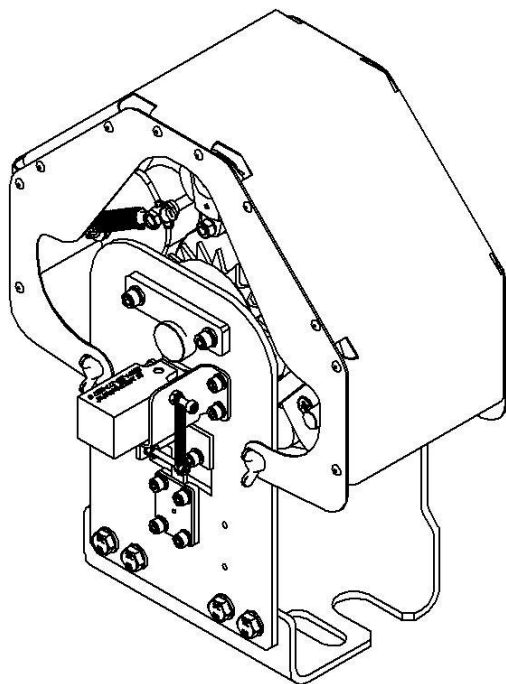


Рис. 1. Ограничитель скорости «Ярославец», изометрический вид

На данном этапе решались и исследовались задачи компоновки отдельных деталей и общая кинематика работы. К сожалению, доступные программные средства автоматизированного проектирования не позволили смоделировать динамику работы вращающегося механизма. Поэтому математическое моделирование зависимостей ускорения, скорости, сил инерции расходящихся грузов, сил трения каната о шкив и т.д. осуществить было затруднительно. Эти зависимости исследовались в дальнейшем эмпирическим методом при проведении ряда экспериментов.

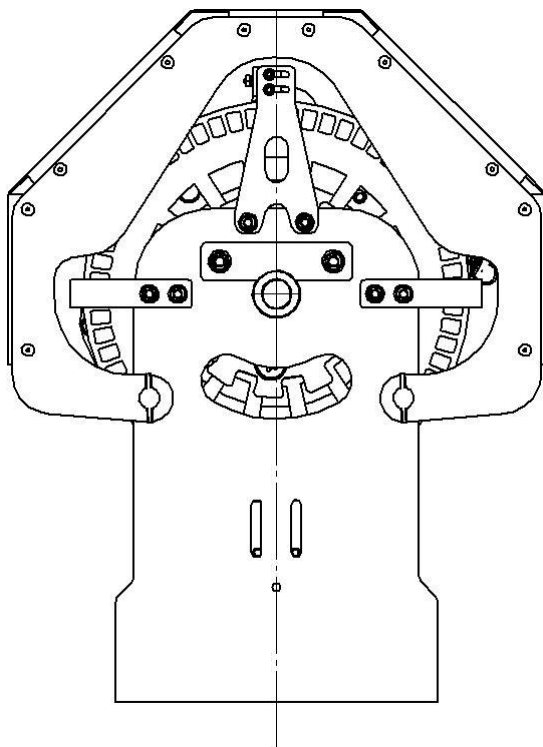


Рис. 2. Ограничитель скорости «Ярославец», вид сзади

Воспроизведённая конструкция, взятая за основу из прототипа, является ограничителем скорости центробежного типа двухстороннего действия и имеет следующие основные узлы: корпус с крепёжными элементами и защитным кожухом; систему блокировки двухстороннего действия; систему принудительного срабатывания на малых скоростях.

Принцип действия ограничителя скорости заключается в следующем (рис. 3). В режиме нормальной эксплуатации, при вращении шкива 1, коромысла 2 находятся в неподвижном состоянии относительно друг друга под действием пружины 3. При достижении критической скорости вращения шкива 1 и превышении настроечного значения жесткости пружины 3 на определённую величину, коромысла 2 под действием центробежной силы, чему способствуют два симметрично расположенных груза, находящихся между рычагами и шкивом, начинают отклоняться и проворачиваться на осях 4, удаляясь от центра вращения шкива 1. Благодаря

средней точке закрепления коромысел 2 на шкиве 1 формируется качающаяся схема движения – при начале отклонения симметрично расположенных грузов от центра другие концы коромысел 2 начинают двигаться наоборот к центру. Это приводит к тому, что водило 5 вместе со стопорным роликом 6 движется к центру вращения шкива 1 до точки касания со стопорным рифлёным диском 7. В момент соприкосновения ролика 6 с диском 7 возникают силы трения и при продолжении вращения шкива 1 ролик 6 увлекается внешней радиальной поверхностью рифлёного стопорного диска 7, двигаясь по фасонному пазу шкива, до момента окончательного своего заклинивания между фасонным пазом и стопорным диском своей противоположной стороной с внутренней поверхностью фасонного паза, что полностью останавливает шкив 1 и через канаты инициирует другое устройство безопасности – ловители. При вращении шкива 1 в противоположную сторону срабатывание ограничителя происходит аналогичным образом, но в другом направлении.

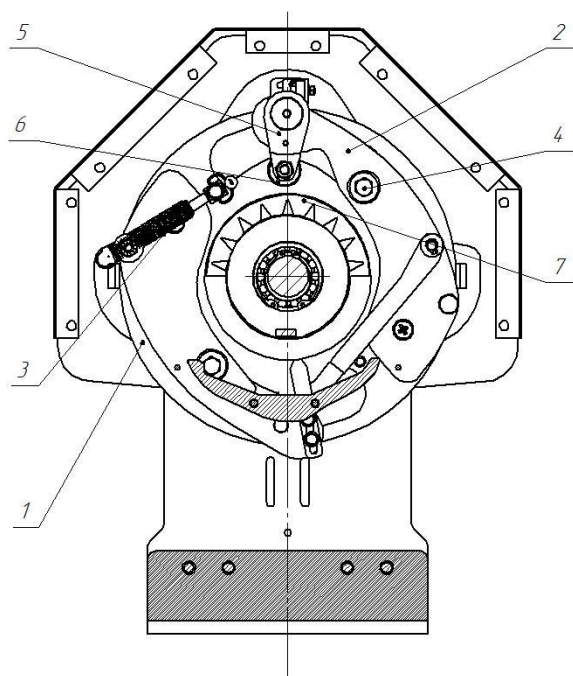


Рис. 3. Ограничитель скорости «Ярославец», вид спереди без передней корпусной пластины

Решением задачи адаптации ограничителя скорости к выполнению требований государственных стандартов стало создание двух способов контроля параметров: способа проверки достаточности силы трения между канатом и рабочим шкивом для приведения в действие ловителей при срабатывании ограничителя скорости и способа определения усилия в канате, приводящем в действие ловители при срабатывании ограничителя скорости.

Идея реализации состоит в использовании дополнительного специального многогранника (гайки), жестко установленного на шкиве ограничителя скорости, и присоединяемого к нему динамометрического ключа, позволяющего определить значение статического крутящего момента на шкиве при фиксированном состоянии канатов механизма подъема кабины лифта.

Способ проверки достаточности силы трения между канатом и рабочим шкивом [3] заключается в том, что с помощью динамометрического ключа производят нагружение внешним статическим моментом многогранника до начала совместного поворота шкива и каната и фиксируют визуально отсутствие проскальзывания между поверхностью каната и ручьём шкива.

Логика реализации способа заключается в том, что из формулировки стандарта следует, что количественной оценки конкретных значений силы трения не требуется. Условием достаточности сил трения является отсутствие проскальзывания между поверхностью каната и ручьём шкива при приложении статического крутящего момента к последнему (к шкиву), фиксируемое визуально. Тогда последовательность выполняемых операций будет такова: первоначально на динамометрическом ключе устанавливают значение статического момента [10]; затем динамометрический ключ устанавливают на многогранник и постепенно увеличивают статический момент до начала совместного поворота шкива и каната и фиксируют визуально отсутствие проскальзывания между поверхностью каната и ручьём шкива, что свидетельствует о достаточности сил трения. Полученное значение статического момента на ключе фиксируют.

Для определения усилия в канате, приводящем в действие ловители, при срабатывании ограничителя скорости [2] также используют многогранник с установленным на него динамометрическим ключом и создают постепенное нагружение внешним моментом до начала совместного поворота шкива и каната с последующей регистрацией измеренного статического момента и дальнейшим определением расчётным путём значе-

ния усилия в канате, приводящем в действие ловители, как частного статического момента на радиус шкива.

Причиной срабатывания ловителей является мгновенное изменение усилия в канате в результате резкой остановки ограничителя скорости. Это возможно только в случае наличия достаточной силы трения между канатом и шкивом ограничителя. В противном случае будет наблюдаться проскальзывание каната по ручью шкива и приведение в действие ловителей будет невозможно. Следовательно, необходимо первоначально определить достаточность силы трения для обеспечения отсутствия проскальзывания в ограничителе и затем расчётным путём определить значение усилия в канате, приводящем в действие ловители. Полученное значение расчетного усилия в канате необходимо сравнить со значением в стандарте [2] и сделать вывод о выполнении требований нормативного документа.

На третьем этапе проводилась работа по подготовке документов для защиты авторского права на вышеобозначенную модернизацию и способы контроля параметров ограничителя скорости. Работа успешно завершена и получен патент РФ № 2774460 от 21 июня 2022 года [11].

Четвёртым этапом осуществлена технологическая проработка возможностей изготовления отдельных деталей на доступном отечественном оборудовании. В результате этой работы отмечаются сложности и ограничения по производству отливок шкива из чугуна, проблемы исполнения точности фрезерной и токарной обработки деталей; высокая стоимость обработки шкивов на станках с ЧПУ. Из-за указанных недостатков всего было изготовлено восемь тестовых моделей с различным качеством исполнения.

Завершением общего процесса НИОКР являлся пятый этап, на котором проводились испытания финальной версии ограничителя скорости на действующем оборудовании лифтового завода «Евролифтмаш».

Вывод. Результатом проведения работы по созданию ограничителя скорости лифта и решения задачи импортозамещения является конструкция современного ограничителя скорости с диапазоном регулировок от 1,6 до 3 м/с, отвечающего требованиям безопасности, требованиям государственных стандартов и эргономическим принципам.

Одновременно были решены следующие задачи: разработан комплект конструкторской документации, готовый к запуску серийного производства на отечественном промышленном оборудовании; разработаны способы оперативного контроля параметров ограничителя скорости; создан стенд и отработана методика для настройки ограничителя скорости; проведены тестовые испытания.

Дальнейшим направлением практической работы должно стать внедрение в эксплуатацию тестовой партии ограничителей скорости «Ярославец», анализ и обобщение получаемого статистического материала и внесение корректировок в конструкцию базовой модели ограничителя скорости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технический регламент Таможенного союза «Безопасность лифтов» № ТР ТС 011/2011 // Интернет-сайт «Система Гарант». URL: <https://internet.garant.ru> (дата обращения: 26.09.2022).
2. ГОСТ 33984.1-2016. "Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов" // Интернет-сайт «Система Гарант». URL: <https://internet.garant.ru> (дата обращения: 26.09.2022).
3. ГОСТ 53780-2010 "Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке" // Интернет-сайт «Система Гарант». URL: <https://internet.garant.ru> (дата обращения: 26.09.2022).
4. Прусов А.Ю. Безопасность лифтов: учебное пособие / А.Ю. Прусов и др. М.-Берлин: Директ-Медиа, 2018. 314 с.
5. Манухин С.Б. Устройство, техническое обслуживание и ремонт лифтов: Учебник для нач. проф. образования / С.Б. Манухин, И.К. Нелидов. М.: Издательский центр "Академия", 2004. 336 с.
6. Ограничитель скорости лифта SU 680968(A1) – МПК В66В5/04 // Интернет-сайт «Яндекс патент». URL: https://yandex.ru/patents/doc/SU68098A1_19790825 (дата обращения: 26.09.2022).
7. Ограничитель скорости подъемника RU 2034766 (C1) – МПК В66В 5/04 // Интернет-сайт «Яндекс патент». URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2034766C1_19950510 (дата обращения: 26.09.2022).
8. Limitador de velocidad con enclavamiento bisentido ES 2306623 A – МПК В66В 5/04 // Интернет-ресурс «Google patents». URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7a/94/1f/28ecc71b8a0d6c/ES2306623A1.pdf>
9. ГОСТ ISO 12100-2013 «Безопасность машин. Основные принципы конструирования. Оценки риска и снижения риска» // Интернет-сайт «Система Гарант». URL: <https://internet.garant.ru> (дата обращения: 26.09.2022).
10. Павлов Н.Г. Лифты и подъемники / Н.Г. Павлов. М.-Л.: Машиностроение, 1965. 204 с.
11. Устройство и способ контроля параметров ограничителя скорости RU2774460C1 - МПК В66В 5/04 // Интернет-сайт «Яндекс патент». URL: https://yandex.ru/patents/doc/RU2774460C1_20220621 (дата обращения: 26.09.2022).

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТРОПОВОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ

А.П. Смоляр, В.И. Матвеевко

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

Представлен краткий анализ условий труда стропальщиков, отмечены достоинства автоматических грузозахватных устройств, приведено описание ряда технических решений по совершенствованию ручного выполнения строповочных операций.

Ключевые слова: *стропы, чалочный крюк, трудоемкость, безопасность, полуавтоматические грузозахватные устройства*

IMPROVING SLINGING OPERATIONS

A.P. Smoliar, V.I. Matveenko

Interstate Educational Institution of Higher Education
"Belarusian-Russian University"

A brief analysis of the working conditions of slingers is presented, the advantages of automatic load-handling devices are noted, a description of a number of technical solutions for improving the manual performance of slinging operations is given.

Keywords: *slings, pull hook, labor input, safety, semi-automatic lifting devices*

Наиболее трудоемкими и массовыми вспомогательными операциями при погрузке – выгрузке транспортных средств, складировании грузов являются строповочные операции. Следует отметить высокую трудоемкость, сложность и небезопасность труда стропальщиков, особенно при работах на открытых площадках и в стесненных условиях кузова транспортных средств. Для выполнения строповочных операций привлекается как минимум два стропальщика, а продолжительность выполнения строповочных операций составляет до 20–50% и более от общей продолжительности цикла работы грузоподъемного крана, что существенно снижает производительность погрузки – выгрузки. Кроме того, в соответствии с требованиями Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов не разрешается опускать груз в

кузов транспортного средства, а также поднимать груз при нахождении в нем людей. Это требует устройства специальных площадок и приводит к дополнительным затратам времени на выход стропальщика из кузова на эти площадки и его погрузку в кузов, для этого не приспособленный, с использованием переставных стремянок.

В настоящее время широко используются и разрабатываются новые автоматические и полуавтоматические грузозахватные устройства (ГЗУ). Автоматические ГЗУ обеспечивают автоматический захват и освобождение груза, полуавтоматические – захват груза с применением ручного труда, освобождение груза – автоматически. Продолжительность автоматического выполнения операций по захвату груза и его освобождению составляет 3–6 с. На ЗАО «Могилевский комбинат силикатных изделий» при выполнении мостовыми кранами технологических подъемно-транспортных операций на линии производства строительных блоков, стеновых панелей и на отгрузке готовой продукции используется более десятка автоматических и полуавтоматических ГЗУ различных конструкций. Общий парк этих ГЗУ составляет около 30. Около половины конструкций этих ГЗУ разработаны кафедрой «Транспортные и технологические машины» (бывшая СДПТМ и О) университета. Применение автоматических ГЗУ способствует увеличению производительности подъемно-транспортных работ, сокращению затрат ручного труда и улучшению его условий, повышению сохранности количества и качества груза.

Возможность применения автоматических ГЗУ в первую очередь обусловлена однотипностью груза. Кроме того, при разработке заключительной стадии технологического процесса изготовления продукции принимается во внимание обеспечение возможности применения автоматических ГЗУ для ее последующей складской переработки и отгрузки. Следует отметить, что продукция отдельного предприятия распределяется по сотням, даже тысячам потребителей. Нередки случаи разового поступления того или иного вида груза. В этих условиях применение автоматических ГЗУ у потребителей для выгрузки нецелесообразно с экономической точки зрения (усредненная стоимость автоматического ГЗУ составляет до 300–1200 тыс. российских рублей и более). Кроме того, автоматическое ГЗУ, используемое для погрузки, в большинстве случаев непригодно для выгрузки. В связи с вышеизложенным выгрузка всевозможных грузов у потребителей производится с использованием строп и траверс различных типов (2-, 3-, 4-ветвевые, канатные, цепные, синтетические, двухпетлевые, кольцевые и др.) с применением унифицированных чалочных крюков соответствующей грузоподъемности. Для исключения возможности самопроизвольного выпадания (выхода) стропа или

захватного элемента из зева крюка при ослаблении натяжения в чалочных крюках в соответствии с ГОСТР58753-2019, ГОСТ 12840-80 предусмотрены замки, что затрудняет выполнение строповочных операций и требует дополнительного времени. Этот недостаток можно устранить путем использования строп с предварительным вертикальным нагружением крюка при строповке (рис. 1).

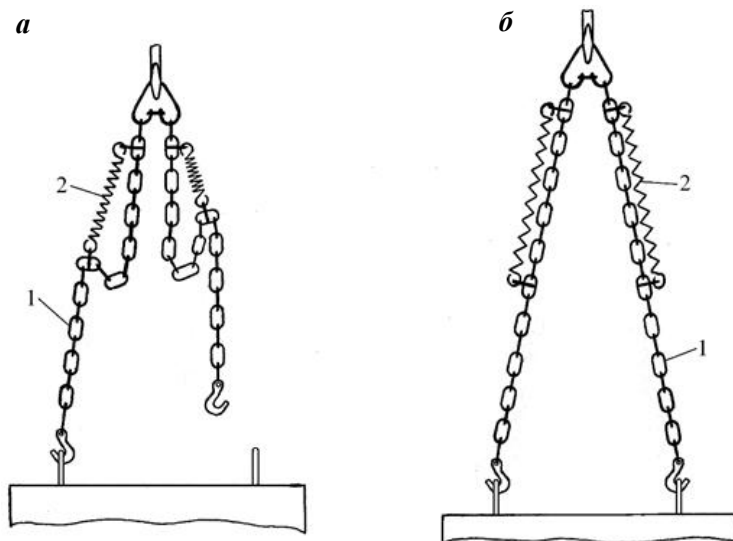


Рис. 1. Строп с предварительным нагружением крюка:

а – при строповке или отстроповке;

б – при подъеме груза

В указанном стропе параллельно ветви 1 в верхней части закреплена пружина растяжения 2. В свободном состоянии с нижнего конца пружины 2 образована полупетля в ветви 1, как показано на рис. 1, *а*). Строповка груза осуществляется подтягиванием вручную вниз крюка с преодолением сопротивления (20–40 Н) пружины 2. После строповки, крюк нагружен вертикальной нагрузкой, что исключает возможность его самопроизвольного выхода из захватного элемента. При последующем подъеме (рис. 1, *б*) пружины 2 растягиваются и включаются в работу ветви 1. После установки груза на требуемое место производится дальнейшее незначительное опускание до образования полупетли в нижней части пружин 2 и отстроповка груза с подтягиванием вручную крюка вниз. После выхода зева крюка с захватного элемента последний под воздействи-

ем пружины 2 подтягивается вверх, что исключает возможность его самопроизвольного зацепления за посторонние предметы при последующем подъеме порожнего стропа.

На рис. 2 представлен полуавтоматический строп, содержащий дополнительные пружины растяжения 3, расположенные параллельно ветвям 1. Верхние концы пружин 3 прикреплены к средней части ветви 1, а нижние концы – к тыльной части чалочного крюка.

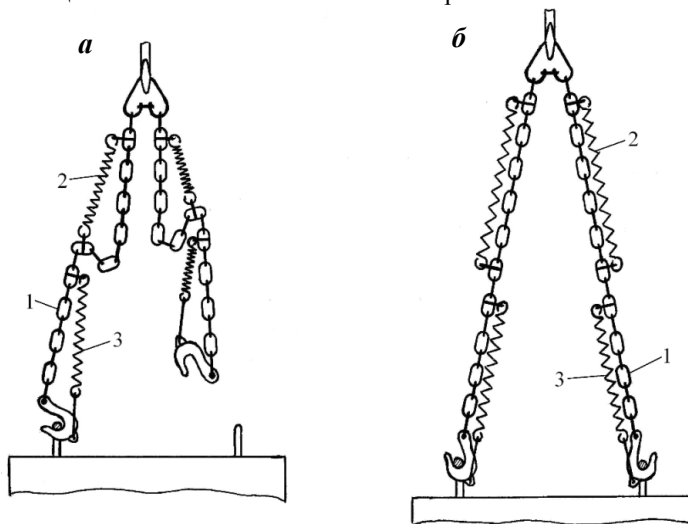


Рис. 2. Полуавтоматический строп:

а – при строповке или отстроповке;

б – при подъеме груза

В исходном положении под воздействием растянутых пружин 2 нижние части стропа подтянуты вверх, а чалочные крюки под воздействием растянутых пружин 3 повернуты вверх, как показано на рис. 2, *а* для правой ветви. Строповка груза осуществляется поочередным подтягиванием чалочных крюков вниз с преодолением сопротивления пружин 3 и 2. При этом сопротивление пружины 2 должно быть таким, чтобы усилия пружины 3 было недостаточно для выдергивания крюка с захватного элемента. В случае невыполнения этого условия (крюк выдергивается пружиной 3 с захватного элемента) строп необходимо приподнять выше. При подъеме груза пружины 2 и 3 растягиваются и нагрузка от веса груза передается на ветви 1 стропа. После установки груза и при дальнейшем опускании стропа нагрузка на пружины 2, а равным образом и на чалоч-

ные крюки, уменьшается, и последние под воздействием растянутых пружин 3 выдергиваются с захватных элементов и подтягиваются вверх.

Рассмотренные выше предложения по совершенствованию строп были использованы при разработке полуавтоматических ГЗУ для отгрузки специальных контейнеров с блоками (рис. 3) и для кантовки автоклавных вагонеток с некондиционным кирпичом в кузове автосамосвала (рис. 4).

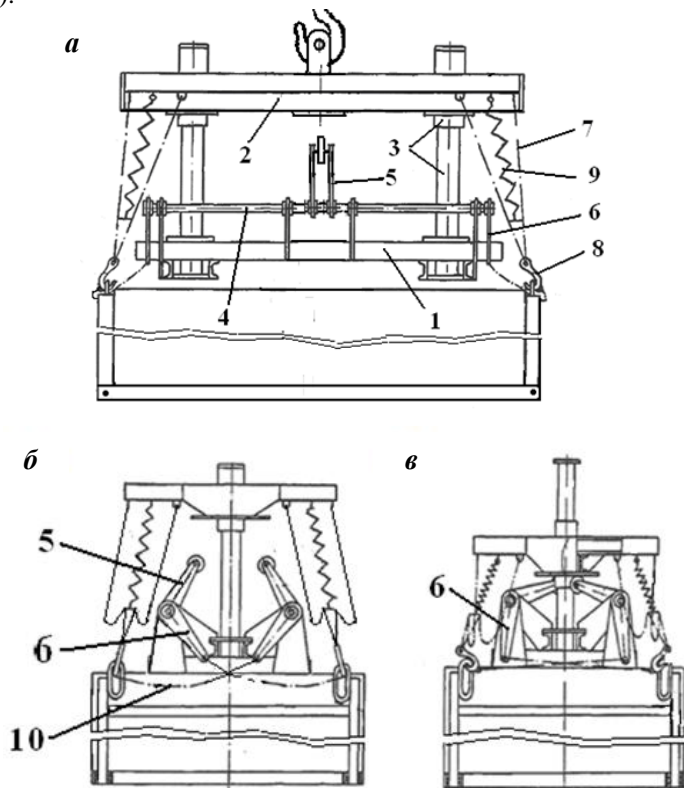


Рис. 3. Полуавтоматическое ГЗУ для специальных контейнеров:

а – вид сбоку с поднятым контейнером; *б* – вид с торца при строповке;

в – то же при автоматической отстроповке;

- 1 – рама; 2 – траверса; 3 – вертикальные направляющие; 4 – вал; 5 – приводной рычаг; 6 – отстроповочный рычаг; 7 – грузовая стропа; 8 – чалочный крюк; 9 – пружина растяжения; 10 – отстроповочная круглозвенная сварная цепь

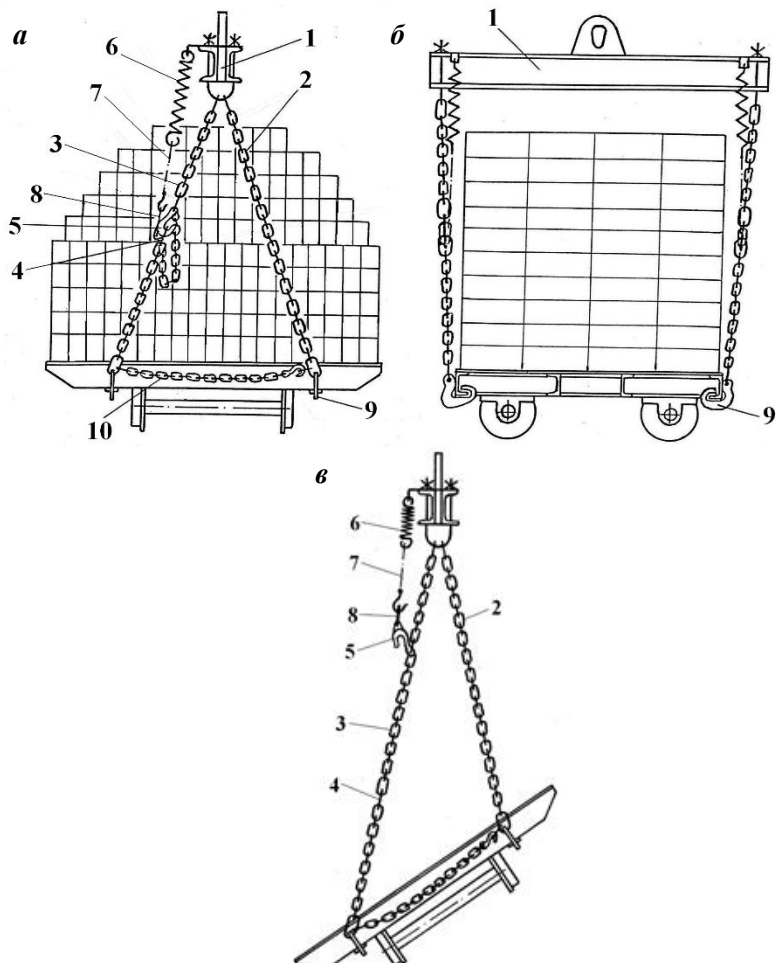


Рис. 4. Полуавтоматический захват-контрователь:

- а* – захват-контрователь с поднятой вагонеткой; *б* – то же самое, вид сбоку;
в – захват-контрователь в положении разгрузки;
 1 – траверса; 2 – правая стропа; 3 – левая стропа; 4 – промежуточное кольцо;
 5 – чалочный урюк; 6 – пружина растяжения; 7 – отстроповочный тяговый элемент с крюком; 8 – соединительное кольцо; 9 – захватный орган;
 10 – соединительная цепь с крюком

Строповка контейнера осуществляется с подтягиванием вручную чалочных крюков 8 вниз с преодолением сопротивления пружин 9 (см. рис. 3, *а* и 3, *б*), что исключает возможность самопроизвольного выпадания крюка с захватного элемента. При подъеме контейнера пружины 9 растягиваются и нагрузка от веса контейнера воспринимается грузовыми стопами 7 как показано на рис. 3, *а*. Автоматическая отстроповка контейнера осуществляется при опускании траверсы 2 (см. рис. 3, *в*), которая воздействуя на приводные рычаги 5 поворачивает рычаги 6 в противоположные стороны. При этом отстроповочные цепи 10 выдергивают крюки 8 с захватных элементов контейнера, а пружины 9 подтягивают их вверх.

Строповка автоклавной вагонетки (см. рис. 4, *а* и 4, *б*) осуществляется заведением захватных элементов 9 с торцов крайних поперечных балок и перемещением их к середине по нижним полкам до упора, после чего они соединяются цепью 10 с крюком. Левый строп укорачивается путем навешивания промежуточного кольца 4 на крюк 5 с образованием свисающего полукольца. При этом длина правого и левого стропа одинакова. После нагрузки строп, вплоть до отрыва вагонетки от опорной поверхности, производится подтягивание с преодолением сопротивления пружины 6 отстроповочного тягового элемента 7 и его соединение с нижней частью крюка 5 посредством соединительного кольца 8. После установки вагонетки в кузове нагрузка на стропы 2 и 3 уменьшается и крюки 5 под воздействием усилия растянутых пружин 6 выдергиваются с промежуточных колец 4. При этом пара левых строп удлиняется и при последующем подъеме вагонетка кантуется, как показано на рис. 4, *в*.

Практическое использование этих ГЗУ подтвердили их эффективность.

Существенным недостатком многоветвевых строп, навешиваемых на крюк крана с помощью треугольных или овальных звеньев, является то, что в свободном состоянии они свисают параллельно друг другу с возможностью переплетения. Это требует дополнительного времени на их расплетение и подтягивание к строповочным элементам. Устранить этот недостаток можно с использованием распорной траверсы, представленной на рис. 5. Траверса выполнена в виде крестовины 1 с консольно закрепленными к ней дугообразными упругие стержнями 2 из пружинной проволоки, свободные концы которых прикреплены к ветвям 3 стропа. В свободном положении под воздействием стержней 2 ветви 3 стропа расположены на удалении друг от друга, что не позволяет им переплестись, а чалочные крюки расположены ближе к местам их строповки.

При подъеме груза стержни 2 деформируются, обеспечивая прямолинейность ветвей 3. При оборудовании этого стропа дополнительны-

ми пружинами растяжения в соответствии с рис. 2 можно обеспечить автоматическое освобождение груза.

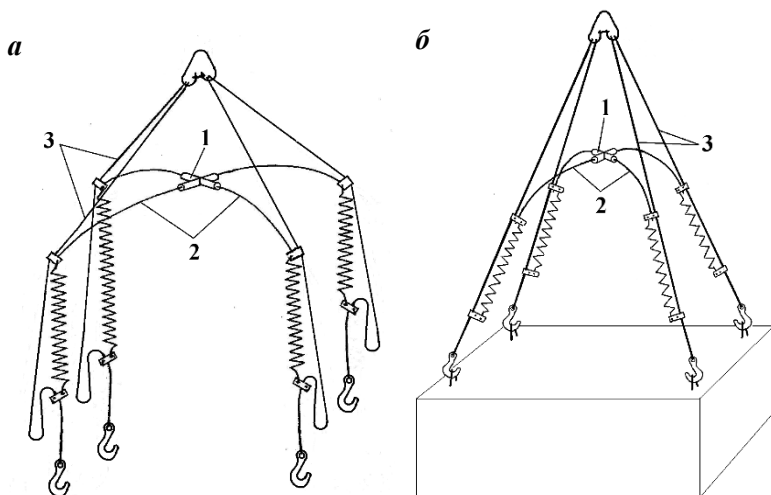


Рис. 5. Четырехветвевой строп с распорной траверсой:

а – в свободном положении;

б – с поднятым грузом

Унифицированный чалочный крюк является универсальным средством для выполнения строповочных операций, но требует ручного выполнения определенных манипуляций с ним, основными из которых являются: отжатие замка крюка при строповке и отстроповке, его поворот вокруг горизонтальной оси с перемещением. Для повышения удобства выполнения операции строповки и автоматизации операции отстроповки предлагается принципиально новый полуавтоматический захватный орган в виде ножниц со специально спрофилированными нижними внутренними гранями, представленный на рис. 6. Полуавтоматический захватный орган в виде ножниц содержит два двуплечих рычага 1 и 2 шарнирно соединенных между собой в средней части. Нижние внутренние грани рычагов 1 и 2 спрофилированы таким образом, что в их нижних концах предусмотрены скосы, на одном из рычагов имеется опорная площадка 3 для подъема груза, а на втором рычаге предусмотрен кронштейн 4 для сброса захватного элемента при освобождении груза. Верхние плечи рычагов 1 и 2 соединены между собой телескопическим штоком 5 с пружиной сжатия 6. Для исключения возможности чрезмерного

раскрытия нижних плеч рычагов 1 и 2 предусмотрен ограничительный упор 7. Верхние плечи рычагов 1 и 2 с помощью тяг 8 и серьги 9 присоединены к стропе 10. Параллельно стропе 10 прикреплена пружина растяжения 11. В исходном положении верхние и нижние плечи рычагов 1 и 2 под воздействием пружины 6 разведены в противоположные стороны, как показано на рис. 4, а. Для захвата строповочного элемента 12 захватный орган вручную подтягивается вниз с преодолением сопротивления пружины 11.

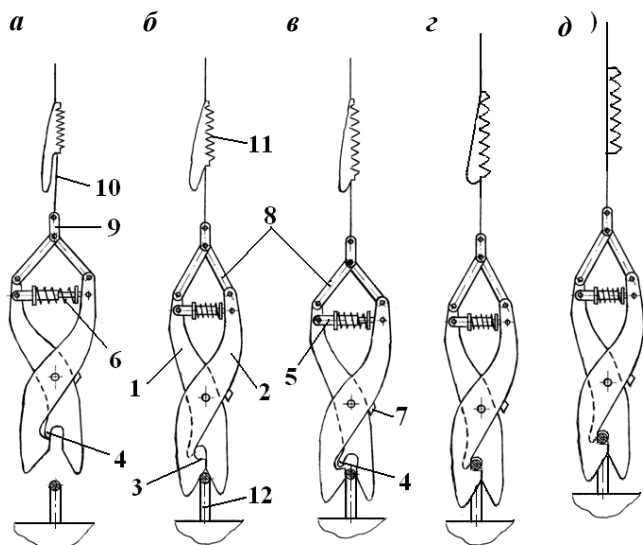


Рис. 6. Полуавтоматический захватный орган:

а – захватный орган в исходном положении;

б, в, г – захват строповочного элемента;

д – подъем груза

В первоначальный момент сопротивление пружины 6 преодолевается и нижние плечи рычагов 1 и 2 смыкаются, как показано на рис. 6, б. При дальнейшем опускании вниз захватного органа под действием сил контакта строповочного элемента 12 со скошенными нижними внутренними гранями рычагов 1 и 2 последние расходятся в противоположные стороны, как показано на рис. 6, в. При дальнейшем опускании захватного органа нижние плечи рычагов 1 и 2 смыкаются как показано на рис. 2, г, обеспечивая захват строповочного элемента 12. При последующем

подъеме захватного органа пружина 11 растягивается, и вся нагрузка от силы тяжести груза воспринимается стропом 10. При этом усилие контакта между нижними плечами рычагов 1 и 2 возрастает, что обеспечивает надежное удержание груза. После установки груза на требуемое место и дальнейшем опускании захватного органа нагрузка на него от груза уменьшается и под воздействием пружины сжатия 6 нижние плечи рычагов 1 и 2 расходятся в противоположные стороны обеспечивая освобождение строповочного элемента 12. При этом под воздействием пружины 11 захватный орган подтягивается вверх, что уменьшает вероятность его возможного зацепления за посторонние предметы.

На рис. 7 представлены два возможных варианта использования полуавтоматического захватного органа; при строповке грузов снабжены строповочными петлями (см. рис. 7, а) и с подведением дополнительных строп с подведением пол груз (см. рис. 7, б). Во втором варианте после захвата дополнительных строп парой полуавтоматических захватных органов рычаги 1 и 2 последних с помощью скоб, штифтов и др. блокируются в сомкнутом положении нижних плеч.

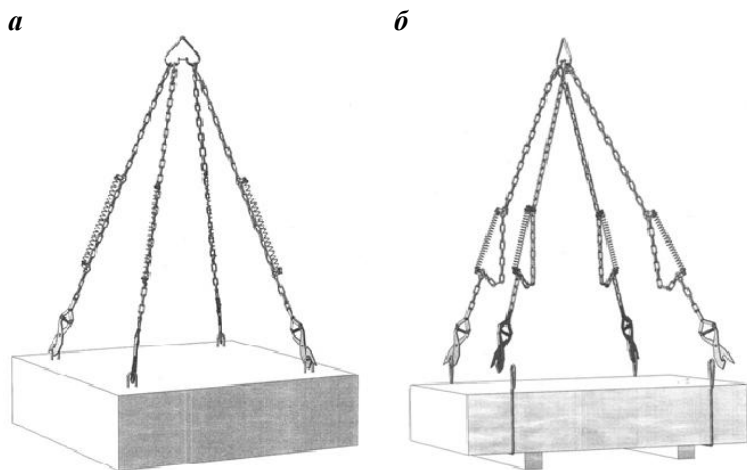


Рис. 7. Варианты использования полуавтоматического захватного органа:

а – для грузов со строповочными петлями;

б – для грузов с подведением дополнительных строп под груз

Следует отметить, что наилучший эффект при использовании предложенных технических решений по совершенствованию строповоч-

ных операций достигается при применении цепных строп или эластичных строп из синтетических материалов.

Использование полуавтоматических грузозахватных устройств позволяет осуществлять операции по строповке и расстроповке грузов за меньший промежуток времени, увеличивая тем самым производительность, и в то же время с соблюдением всех требований охраны труда.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

В.И. Таричко¹, И.А. Лагереv²

¹АО «Брянский автомобильный завод»

²Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского

В работе рассматриваются основные результаты исследований в области создания цифровых двойников мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе комплексных математических моделей для исследования рабочих процессов. Приведены результаты моделирования рабочих процессов мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса на базе многоосных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 22-29-00798).

***Ключевые слова:** канатный транспорт, мобильная канатная дорога, мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс, рабочие процессы, динамика, математическое моделирование*

ON BIFURCATIONS OF CLOSED ORBITS OF PLANAR HAMILTONIAN SYSTEMS

V.I. Tarichko¹, I.A. Lagerev²

¹Bryansk automobile plant JSC

²Bryansk I.G. Petrovsky State University

The paper discusses the main results of research in the field of creating digital counterparts of mobile transport and reloading rope complexes based on complex mathematical models for the study of work processes. The results of modeling the working processes of a mobile transport and transshipment rope complex based on multi-axle chassis of increased cross-country ability and load capacity are presented. This research was awarded by Russian Scientific Foundation (project №22-29-00798).

***Keywords:** rope transport, mobile cable car, mobile transport and reloading rope complex, work processes, dynamics, mathematical modeling*

Для перевозки грузов и пассажиров через естественные и искусственные препятствия, а также в труднодоступной местности со сложным рельефом и грунтами, широкое распространение получил канатный транспорт в виде подвесных стационарных канатных дорог. Перспективными вариантами развития данного транспорта является создание городских пассажирских транспортных систем типа «Канатное метро» [1], а также мобильных канатных дорог [2, 3].

Мобильная канатная дорога (МКД) представляет собой канатную транспортную систему, в ядре которой расположен мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс (МТПКК). Комплекс представляет собой несколько мобильных машин, на которых установлено оборудование для перевозки грузов и пассажиров (рис. 1). Между двумя концевыми станциями 1 натянут тягово-несущий канат 4, по которому передвигается грузозахватный орган 5 с грузом (штучный груз на подвеске, грузовая гондола или пассажирская кабина); Концевые станции МТПКК бывают приводными и не приводными. Как правило, на вторых размещаются натяжные устройства каната [2, 3].

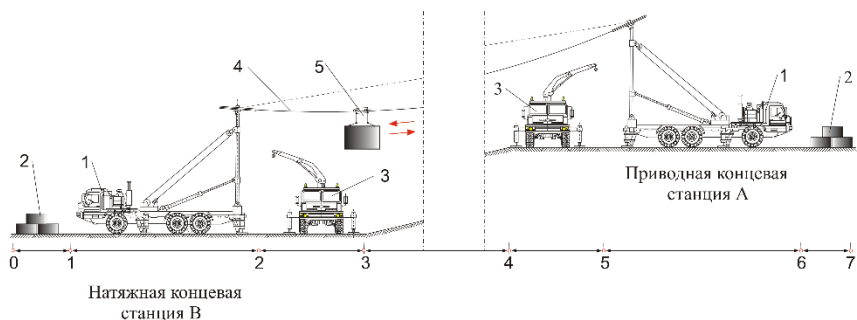


Рис. 1. Схема мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса:

- 1 – концевая станция; 2 – временный склад грузов; 3 – кран-манипулятор;
- 4 – тягово-несущий канат; 5 – грузозахватный орган с грузом (штучный груз на подвеске, грузовая гондола или пассажирская кабина)

В работе рассматриваются результаты разработки цифрового двойника МТПКК на базе комплексной математической модели, позволяющей моделировать рабочие процессы МТПКК. Комплексная математическая модель (рис. 2) построена с использованием системного подхода [4, 5] и позволяет оценить взаимное влияние значащих динамических

подсистем: опорного основания, базовых шасси, канатной системы, груза, системы управления и внешней среды.

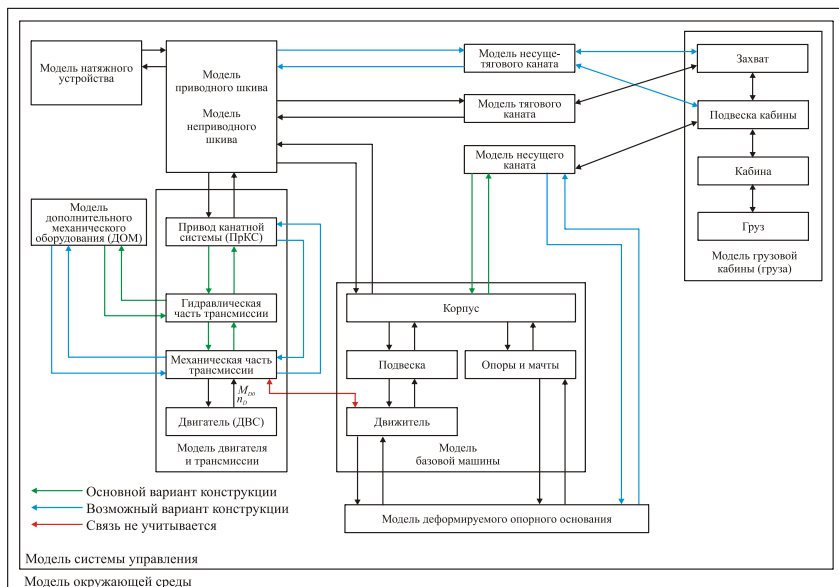


Рис. 2. Структурная схема разработанной комплексной математической модели МТПКК

Комплексная математическая модель МТПКК включает в себя совокупность математических моделей(подмоделей) элементов (подсистем) исследуемой системы. Разработанная модель представляет систему дифференциальных уравнений движения элементов системы. Подмодели связаны между собой через общие параметры, входящие в состав алгебраических и дифференциальных уравнений связи.

Для разных вариантов компоновки конкретные уравнения, входящие в состав комплексной модели, могут отличаться. На данном этапе детальные исследования проводятся для варианта исполнения МТПКК в виде однопролетной и одноканатной системы. Такая конструкция является наиболее простой, что повышает ее эффективность в условиях сложной оперативной обстановки.

Канатная система моделируется в виде распределенной системы, приводимой в движение канатными шкивами, тяговые усилия которых зависят от динамики привода. При моделировании учитываются две формы прови-

сания каната (симметричная относительно центра пролета, смещенная к базовой станции с более низким расположением на местности). При этом обе ветви каната в конкретном случае могут иметь любую форму.

Базовое шасси моделируется системой сосредоточенных масс, объединенных упруго-диссипативными связями. Это обусловлено значительно более высокой жесткостью шасси по сравнению с другими элементами системы. Таким же образом моделируется груз.

Механическая часть привода канатной системы моделируется системой сосредоточенных масс, соединенных упруго-диссипативными связями. Влияние двигателя базового шасси описывается внешней силовой характеристикой. Гидравлическая часть привода канатной системы моделируется системой дифференциальных и алгебраических уравнений, связывающих значения давлений и расходов в характерных точках гидросистемы.

Деформируемое опорное основание моделируется как сплошная деформируемая среда, описываемая реологическими моделями. Микронеровности опорной поверхности и внешние воздействия моделируются методом статистических испытаний.

Решение системы уравнений, описывающих рабочие процессы в системе, позволяет определить их основные характеристики. Эти данные необходимы для инженерной поддержки различных этапов жизненного цикла МТПКК, особенно при разработке предпроектных решений, проектировании, модернизации. Например, на рис. 3 показаны результаты исследования натяжения каната в зависимости от угла наклона трассы МТПКК.

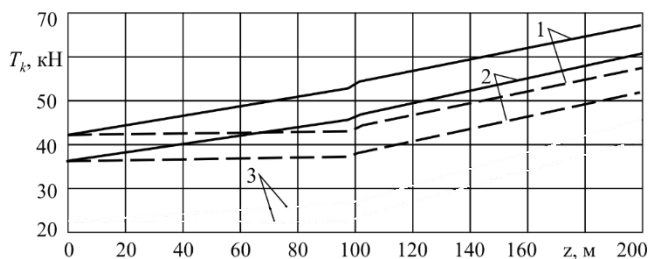


Рис. 3. Диаграмма натяжения каната МТПКК при различных углах наклона трассы [6]:
 1 - $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 2 - $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 3 - $\alpha_{sl} = 30^\circ$

(————— - груз перемещается по направлению к неприводной базовой станции;
 - - - - - груз перемещается по направлению к приводной базовой станции)

Таким образом, в ходе исследования:

- сформулированы общие принципы формирования МТПКК как интегрированной подсистемы в составе однопролетной МКД, функционирование которой происходит в комплексном взаимодействии с другими значащими подсистемами, характеризующимся развитой совокупностью обратных связей между подсистемами;

- с единых методологических позиций разработан цифровой двойник и комплексная математическая модель однопролетной МКД, в основе которой лежит учет взаимовлияния ее структурно-функциональных подсистем на протекающие в них рабочие процессы и ряд частных математических моделей;

- разработан комплекс математических моделей, который можно рассматривать в качестве научно обоснованных основ конструирования, проектирования, моделирования рабочих процессов и обеспечения безопасности и экономичности эксплуатации МТПКК в составе однопролетных грузовых и пассажирских МКД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Лагерев А.В.* Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т. 1. № 1. С. 57-65.
2. *Лагерев И.А.* Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №3. С. 236-250.
3. *Лагерев А.В.* Предварительная компоновка основного технологического оборудования самоходной машины мобильной канатной дороги со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 4. С. 336-347.
4. *Таричко В.И., Химич А.В.* Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса / В.И. Таричко, А.В. Химич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 4. С. 523-532.
5. *Лагерев И.А.* Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом / И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. 2011. № 3. С. 7-10.
6. *Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.* Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.И. Таричко // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 3. С. 194-210.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО И ВЕРТИКАЛЬНОГО ПИТАТЕЛЕЙ РОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯ

Д.С. Алешков, П.А. Корчагин, И.А. Тетерина

Сибирский государственный автомобильно-дорожный
университет (СибАДИ)»

В работе отражены результаты экспериментальных исследований работы физических моделей горизонтального и вертикального питателей роторного снегоочистителя. Представлены результаты прямых и косвенных наблюдений изменения удельной энергоэффективности питателей от угловой скорости вращения фрезы и его поступательной скорости движения. Определены границы областей устойчивой работы горизонтального и вертикального питателей роторного снегоочистителя и описаны условия их устойчивой работы. Описаны тенденции влияния угловой скорости вращения фрезы и поступательной скорости питателя на производительность и затрачиваемую мощность, полученные в процессе корреляционного анализа результатов экспериментальных исследований. Экспериментально подтверждена возможность интенсификации процесса проведения снегоочистных работ при использовании вертикального питателя роторного снегоочистителя.

***Ключевые слова:** роторный снегоочиститель, вертикальный питатель, горизонтальный питатель, коммунальная машина*

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE HORIZONTAL AND VERTICAL FEEDERS OF A ROTARY SNOWBLOWER

D.S. Aleshkov, P.A. Korchagin, I.A. Teterina

Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),

The paper presents the results of experimental studies of the operation of physical models of horizontal and vertical feeders of a rotary snowplow. The results of direct and indirect observations of changes in the specific energy efficiency of feeders from the angular speed of rotation of the cutter and its forward speed are presented. The boundaries of the areas of stable operation of the horizontal and vertical feeders of the rotary snowplow are determined and the conditions for their stable operation are described. The tendencies of the influence of the angular speed of rotation of the cutter

and the translational speed of the feeder on the productivity and expended power, obtained in the process of correlation analysis of the results of experimental studies, are described. The possibility of intensifying the process of carrying out snow removal operations using a vertical feeder of a rotary snow blower has been experimentally confirmed.

Keywords: *snow blower, vertical feeder, horizontal feeder, communal machine*

Введение

Одним из направлений интенсификации рабочего процесса питателя роторным снегоочистителем является внесение изменений в его конструкцию. Результаты экспериментальных исследований, представленные в работе [1], демонстрируют соотношение затрат мощности между затратами мощности на вырезание снежной массы и ее транспортирование в питателе в область загрузочного окна. Данные исследования, выполненные для шнекороторного снегоочистителя, так же справедливы и для фрезерно-роторного снегоочистителя, согласно [2].

В работе [3] отмечается, что в процессе работы фрезы горизонтального питателя роторного снегоочистителя наблюдается переброс снежной массы, который в процессе дальнейшей работы питателя приведет, к росту затрат мощности, обусловленному увеличением объема разрабатываемого снежного массива. Экспериментальные исследования питателя, в конструкцию которого были внесены изменения [3], показали возможность минимизации потерь в результате переброса транспортируемой снежной массы.

В работе [4] исследуется конструкция фрезы питателя роторного снегоочистителя переменной ширины. Целью таких конструктивных изменений является минимизация потерь транспортируемой снежной массы. Также следует отметить патент на полезную модель № RU 177929 U1, вносящий изменения в конструкцию отвала питателя, которые уменьшают количество перебрасываемой снежной массы. Соответственно, представленные исследования влияния конструктивных изменений направлены на повышение энергоэффективности работы питателя роторного снегоочистителя в заданных диапазонах технологических параметров.

Одним из вариантов изменения конструкции может послужить вертикальное расположение питателя роторного снегоочистителя. Расположение оси вращения фрезы питателя в вертикальной плоскости обеспечивает транспортирование вырезанной снежной массы в область загрузочного окна с минимальными затратами мощности [5].

В работе [6] представлено выражение, определяющее границу области значений конструктивных и технологических параметров питателя фрезерно-роторного снегоочистителя, при которых обеспечивается эффективное использование такого вида роторного снегоочистителя:

$$R_{\phi} \geq \frac{V_{\phi}}{\omega_{\phi}}, \quad (1)$$

где V_{ϕ} – поступательная скорость фрезы питателя; ω_{ϕ} – угловая скорость вращения фрезы питателя.

Расширение границ изменения технологических параметров без снижения энергоэффективности могут привести к существенной интенсификации процесса транспортирования снежной массы питателем роторного снегоочистителя.

В связи с вышесказанным, появилась необходимость проведения натурального эксперимента, основной целью которого стала оценка эффективности работы вертикального и горизонтального питателей роторного снегоочистителя в зависимости от их технологических параметров.

Основная часть

Были проведены физические экспериментальные исследования работы горизонтального и вертикального питателей роторного снегоочистителя. Выходными параметрами являлись количество транспортируемого материала (M , кг), поступившего в область загрузочного окна питателя роторного снегоочистителя, потребляемая фрезой питателя мощность (N , Вт), время, затрачиваемое на вырезание и транспортирование в область загрузочного окна материала фрезой питателя (t , с.)

Варьируемыми параметрами являлись: угловая скорость вращения фрезы питателя (ω_{ϕ} , рад/с); поступательная скорость питателя (V_{ϕ} , м/с); высота призмы транспортируемого материала (h , м).

При проведении экспериментальных исследований использовались физические модели горизонтального и вертикального питателей (рис. 1, 2).

В качестве привода фрезы питателя использовался электрический мотор мощностью 0,8 кВт.

Основные геометрические характеристики горизонтального питателя: радиус фрезы, $r_{\phi} = 0,14$ м; длина фрезы, $B/2 = 0,31$ м; количество режущих полос – 2. Основные геометрические характеристики вертикального питателя: радиус фрезы, $r_{\phi} = 0,1$ м; длина фрезы, $B/2 = 0,21$ м; количество режущих полос – 3.



Рис. 1. Экспериментальная установка для исследования работы горизонтального питателя (вид сверху)



Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования работы вертикального питателя (вид сбоку)

Средства измерений, используемые при проведении экспериментальных исследований, включали в себя:

- линейка металлическая, цена деления, $\Delta_1=0,001$ м;
- измеритель мощности, погрешность измерений, $\Delta_2=0,1$ Вт;
- весы электронные, погрешность измерений, $\Delta_3=0,0005$ кг;
- камера с возможностью замедленной съемки.

На первом этапе проведения экспериментальных исследований на подвижном основании формировалась призма транспортируемого материала с известными геометрическими размерами (рис. 3, 4). Толщина

массива транспортируемого материала составляла треть диаметра фрезы горизонтального питателя и высоты фрезы вертикального питателя.



a



б



в

Рис. 3. Формирование призмы транспортируемого материала при работе горизонтального питателя:

a – длина призмы (L , м); *б* – ширина призмы (b , м);
в – высота призмы (h , м)



Рис. 4. Формирование призмы транспортируемого материала при работе вертикального питателя: *a* – длина призмы (L , м); *б* – ширина призмы (b , м); *в* – высота призмы (h , м)

В качестве транспортируемого материала использовались прессованные древесные опилки, подвергавшиеся увлажнению водой непосредственно перед проведением экспериментальных исследований. Базовые характеристики материала представлены в источнике [7].

Минимальное необходимое количество экспериментов определялось по известным методикам [3, 4, 7]. Значения коэффициента вариации (k_{var}) и доверительной вероятности (p) были приняты равными: $k_{var} = 12\%$, $p = 0,95$.

На втором этапе проводились непосредственно измерения затрачиваемой мощности при разработке сформированной призмы и время, затрачиваемое питателем на ее разработку. Данный этап фиксировался на видеокамеру.

На третьем этапе проводилась обработка полученных результатов. Осуществлялось взвешивание транспортируемого материала (M) попавшего в область загрузочного окна. Определялась поступательная скорость движения сформированной призмы (V_ϕ) по формуле

$$V_\phi = L/t. \quad (2)$$

Производительность (P , кг/с) находилась по формуле

$$P = M/t. \quad (3)$$

Также производились вычисления удельной энергоэффективности (P_N , кг/(Вт с)) по формуле

$$P_N = \frac{P}{N}. \quad (4)$$

На рис. 5, 6 и 7 представлены зависимости удельной энергоэффективности от поступательной скорости движения, угловой скорости вращения фрезы (ω_ϕ) и отношения угловой скорости вращения фрезы к поступательной скорости движения питателя (ω_ϕ/V_ϕ) соответственно.

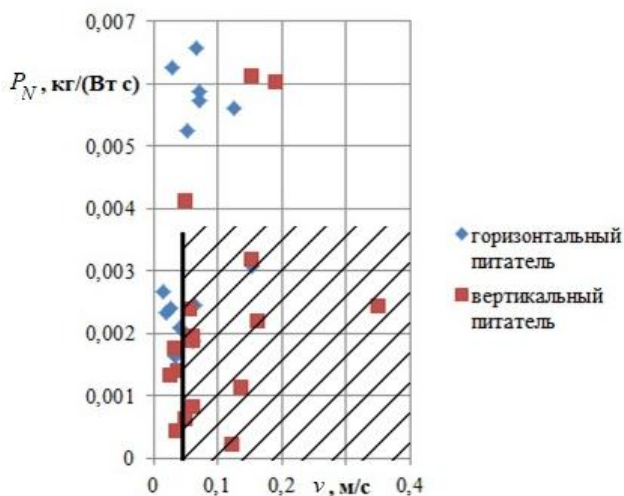


Рис. 5. Изменение удельной эффективности в зависимости от поступательной скорости питателя. Область с штрихом – область, где наблюдалось резкое торможение фрезы горизонтального питателя

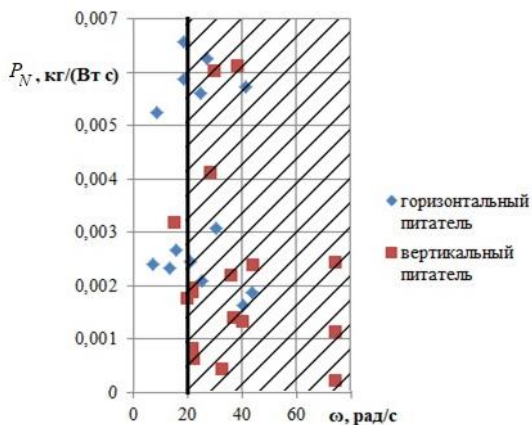


Рис. 6. Изменение удельной эффективности в зависимости от угловой скорости вращения фрезы питателя
 Область со штрихом – область, где наблюдался переборс транспортируемой массы горизонтальным питателем

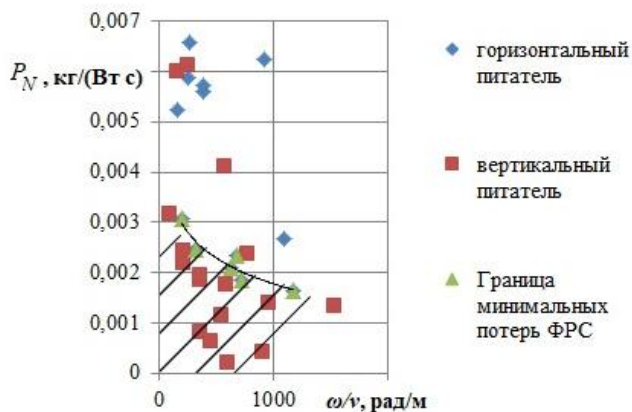


Рис. 7. Изменение удельной эффективности в зависимости от отношения угловой скорости вращения к поступательной скорости питателя
 Область со штрихом – область, где отсутствует падение угловой скорости вращения фрезы горизонтального питателя и переборс транспортируемой массы, минимален

Значения средних и квадратических отклонений варьируемых и выходных параметров работы горизонтального и вертикального питателей представлены в табл. 1.

Таблица 1. Средние и квадратические отклонения варьируемых и выходных параметров

Параметр	Горизонтальный питатель		Вертикальный питатель	
	Среднее отклонение	Квадратическое отклонение	Среднее отклонение	Квадратическое отклонение
ω_{ϕ} , рад/с	23,97101	11,29061	34,3295	18,76254
V_{ϕ} , м/с	0,05700	0,03896	0,09713	0,07762
P , кг/с	0,31659	0,20722	0,35827	0,18187
N , Вт	80,98467	35,04293	111,021	63,21877

Используя стандартную функцию программного продукта Statistica [7], был проведен корреляционный анализ результатов наблюдений варьируемых и выходных параметров работы горизонтального и вертикального питателей роторного снегоочистителя. В качестве примера на рис. 8 представлены диаграммы рассеяния варьируемых и выходных параметров работы вертикального питателя в матричном виде, полученные с помощью программного продукта Statistica.

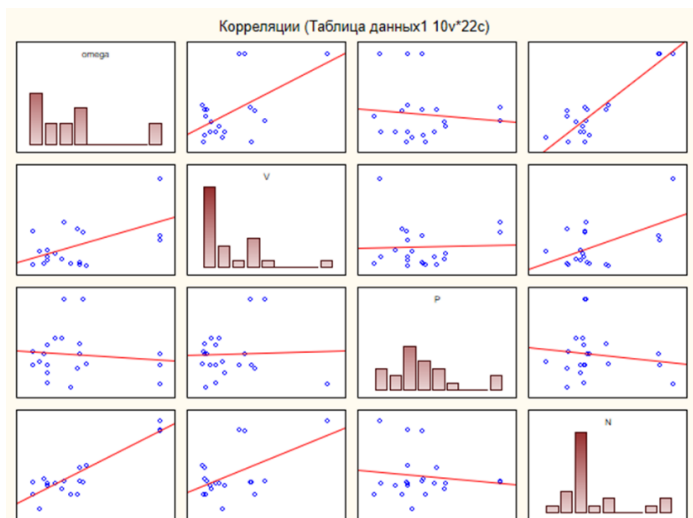


Рис. 8. Диаграммы рассеяния варьируемых и выходных параметров работы вертикального питателя в матричном виде

Полученные корреляционные матрицы варьируемых и выходных параметров работы горизонтального и вертикального питателей представлены в таблицах 2 и 3 соответственно.

Таблица 2. Корреляционная матрица параметров горизонтального питателя

Параметр	ω_{ϕ} , рад/с	V_{ϕ} , м/с	P , кг/с	N , Вт
ω_{ϕ} , рад/с	1,000	0,281	0,131	0,581
V_{ϕ} , м/с	0,281	1,000	0,398	0,369
P , кг/с	0,131	0,398	1,000	0,545
N , Вт	0,581	0,369	0,545	1,000

Таблица 3. Корреляционная матрица параметров вертикального питателя

Параметр	ω_{ϕ} , рад/с	V_{ϕ} , м/с	P , кг/с	N , Вт
ω_{ϕ} , рад/с	1,000	0,553	-0,101	0,903
V_{ϕ} , м/с	0,553	1,000	0,040	0,539
P , кг/с	-0,101	0,040	1,000	-0,139
N , Вт	0,903	0,539	-0,139	1,000

На рис. 5 четко прослеживаются две области, в которых обеспечивается работа горизонтального и вертикального питателей. Экспериментальные исследования показали, что при прочих равных условиях, при поступательной скорости горизонтального питателя более 0,05 м/с, его работа обеспечивается режимом увеличением потребляемой мощности. Восстановление нормального режима работы происходит только после уменьшения его поступательной скорости или увеличения затрачиваемой мощности.

Из рис. 6 следует, что при прочих равных условиях, при увеличении угловой скорости вращения фрезы более 18 рад/с горизонтального питателя наблюдается интенсивный рост переброса транспортируемого материала.

Полученные ограничения позволили определить область эффективного использования фрезерно-роторного снегоочистителя малой мощности. Верхняя граница данной области представлена на рис. 7. Данная граница была аппроксимирована следующим уравнением:

$$P_N = -7 \cdot 10^4 \cdot \ln\left(\frac{\omega_{\phi}}{V_{\phi}}\right) + 0,0069. \quad (5)$$

Величина достоверности аппроксимации составила $R^2=0,8973$.

Заключение

Работа вертикального питателя при значениях угловой скорости вращения фрезы более 20 рад/с не образует разлет транспортируемого материала, перемещение которого происходит в условиях ограниченного призмой материала и стенками вертикального питателя пространства. При этом вертикальный питатель более эффективно разрабатывает призму материала большей толщины по сравнению с горизонтальным питателем при поступательной скорости движения более 0,05 м/с. Также экспериментальные исследования показали существенную связь энергоэффективности вертикального питателя и толщины массива материала перед питателем.

Результаты корреляционного анализа параметров, значения которых регистрировались при проведении экспериментальных исследований, показали существенную корреляционную связь между угловой скоростью вращения и поступательной скоростью питателя роторного снегоочистителя. Необходимо отметить однозначную связь между угловой скоростью вращения и потребляемой мощностью, при этом влияние поступательной скорости питателя проявляется, в большей степени, на производительность питателя.

Таким образом, повышение удельной эффективности работы вертикального питателя обусловлено за счет возможности увеличения поступательной скорости движения и одновременного увеличения толщины призмы разрабатываемого материала. Определена область эффективного использования горизонтального питателя в зависимости от его технологических параметров. В целом, независимо от области, более энергоэффективную работу продемонстрировал вертикальный питатель.

СПИСОК ЛИТРАТУРЫ

1. *Zakirov M.F.* The research of resistance to snow cutting and moving with an auger of a small-sized rotary-auger snowplow // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: International Scientific Conference Interstroyekh-2019*. 2020. P. 012043. DOI: 10.1088/1757-899X/786/1/012043
2. *Иванов А. Н.* Снегоочистители отбрасывающего действия / А.Н. Иванов, В.А. Мишин. М.: Машиностроение, 1981. 159 с.
3. *Boote D.* Strength Analysis of Superyacht Superstructures with Large Openings / D. Boote, G. Vergassola, V. Di Matteo // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. 2017. 11 (1). P. 1-9. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v11i1.9289>
4. *Tonon D.* Thermodynamic Analysis of a Spark Ignition Internal Combustion Engines by Computational Simulations / D. Tonon, E. Garcia // *International Review of*

Mechanical Engineering (IREME). 2018. V. 12, no. 8. P. 705-713. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i8.15082>

5. Алешков Д.С. Математическая модель работы вертикальной фрезы при транспортировании снежной массы / Д.С. Алешков, М.В. Суковин // *Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета*. 2022. Т. 19. № 1(83). С. 24-35.

6. Алешков Д.С. Теоретические закономерности влияния числа заходов и угла захода ленты фрезы на конструкцию питателя фрезерно-роторного снегоочистителя / Д.С. Алешков // VI Международная научно-практическая конференция: Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплекс: проблемы, перспективы, инновации. Омск, 2021. С. 4-7.

7. Experimental investigations of snow bank formation during milling and rotary snow blower operation / D.S. Aleshkov, M.V. Sukovin, M.V. Banket [et al.] // *Journal of Applied Engineering Science*. 2021. Vol. 19, no. 1. P. 9-16. DOI: 10.5937/jaes0-28018.

УЛУЧШЕНИЕ ТЯГОВЫХ КАЧЕСТВ КОЛЁСНОГО ТЯГАЧА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

В.А. Жулай, В.Л. Тюнин, Д.Н. Дегтев, А.Н. Щенко

Воронежский государственный технический университет

В данной статье рассматривается вопрос улучшения тяговых качеств колёсных тягачей транспортно-технологических машин путём применения дополнительных ведущих колёс меньшего диаметра. Приведён результат экспериментальных тяговых испытаний тягача Т-150К с установленными дополнительными ведущими колёсами. Показано целесообразность данных изменений.

Ключевые слова: тяговые качества, ведущие колёса, транспортно-технологические машины

IMPROVING THE TRACTION QUALITIES OF A WHEELED TRACTOR OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

V.A. Zhulai, V.L. Tyunin, D.N. Degtev, A.N. Shchienko

Voronezh State Technical University

This article discusses the issue of improving the traction qualities of wheeled tractors of transport and technological machines by using additional driving wheels of smaller diameter. The result of experimental traction tests of the T-150K tractor with additional driving wheels installed is given. The expediency of these changes is shown..

Keywords: traction qualities, driving wheels, transport and technological machines

Задачей ходового оборудования транспортно-технологических машин является передача силы тяжести и внешних нагрузок на опорную поверхность, обеспечение устойчивого движения машины своим ходом, а также развитие силы тяги, обеспечивающей усилие на рабочем органе при выполнении технологических операций [1].

Наиболее широко в транспортно-технологических машинах применяют колёсное и гусеничное ходовое оборудование. К достоинствам колёсного движителя следует отнести меньшую массу, высокие транспортные скорости и более высокий КПД. Кроме того, при перебазировке нет необходимости в специальных трейлерах.

Основным недостатком колёсного ходового оборудования особенно для тягачей, является низкие тягово-сцепные свойства на грунтах различной плотности, влажности и преимущественно на слабонесущих поверхностях.

Одним из способов повышения тягово-сцепных свойств колёсных машин является сдвигание ведущих пневматических колёс. В сельском хозяйстве на тракторах давно применяется сдвигание ведущих колёс одинакового размера [2]. В результате чего улучшаются тяговые качества тракторов, снижается удельный расход топлива и уплотняющее воздействие на почву. К недостаткам этого способа можно отнести увеличение сопротивления движения на транспортных операциях.

Существует множество конструкций ведущих колёс с размещёнными дополнительными уширителями [3], которые увеличивают сцепление ходового оборудования с опорной поверхностью, но они сложны в изготовлении и эксплуатации, и имеют большую металлоёмкость.

Предлагается конструкция колёсного движителя, состоящая из двух колёс разного диаметра (рис. 1). То есть к основным ведущим колёсам дополнительно прикрепляется колёса меньшего диаметра. Такая конструкция позволит сохранить преимущества получаемые при сдвигании ведущих колёс и избежать негативных факторов увеличения сопротивления качению на транспортных операциях, особенно в поворотах.

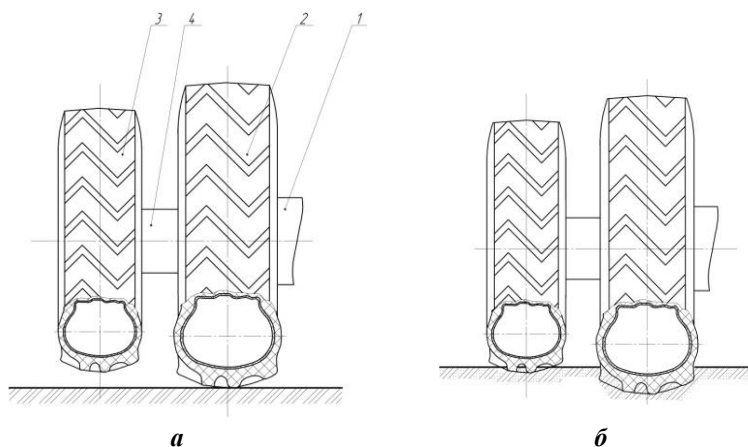


Рис. 1. Колёсный движитель с колёсами разного диаметра при движении по твёрдой (а) и деформирующейся опорной поверхности (б):

- 1 – ступица колеса;
- 2 – основное колесо с пневматической шиной;
- 3 – дополнительное колесо с пневматической шиной меньшего диаметра;
- 4 – соединительный диск

При движении машины по твёрдой опорной поверхностью контактирует с поверхностью только основное колесо (рис. 1, а), а при движении по деформирующейся опорной поверхности - оба колеса (рис. 1, б). В результате на слабонесущих поверхностях повышается сила тяги колёсного движителя, а на твёрдых поверхностях не увеличивается сопротивление качению и износ движителя.

Рабочий цикл транспортно-технологических машин, особенно землеройно-транспортных включает в себя два режима: тяговый (при котором выполняется основной комплекс земляных работ) и транспортный (вспомогательные операции и перебазировка). Применение данной конструкции ходового оборудования в тяговом режиме, при повышенном буксовании колёс, обеспечивает эффективность работы на слабонесущих грунтах, а на транспортном – не увеличивает сопротивление движению и повороту.

Экспериментальные исследования тяговых и топливно-экономических качеств предложенной конструкции колёсного движителя проводилось на колёсном тракторе тягового класса 3 тс, используемом в качестве базового тягача прицепного и навесного оборудования транспортно-технологических машин.

На задний мост трактора дополнительно устанавливались колёса меньшего диаметра, при этом передний ведущий мост отключался. Торможение трактора осуществлялось специальной динамометрической тормозной установкой [4].

Оценка тяговых качеств при исследованиях проводилась как с дополнительными колёсами, так и без них (штатные колёса с наружным диаметром 1400 мм, дополнительные – 1220 мм).

Во время экспериментальных исследований фиксировались следующие параметры: частота вращения колёс трактора (ведущих задних и ведомых передних) и «пятого колеса», тяговое усилие на крюке и расход топлива двигателем. Тяговое усилие измерялось с помощью тензотяги.

Для измерения часового расхода топлива дизельным двигателем трактора использовался объёмный расходомер топлива ИП 179 ПС дополнительно включенный в систему питания двигателя. Измеряемые показатели регистрировались комплектом мобильной цифровой аппаратуры разработанной для проведения экспериментальных исследований динамических процессов в ЗТМ, включающей: систему датчиков; модуль ввода L-CARD E14-140; узел коммутации с автономным источником питания и энергонезависимый персональный компьютер типа notebook с «жестким» диском формата SDD [5].

В качестве опорных поверхностей были приняты: плотный грунт (12–14 ударов ударником ДОРНИИ, массовая влажность 11,3–12,7%), рыхлый грунт (3–5 ударов, массовая влажность 15,5–16,0%), песок (1-2 удара, массовая влажность 9,8–12,3%).

Грунтовые поверхности подготавливались путем снятия верхнего растительного слоя с последующим выравниванием поверхности.

Результаты испытаний представлены на рис. 2–4.

Анализ полученных зависимостей показывает, что:

На плотном грунте (рис. 2) сдвигание ведущих колёс практически не повлияло на значения тяговой характеристики - максимальная тяговая мощность N_{\max} , максимальный тяговый КПД η_{\max} и минимальный удельный расход топлива g_{\min} . Только максимальная сила тяги по сцеплению T_{\max} больше на 4,7%.

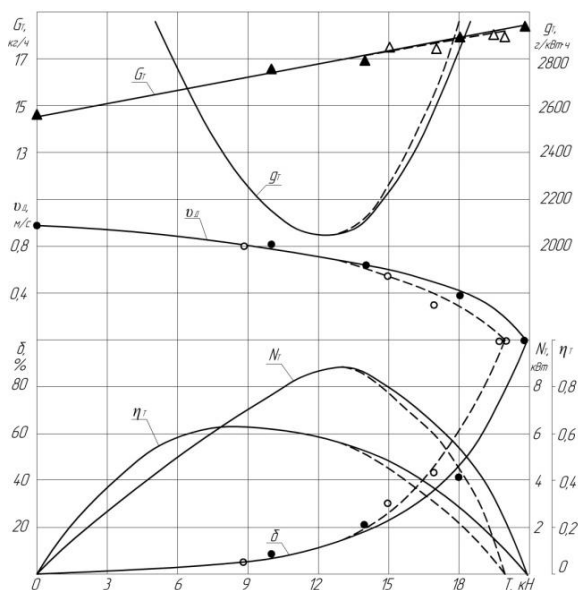


Рис. 2. Экспериментальная тяговая характеристика на плотном грунте

Результаты эксперимента показали, что до силы тяги $T = 13$ кН (коэффициент буксования $\delta \approx 20\%$) колёса меньшего диаметра не входят в контакт с поверхностью. С дальнейшим ростом силы тяги, площадь контакта дополнительных шин увеличивается, что приводит к увеличению силы тяги по сцеплению движителя в целом.

На рыхлом грунте (рис. 3) дополнительные колёса входят в контакт с грунтом при $T = 6$ кН ($\delta = 2,5\%$), поэтому T_{\max} выше на 7,7%, N_{\max} на 14%, η_{\max} на 3,5%, а $g_{\text{тmin}}$ ниже на 13%.

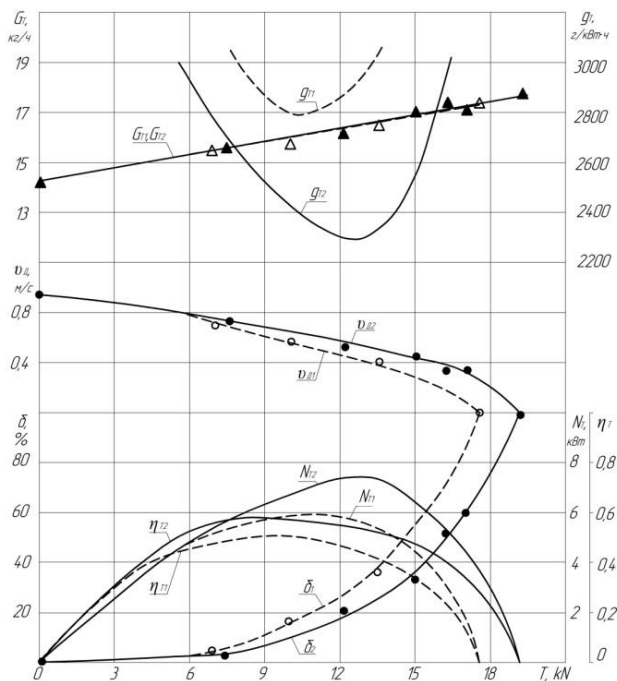


Рис. 3. Экспериментальная тяговая характеристика тягача на рыхлом грунте без дополнительных колёс (индекс 1) и с дополнительными колёсами (индекс 2)

В отличие от рыхлого грунта, на песке дополнительные колёса сразу входят в контакт с грунтом ($T = 0$, $\delta = 0$) (рис. 4). Параметры тяговой характеристики тягача с дополнительными колёсами выше, чем без дополнительных колёс. T_{\max} выше на 13%, N_{\max} на 25%, η_{\max} на 9,4%, а $g_{\text{тmin}}$ ниже на 21%.

Результаты тяговых испытаний показывают, что применение дополнительных колёс меньшего диаметра на ведущих мостах транспортно-технологических машин приводит к увеличению их тяговых качеств на любых грунтовых поверхностях. В меньшей степени на плотном грунте, и в большей степени на рыхлых грунтах и песке.

Кроме того, такая конструкция ходового оборудования позволяет машине воспринимать бóльшую вертикальную нагрузку и улучшает управляемость при внецентренном нагружении рабочего органа.

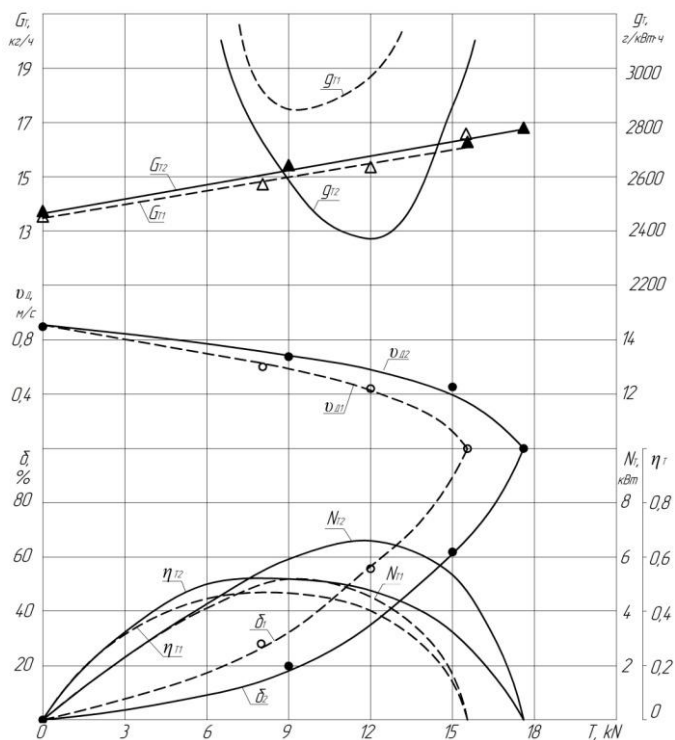


Рис. 4. Экспериментальная тяговая характеристика тягача на песке без дополнительных колёс (индекс 1) и с дополнительными колёсами (индекс 2)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов / А.И. Доценко, Г.Н. Карасёв, Г.В. Кустарёв, К.К. Шестопалов. М.: «Издательский Дом «БАС-ТЕТ», 2012. 688 с.
2. Андрианов А.В. Повышение технико-экономических показателей колёсного трактора совершенствованием движителя при выполнении весенних полевых работ (на примере ХТЗ-150К-09). Дис. ...канд. техн. наук. Челябинск, 2015.

3. Пат. 2265526 Российская Федерация, МПК В 60 В 15/26, В 60 В 15/08. Колесный двигатель / И.М. Курочкин, С.С. Челноков; заявитель и патентообладатель Тамбовский государственный технический университет (ТГТУ). Опубл. 10.12.05, Бюл. № 32 (П ч.). 6 с.
4. *Ульянов Н.А.* Тормозная установка для тяговых испытаний землеройно-транспортных машин / Н.А. Ульянов, Л.Х. Шарипов // В кн.: Исследование и расчёт строительных и дорожных машин. Вып. 2. Воронеж, Изд-во ВГУ, 1975. С. 114-118.
5. Комплект мобильной цифровой аппаратуры для обеспечения проведения экспериментальных исследований землеройно-транспортных машин / В.А. Жулай, А.В. Василенко, В.Л. Тюнин, А.В. Крестников // Механизация строительства. 2015. № 8. С 14-16.

МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА РАЗРУШЕНИЕ ГРУНТА И ГОРНОЙ ПОРОДЫ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН

М.Ф. Закиров, В.П. Баранчик

Ижевский государственный технический университет
им. М.Т. Калашникова

Предложена энергетическая модель резания грунта и горной породы при бурении скважин, позволяющая минимизировать энергоемкость процесса. Предлагается определять частоту вращения долота по длине трещины, возникающей при хрупком разрушении материалов.

Ключевые слова: энергетическая модель, грунт, горная порода, разрушение, резание, растягивающее напряжение, длина трещины, частота вращения долота, бурение скважин

MINIMIZATION OF ENERGY CONSUMPTION FOR SOIL AND ROCK DESTRUCTION WHEN DRILLING WELLS

M.F. Zakirov, V.P. Baranchik

Kalashnikov Izhevsk State Technical University

An energy model of cutting soil and rock during well drilling is proposed, which allows minimizing the energy intensity of the process. It is proposed to determine the rotation frequency of the bit by the length of the crack that occurs during the brittle destruction of materials.

Keywords: energy model, soil, rock, destruction, cutting, tensile stress, crack length, bit rotation frequency, well drilling

Энергетическая модель резания грунта и горной породы при бурении скважин направлена на то, чтобы хотя бы частично устранить существующие пробелы в наших знаниях о взаимовлиянии силы и скорости на энергоемкость процесса при разработке грунта и горной породы. Механика разрушения открывает возможности для разработки менее энергоемких технологий разработки грунтов, разрушения горных пород, бурения скважин, производства гравия, резки материалов и многого другого.

Предлагаемая энергетическая модель состоит из четырех частей:

1. Определение номинального растягивающего напряжения в объеме срезаемого грунта.
2. Расчет критического напряжения и критического размера трещины при полученном значении растягивающего напряжения.
3. Принятие расчетного значения длины трещины.
4. Определение частоты вращения долота, при которой за один оборот инструмента резцы проходят путь, равный длине трещины.

Разрушение грунта при резании представляет собой ряд малых сдвигов I, II, III (рис. 1), последовательно происходящих под действием ножа. В результате этих сдвигов происходит постепенное накопление касательных напряжений на элементарных площадках скольжения, наклоненных к вектору скорости резания под уменьшающимися углами сдвига θ_1, θ_2 [1-5]. Самые малые сдвиги деформируют грунт, увеличивая давление, но только когда давление в деформируемом объеме достигает некоторого критического значения, происходит отрыв грунта от массива. Многочисленные научные исследования показывают, что результирующий большой сдвиг IV, который заканчивается отрывом фрагмента грунта от массива, происходит под углом θ , меньшим, чем предыдущие малые сдвиги [2]. В момент отрыва деформированного фрагмента грунта давление резко падает, и процесс повторяется снова и снова. Поэтому период частоты вращения бурового долота должен быть равен продолжительности цикла разрушения объемов грунта перед резцами. Для решения поставленной задачи практический интерес представляют только большие сдвиги, заканчивающиеся разрушением грунта.

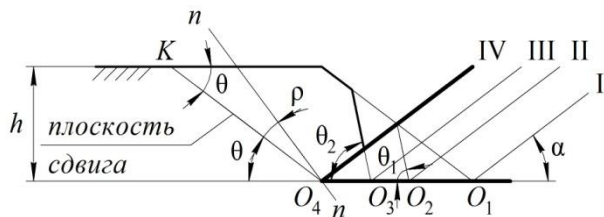


Рис. 1. Разрушение грунта при резании:

O_1O_2 – образование уплотненного ядра; O_2O_3 – первый малый сдвиг под углом θ_1 ;
 O_3O_4 – последний малый сдвиг под углом θ_2 ; O_1O_4 – большой сдвиг (разрушение)
 под углом θ ; ρ – угол внутреннего трения; h – толщина стружки;
 O_4K – длина трещины

В последние десятилетия возникло новое направление науки о прочности – механика разрушения (механика трещин), исходным положением которого является неизбежное наличие микродефектов в струк-

туре материалов. Хрупкое разрушение происходит при напряжении в 1,5–4 раза ниже предела текучести материала и поэтому не может быть оценено согласно классической теории прочности.

Грунт не имеет предела текучести и предела прочности на растяжение, но выбором угла резания можно добиться возникновения номинального растягивающего напряжения в деформируемом объеме грунта [6, 7] и определить критическую длину трещины с помощью формул теории разрушения [8, 9]. Для заданного диаметра долота критическая длина трещины позволяет определить площадь срезаемой за один оборот стружки и частоту вращения долота.

Определение номинального растягивающего напряжения в объеме срезаемого грунта производится с помощью предельных кругов Мора (рис. 2), построенных на основе экспериментальных значений пределов прочности на сжатие и на сдвиг [6,7].

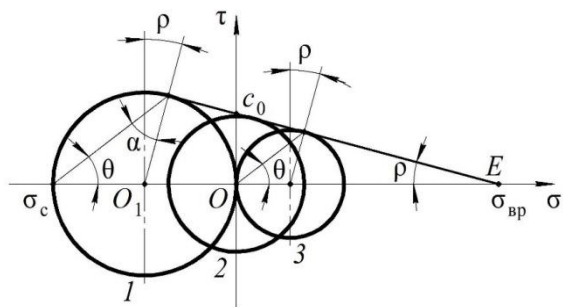


Рис. 2. Диаграмма предельных кругов Мора

Из геометрических построений могут быть определены оптимальные параметры процесса резания: номинальное растягивающее напряжение на площадке сдвига (радиус предельного круга r_3); касательное напряжение на площадке сдвига (τ_0); угол внутреннего трения (ρ); угол сдвига (θ); угол резания (α).

Касательная сила (сила резания T), крутящий момент на долоте ($M_{кр}$) и осевая сила (P_0) определяются по напряжениям на площадке сдвига [7]:

$$T = \tau_0 \cdot F_{сдв}, \quad (1)$$

$$M_{кр} = \frac{T \cdot d}{2}, \quad (2)$$

$$P_0 = \sigma_0 \cdot F, \quad (3)$$

где $F_{\text{сдв}}$ – площадь поверхности сдвига; d – диаметр долота; σ_0 – напряжение растяжения на площадке сдвига; F – площадь опорной поверхности долота.

Расчет критического напряжения и критического размера трещины при полученном значении растягивающего напряжения производится на основе энергетической модели хрупкого разрушения А. Гриффитса [8]. Согласно данной модели, при растяжении материала с мелкой трещиной потенциальная энергия упругой деформации (u) высвобождается из примыкающих к трещине областей и затрачивается на упругую поверхностную энергию натяжения:

$$u = \frac{\sigma^2}{2 \cdot E}, \quad (4)$$

$$A = 4 \cdot g_c \cdot l, \quad (5)$$

где A – плотность энергии, необходимая для образования единицы длины l трещины; g_c – введенная А. Гриффитсом константа материала, МПа·м.

Если скорость высвобождения потенциальной энергии упругой деформации (du/dl) превышает скорость повышения поверхностной энергии натяжения, то трещина растет. Рост потенциальной энергии упругой деформации возможен только за счет внешней нагрузки, поэтому разрушение происходит при некотором критическом значении напряжения ($\sigma_{\text{кр}}$), которому соответствует критическая длина трещины ($l_{\text{кр}}$). При меньших значениях напряжения ($\sigma < \sigma_{\text{кр}}$) рост трещины прекращается. Таким образом, необходимо, чтобы цикл разрушения грунта и горной породы при бурении скважин (один оборот бурового долота) заканчивался в момент, когда длина трещины станет критической. Реализация энергетической модели А. Гриффитса оказалась громоздкой и не получила дальнейшего практического применения.

В теории упругости [9] было проведено несколько исследований, в результате которых в качестве энергетического критерия вязкого разрушения была принята величина, характеризующая местные напряжения в окрестности вершины трещины – коэффициент интенсивности напряжений (КИН) K_1 [8], действующих вдоль оси трещины. Для вязкоупругого разрушения при сложном напряженном состоянии вблизи вершины трещины вводится поправка – критический коэффициент интенсивности энергии упругопластической деформации [8, 10]:

$$K_{1c} = 1,253 \cdot K_1, \quad (6)$$

где K_1 – коэффициент интенсивности напряжений, МПа $\sqrt{\text{м}}$;

$$K_1 = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot l}, \quad (7)$$

где σ – нормальное напряжение, МПа; l – длина трещины, м.

Исходя из выражений (6) и (7), критическое напряжение для вязкоупругого разрушения определяется по формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{1,253 \cdot K_1}{\sqrt{\pi \cdot l_{кр}}}. \quad (8)$$

В этой формуле неизвестны значения K_1 и $l_{кр}$, которые определяются экспериментально по ГОСТу [11] на металлических образцах с мелкой трещиной. Металлические пластины с выращенными мелкими трещинами испытываются на внецентренное растяжение и на трехточечный изгиб. Приводятся формулы для определения K_1 . Напрямую применить эти формулы для определения КИН грунта можно, если грунт работает на растяжение. В нашем случае в сжимаемом объеме грунта присутствуют растягивающие усилия, поэтому можно предположить, что в ближайшем будущем действие ГОСТа можно будет расширить на грунты.

При отсутствии значения КИН, используем полученный в теории упругости классический результат [8]: при хрупком разрушении местные напряжения в окрестности вершины трещины зависят только от КИН и определяются по формуле (7), считая $K_1 = \text{const}$.

Принятие расчетного значения длины трещины осуществим с учетом особенностей схемы трещинообразования грунта и горной породы при бурении скважины (рис. 3).

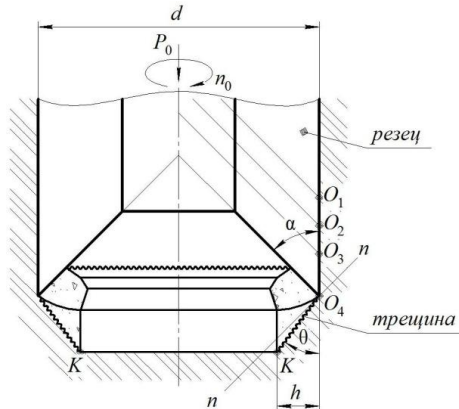


Рис. 3. Трещинообразование при бурении скважин

Для анализа используем формулы (1)-(3), полученные при оптимизации процесса резания. Критический коэффициент интенсивности напряжений определяется выражением (7). Длина площадки сдвига (длина трещины) может быть определена:

$$l = \frac{\pi \cdot d}{\cos \theta}. \quad (9)$$

При определении КИН все параметры имеют значения, полученные для оптимального процесса резания. Для снижения энергоемкости процесса необходимо сохранить нормальное напряжение (осевую силу) и уменьшить путь резца (l_1) за один оборот долота. Это возможно за счет увеличения числа резцов. Тогда путь резца за один оборот долота будет равен

$$l_1 = \frac{l}{z}, \quad (10)$$

где z – число резцов долота.

Согласно (8), критическая длина трещины составит

$$l_{кр} = \frac{1,253^2 \cdot K_1^2}{\pi \cdot \sigma_{кр}^2}. \quad (11)$$

Число резцов долота, обеспечивающее требуемое значение критического коэффициента интенсивности энергии упругопластической деформации, округляем до большего значения:

$$z = \frac{l_{кр}}{l_1}. \quad (12)$$

Определение частоты вращения долота основывается на том, что за один оборот долота срезается стружка критической длины ($l_{кр}$). Тогда частота вращения долота (об/мин) должна быть равна

$$n = \frac{60 \cdot l_{кр} \cdot z}{\pi \cdot d}. \quad (13)$$

Можно заключить, что задача минимизации энергозатрат на разрушение грунта и горной породы при бурении скважин сводится к уменьшению длины трещины за счет увеличения скорости ее распространения, которая зависит от характера внешнего воздействия по аналогии с разницей статической и циклической прочности.

Выводы и предложения:

1. В естественном состоянии грунт и горная порода, как и все материалы, имеют дефекты структуры, поэтому формулы механики разрушения (механики трещин) применимы ко всем материалам, в том числе к грунту и горным породам.

2. В качестве критерия трещиностойкости в теории упругости используется коэффициент интенсивности напряжений (КИН), который определяется экспериментально. Если известны длина трещины и значение КИН материала, тогда можно определить критическое напряжение, при котором произойдет хрупкое разрушение.

3. При отсутствии экспериментальных значений КИН предлагается решить обратную задачу – принять неизвестное критическое напряжение равным растягивающему напряжению из расчета процесса резания, и по нему определить критическую длину трещины.

4. Сравнить полученное значение критической длины трещины с исходным значением и последовательными шагами добиться их равенства.

5. Предложенная методика определения частоты нагружения разрабатываемой среды позволяет избежать определения КИН при бурении скважин и является первым приближением обоснования частоты вращения инструмента при бурении перемежающихся по крепости пород.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Артёмьев К.А.* О возможности использования теории предельного равновесия сыпучей среды для определения сопротивления грунтов резанию и копанию // Исследования и испытания дорожных и строительных машин: Сб. трудов СибАДИ. 1975. Вып. 53. Сб. 6. С. 3-8.
2. *Берестов Е.И.* Сопротивление грунтов резанию: монография / Е.И. Берестов, А.П. Смоляр. Могилев: Изд-во Белорусско-Российский ун-т, 2008. 178 с.
3. *Ветров Ю.А.* Закономерности энергоёмкости резания грунтов // Горные, строительные и дорожные машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1983. Вып. 36. С. 7-14.
4. *Зеленин А.Н.* Лабораторный практикум по резанию грунтов. М.: Высш. шк., 1969. 310 с.
5. *Пенчук В.А.* Повышение эффективности рабочих процессов землеройных машин интенсификацией в массиве грунта напряжений разрыва. Макеевка: Изд-во ДГАСА, 1995. 112 с.
6. *Баранчик В.П.* Определение рациональных параметров резания при бурении перемежающихся по крепости пород / В.П. Баранчик, М.Ф. Закиров // Техника и технология транспорта. 2019. № S13. С. 25.

7. *Баранчик В.П.* Модель резания грунта при бурении скважин // Сб. статей Международной науч.-техн. конф. Интерстроймех-2020. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2020. С. 81-85.
8. *Добровольский В.И.* Сопротивление материалов: учебник по курсу «Сопротивление материалов» / В.И. Добровольский, С.В. Добровольский. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2011. 404 с.
9. *Александров А.В.* Основы теории упругости и пластичности. М.: Высш. шк., 2001. 399 с.
10. *Махутов Н.А.* Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. Новосибирск: Наука, 2005. 1103 с.
11. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов на трещиностойкость.

ПНЕВМОСМЕСИТЕЛЬ И ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ЕГО РАСЧЕТА

О.М. Шеметова, Ю.М. Фадин

Белгородский государственный технологический
университет им. В.Г. Шухова

Рассматривается усовершенствованный пневматический смеситель для смешения сухих строительных смесей, конструкция которого обеспечивает интенсивное смешивание материалов и увеличение степени готового продукта. Основы методики расчета пневматического смесителя позволяют грамотно подойти к подбору пневматического смесителя для использования в промышленности.

Ключевые слова: пневматический смеситель, смешивание, строительные смеси, смеситель, совершенствование, сухие строительные смеси, лабораторные исследования

PNEUMATIC MIXER AND BASICS OF THE TECHNIQUE ITS CALCULATION

O.M. Shemetova, Y.M. Fadin

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

An improved pneumatic mixer for mixing dry building mixes is considered, the design of which provides intensive mixing of materials and an increase in the degree of the finished product. The fundamentals of the method for calculating a pneumatic mixer allow you to competently approach the selection of a pneumatic mixer for use in industry.

Keywords: pneumatic mixer, mixing, building mixtures, mixer, improvement, dry building mixtures, laboratory research

На основании существующих конструкций смесителей, направлении их развития, последних требований предъявляемых при производстве сухих строительных смесей разработана принципиально новая конструкция пневмосмесителя со спиральной энергонесущей трубкой для смешения сухих мелкодисперсных материалов. Разработанная конструк-

ция пневмосмесителя позволяет повысить качество готового продукта за счет увеличения степени однородности готовой смеси путем интенсификации процесса смешивания. В предложенном решении в верхней части корпуса, перпендикулярно его оси, с помощью держателей закреплена спиральная энергоносущая трубка круглого сечения, имеющая по всей длине наружной поверхности равномерно, в шахматном порядке, относительно оси спиральной энергоносущей трубки расположенные отверстия, при этом оси отверстий направлены вниз под углом $30\text{--}35^\circ$ относительно вертикальной плоскости спиральной энергоносущей трубки.

Такая конструкция пневмосмесителя позволяет создать режим хаотично-вихревого движения энергоносителя с материалом за счет тангенциально-составляющих скоростей потока, что обеспечивает интенсивное смешивание материалов и ведет к увеличению степени однородности и соответственно к повышению качества готового продукта.

Конструкция пневмосмесителя для мелкодисперсных сыпучих материалов показана на рис. 1.

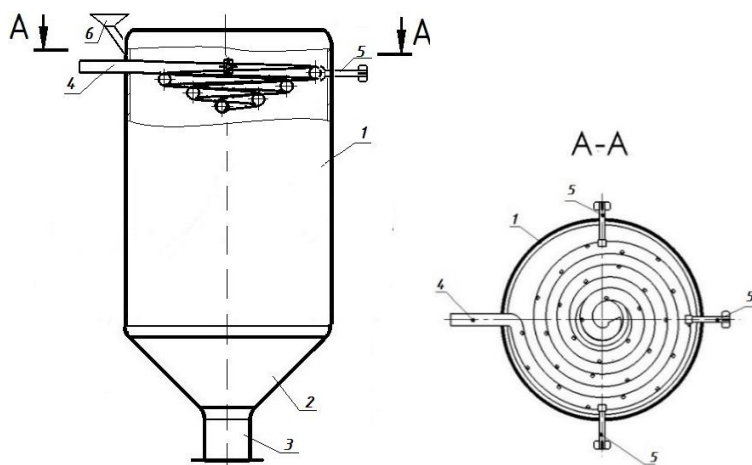


Рис. 1. Пневмосмеситель со спиральной энергоносущей трубкой

Пневмосмеситель для мелкодисперсных сыпучих материалов состоит из корпуса 1, выполненного в виде полого цилиндра, ось которого расположена вертикально, и закрытого сверху. В нижней части корпуса 1 закреплено коническое днище 2. К коническому днищу 2 прикреплен выгрузочный патрубок 3. Внутри пневмосмесителя для сыпучих мате-

риалов, в верхней части корпуса 1, перпендикулярно его оси, располагается спиральная энергонесущая трубка 4 круглого сечения с отверстиями и вытянутая вверх в виде усеченного конуса, соосного с осью корпуса. Отверстия расположены равномерно, в шахматном порядке, с шагом между ними, и оси отверстий направлены вниз под углом 30–35° относительно вертикальной плоскости спиральной энергонесущей трубки 4. Зафиксирована спиральная энергонесущая трубка 4 при помощи держателей 5 с трех сторон.

Принцип действия пневмосмесителя для мелкодисперсных сыпучих материалов основывается на перемешивании сухих строительных смесей в воздушно-вихревом потоке.

Компоненты для перемешивания подаются в корпус 1 пневмосмесителя для мелкодисперсных сыпучих материалов через загрузочные патрубки 6. В корпусе 1 материал подхватывается энергоносителем, подающимся одновременно с материалом и истекающим из отверстий в спиральной энергонесущей трубке 4, вытянутой вниз в виде усеченного конуса, которая закреплена при помощи держателей 5. Отверстия в спиральной энергонесущей трубке 4 расположены равномерно, в шахматном порядке, и оси отверстий направлены вниз под углом 30°-35° относительно вертикальной плоскости спиральной энергонесущей трубки 4. За счет вытягивания спиральной энергонесущей трубки 4 конусом вниз увеличивается площадь взаимодействия энергоносителя с компонентами перемешивания в корпусе 1 смесителя перемешивания, что обеспечивает повышение качества готового продукта за счет интенсификации процесса смешивания. В коническом днище 2 создается разрежение, и после цикла перемешивания, готовая смесь выходит через выгрузочный патрубок 3 в осадительное устройство (на рисунке не показано).

При разработке и проектировании оборудования для смешения, основными главными исходными данными для подбора смесителя является производительность, качество готового продукта (однородность) и мощность.

Зная производительность пневмосмесителя со спиральной энергонесущей трубкой, можно определить необходимый объем загрузки пневматического смесителя. Для этого используем следующую формулу:

$$Q_{см} = Q_{в} \cdot V \cdot t, \quad (1)$$

где $Q_{в}$ - расход воздуха, потребляемый для смешения, м³/ч;

V - объем цилиндрической камеры смесителя, м³;

t - время смешения, с.

$$Q_{в} = 3600 \cdot F \cdot \vartheta_{воз}, \quad (2)$$

где F - сечение воздуховода, м²;

$\vartheta_{\text{воз}}$ - скорость подаваемого воздуха, м/с.

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot h, \quad (3)$$

где R – радиус цилиндрической камеры, м;

h – высота цилиндрической камеры, м.

Потребляемую мощность пневмосмесителя определяем по формуле

$$N_{\text{см}} = P_{\text{см}} \cdot V \cdot n, \quad (4)$$

где $P_{\text{см}}$ - давление в камере смешения, Па;

V - объем цилиндрической камеры смесителя, м³;

n – частота вращения вала электродвигателя компрессора, 1/с.

Выводы:

1. Предложенное конструктивное решение способствует повышению степени однородности готового продукта за счет интенсификации процесса смешивания, что дает возможность повысить качество и получать сухие смеси с высокой степенью распределения ключевого компонента.

2. Разработанные основы методики расчета конструкции пневматического смесителя с необходимыми геометрическими, энергетическими и технологическими параметрами могут корректироваться в зависимости от запросов предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Богданов В.С.* Основные процессы в производстве строительных материалов / В.С. Богданов, А.С. Ильин, И.А. Семикопенко. Белгород: Изд-во БГТУ, 2008. 551 с.
2. *Шеметова О.М.*, Сухие строительные смеси и смесительное оборудование для их производства / О.М. Шеметова, Ю.М. Фадин // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2020. № 12. С. 145–150.
3. *Несмеянов Н.П.* Смесители для производства ССС / Н.П. Несмеянов, П.С. Горшков // Энергосберегающие строительные комплексы и оборудование для производства строительных материалов: Межвузовский сборник статей. Белгород: БГТУ, 2009. С. 176–180.
4. Pneumatic mixer with a spiral energy-carrying tube / Yu.M. Fadin, O.M. Shemetova, V.P. Voronov, E.G. Shemetov // Environmental and Construction Engineering: Reality and the Future. 2021. С. 333–339.
5. Пневмосмеситель для сыпучих материалов со спиральной энергонесущей трубкой: пат. 204403 U1 / Ю.М. Фадин, В.П. Воронов, О.М. Шеметова, Е.Г. Шеметов, Е.В. Лазько. Опубл. 10.11.2020.

6. *Шеметова О.М.* Получение однородных мелкодисперсных смесей в пневмосмесителе / О.М. Шеметова, Ю.М. Фадин, В.С. Богданов // СТИН. 2022. № 3. С. 22-24.
7. Пути увеличения степени однородности сухих строительных смесей с целью формирования максимального их качества / В.С. Богданов, Ю.В. Бражник, Н.П. Несмеянов, П.С. Горшков // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2013. № 4. С. 62-64.
8. *Демин О.В.* Экспериментальное исследование процесса смешения сыпучих материалов в смесителях // VI науч. конференция. Тамбов: Изд-во Тамбовского гос. техн. ун-та, 2001. 204 с.
9. *Чемеричко Г.И., Анциферов С.И., Пахотин Е.Г.* Анализ современного рынка оборудования для производства сухих строительных смесей // В сб.: Образование, наука, производство. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2015. С. 1585-1588.
10. *Томченко К.А.* Дозирование в технологии производства сухих строительных смесей // Сухие строительные смеси. 2009. № 5-6. С. 48-51.
11. *Chatterjee S.* Regression Analysis by Example (5th Edition). 2013. P. 424.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА ВНЕШНЕГО ШУМА ПРИ УСКОРЕННОМ РАЗГОНЕ И ТОРМОЖЕНИИ ДЛЯ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Ха Фыок Чи¹, М.А. Косов², А.Г. Савельев¹

¹Московский государственный технический университет

²Инженер ООО «РСЦ»

В данной работе будет рассмотрена методика определения внешнего шума землеройных машин при их неравномерном движении. Новизна работы состоит в математическом и точном расчёте внешних шумовых характеристик, используя минимальные входные данные, обходя сложные и затратные методики по измерению шума, которые были предложены ранее.

Ключевые слова: *внешний шум землеройных машин, методики расчёта шума, внешний шум при ускоренном движении.*

DEVELOPMENT OF METHODS FOR CALCULATING EXTERNAL NOISE DURING ACCELERATED MOVEMENT AND BRAKING FOR EARTHMOVING MACHINES

Kha Fyok Chi¹, M.A. Kosov², A.G. Saveliev¹

¹Moscow State Technical University

²Engineer of LLC "RCC"

This work calculates the amount of noise a machine makes during uneven movement. The novelty of the work lies in accurate calculation of external noise characteristics using minimal input data.

Keywords: *external noise of earthmoving machines, noise calculation methods, external noise during accelerated movement.*

В данной работе произведён перерасчёт методики определения внешнего шума с расчётом, что движение неравномерное. Рассмотрен и изучен расчёт внешнего шума при равномерном движении. При выполнении технического проекта были использованы ГОСТы [1-3] и диссертация [4].

Безопасность землеройных машин непосредственно связана с защитой кабин от шума. Это напрямую связано со здоровьем и продуктивностью операторов машин. Большинство старых конструкций машин превышают нормы по внешнему шуму, возможно, в связи с неточными методиками. По исследованиям было выявлено, что у 38% операторов с 8 летним стажем имеют повреждения слуха. Также при уменьшении шума всего на 10 дБ производительность труда повышается на 10%. На шум влияет работа двигателя, трансмиссии, кондиционера, трение рабочего органа на внешний материал и др.

По данным АО «Брянский арсенал» говорится, что для снижения шума, эквивалентного 6–10 дБА требуются затраты соизмеримые с самим изделием, что усиливает важность точности расчётов.

Предельная величина воздействующего шума на оператора, по ГОСТ 12.1.003-83, равен 80 дБа для 8-часового рабочего дня.

Обзор существующих методов определения внешнего шума

Цель работы – разработка методики измерения шума, которая бы могла бы обеспечить объективность оценивания машин и вывести расчёт внешнего шума при равноускоренном движении и торможении машины. Поставленная цель достигается за счёт изучения диссертации [4] и проведения личных исследований.

Рассмотрим существующие ГОСТы [1-3] по измерению внешнего шума. Для измерения шума используются контрольные точки на полусфере с неким расчётным диаметром были предложены в стандарте [2]. Также рассчитываются местоположение контрольных точек, а также их количество по стандарту [3]. Затем вычисляется средний уровень шума по формуле

$$L_m = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i} \right) - K, \quad (1)$$

где n – количество измерительных точек,

L_i – уровень звукового давления в полосе частот в i -й точке,

K – постоянная, учитывающая влияние отражаемого звука в полосе.

Размер полусферы и количество контрольных точек зависит от размеров машины. Также центром полусферы принимается точка в зависимости от типа машины. Например, в тракторах с бульдозерным оборудованием центром принимается центр машины. Стандарт также позволяет измерять шум по поверхности прямоугольного параллелепипеда.

В рассматриваемой диссертации были учтены недочёты предыдущих стандартов. Некоторые не учитывали все факторы, влияющие на

общий результат внешнего шума, такие как шум от нагрузки на рабочий орган, или же не учитывался весь цикл работы машины, как в работе [1]. Завышенная оценка шума приведёт к необоснованным затратам, а заниженные значения повлияют на здоровье операторов.

Рассмотрим расчёт шума для рабочего цикла бульдозера (рис. 1).

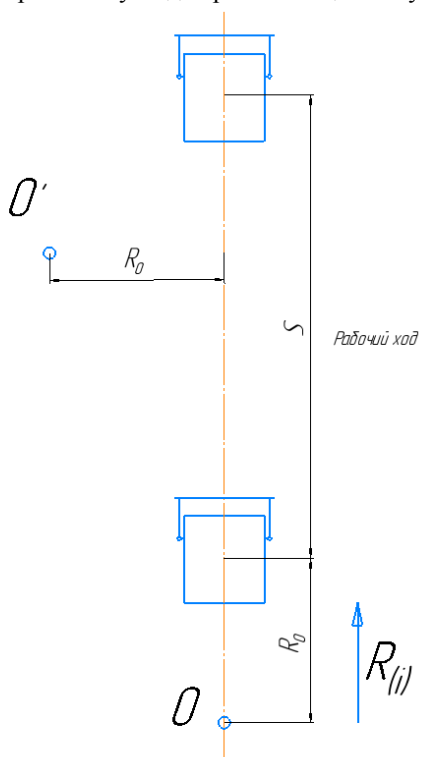


Рис. 1. Схема общего цикла бульдозера

Шумоизмерительный прибор находится в точке O , измерение не производится по точкам на сферической поверхности, что облегчает процесс расчёта внешнего шума. В расчёте, представленном в диссертации [4], находится внешний шум эквивалентный:

$$L_{экв} = L_{0px} - 10 \lg \left(\frac{S + R_0}{R_0} \right), \quad (2)$$

где $S = v_{px} \cdot T_2$.

Это формула для равномерного движения, что может повлиять на результат измерения. Если машина медленно разгоняется и тормозит, а также расстояние движения в цикле мала, по сравнению с расстояниями разгона и торможения. В диссертации приведён расчёт примера, для сравнения старых методик с новой, представленной в работе.

Допустим, что бульдозер движется равномерно, т.е. скорость движения $v_{px} = \text{const}$ и излучаемый шум постоянен $L_0 = \text{const}$. При значениях $L_{орх} = 80$ дБА $R_0 = 10$ м, $v_{px} = 5 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$, $T_2 = 1$ мин. По действующей методике эквивалентный уровень шума равен 80 дБА, а по новой – 70.3 дБА.

Методики, использующие сферические поверхности для измерения шума, не представляется возможным применить на практике, так как невозможно установить последние на траектории движения машины. Методики также не предполагают изменения уровня шума при работе, а также не учитывают накопление воздействия шума на оператора.

Расчёт внешнего шума при равноускоренном движении

Произведём расчёт, при этом будем считать, что движение равноускоренное и равнозамедленное, как показано на рис. 2.

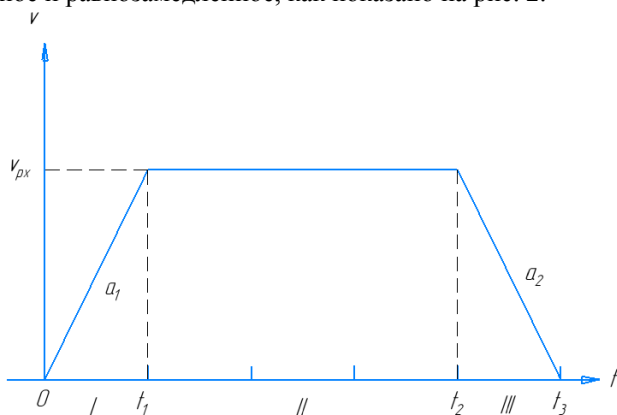


Рис. 2. График зависимости скорости бульдозера по времени

a_1, a_2 – ускорение в I и в III отрезках. v_{px} – установившаяся скорость

L_1 – перед рабочим циклом, переключение передач,

L_2 – при совершении рабочего цикла,

L_3 – перед холостым ходом,

L_4 – при холостом ходе

$$L_{2\text{экв}} = 10 \lg \left(\frac{1}{T_2} \int_0^{t_3} 10^{0.1L_2(t)} dt \right) \quad (3)$$

$$L_2 = L_{0px} + 20 \lg \left(\frac{R(i)}{R_0} \right), \quad (4)$$

где L_{0px} – уровень шума в точке 1.

$$R_i = R(t) + R_0 = \quad (5)$$

$$= R_0 + \begin{cases} \frac{a_1 t^2}{2}, & t_0 < t < t_1 \\ \frac{a_1 t_1^2}{2} + v_{px} t, & t_1 < t < t_2 \\ \frac{a_1 (t_2 - t_1)^2}{2} + v_{px} (t_2 - t_1) - \frac{a_2 t^2}{2} + v_{px} t, & t_2 < t < t_3 \end{cases}$$

Проинтегрируем отдельно каждый регион:

$$\begin{aligned} \text{I: } A &= \int_0^{t_1} 10^{0.1(L_{0px} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{a_1 t^2}{2}}{R_0} \right))} dt = 10^{0.1L_{0px}} * \\ &\int_0^{t_1} \frac{dt}{10^{2 \lg(Mt^2 + 1)}} = \left| \partial e M = \frac{a_1}{2R_0} \right| = \\ &= 10^{0.1L_{0px}} * \int_0^{t_1} \frac{dt}{\lg(Mt^2 + 1)^2} \\ &= 10^{0.1L_{0px}} * \left(\frac{\text{arctg}(\sqrt{M}t)}{2\sqrt{M}} + \frac{t}{2(Mt^2 + 1)} + C \right) \Big|_0^{t_1} = \\ &= 10^{0.1L_{0px}} * \left(\frac{\text{arctg}(\sqrt{M}t_1)}{2\sqrt{M}} + \frac{t_1}{2(Mt_1^2 + 1)} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{II: } B = \int_{t_1}^{t_2} 10^{0.1(L_{0px} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{a_1 t_1^2}{2} + v_{px} t}{R_0} \right))} dt = \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
10^{0.1L_{\text{опх}}} * \int_0^{t_1} \frac{dt}{\lg\left(N + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t + 1\right)^2} &= |N = \frac{a_1 t_1^2}{2R_0}| \\
&= 10^{0.1L_{\text{опх}}} * \left(\frac{1}{\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}N + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} + C \right) \Big|_{t_1}^{t_2} = \\
&= 10^{0.1L_{\text{опх}}} * \left(\frac{1}{\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t_2 + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}N + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t_1 + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}N + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} \right)
\end{aligned}$$

$$|||: C = \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
&\int_{t_2}^{t_3} 10^{0.1(L_{\text{опх}} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{a_1 t_1^2}{2} + v_{\text{пх}}(t_2 - t_1) - \frac{a_2 t_2^2}{2} + v_{\text{пх}}t}{R_0} \right))} dt = \\
&\left| K = \frac{a_1 t_1^2}{2R_0} + v_{\text{пх}} \frac{1}{R_0} (t_2 - t_1); \right| = \\
&= 10^{0.1L_{\text{опх}}} * \left(\frac{1}{-\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}K + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} + C \right) \Big|_{t_2}^{t_3} = \\
&= 10^{0.1L_{\text{опх}}} * \left(\frac{1}{-\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t_3 + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}K + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{-\frac{v_{\text{пх}}}{R_0}t_2 + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}K + \frac{v_{\text{пх}}}{R_0}} \right).
\end{aligned}$$

Отсюда получим значения уровня шума в каждой из частей:

$$L_{2\text{ЭКВ1}} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_1} A \right). \tag{9}$$

$$L_{2\text{ЭКВ2}} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_2 - t_1} B \right). \tag{10}$$

$$L_{2\text{ЭКВЗ}} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_3 - t_2} C \right). \quad (11)$$

Найдём эквивалентный уровень шума для всего периода рабочего цикла:

$$L_{\text{ЭКВ}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^4 T_i * 10^{0.1Li}}{\sum_{i=1}^4 T_i}. \quad (12)$$

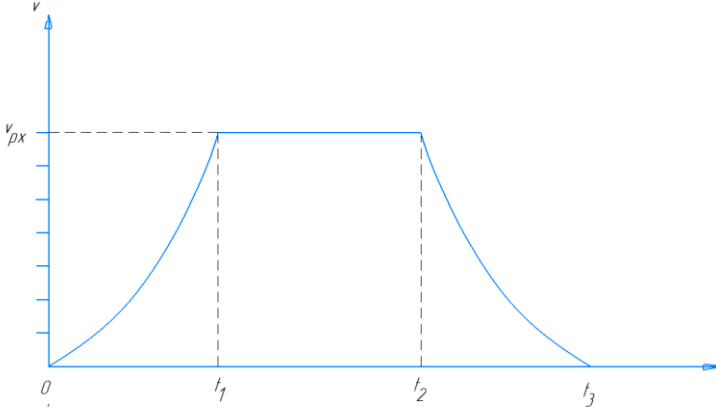


Рис. 3. График зависимости скорости бульдозера по времени при $\dot{a} > 0$ $v_{\text{рх}}$ — установившаяся скорость

Источник: составлено авторами

$$\begin{aligned}
 R_i &= R(t) + R_0 = \\
 &= R_0 \\
 &+ \begin{cases} \frac{\varphi t^3}{6}, & t_0 < t < t_1 \\ \frac{\varphi t_1^2}{6} + v_{\text{рх}} t, & t_1 < t < t_2 \\ \frac{\varphi t_1^2}{6} + v_{\text{рх}}(t_2 - t_1) + \frac{a_0 t^2}{2} - \frac{\varphi t^3}{6}, & t_2 < t < t_3 \end{cases} \quad (13)
 \end{aligned}$$

Проинтегрируем отдельно каждый регион:

$$I: A = \int_0^{t_1} 10^{0.1(L_{opx} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{\varphi t^3}{6}}{R_0} \right))} dt =$$

$$\frac{50 \sqrt[5]{R} \ln(|1111^2 / 2^2 - 2 \sqrt[5]{75 * 1111 R t + 4 * 75 R^2 / 2}|) + 100 \sqrt[5]{R} \ln(|\sqrt[5]{1111 t + 2 * 75 R^2 / 2}|) +}{\sqrt[5]{3 * 75 R^2 / 2} \sqrt[5]{1111}} \left. \frac{200 R t}{1111 t^3 + 600 R} \right|_0^{t_1} = 0.49884 \quad (14)$$

II:

$$B = \int_{t_1}^{t_2} 10^{0.1(L_{opx} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{a_1 t_1^2}{2} + v p x t}{R_0} \right))} dt =$$

$$\left(\frac{1}{\frac{2 \ln(\frac{1}{50 R_0})}{69 * 10 \ln(10)} (-69 t - 50 R_0 - 69)} + C \right) \Big|_{t_1}^{t_2} = 21.61506 \quad (15)$$

$$III: C = \int_{t_2}^{t_3} 10^{0.1(L_{opx} - 20 \lg \left(\frac{R_0 + \frac{\varphi t_1^2}{6} + v p x (t_2 - t_1) + \frac{a_0 t^2}{2} \cdot \frac{\varphi t^3}{6}}{R_0} \right))} dt =$$

$$8.4367175 * 10^{-9}. \quad (16)$$

Найдём эквивалентный уровень шума для всего периода рабочего цикла:

$$L_{\text{ЭКВ}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^4 T_i * 10^{0.1 L_i}}{\sum_{i=1}^4 T_i}. \quad (17)$$

Для получения выводов к работе произведём расчёт примера, показанного в начале данного исследования.

Представим, что время разгона и торможения 0.5 с, тогда $t_1 = 0.5$ с; $t_3 - t_2 = 0.5$ с.

1) Внешний шум при равноускоренном разгоне и торможении

$$A = 0,475 \cdot 10^8 \quad B = 10,65 \cdot 10^8 \quad C = 1,78 \cdot 10^4$$

$$L_{2\varepsilon\kappa61} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_1} A \right) = 79,78$$

$$L_{2\varepsilon\kappa62} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_2 - t_1} B \right) = 72,56$$

$$L_{2\varepsilon\kappa63} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_3 - t_2} C \right) = 45,31$$

$$L_{\varepsilon\kappa6} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^3 T_i * 10^{0.1Li}}{\sum_{i=1}^3 T_i} = 72,67 \text{ дБА.}$$

2) Внешний шум при линейной зависимости ускорения при разгоне и торможении

При $\dot{a} < 0$:

$$A = 0,49431 * 10^8 \quad B = 7.20644 * 10^8 \quad C = 8.01865 * 10^{-1}$$

$$L_{2\varepsilon\kappa61} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_1} A \right) = 79,95$$

$$L_{2\varepsilon\kappa62} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_2 - t_1} B \right) = 70,86$$

$$L_{2\varepsilon\kappa63} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_3 - t_2} C \right) < 0$$

$$L_{\varepsilon\kappa6} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^3 T_i * 10^{0.1Li}}{\sum_{i=1}^3 T_i} = 71,08 \text{ дБА}$$

При $\dot{a} > 0$:

$$A = 0.498847 * 10^8 \quad B = 21.61506 * 10^8 \quad C = 8.4367175 * 10^{-1}$$

$$L_{2\varepsilon\kappa61} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_1} A \right) = 79,9$$

$$L_{2\varepsilon\kappa62} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_2 - t_1} B \right) = 75,6$$

$$L_{2\varepsilon\kappa63} = 10 \lg \left(\frac{1}{t_3 - t_2} C \right) < 0$$

$$L_{\varepsilon\kappa6} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^3 T_i * 10^{0.1Li}}{\sum_{i=1}^3 T_i} = 75,6 \text{ дБА.}$$

При любом расчёте природные явления упрощаются до моделей, отбрасывая факторы, не сильно влияющие на конечный результат. С учетом разгона и торможения результат получается приближенным к реальности, что подтверждает важность данной работы.

Вывод. Результаты (табл. 1) методики сильно отличаются от значений методики, приведённой в [4], и в большую сторону. Значение внешнего шума меньше, чем на самом деле. Небольшое отличие может быть не замечено оператором, но с течением времени это может нанести повреждения слуховому аппарату. Также это повлияет на производителей сельскохозяйственных машин: увеличенные затраты для защиты оператора.

Таблица 1. Значения внешнего шума, полученные с использованием различных методик

Вид разгона / торможения	Равномерное ускорение	Линейно увеличивающееся ускорение	Линейно уменьшающееся ускорение	Без разгона / замедления
Уровень внешнего шума $L_{экв}$, дБА	72,67	71.08	75.6	70.3

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 28975-91 "Измерение внешнего шума, излучаемого землеройными машинами". М.: Изд-во стандартов, 1991.
2. ГОСТ 27717-88 "Измерение воздушного шума, излучаемого землеройными машинами. Метод проверки соответствия нормативным требованиям по внешнему шуму. Испытания в стационарном режиме". М.: Изд-во стандартов, 1988.
3. ГОСТ 31325-2006 "Измерение шума строительного оборудования, работающего под открытым небом". М.: Стандартинформ, 2007.
4. *Рахманов М.Л.* Разработка методик определения внешнего шума дорожно-строительных и землеройных машин: дис. ... д-ра пром. наук. М., 1998. 162 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ УДАРА ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ КАБИНЫ ROPS

Ха Фыок Чи, А.Г. Савельев

Московский государственный технический университет

В данной работе будет произведён математический расчёт параметров при опрокидывании машины с системой защиты оператора ROPS (ROPS - roll over protective structure). Безопасность оператора в большей степени зависит от степени защиты системы ROPS, и его правильный расчёт будет самым важным шагом для создания и испытания кабин.

Ключевые слова: опрокидывание кабины ROPS, параметры удара при опрокидывании, физика падения ROPS

DEFINING THE IMPACT PARAMETERS DURING ROLLOVER OF THE ROPS

Kha Fyok Chi, A.G. Saveliev

Moscow State Technical University

The paper proceed to make a mathematical calculation of parameters during rollover of the ROPS (ROPS - roll over protective structure). Operator's safety heavily depends on ROPS. It's the most important step to certificate cabs right.

Keywords: rollover of the ROPS, impact of the ROPS during rollover, physics of rollover of the ROPS

Опрокидывание кабины с системой защиты оператора ROPS является одной из причин смерти последнего. Поэтому качественное изучение процессов должны улучшить методы по тестированию кабин, что спасёт операторов машин.

В материалах ГОСТ [1, 2] по сертификации кабин [2] никак не указаны методы по определению нагрузок, только формулы для получения их значения. Также зависимости, указанные в этом источнике, имеют приблизительный характер и тщательное изучение поможет точнее определять нагрузки для испытания кабин.

В источниках не указываются кинематические зависимости при опрокидывании кабины, что могло бы помочь находить другие параметры кабины, такие как момент инерции при опрокидывании.

В работе будут выведены кинематические зависимости при опрокидывании кабины ROPS и на основании этих расчётов, будет проведено сравнение и сделаны выводы. Также будет предложена альтернативная методика расчёта нагрузки при испытаниях кабин.

Найдём кинематические зависимости кабины ROPS при опрокидывании с наклонной поверхностью. Центр тяжести машины выходит за основание машины, что и приводит к опрокидыванию

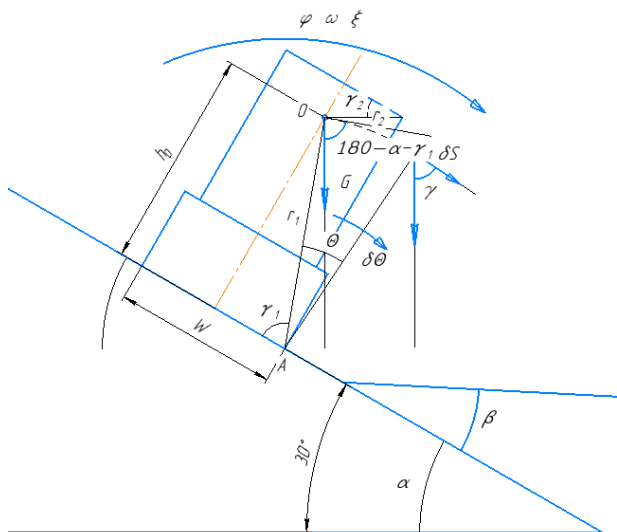


Рис. 1. Схема падения машины с системой ROPS

1. Определим зависимость $\varphi(t)$, $\dot{\omega}(t)$, $\xi(t)$: (Θ - обобщенная координата).
Запишем уравнение Лагранжа 2 рода:

$$I_{Oz} \frac{d\varphi^2}{d^2t} - G * r_1 \sin(\varphi) = 0 \quad (1)$$

Найдем компоненты уравнения Лагранжа:

$$T = \frac{I_{Oz} * \varphi^2}{2} - \text{кинетическая энергия системы} \quad (2)$$

$$\delta A = G * \delta S * \cos(\gamma) = mg \delta \theta r_1 * \cos(180 - (\alpha + \gamma_1) - \theta) \quad (3)$$

$$\delta\theta = mgr * \cos(\alpha + \gamma_1 + \theta) - \text{обобщенная сила} \quad (4)$$

Подставим найденные выражения в уравнение Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = \delta Q \quad (5)$$

$$I_{oz} \ddot{\theta} - mgr_1 \cos(\pi - \alpha - \gamma_1 - \theta) = 0 \quad (6)$$

Решим уравнение:

$$I_{oz} \frac{d\theta^2}{d^2t} = mgr_1 \sin(\alpha + \gamma_1 + \theta) \quad (7)$$

$$\frac{1}{\sin(\alpha + \gamma_1 + \theta)} d\theta^2 = \frac{mgr_1}{I_{oz}} d^2t \quad (8)$$

$$\text{Заменяем: } M = \frac{mgr_1}{I_{oz}}; c = \alpha + \gamma_1$$

Проинтегрируем обе половины:

$$\int \frac{1}{\sin(c + \theta)} d\theta^2 = \int M d^2t \quad (9)$$

$$\ln\left(\operatorname{tg}\left(\frac{c + \theta}{2}\right)\right) d\theta = M dt + C_1 \quad (10)$$

Проинтегрируем обе половины еще раз, перенеся логарифм:

$$\int \operatorname{tg}\left(\frac{c + \theta}{2}\right) d\theta = \int e^{Mt} dt \quad (11)$$

$$-2 \ln\left(\left|\cos\left(\frac{c + \theta}{2}\right)\right|\right) = \frac{e^{Mt}}{M} + C_2 \quad (12)$$

Сократим и выразим обобщенную координату:

$$\cos\left(\frac{c + \theta}{2}\right) = e^{-\frac{e^{Mt}}{2M}} + C_3 \quad (13)$$

Заменяем θ на φ :

$$\varphi(t) = 2 \arccos\left(e^{-\frac{e^{Mt}}{2M}}\right) - c + C_3 \quad (14)$$

С условием, что $\varphi(0) = 0$:

$$C_3 = 2 \arccos\left(e^{-\frac{1}{2M}}\right) - c \quad (15)$$

Отсюда получим:

$$\varphi(t) = 2\arccos\left(e^{-\frac{e^{Mt}}{2M}}\right) - 2\arccos\left(e^{-\frac{1}{2M}}\right), \quad (16)$$

где заменим $2\arccos\left(e^{-\frac{1}{2M}}\right)=C$.

Запишем систему:

$$\begin{cases} \varphi(t) = 2\arccos\left(\frac{e^{-\frac{1}{2M}e^{Mt}}}{e^{Mt}}\right) - C \\ \dot{\omega}(t) = \frac{e^{Mt}}{\sqrt{-(C^2 - 1)e^{\frac{e^{Mt}}{M}} + 2Ce^{\frac{e^{Mt}}{2M}} - 1}} \\ \xi(t) = \frac{d\dot{\omega}(t)}{dt} \end{cases} \quad (17)$$

Воспользуемся исследованиями проведёнными в диссертации [4]. В дальнейшем будем проводить расчёт конкретно для ГЛК-4-01.

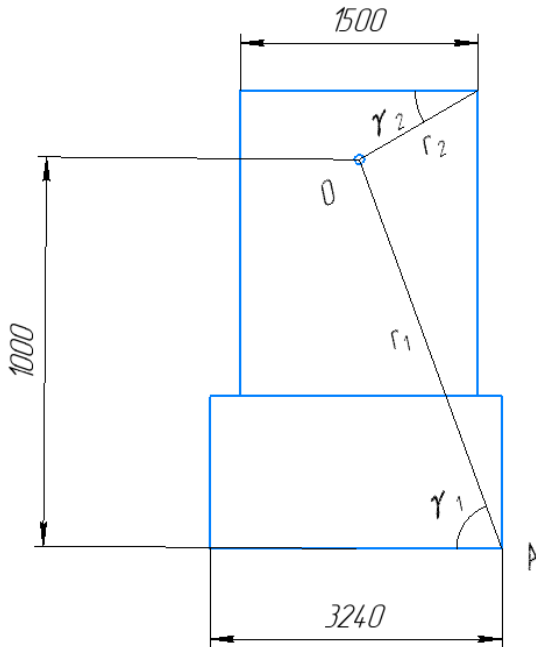


Рис. 2. Размеры ГЛК-4-01

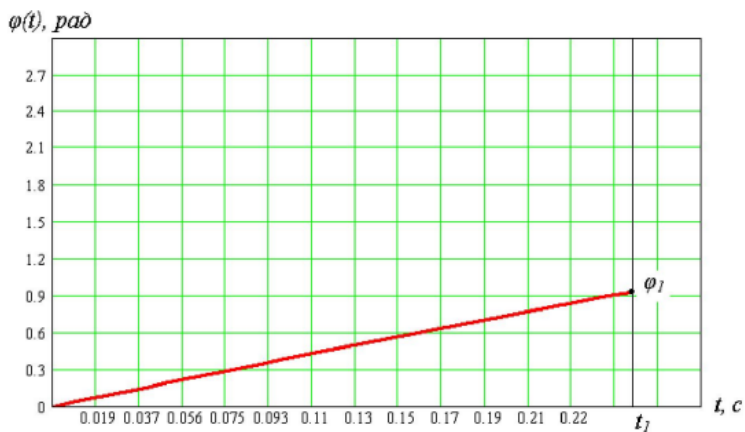


Рис. 3. График зависимости угла падения кабины ТЛК-4-01 по времени

Воспользовавшись MathCAD, найдем значение M (рис. 4):

$$M := 0.2$$

Given

$$t := 0.23 \quad a := 0.9$$

$$a = 2 \left(\arccos \left(e^{-\frac{M \cdot t}{2M}} \right) - \arccos \left(\frac{1}{-2M} \right) \right)$$

$$b := \text{Find}(M)$$

$$b = 7.48$$

Рис. 4. Решение уравнения в MathCAD

Найдём значение момента инерции кабины:

$$M = \frac{m g r_1}{I_{oz}} = 7,48.$$

Для ТЛК-4-01:

$$m g = 14500 \cdot 9.81 = 142245 \text{ Н}$$

$$r_1 = 1903 \text{ мм}$$

$$r_2 = 2802 \text{ мм}$$

Отсюда:

$$I_{oz} = \frac{142245 * 1,903}{7,48} = 36188 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Так как жёсткость кабины различна от модели к модели, нельзя точно сказать, под каким углом будет оптимальное нагружение. Из-за сложной зависимости ускорения и неизвестности жёстких характеристик кабины, предположим, что максимальная нагрузка достигается при ($\alpha = 0$), то есть при падении на тот же дополнительные исследования. Тогда $\varphi_1 = 90 - \gamma_1 = 1,0178$ рад - критический угол для опрокидывания.

Определим значение силы F при контакте с грунтом из диссертации [4, с. 61]:

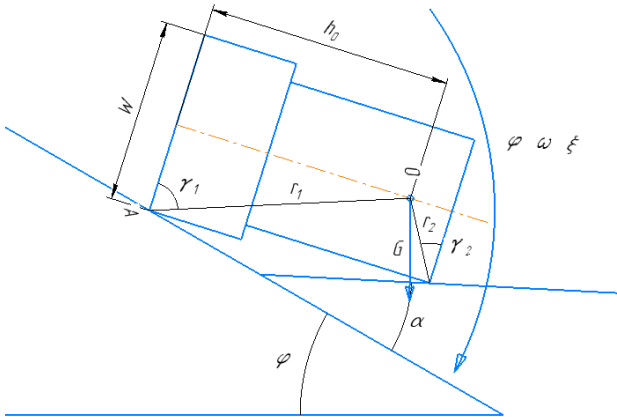


Рис. 5. Схема упавшей машины с системой ROPS

$$F = \frac{G * r_1 * \sin(\varphi_2) + I_{oz} * \varepsilon_2}{r_1 * \sin(\varphi_1) + r_2 * \sin(\gamma_1 + \gamma_2 - \varphi_1)} \quad (18)$$

Подставим известные значения в формулу (18) и найдём F:

$$t := 0.23 \quad M := 7.48 \quad C := 2 \operatorname{acos}\left(e^{\frac{1}{-2M}}\right) = 0.723$$

$$\varphi := 1.0178$$

Given

$$\varphi = \left(2 \operatorname{acos}\left(e^{\frac{e^{Mt}}{-2M}}\right) - C \right)$$

$$h := \operatorname{Find}(t)$$

$$h = 0.252$$

Рис. 6. Расчёт времени опрокидывания в MathCAD

$$t := 0.252$$

$$a := \frac{e^{Mt}}{\sqrt{\left(C^2 - 1\right) e^{\frac{Mt}{M}} + 2 \cdot C \cdot e^{\frac{Mt}{2 \cdot M}} - 1}} = 4.254$$

$$b := \frac{d}{dt} \frac{e^{Mt}}{\sqrt{\left(C^2 - 1\right) e^{\frac{Mt}{M}} + 2 \cdot C \cdot e^{\frac{Mt}{2 \cdot M}} - 1}} = 18.531$$

Рис. 7. Расчёт угловых скоростей и ускорений при касания земли при опрокидывании кабины

$$F = \frac{1442245 * 1,903 * \sin(1,2998) + 36188 * 18,531}{r_1 * \sin(1.0178) + r_2 * \sin(1,2998 + 0.5529 - 1.0178)} = 0.253 \text{ МН}$$

$$\gamma_2 = 1,2998 \text{ рад}$$

$$\gamma_1 = 0.5529 \text{ рад}$$

$$\varphi_1 = 1.0178 \text{ рад}$$

Закон движения машины при опрокидывании:

$$\varphi(t) = 2\arccos\left(\frac{1}{e^{Mt}}\right) - C$$

$$\dot{\omega}(t) = \frac{1}{\sqrt{-(C^2 - 1)e^{\frac{e^{Mt}}{M}} + 2Ce^{\frac{e^{Mt}}{2M}} - 1}}$$

$$\xi(t) = \frac{d\dot{\omega}(t)}{dt}$$

Сравним полученные результаты с рассчитанными для испытаний в ГОСТ [2], а также в диссертации [4].

Таблица 1. Сравнение значений минимальной силы нагружения кабины различными методиками

Тип машины	F_D , предложенная в диссертации [4], Н	F_{min} по ГОСТ, Н	Нагрузка F , Н (по модели)	$\Delta = \frac{F}{F_{min}}$
ТЛК-4-01	248900	119000	253000	2,12

В сравнении с результатами, полученными по расчёту ГОСТ, значение расчёта усилий превышает в 2,12 раз. Рассмотрен был предположительно самый нагруженный вариант, который мало вероятен. Так как параметры методик в источниках неизвестны, сложно уверенно сказать, в чем различаются методики. Были найдены опечатки в диссертации [4].

Выводы. По результатам работы можно сказать, что методика ГОСТ [2] не удовлетворяет современным требованиям безопасности. Но данное исследование имеет много упрощений, что потребует больше исследований в данной сфере для точного определения значений напряжений. Потребуется провести анализ случаев опрокидываний и найти наиболее вероятные и напряжённые. Также создание других устройств безопасности позволит обезопасить оператора при опрокидывании кабины машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ ISO 3471-2015. Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания. М.: Стандартинформ, 2011. 28 с.
2. ГОСТ Р ИСО 5700-2008. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные колесные Устройства защиты при опрокидывании. Метод статических испытаний и условия приемки. М.: Стандартинформ, 2009. 20 с.
3. *Mangado J.* Design Calculations on Roll-over Protective Structures for Agricultural Tractors / J. Mangado, J.I. Arana // Biosystems Engineering. 2015. P. 181–191.
4. *Скобцов И.Г.* Разработка расчётных методов оценки безопасности оператора в экстремальных ситуациях работы лесных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Петрозаводск, 2015. 221 с.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ И СИНТЕЗ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ

О.И. Чудаков

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Рассматриваются типовые рабочие циклы фронтальных погрузчиков, проведен анализ скорости и сопротивления движению. На основе анализа синтезированы нагрузочные режимы, которые будут использованы для оценки эффективности погрузчика при имитационном математическом моделировании.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, рабочий цикл, сопротивление движению, скорость движения

ANALYSIS OF OPERATING CONDITIONS OF WHEEL LOADERS AND SYNTHESIS OF DESIGN LOAD MODES

O.I. Chudakov

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Typical working cycles of front loaders are considered, the analysis of speed and resistance to movement is carried out. Based on the analysis, the load modes are synthesized, which will be used to evaluate the efficiency of the loader in simulation.

Keywords: wheel loader, duty cycle, movement resistance, movement speed

Фронтальные погрузчики – это распространенный класс машин, которые используются для решения множества разнообразных задач в различных отраслях промышленности. Условия эксплуатации погрузчиков подразумевает как достаточно высокую максимальную скорость движения (до 45 км/ч), так и выполнение технологических операции, связанных с бульдозированием, где требуется значительная сила тяги [1]. Сферы применения включают погрузочно-разгрузочные работы на строительных площадках и в горнодобывающей промышленности, уплотнение отходов на площадках для вторичной переработки и работы по выравниванию. В этих различных сферах применения можно выделить некоторые часто встречающиеся рабочие циклы. К ним относятся, например, короткий и длительный циклы погрузки-разгрузки, работа в бульдозерном ре-

жиме, транспортный режим, а также работу на холостом ходу. Схематичное изображение этих режимов работы приведено на рис. 1.

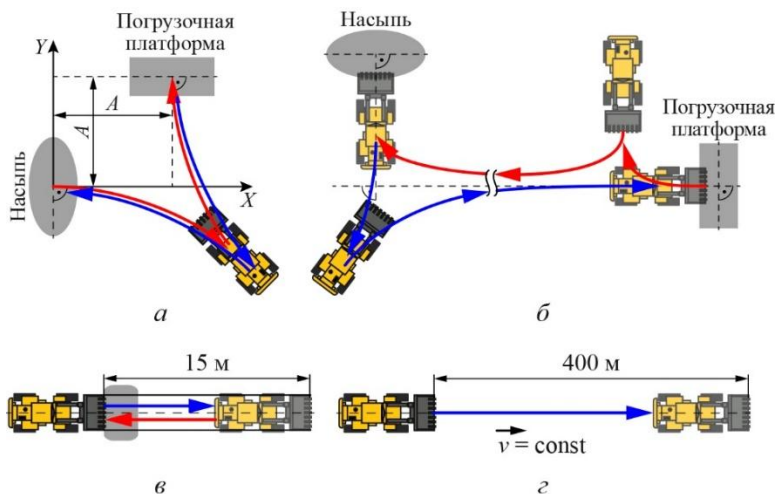


Рис. 1. Схематичное изображение рабочих режимов:

a – короткий цикл погрузки-разгрузки; *б* – длительный цикл погрузки-разгрузки;
в – бульдозерный режим; *z* – транспортный режим

Одним из наиболее часто встречающихся и нагруженных является короткий цикл погрузки-разгрузки (называемый также V-циклом или Y-циклом из-за характерного характера движения), показанный на рис. 2.

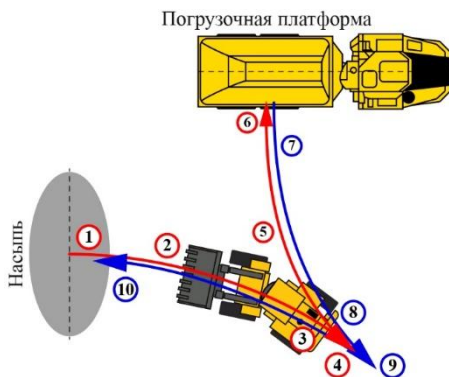


Рис. 2. Схема короткого цикла погрузки-разгрузки

Типичным для этого цикла является загрузка ковшом какого-либо гранулированного материала (например, гравия, песка или древесной щепы) на соседний приемник груза (например, самосвал, конвейерную ленту или каменную дробилку) в довольно сжатые временные рамки, составляющие 25–35 секунд. Расстояние A (рис. 1, a) в зависимости от площадки и размеров погрузчика варьируется в диапазоне от 5 до 11 м [2]. По этой причине короткий цикл погрузки-разгрузки обычно используется в качестве основного цикла испытаний на работоспособность при разработке фронтальных погрузчиков.

Как видно на рис. 2, в таком цикле можно выделить несколько фаз, в таблице 1 приводится их краткое описание.

Таблица 1. Фазы короткого цикла погрузки-разгрузки

№	Фаза	Описание
1	Наполнение ковша	Заполнение ковша осуществляется путем одновременного управления скоростью машины и функциями подъема и наклона ковша.
2	Отъезд от насыпи	Оператор движется назад к точке разворота и направляет машину для достижения характерной V-образной формы.
3	Замедление	Начинается за некоторое время до фазы 4 и может быть продлено или сокращено путем управления педалью газа и рабочими тормозами.
4	Разворот	Начинается, когда оставшегося расстояния до приемника груза будет достаточно подъемной гидравлике для достижения высоты ковша, необходимой для разгрузки, за время, необходимое для того, чтобы добраться туда.
5	Движение к месту разгрузки	Машина подъезжает к грузовику и продолжает поднимать полный ковш, пока он не достигнет высоты разгрузки. Он достигает высоты разгрузки до того, как погрузчик остановится у грузовика, что обеспечивает высокую производительность.
6	Разгрузка ковша	Машина медленно движется вперед, при этом стрела поднимается, а ковш наклоняется вперед.
7	Отъезд от места разгрузки	Оператор движется назад к точке поворота, в то время как ковш опускается в транспортное положение.
8	Замедление и разворот	Не обязательно выполнять в том же месте, что и на этапах 3 и 4, потому что опускание пустого ковша происходит быстрее, чем подъем полного.
9	Движение к насыпи	Машина движется вперед к месту, где должно быть выполнено следующее наполнение ковша, при этом ковш одновременно опускается и выравнивается по уровню земли.
10	Замедление у насыпи	Часто сочетается со следующим наполнением ковша за счет использования инерции машины, чтобы загнать ковш в насыпь.

В других работах встречается иная разбивка цикла на фазы, например, в [1, 3] (шесть фаз), [2] (пять фаз) и [4] (четыре фазы).

Другим широко применяемым является цикл погрузки и перевозки (также называемый длительным циклом погрузки-разгрузки, рис. 1, б). В целом этот цикл напоминает короткий цикл погрузки, но включает две фазы транспортировки на расстояние до 400 м на переднем ходу. Также довольно часто в длительных циклах погрузки-разгрузки приемником нагрузки является конвейерная лента или камнедробилка, возможно, даже стоящая на возвышении, так что на последних метрах колесный погрузчик с загруженным ковшом должен подниматься по крутому склону.

На рис. 3 приведена запись линейной скорости погрузчика средней грузоподъемности (с мощностью двигателя 160 кВт) при выполнении короткого цикла погрузки-разгрузки [2].

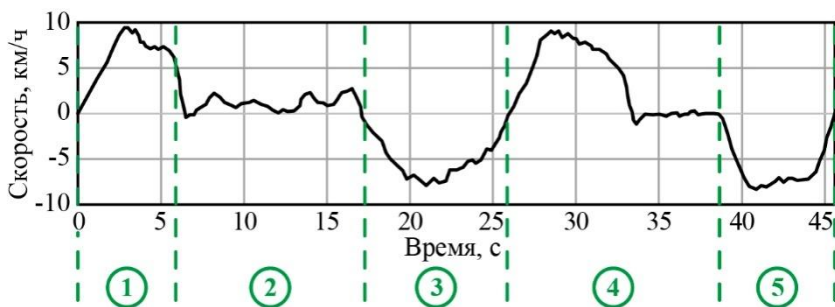


Рис. 3. Изменение линейной скорости погрузчика при выполнении короткого цикла погрузки-разгрузки:

- 1 – движение вперед к насыпи; 2 – наполнение ковша; 3 – движение назад и изменение направления; 4 – движение вперед к месту разгрузки; 5 – движение назад и изменение направления

В данном случае короткий цикл погрузки-разгрузки разделен на 5 фаз. Скорость погрузчика при движении вперед и назад имеет схожие значения и не превышает 10 км/ч.

На рис. 4 приведена запись линейной скорости и тягового усилия погрузчика (с мощностью двигателя 130 кВт и снаряженной массой 13 500 кг и грузоподъемностью 4500 кг) при последовательном выполнении трех коротких циклов погрузки-разгрузки и одного длительного цикла погрузки-разгрузки [5].

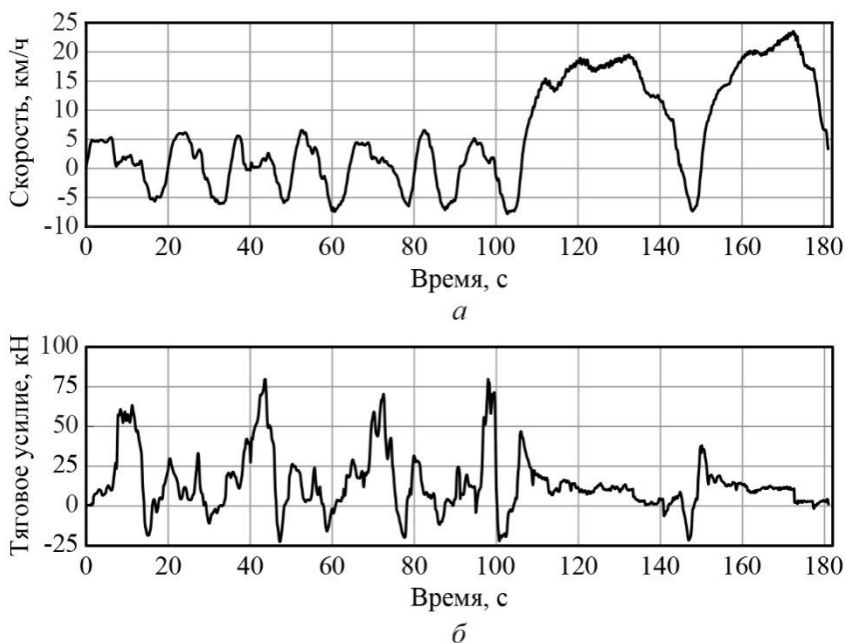


Рис. 4. Скорость (а) и тяговое усилие (б) погрузчика

Максимальная скорость при выполнении коротких циклов погрузки не превышала 7 км/ч. Максимальная скорость при выполнении длительного цикла погрузки-разгрузки доходит до 20 км/ч. Она развивается на длинном перегоне при движении к месту разгрузки и возвращении к насыпи.

Максимальные значения тяговой силы соответствуют моментам наполнения погрузчиком ковша. Пиковое значение тягового усилия погрузчика в исследованных циклах равно 80 кН. С учетом полной массы погрузчика 18 000 кг можно определить, что удельная сила тяги в данном случае не превышала 0,45.

Скорость движения в бульдозерном режиме варьируется от 4 до 8 км/ч. Транспортный цикл осуществляется при скоростях движения 20 км/ч, 30 км/ч и 40 км/ч [2].

На основании аналитического обзора выделены четыре основных рабочих цикла, для которых определены характеристики (скорость и сопротивление движению) и синтезированы траектории:

- 1) короткий цикл погрузки-разгрузки (траектория движения представлена на рис. 5);
- 2) длительный цикл погрузки-разгрузки (траектория движения представлена на рис. 6);
- 3) выполнение бульдозерных работ;
- 4) движение в транспортном режиме.

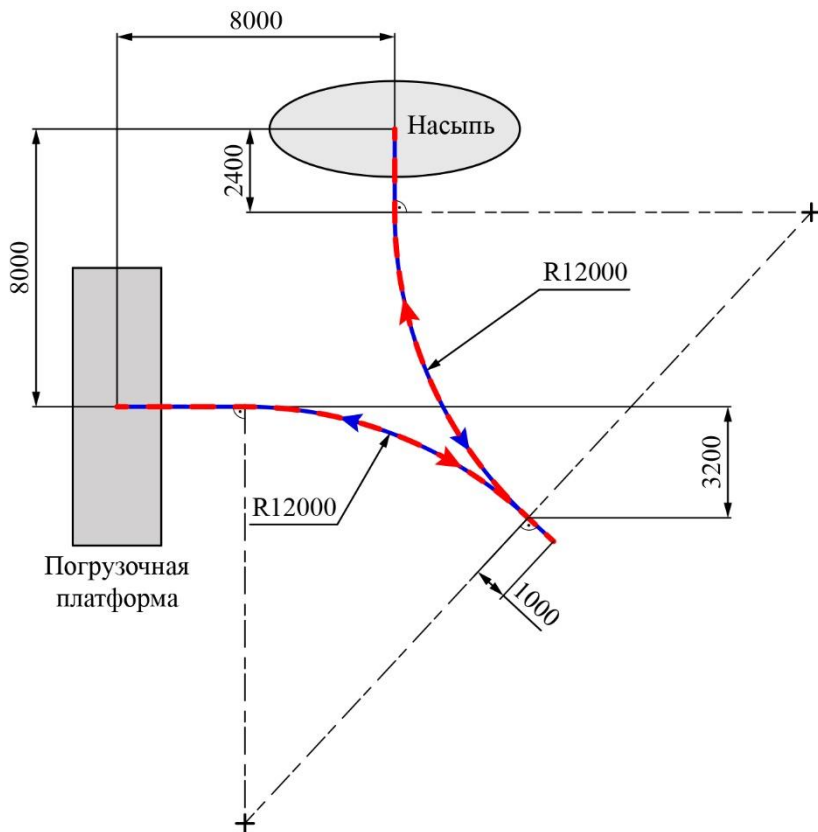


Рис. 5. Короткий цикл погрузки-разгрузки

Скорость во время короткого цикла погрузки-разгрузки 2 м/с. Сопротивление движению принято равным 0,055. При набегании ковша пиковое сопротивление 0,45.

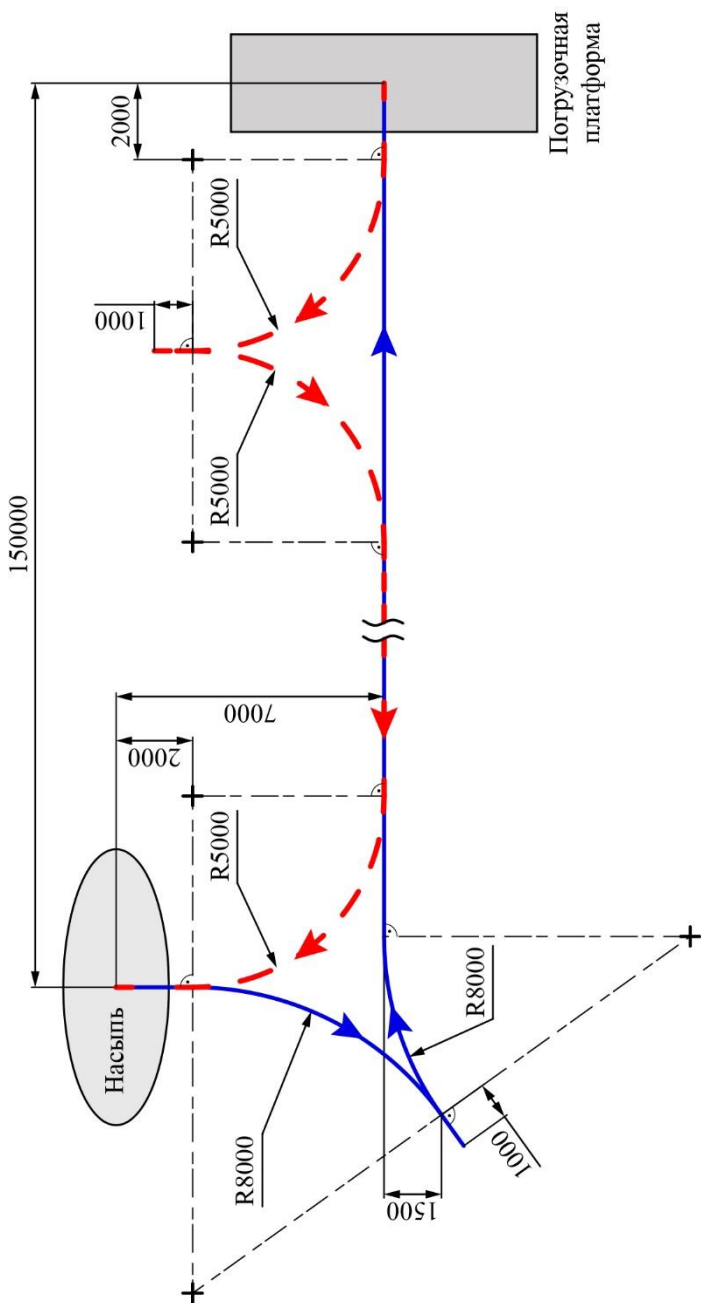


Рис. 6. Длительный цикл погрузки-разгрузки

Длительный цикл погрузки-разгрузки (рис. 6) в целом напоминает короткий цикл погрузки, но включает две фазы транспортировки на расстояние 150 м на переднем ходу. Скорость при маневрировании 2 м/с, на длинном перегоне до 20 км/ч. Сопротивление движению 0,055. При нагребании ковша пиковое сопротивление 0,45.

Бульдозерный режим воспроизводится с помощью рабочего цикла, который состоит из набора сопротивления, перемещения (волочение) материала и отката на заднем ходу для начала нового цикла. При расчете принимается протяженность рабочего хода (набор и волочение) равной 20 м, при этом набор составляет 5 м. Откат осуществляется также на 20 м. Изменение сопротивления при выполнении бульдозерных работ представлено на рис. 7.

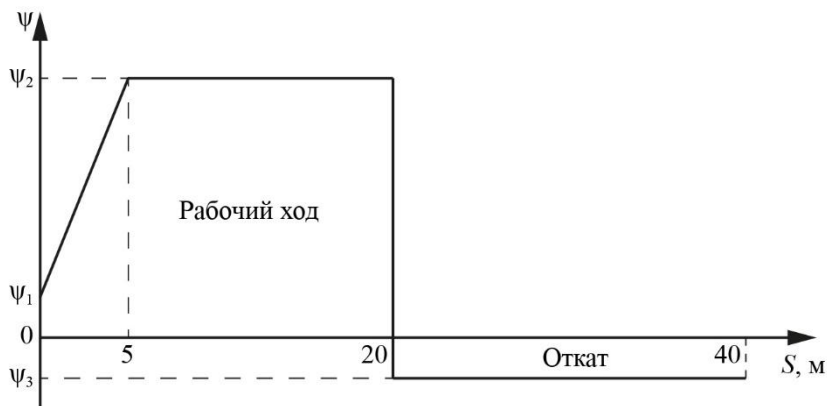


Рис. 7. Нагрузочный цикл при выполнении бульдозерных работ

Для бульдозерного режима приняты следующие значения коэффициентов сопротивления движению:

$$\psi_1 = \psi_3 = 0,02;$$

$$\psi_2 = 0,5.$$

Скорость на рабочем ходе при выполнении бульдозерных работ принята равной 1 м/с, на откате – 2 м/с.

В транспортном режиме движения длина маршрута принята равной 400 м, скорость движения 10 м/с, движение осуществляется без полезной нагрузки. Сопротивление движению принято равным 0,02.

Таким образом, на основе обзора и анализа условий эксплуатации фронтальных погрузчиков синтезированы четыре типовых нагрузочных

режима, которые будут использованы при имитационном математическом моделировании для оценки эффективности выполнения гибридным фронтальным погрузчиком типовых работ в случае различного исполнения энергетической установки, а также наличия или отсутствия электрического накопителя энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Investigation on the energy management strategy for hydraulic hybrid wheel loaders / F. Wang, M.A. MohdZulkefli, Z. Sun, K.A. Stelson // ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference. 2013. Vol. 1.
2. *Gottschalk M.* Test Method for Evaluating the Energy Efficiency of Wheel Loaders / M. Gottschalk, G. Jacobs, A. Kramer // ATZ offhighw worldw. 2018. Vol. 11. P. 44–49. URL: <https://doi.org/10.1007/s41321-018-0008-0>.
3. *Vännström J.* Educational Interface for Reducing Fuel Consumption / J. Vännström, S. Lindholm. Master thesis, Luleå University of Technology, Luleå, Sweden, 2007.
4. *Zhang R.* Multivariable Control of an Earthmoving Vehicle Powertrain Experimentally Validated in an Emulated Working Cycle. Conference paper // R. Zhang, A.G. Alleyne, D.E. Carter // ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition.
5. Design Optimisation Strategies for a Hydraulic Hybrid Wheel Loader / K. Uebel, H. Raduenz, P. Krus, V.J. de Negri // Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath, UK. September 12–14, 2018. V001T01A001. ASME. URL: <https://doi.org/10.1115/FPMC2018-8802>.

Секция 2 «БАЗОВЫЕ И ВЕЗДЕХОДНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСМИССИИ И ПРИВОДНАЯ ТЕХНИКА»

УДК 629.1-47

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»

В.А. Сак, Д.Ю. Погорелов, Р.В. Ковалев

ООО «Вычислительная механика»

Рассматриваются возможности программного комплекса «Универсальный механизм» для моделирования динамики механических систем и проведения компьютерных расчетов различного рода компьютерных испытаний для подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Демонстрируется создание компьютерных моделей с исследованием динамических характеристик гусеничной, колесной техники.

***Ключевые слова:** компьютерное моделирование, динамика машин, гусеничные машины, колесные машины*

SIMULATION OF THE DYNAMICS OF TRACKED AND WHEELED MACHINES IN THE SOFTWARE COMPLEX «UNIVERSAL MECHANISM»

V.A. Sak, D.Y. Pogorelov, R.V. Kovalev

Limited Liability Company «Computational Mechanics»

The use of the program package "Universal Mechanism" to modeling the dynamics of mechanical systems and performing computer calculations of various kinds of tests of lifting-and-transportation, construction and road machines are considered. The creation of computer models with the reproduction of the dynamic characteristics of tracked, wheeled and railway vehicles is demonstrated.

***Keywords:** computer simulation, machine dynamics, tracked vehicles, wheeled vehicles*

Введение

Компьютерное моделирование механических систем и определение их динамических показателей для различного рода тестов служит полезным инструментом в дополнение к натурным испытаниям. В сравнении с натурными экспериментами компьютерное моделирование позволяет измерить больший спектр интересующих динамических показателей, чем можно получить при проведении физических экспериментов. Не менее важным является возможность тестирования на этапе проектирования машин. Кроме того, проведение численного эксперимента механической системы является более безопасным и менее затратным способом проведения анализа.

Программный комплекс «Универсальный механизм» (ПК УМ) (umlab.ru) предназначен для автоматизации процесса моделирования динамики механических систем, которые могут быть представлены системой абсолютно твердых и/или упругих тел, связанных между собой посредством кинематических и силовых элементов. Программа состоит из двух частей: программы создания модели UM Input и программы исследования ее динамических свойств UM Simulation. Программа включает ряд специализированных модулей для моделирования динамики колесных и гусеничных машин, железнодорожных экипажей, модули расчета долговечности и оптимизации и многие другие. Ниже рассмотрим некоторые модули и их возможности.

Модуль UM Automotive. Моделирование динамики автомобилей

В состав ПК УМ входит специализированный модуль для анализа динамики автомобилей, который предназначен для решения таких задач, как определение параметров колебаний автомобиля при различных видах возмущений от дорожных неровностей, оптимизация по различным критериям параметров и характеристик элементов подвесок и трансмиссии автомобиля с учетом ограничений, вызванных условиями их работы, определение воздействия на пассажира или груз, определение динамических параметров автомобиля при совершении различных маневров и т.д.

Разработанный модуль включает в себя следующие основные компоненты:

- инструменты задания и визуализации макрогеометрии дороги;
- инструменты задания и визуализации микропрофиля дорожного покрытия;
- библиотека файлов микропрофиля и спектров микропрофиля дорожного покрытия;

- математические модели сил в контакте между колесом и дорогой;
- математические модели управления транспортным средством – модели водителя.

Макропрофиль пути описывается с помощью трех плоских кривых: плана пути (проекция пути на горизонтальную плоскость), вертикального профиля и уклона пути (рис. 1, 2). Эти кривые представляют собой набор точек, соединенных прямыми, дугами окружности и сплайнами. План пути задается координатами точек (X_i, Y_i) в инерциальной системе координат СК0. Вертикальный профиль пути задается точками (Z_i, s_i) , где Z_i – вертикальная координата пути в СК0, s_i – пройденный путь (расстояние вдоль реальной траектории пути). Профиль уклона пути задается точками (γ_i, s_i) , где γ_i – поперечный уклон дороги (в градусах).

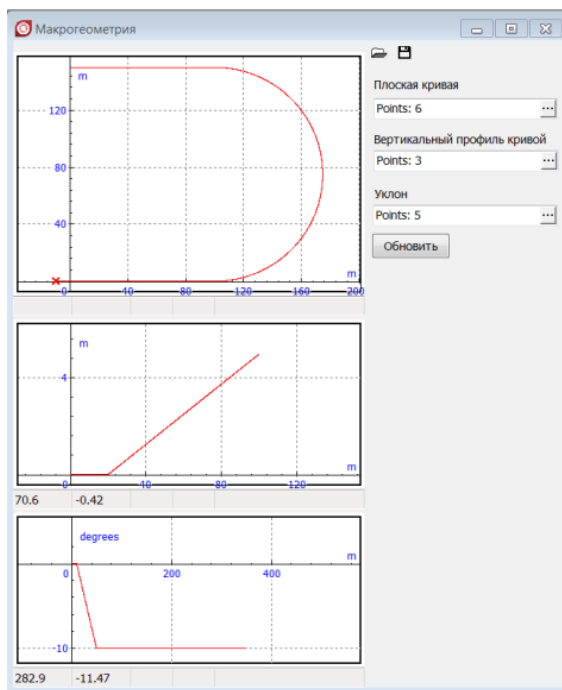


Рис. 1. Мастер описания макрогеометрии пути. План (сверху), вертикальный профиль (по центру), уклон (снизу) пути

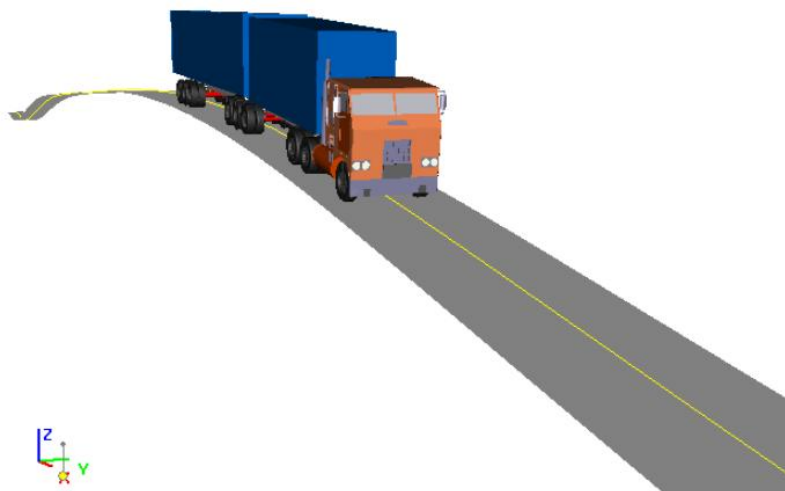
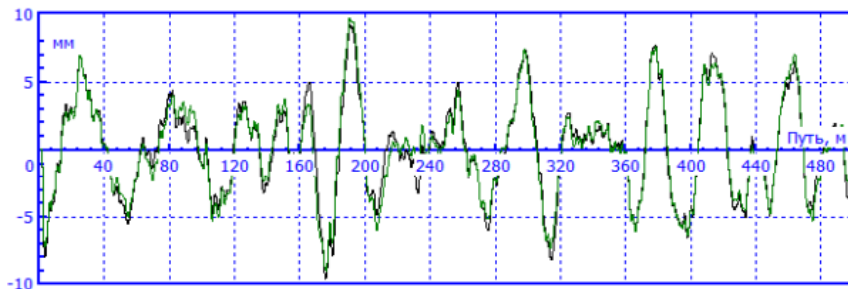


Рис. 2. Вертикальный макропрофиль

В ПК УМ можно задавать микропрофиль пути. Микропрофиль хранится в файле отдельно для левой и правой колеи. В поставку ПК УМ в конфигурации с модулем входит библиотека спектров и реализаций неровностей, соответствующих различным дорожным покрытиям и их состояниям [1]. На рисунке ниже представлены неровности, синтезированные по спектрам, входящим в эту библиотеку (рис. 3).



**Рис. 3. График неровностей для левой и правой колеи.
Цементбетон на жестком основании**

Для создания микропрофиля используется специальный инструмент (рис. 4). Окно разделено на две части: в верхней части окна находится результирующий профиль, в нижней описываются отдельные профили, из которых формируется результирующий.

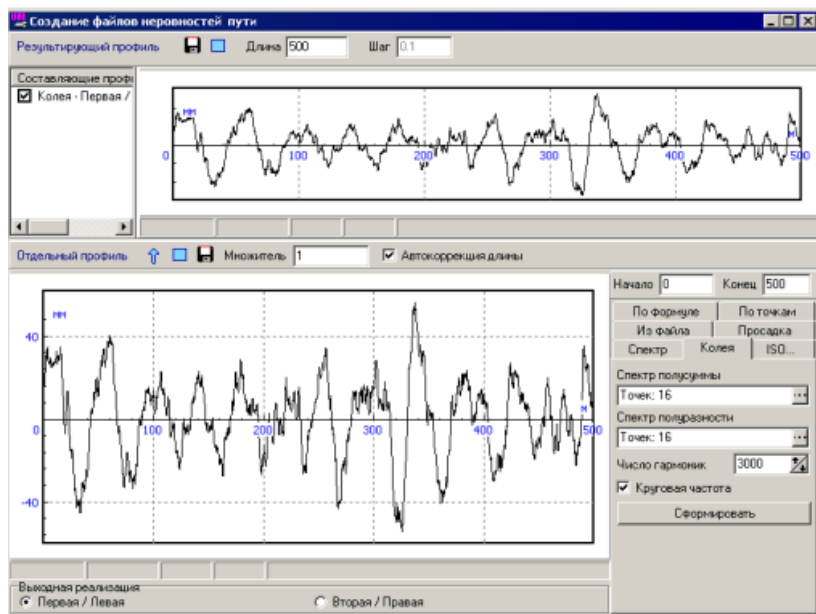


Рис. 4. Мастер создания неровностей

В ПК УМ реализовано несколько моделей контактных сил шины с дорогой. Модели контактных сил позволяют в каждый момент времени получить значения сил и моментов, действующих в контакте между колесом и дорогой в зависимости от кинематических параметров шины (угол бокового увода, проскальзывание, угол развала и др.).

На данный момент в ПК УМ реализовано четыре модели шины: модель FIALA, магическая формула Пасейки (Pasejka Magic Formula) [2], таблично заданная модель и модель TMeasy [3]. При помощи встроенного инструмента «Мастер описания параметров шины» создаются файлы с параметрами моделей контактных сил, которые затем используются в процессе моделирования динамики автомобилей (рис. 5).

Модуль UM Caterpillar моделирования динамики гусеничных машин

Модуль моделирования динамики гусеничных машин предназначен для создания моделей машин с гусеничными движителями и их исследования [4]. Особенностью данного модуля является то, что создание модели гусеничного движителя автоматизировано и включает в себя основные элементы подвески, поставляемые набором стандартных компонент ПК УМ. Если модель не может быть создана с использованием стандартных компонент, пользователь может создать собственные компоненты. В настоящее время реализовано цевочное зацепление ведущего колеса со звеньями гусеничного обода. При создании модели могут быть реализованы все основные типы подвесок: жесткая, полужесткая и упругая.

В список стандартных компонент входят:

- подвески;
- ведущее колесо;
- натяжное устройство и направляющее колесо;
- траки гусеницы;
- поддерживающий каток.

В качестве стандартных моделей подвесок в ПК УМ включены типы подвесок, представленные на рис. 8.

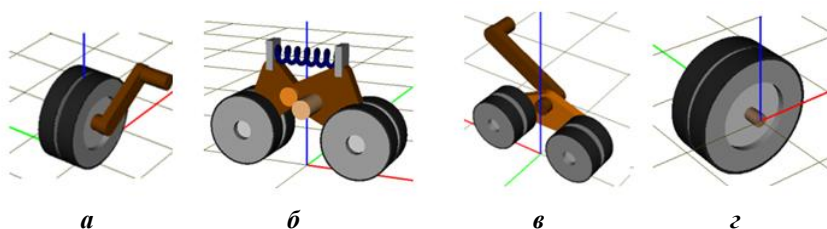


Рис. 8. Типы подвесок:

- а* – индивидуальная торсионная подвеска;
б – блок балансирной каретки с двумя катками и двумя рычагами;
в – балансирная каретка с двумя катками и одним рычагом;
з – отдельный каток для жесткой и полужесткой подвесок

В качестве стандартных моделей направляющего колеса с натяжным устройством в ПК УМ поставляются три компонента, различающиеся по типу натяжного устройства. Модели направляющих колес представлены на рис. 9.

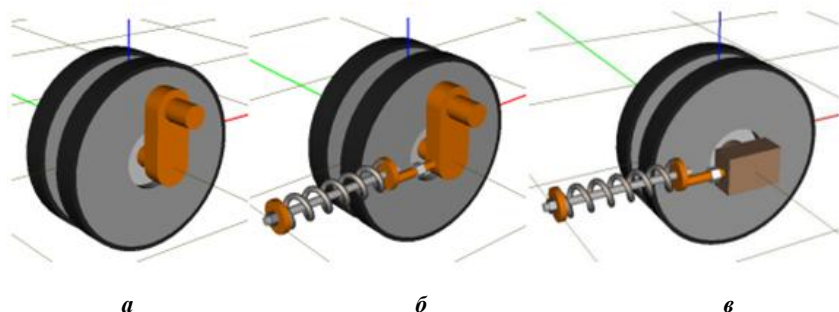


Рис. 9. Стандартные модели направляющих колес с натяжным устройством:
a – упрощенная модель направляющего колеса на кривошипе;
б – уточненная модель направляющего колеса на кривошипе;
в – направляющее колесо на ползуне

В качестве стандартных моделей отдельного звена цепи – трака, в ПК УМ включены три компонента, различающиеся по типу шарнира. Стандартные модели звеньев цепи представлены на рис. 10.

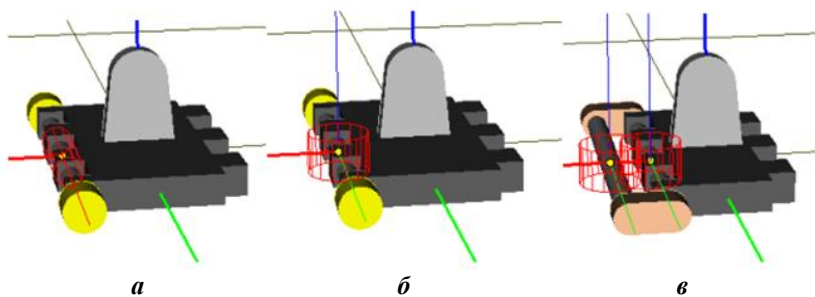


Рис. 10. Стандартные модели звеньев цепи:
a – звено с жестким шарниром; *б* – звено с упругим шарниром;
в – звено с параллельными резинометаллическими шарнирами

В ПК УМ реализовано взаимодействие звеньев гусеничной цепи с грунтом. Предусмотрено два подхода к моделированию грунта: без учета просадки и модель Беккера грунта с учетом просадки [5].

Траектории движения модели описываются при помощи специального инструмента создания макрогеометрии. При прямолинейном движении для левой и правой колеи динамической модели можно задавать неровности, описанные в виде текстового файла, либо выбрать из набора детерминированных неровностей. Кроме того, можно моделировать проезд гусеничной модели по испытательному полигону, представляющему собой поверхность с набором тестовых препятствий. На полигоне задается набор маршрутов, по которым будет двигаться модель гусеничной машины (рис. 11). При движении по полигону могут учитываться микронеровности поверхности.

Тестовые динамические модели гусеничных машин представлены на рис. 12, рис. 13.

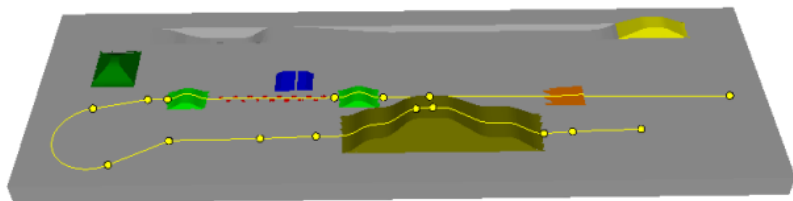


Рис. 11. Пример полигона и маршрута



Рис. 12. Гусеничный бульдозер ГСТ-12



Рис. 13. Модель FH200

Модуль UM Durability. Расчет усталостной долговечности

ПК УМ включает в себя специализированный модуль для расчета усталостной долговечности. Оценка долговременной прочности элементов конструкции является одной из основных задач, возникающих при разработке новых машин и механизмов. Основным фактором, определяющим долговечность, является механическое нагружение. В ПК УМ возможно производить оценку эксплуатационной нагруженности и усталостной долговечности конструктивных элементов механических систем на основании результатов моделирования их динамики с учетом реальных условий эксплуатации.

Процедура оценки эксплуатационной нагруженности и усталостной долговечности элементов конструкции машин, реализованная в ПК УМ, включает следующие основные этапы:

- анализ условий эксплуатации механизма с выделением частных режимов работы и их относительных долей за планируемый срок работы;
- подготовка гибридных моделей механизма, включающих исследуемые на прочность детали в виде упругих тел (с использованием модуля анализа динамики упругих тел UMFEM), предназначенных для моделирования выделенных режимов эксплуатации. Упругие свойства деталей учитываются с применением их конечно-элементных моделей, подготовленных в программах ANSYS или MSC.NASTRAN;
- проведение численных экспериментов, моделирующих работу машины для выделенных режимов эксплуатации;
- расчет и анализ показателей эксплуатационной нагруженности для использования в дальнейшем расчете;
- выбор и задание параметров методики расчета усталостной долговечности. Усталостная долговечность и накопленные повреждения оцениваются для каждой зоны при работе машины как в отдельном режиме, так и для нагружения, заданного комбинацией частных режимов;
- расчет и анализ показателей усталостной долговечности.



Рис. 14. Краткая схема расчёта нагруженности и усталостной долговечности

Анализ эксплуатационной нагруженности является одним из необходимых этапов проектирования конструкции. Основным фактором, оказывающим влияние на работоспособность технической системы, рассматривается силовая нагруженность, описываемая величинами напряжений и деформаций, возникающих в элементах конструкции. Оценка динамической нагруженности основывается на анализе историй изменения напряженно-деформированного состояния конструкций в ходе эксплуатации. В ПК УМ динамика гибридных моделей рассчитывается по методу Крейга-Бэмптона. Упругие тела описываются конечно-элементными моделями, на основании которых производится переход от величин модальных координат, используемых при расчете динамики упругого тела, к величинам напряжений, возникающих в исследуемых телах. Основные этапы анализа эксплуатационной нагруженности представлены на рис. 15. Основные этапы анализа динамической нагруженности для частного режима эксплуатации представлены на рис. 16.

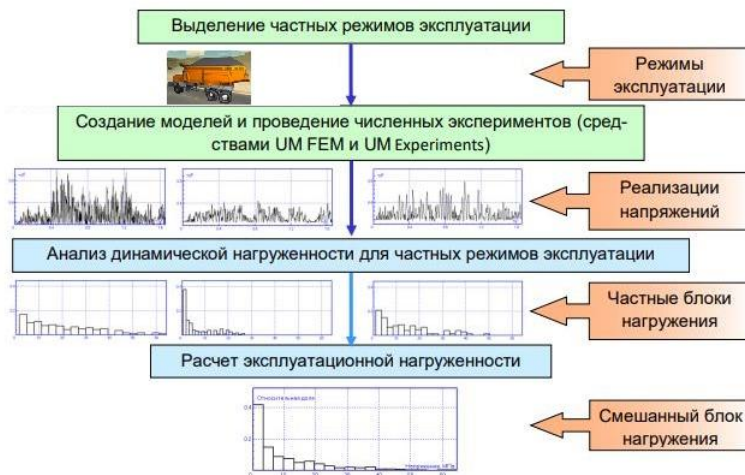


Рис. 15. Основные этапы анализа эксплуатационной нагруженности



Рис. 16. Этапы анализа динамической нагруженности для частного режима эксплуатации

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Хачатуров А.А.* Динамика системы дорога - шина - автомобиль - водитель. М.: «Машиностроение», 1976. 535 с.
2. *Bakker E.A* New Tyre Model with Application in Vehicle Dynamics Studies / E. Bakker, H.B. Pacejka, L. Lidner // Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies. Monte Carlo, 1989. SAE paper 890087, 1989.
3. *Georg Rill.* Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling. CRC Press, 2012.
4. *Pogorelov D.* Simulation of tracked vehicle dynamics with universal mechanism software. In: Proceedings of the 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamic, Lappeenranta, 25-27 May 2010. URL: https://www.researchgate.net/publication/351248761_Simulation_of_Tracked_Vehicle_Dynamics_with_Universal_Mechanism_Software
5. *Беккер М.Г.* Введение в теорию систем местность – машина. М.: Машиностроение, 1973. 520 с.

КОМПЛЕКС СХЕМОТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Н.Н. Трушин, В.Ю. Анцев, А.В. Плясов

Тулский государственный университет

Рассматриваются принципиальные кинематические схемы и режимы работы гидромеханических передач, содержащих гидродинамический трансформатор. Основными целями и задачами проектных решений являются создание сбалансированных по параметрам и свойствам принципиальных конструкций гидромеханических передач для самоходных и стационарных машин на основе использования возможностей гидротрансформатора на тяговых и тормозных режимах при минимизации зубчатых передач. Характерными свойствами разработанных схемотехнических решений являются комбинирование однопоточного и двухпоточного режимов передачи мощности, использование комбинированных схем работы гидротрансформатора в однотурбинном и многотурбинном режимах в зависимости от нагрузки на трансмиссию; реверсирования трансмиссии за счет реверсирования движения внутри гидротрансформатора; осуществление с помощью гидротрансформатора тяговых и тормозных режимов трансмиссии; создание многopotочных планетарных зубчатых передач с высокой энергетической эффективностью. Новизна и оригинальность технических решений подтверждается документами на интеллектуальную собственность.

Ключевые слова: трансмиссия, гидродинамический трансформатор, гидромеханическая передача, кинематическая схема

ARRANGEMENT OPTIONS FOR VEHICLE AND PROCESS EQUIPMENT HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSIONS

N.N. Trushin, V.Y. Antsev, A.V. Plyasov

Tula State University

Principle schematic solutions for hydro-mechanical transmissions containing hydrodynamic torque converter, gears and control devices, designed for application in self-propelled transport and technological machines, have been developed. The developed hydro-mechanical transmissions projects are characterized by compact arrangement provide increase of power efficiency, increase torque control range, enlargement of functional and operational opportunities of self-propelled machines transmissions.

The designed hydro-mechanical transmissions based on serial torque converters and hydraulic equipment. The main field of application of the inventions is lifting-transporting and road-building machines, wheel and tracked common and special purposes machinery, railway locomotives and other similar vehicles. Patents confirm the novelty and originality of technical solutions.

Keywords: *transmission, hydrodynamic torque converter, hydro-mechanical transmission, schematic solution*

Введение

В ноябре 2021 г. Правительство Российской Федерации утвердило "Транспортную стратегию Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года" (<https://mintrans.gov.ru/documents/8/11577>). Данный документ предусматривает широкую систему мер по всестороннему развитию транспортного комплекса страны. В частности, первоочередной целью долгосрочного развития транспортной системы РФ является "повышение пространственной связанности и транспортной доступности территорий". Стратегия среди прочих мер устанавливает, что отечественные транспортные средства должны развиваться в направлении внедрения систем автоматизации управления ими.

Одна из наиболее актуальных проблем современного транспортного машиностроения – упрощение и облегчение управления самоходным транспортным средством, которая не может быть решена без автоматизации управления трансмиссией. Как показывает многолетняя история создания автоматических трансмиссий для автомобилей и других самоходных машин, их совершенствование идет, в частности, по пути оснащения машин специализированными устройствами, обеспечивающими в той или иной степени наиболее простое, удобное и легкое управление трансмиссией и машиной в целом. При этом основное применение в автотранспортных средствах и транспортно-технологических машинах получили гидромеханические передачи (ГМП). В конструкцию ГМП входит какая-либо гидродинамическая передача – гидромуфта или гидротрансформатор. Обычно ГМП содержит одну гидродинамическую передачу, при этом такая ГМП называется одноциркуляционной (т.е. имеет один круг циркуляции рабочей жидкости внутри гидромуфты или гидротрансформатора). Многоциркуляционные ГМП содержат от двух до четырех переключаемых гидромуфт и/или гидротрансформаторов, они характеризуются высокой нагрузочной способностью, но обладают при этом высокой сложностью конструкции, большими габаритными размерами и массой. Поэтому многоциркуляционные ГМП имеют ограниченное применение, в частности, в трансмиссиях тепловозов, речных и морских судов [1, 2].

ГМП нашли широкое применение в трансмиссиях различных наземных самоходных транспортных и тяговых машин, на водном транспорте, в приводах стационарных машин, на рабочих органах которых существуют нагрузки, изменяющиеся в широких пределах. Положительные эффекты от применения гидротрансформаторов в трансмиссиях машин состоят в следующем:

- гидротрансформаторы способны автоматически изменять передаточное отношение в зависимости от нагрузки на трансмиссию при непрерывной передаче вращающего момента двигателя;

- гидротрансформаторы способны гасить крутильные колебания в трансмиссии, благодаря чему увеличивается ресурс и повышается плавность работы двигателя и агрегатов трансмиссии;

- гидротрансформаторы характеризуются относительно малыми габаритными размерами и массой по сравнению с механическими передачами при передаче больших потоков мощности (сотни и тысячи кВт);

- улучшение проходимости самоходной машины при движении в неблагоприятных дорожных условиях и вне дорог;

- улучшение управляемости трансмиссией и машиной в целом, снижение утомляемости водителя за счет легкости и простоты управления.

Гидродинамические муфты, не обладающие свойством автоматического изменения вращающего момента, часто применяются в трансмиссиях стационарных машин, таких как мельницы, измельчители, дробилки, ленточные и цепные конвейеры, вентиляторы, воздуходувки, насосы и компрессоры, корабельные приводы, электрогенераторы. Например, регулируемые гидромуфты используются в приводах вентиляторов систем охлаждения дизельных двигателей. Гидромуфты также достаточно широко применяются в трансмиссиях железнодорожных машин: тепловозов, мотовозов, дрезин.

При всех своих преимуществах ГМП с гидротрансформаторами и гидромуфтами имеют и существенные недостатки [3, 4]:

- по сравнению с механическими передачами имеют более низкие значения коэффициента полезного действия (КПД) из-за отсутствия жесткой связи между ведущим и ведомым валами;

- для гидротрансформаторов – относительно узкий диапазон автоматического изменения вращающего момента двигателя (для наиболее распространенных одноступенчатых гидротрансформаторов коэффициент трансформации равен 2-3);

– для гидромурфт – сложность реализации и ограниченность диапазона регулирования вращающего момента и угловой скорости выходного вала;

– сложность изменения параметров лопаточной системы рабочих колес с целью оперативного регулирования рабочего процесса;

– необходимость использования в качестве рабочих жидкостей специальных марок гидравлических масел, способных длительное время работать при высоких температурах порядка 80-120°C;

– необходимость эффективного отвода тепла при длительной интенсивной работе.

Конкурентами трансмиссий с гидротрансформаторами являются гидрообъемные, или гидростатические, передачи, но по ряду объективных причин они пока не могут полностью вытеснить гидродинамические передачи из трансмиссий быстроходных транспортных и транспортно-технологических машин. Гидрообъемные передачи преимущественно применяются на тихоходных машинах, у которых максимальная скорость движения не превышает 25-40 км/ч: тракторы, бульдозеры, подъемные краны, вилочные погрузчики, экскаваторы. Электрические трансмиссии также конкурируют с гидромеханическими передачами, но и они имеют известные существенные ограничения по своим технико-экономическим показателям. Фрикционные вариаторы, которые нашли широкое применение на мопедах, мотороллерах, мотоциклах и легковых автомобилях, в трансмиссиях тяжелых и мощных машин не применяются.

С целью расширения диапазона регулирования трансмиссии гидротрансформатор используется совместно с многоступенчатым механическим редуктором (коробкой передач) планетарного или непланетарного (вального) типа с ручным или автоматическим управлением. Количество ступеней в коробках передач, сопрягаемых с гидротрансформаторами, достигает 8-10 и имеет тенденцию к дальнейшему увеличению, о чем свидетельствуют многочисленные российские и зарубежные изобретения в области коробок передач для трансмиссий автомобилей и других самоходных машин. В то же время наличие многоступенчатого редуктора в трансмиссии неизбежно усложняет конструкцию ГМП и алгоритмы управления ею, увеличивает массу, габаритные размеры и стоимость. Поэтому с целью расширения диапазона регулирования вращающего момента в некоторых ГМП используются многоступенчатые и многотурбинные гидротрансформаторы, обладающие относительно одноступенчатых (однотурбинных) гидротрансформаторов более высокими преобразующими свойствами – коэффициент трансформации для них достигает значений 4-6 [4]. Но по сравнению с одноступенчатыми гидротрансфор-

моторами многоступенчатые и многотурбинные гидротрансформаторы характеризуются более сложной конструкцией рабочих колес и поэтому в настоящее время применяются редко. Согласно международным маркетинговым исследованиям, Интернет-ссылки на некоторые из которых приведены далее, доля многоступенчатых и многотурбинных гидротрансформаторов в мировом транспортном машиностроении составляет всего 2%:

– <https://www.reportlinker.com/p06225668/Global-Torque-Converter-Market.html>;

– <https://www.researchandmarkets.com/reports/4806344/torque-converters-global-market-trajectory-and>;

– <https://www.marketresearchfuture.com/reports/torque-converter-market-4871>;

– <https://orionmarketreports.com/torque-converters/449/>.

Авторы указанных исследований также прогнозируют устойчивый рост производства автотракторных гидротрансформаторов на период до 2026-2027 гг., что свидетельствует об актуальности этого вида техники в трансмиссиях машин. При этом, несмотря на невысокое относительное распространение в трансмиссиях машин, многоступенчатые и многотурбинные гидротрансформаторы сохраняют потенциальные возможности для более широкого их использования в трансмиссиях самоходных машин: об этом свидетельствует, в частности, патентная активность инженеров КНР в этом направлении – за последние 20 лет в КНР было выдано не менее 30 патентов на изобретения и полезные модели в области двухтурбинных гидротрансформаторов и ГМП на их основе.

Другой существенный недостаток гидродинамических передач – относительно низкий коэффициент полезного действия (КПД) – обусловлен отсутствием жесткой механической связи между двигателем и рабочим органом машины. Этот недостаток тем или иным образом частично устраняется путем совершенствования как конструкции гидродинамической передачи, так и механической части трансмиссии, например, за счет оптимизации параметров лопаточной системы гидротрансформатора, использования блокируемого гидротрансформатора, подбора оптимального ряда передаточных отношений коробки передач и других конструкторских и технологических решений.

Исходя из многолетнего анализа теоретических исследований и конструкторских разработок в области трансмиссий самоходных и стационарных машин различного назначения были сформулированы пути совершенствования гидротрансформаторов, гидромuft и ГМП на их основе:

- обеспечение высоких значений КПД отдельных трансмиссионных агрегатов и трансмиссии в целом;
- расширение диапазона автоматического регулирования трансмиссии;
- обеспечение компактной конструкции агрегатов трансмиссии и трансмиссии в целом;
- оптимизация системы и алгоритмов управления трансмиссией;
- обеспечение работы гидротрансформатора и на тяговых, и на тормозных режимах;
- обеспечение надежной и долговечной работы агрегатов трансмиссии в различных условиях эксплуатации;
- снижение себестоимости изготовления и эксплуатации агрегатов трансмиссии.

Основная часть

С целью решения задач совершенствования ГМП с гидротрансформаторами авторами был разработан комплекс оригинальных принципиальных схмотехнических решений, направленных на преодоление указанных недостатков ГМП. Спроектированные ГМП ориентируются, главным образом, на применение в трансмиссиях колесных и гусеничных самоходных машин. Оригинальность и новизна разработок подтверждается документами на объекты интеллектуальной собственности.

Общими характерными свойствами разработанных схмотехнических решений для ГМП являются следующие:

- комбинирование работы гидротрансформатора в однопоточном и двухпоточном режимах передачи мощности в трансмиссии;
- использование комбинированных многотурбинных и многоступенчатых гидротрансформаторов с изменяемой конфигурацией турбин и реакторов;
- гибкое изменение нагрузочных свойств гидротрансформатора при изменении нагрузок и условий эксплуатации;
- использование режима обратного вращения реактора гидротрансформатора при остановленной турбине для осуществления реверса трансмиссии;
- использование гидротрансформатора в качестве динамического тормоза-замедлителя;
- использование в трансмиссиях асинфазных зубчатых планетарных передач с многопоточной передачей мощности.

Все разработанные устройства в зависимости от целей и задач проектирования, принятых конструктивных решений и режимов их работы можно разделить на следующие группы:

1) направленные на повышение среднего КПД ГМП за счет рационального использования однопоточного и двухпоточного режимов передачи мощности (а.с. СССР №№ 1754499, 1772497);

2) направленные на упрощение механической части ГМП путем сокращения количества зубчатых передач за счет использования комбинированных и многофункциональных гидротрансформаторов с двумя или тремя турбинами (а.с. СССР № 1756179, патенты РФ №№ 1818259, 2682694, 2682892, 2695471, 2716378);

3) направленные на повышение коэффициента трансформации момента и расширение диапазона регулирования ГМП (патенты РФ №№ 2716378, 2737473, 2740971, 2741352, 2761683);

4) использование реверсируемых гидротрансформаторов без применения в трансмиссии специальных реверс-редукторов (а.с. СССР № 1756179, патенты РФ №№ 2695471, 2716378, 2737452, 2741352);

5) регулирование нагрузочной способности гидротрансформатора (патент РФ № 2065103);

6) повышение гидравлического КПД гидротрансформатора (патент РФ № 2695477);

7) совершенствование планетарных зубчатых передач и приводов на их основе (патенты РФ №№ 2307278, 2402707).

Рассмотрим далее конструктивные и технологические свойства и особенности работы разработанных схемотехнических решений.

Двухдиапазонные ГМП по а.с. №№ 1754499 и 1772497 представляют собой комбинированные устройства, в которых мощность двигателя передается двумя параллельными потоками через гидравлическую и механическую передачи. Разделение потока мощности на два потока либо сложение двух потоков мощности в один осуществляется при помощи классических трехзвенных планетарных дифференциальных механизмов типа 2К-Н. Передача по а.с. № 1754499 содержит разделительный дифференциал, который установлен перед гидротрансформатором (схема "дифференциал на входе"), а передача по а.с. № 1772497 – суммирующий дифференциал, который установлен после гидротрансформатора (схема "дифференциал на выходе").

Оптимальным способом работы двухпоточных ГМП является рациональное сочетание однопоточного и двухпоточного режима работы. При этом в области малых передаточных отношений гидротрансформатора (от 0 до 0,6) используется однопоточный режим передачи мощности,

при котором достигается максимальный коэффициент трансформации момента двигателя. В области высоких передаточных отношений гидротрансформатора (от 0,6 до 0,85) передача работает как двухпоточная, характеризующаяся более высоким КПД. Общепринятое техническое решение, обеспечивающее переключение однопоточного и двухпоточного режимов работы ГМП, состоит в использовании двух сцепных управляемых муфт, например, фрикционных (это, например, а.с. СССР № 1452719).

В ГМП по а.с. СССР №№ 1754499 и 1772497 задача переключения однопоточного и двухпоточного режима работы решена за счет включения или выключения только одной сцепной муфты, которая работает совместно с автоматически действующим механизмом свободного хода, который отключает дифференциал для осуществления однопоточного режима работы передачи. Основное преимущество обоих технических решений перед известными заключается в упрощении конструкции ГМП.

Для реверсирования выходного вала ГМП в разработанных проектах используется известный принцип переключения гидротрансформатора в режим обратного вращения: при торможении турбинного колеса и одновременном освобождении реакторного колеса происходит вращение реакторного колеса в сторону, обратную направлению вращения насосного колеса (в обычном гидротрансформаторе прямого вращения реакторное колесо на режиме трансформации крутящего момента должно быть неподвижным). Смена направления вращения выходного вала ГМП происходит за счет реверсирования гидротрансформатора при изменении порядка соединения его рабочих колес с выходным валом. Тем самым более полно используются возможности самого гидротрансформатора и соединенных с ним зубчатых и других передач, что позволяет достичь более компактной конструкции ГМП в целом по сравнению с традиционными техническими решениями. Кроме этого, реализация принципа реверсирования гидротрансформатора позволяет осуществить динамическое торможение машины только за счет уже имеющихся в конструкции ГМП элементов управления. Эффект динамического торможения при этом достигается за счет вращения в противоположные стороны насоса и турбины гидротрансформатора и поглощения избыточной энергии рабочей жидкостью.

В ГМП по а.с. СССР № 1756179 и патенту РФ № 2695471 используется многофункциональный гидротрансформатор, в котором реактор может находиться в одном из пяти рабочих режимов:

- 1) быть неподвижным на режиме работы гидротрансформатора в обычном одноступенчатом режиме с одной активной турбиной;

2) использоваться как вторая турбина в режиме обратного вращения относительно направления вращения насоса, что обеспечивает резкое повышение коэффициента трансформации момента в диапазоне малых передаточных отношений;

3) использоваться как турбина обратного хода при остановке основной турбины гидротрансформатора на режиме реверсирования трансмиссии;

4) принудительно вращаться в потоке рабочей жидкости, создавая тормозной момент на выходном валу;

5) вращаться свободно в потоке рабочей жидкости после перехода гидротрансформатора на режим гидромукты.

Для коммутации потоков мощности и переключения режимов переднего и заднего хода самоходной машины в ГМП предусмотрена система управляемых сцепных муфт и тормозов. С целью автоматизации переключения режимов работы возможно также использование в конструкции ГМП самоуправляемых муфт свободного хода. Кроме этого, система управления многофункциональным гидротрансформатором позволяет осуществить режим гидродинамического тормоза-замедлителя.

ГМП транспортного средства по патенту РФ № 1818259 содержит последовательно соединенные двухтурбинный гидротрансформатор и планетарную зубчатую передачу, имеющую положительное внутреннее передаточное отношение (внутреннее передаточное отношение планетарного механизма рассчитывается при неподвижном водиле). Планетарная передача производит суммирование движений от турбин гидротрансформатора. Многотурбинные гидротрансформаторы с суммирующими зубчатыми передачами изначально были разработаны в таких компаниях США как *Eaton*, *General Motors* и *Allison Transmission*.

Планетарные передачи с положительным внутренним передаточным отношением в трансмиссиях машин в настоящее время применяются относительно редко, классическим примером такой конструкции является планетарная коробка передач автомобилей *Ford* выпуска 1903-1927 гг. Гораздо чаще в ГМП используются планетарные передачи с отрицательным внутренним передаточным отношением (типа 2К-Н или *Ravigneaux*) либо непланетарные передачи. Использование планетарной передачи с положительным внутренним передаточным отношением относительно прототипа позволило осуществить соосное расположение входного и выходного валов гидромеханической передачи, имеющей реверсивный гидротрансформатор (в известных конструкциях ГМП с реверсивным гидротрансформатором входной и выходной валы не являются соосными, это, например, а.с. СССР №№ 249889 и 669136). Для включения прямого

или обратного хода в ГМП применены два тормоза. Другим полезным качеством планетарной передачи с положительным внутренним передаточным отношением является возможность использования с ней шестерен только внешнего зацепления, которые являются более технологичными по сравнению с эпициклическими шестернями внутреннего зацепления.

Спроектированные комбинированные гидротрансформаторы (патенты РФ №№ 2682694, 2682892, 2716378, 2737452, 2741352, 2761683) предусматривают две или три турбины разных типов (центробежного, осевого и центростремительного типа), которые характеризуются разными свойствами при изменении передаточного отношения гидротрансформатора. Так, турбина центробежного типа показывает наилучшие свойства в диапазоне малых передаточных отношений (0-0,4), турбина осевого типа – в зоне средних передаточных отношений (0,4-0,6), а турбина центростремительного типа – в диапазоне высоких передаточных отношений (более 0,6) и на режиме гидромукты. Сопряжение турбин гидротрансформатора с выходным валом ГМП осуществляется при помощи индивидуальных управляемых сцепных муфт. При согласованном включении и выключении муфт осуществляется раздельная или совместная работа двух или трех турбин разных типов при изменении передаточного отношения гидротрансформатора. Кроме этого, конструкция гидротрансформатора предусматривает два или три реактора по количеству турбин, ориентированных на работу с определенной активной турбиной. Независимая работа турбин и соответствующих им реакторов позволяет оптимальным образом спрофилировать их лопатки и, тем самым, обеспечить более высокие значения КПД ГМП во всем диапазоне передаточных отношений. Спроектированные ГМП с комбинированными гидротрансформаторами по сравнению с традиционными конструкциями обладает более широкими эксплуатационными возможностями, поскольку сочетают свойства одноступенчатых и многоступенчатых гидротрансформаторов. По сравнению с многоциркуляционными ГМП, применяемых в трансмиссиях мощных тепловозов, предлагаемые ГМП при прочих равных условиях характеризуются уменьшенными габаритными размерами и массой.

В ГМП по патентам РФ №№ 2719741 и 2740971, как и в ранее рассмотренной ГМП по патенту РФ № 1818259, центральной частью ГМП является двухтурбинный гидротрансформатор с турбинами осевого и центростремительного типов, расположенными последовательно друг за другом в круге циркуляции рабочей жидкости. Суммирование движений и моментов от турбин осуществляется при помощи зубчатых неплане-

тарных передач, поэтому такие гидротрансформаторы фактически являются гидромеханическими передачами. По сравнению с одноступенчатыми гидротрансформаторами многотурбинные гидротрансформаторы обладают более высокими преобразующими свойствами. Как уже ранее отмечалось, максимальные значения коэффициента трансформации в многотурбинных гидротрансформаторах могут достигать 5-6 и более, что позволяет сократить количество ступеней в сопряженной с ними механической коробке передач. Турбины в многотурбинных гидротрансформаторах вращаются с различными угловыми скоростями, благодаря чему такие гидротрансформаторы обладают более широкими возможностями по оптимизации их параметров и свойств по сравнению с многоступенчатыми гидротрансформаторами типа *Lysholm-Smith* и *Twin-Disk*, в которых турбины жестко связаны между собой и вращаются с одинаковой угловой скоростью. Кинематические схемы ГМП по патентам РФ №№ 2719741 и 2740971 предусматривают компромиссные режимы работы либо с повышенными преобразующими свойствами, либо с повышенными значениями КПД в зависимости от нагрузки на трансмиссию.

ГМП по патенту РФ № 2737473 предусматривает автоматическое увеличение коэффициента трансформации гидротрансформатора в диапазоне малых передаточных отношений. Гидротрансформатор комплексного типа в данной ГМП соединяется своим выходным валом с планетарным демультипликатором с положительным внутренним передаточным отношением. Входной вал демультипликатора соединяется с турбиной гидротрансформатора, а водило демультипликатора соединено с реактором гидротрансформатора. В процессе трансформации момента и при изменении передаточного отношения гидротрансформатора от 0 до 1 коэффициент трансформации изменяется от своего максимального значения до 1, а сила потока рабочей жидкости, действующая на реактор, изменяется от некоторого максимального значения до 0. При этом сила от реактора гидротрансформатора может быть использована для компенсации силы, возникающей на водиле. Благодаря этой силе водило планетарного демультипликатора может быть остановлено, в результате чего момент, исходящий от гидротрансформатора, повышается в зависимости от передаточного числа зубчатых передач, соединенных с гидротрансформатором. Таким образом, демультипликатор фактически работает как непланетарный механизм и автоматически кратковременно включается в работу в периоды максимальной нагрузки на трансмиссию и гидротрансформатор. По мере увеличения передаточного отношения гидротрансформатора и уменьшения коэффициента трансформации сила, действующая на водило демультипликатора, уменьшается, демультипликатор

динамически блокируется и тем самым выключается из работы. При этом специальное устройство для включения и выключения демультипликатора не требуется.

Регулируемый комплексный гидротрансформатор по патенту РФ № 2065103 предусматривает оперативное изменение свойства прозрачности и тем самым своей нагрузочной способности в процессе совместной работы с двигателем в зависимости от нагрузки. Гидротрансформатор автотракторного типа содержит насос центробежного типа, турбину центростремительного типа, два реактора, установленные на муфтах свободного хода, а также управляемый тормоз для активации/деактивации одного из реакторов. Если значение коэффициента прозрачности находится в диапазоне от 1 до 1,3, то гидротрансформатор имеет непрозрачную механическую характеристику и максимальный коэффициент трансформации момента двигателя. Если значение коэффициента прозрачности находится в диапазоне от 1,5 до 2,5 и более, то гидротрансформатор имеет полупрозрачную или прозрачную механическую характеристику, при этом коэффициент трансформации уменьшается, но гидротрансформатор работает с более высоким КПД. Требуемый коэффициент прозрачности обеспечивается соответствующим конструированием и профилированием лопаток реакторов.

В известных конструкциях гидротрансформаторов аналогичного типа выбор того или иного режима работы осуществляется путем поворота лопаток реактора, но такое решение оказалось конструктивно сложным. Другое техническое решение состоит в использовании нескольких реакторов, в частности двух реакторов с разными геометрическими свойствами, в этом варианте включение в работу того или иного реактора может выполняться с помощью двух управляемых тормозов (например, это гидротрансформаторы по а.с. СССР №№ 331202 и 356377). Разработанная конструкция регулируемого комплексного гидротрансформатора позволяет переключать реакторы только с помощью одной управляемой сцепной муфты, но при соответствующем профилировании лопаток реакторов. Таким образом, рассматриваемый гидротрансформатор, имея четыре рабочих колеса, проявляет себя в работе как трехколесный комплексный гидротрансформатор. В принципе, можно еще более упростить гидротрансформатор и вовсе отказаться от муфт свободного хода, непосредственно соединив реакторы с тормозами, в этом случае режим гидромуфты будет принудительно включаться при одновременном отключении тормозов реакторов по сигналу от системы управления гидротрансформатором.

В ГМП по патенту РФ № 2695477 повышение гидравлического КПД гидротрансформатора осуществляется за счет снижения ударных потерь рабочей жидкости при ее входе в насос. С этой целью гидротрансформатор оснащается двумя вспомогательными рабочими колесами с лопатками, первое из которых установлено между турбиной и реактором, а второе – между реактором и насосом. Вспомогательные лопастные колеса кинематически связываются между собой посредством зубчатого реверсирующего мультипликатора и вращаются в противоположные стороны. Быстро вращающееся колесо, установленное перед насосом, придает рабочей жидкости дополнительное ускорение, что позволяет снизить гидравлические потери от удара рабочей жидкости о лопатки насоса. Эффективность работы вспомогательных элементов гидротрансформатора при этом зависит и от параметров лопаточной системы вспомогательных колес, и передаточного числа мультипликатора.

Гидротрансформаторы во многих случаях работают совместно с планетарными передачами и планетарными коробками передач. Планетарные зубчатые эвольвентные передачи обладают известными полезными свойствами и, поэтому, они успешно сочетаются с гидромuftами и гидротрансформаторами в составе автоматизированных ГМП [3, 5]. Однако существующие типы силовых трансмиссий на основе классических многозвенных рядовых и планетарных синфазных зубчатых механизмов практически исчерпали потенциал улучшения своих габаритно-массовых параметров. Поэтому дальнейшее совершенствование трансмиссий транспортных и технологических машин различного отраслевого назначения продолжается на концепции многопоточного подвода механической энергии к рабочим органам и исполнительным устройствам. Создание на основе этой концепции методов структурного синтеза многопоточных передач и новых технических решений на их конструкции являются приоритетными направлениями развития машиноведения как науки и машиностроения, как практики во всех индустриально развитых странах. В связи с этим патент РФ № 2402707 предлагает асинфазную многопоточную зубчатую передачу с широкими энергетическими возможностями в лимитированных габаритах. Удельная масса такой одиночной планетарной передачи варьируется в диапазоне от 0,005 до 0,015 кг/Н·м, а максимальный передаваемый ею момент – $5 \cdot 10^6$ Н·м. Такое устройство как самостоятельная передача или совместно с гидротрансформатором в составе ГМП в одном и том же объеме сможет передать больший поток энергии (по предварительным расчетам – на 50% больше).

Заключение

Разработанные принципиальные кинематические схемы гидротрансформаторов и ГМП на их основе по сравнению с прототипами обладают более широкими эксплуатационными возможностями. Проекты предназначены, главным образом, для трансмиссий самоходных машин большой единичной мощности на колесном и гусеничном ходу, имеющих напряженный режим эксплуатации в широком диапазоне нагрузок и климатических условий: это – тяжелые грузовые автомобили и тягачи, карьерный транспорт, подъемно-транспортные и строительно-дорожные машины, землеройная техника, городские автобусы, промышленные и сельскохозяйственные тракторы, колесные и гусеничные вездеходы, железнодорожные локомотивы и мотовозы. Независимая работа турбинных колес и реакторов позволяет оптимальным образом спрофилировать их лопатки и тем самым обеспечить более высокие преобразующие свойства и значения КПД во всем диапазоне передаточных отношений ГМП. Свойства спроектированных кинематических схем позволяют их комбинировать между собой, что дает возможность получить новые свойства. Так, например, двухтурбинные и комбинированные гидротрансформаторы по патентам РФ №№ 1818259, 2682694, 2682892, 2719741 и 2740971 могут быть также оснащены двумя реакторами с различными параметрами своих лопаток (патент РФ № 2065103), что позволит получить еще более широкие эксплуатационные возможности ГМП. На практике предлагаемые схмотехнические решения могут быть реализованы на основе конструкций отечественных унифицированных трехколесных и четырехколесных гидротрансформаторов типа ЛГ, ГТ, МТ.

Данная работа была удостоена золотой медали XXIV Московского международного салона изобретений и инноваций "Архимед-2021" и золотой медали XVII Международного салона изобретений и новых технологий "Новое время" (г. Севастополь, 2021 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация / Б.А. Гавриленко, И.Ф. Семичастнов и др. М.: Машиностроение, 1980. 219 с.
2. Труханов В.М. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов, В.Ф. Зубков, Ю.И. Крыхтин, В.Ф. Желтобрюхов. М.: Машиностроение, 2001. 736 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 383 с.
4. Брацлавский Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1976. 149 с.
5. Нарбут А.Н. Гидромеханические передачи автомобилей: учеб. пособие. М.: ООО "Грин-лайт+", 2010. 192 с.

ОБЗОР И АНАЛИЗ СХЕМ ГИБРИДНОГО ПРИВОДА ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

О.И. Чудаков, В.Б. Холоденко

Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана

Рассмотрены основные схемы гибридного привода фронтальных погрузчиков с учетом особенностей отбора мощности на привод гидравлической системы. Выполнен обзор существующих фронтальных погрузчиков с гибридным электроприводом.

***Ключевые слова:** фронтальный погрузчик, трансмиссия, комбинированная энергоустановка, тяговый электропривод*

SURVEY AND ANALYSIS OF HYBRID DRIVE SCHEMES OF WHEEL LOADERS

O.I. Chudakov, V.B. Kholodenko

Bauman Moscow State Technical University

The main schemes of the hybrid drive of wheel loaders are considered, taking into account the features of power take-off for the drive of the hydraulic system. A review of the existing wheel loaders with a hybrid electric drive is made.

***Keywords:** wheel loader, transmission, hybrid powertrains, electric drive*

Комбинированные энергоустановки (КЭУ), в зарубежных публикациях называемые гибридными (англ. hybrid powertrains), являются одной из интенсивно развивающихся технологий повышения энергетической эффективности транспортно-технологических машин и снижения их вредного воздействия на окружающую среду. Они представляют собой системы, комбинирующие двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с компонентами тягового электрического (реже – гидравлического) привода, буферным накопителем энергии (батареями аккумуляторов или конденсаторов) и агрегатами механической трансмиссии [1]. КЭУ обеспечивает снижение расхода топлива и выбросов токсичных веществ тепловым двигателем либо за счет его временного выключения с движением машины

на электрической тяге, либо (при включенном ДВС) – за счет в значительной степени не зависящего от скорости автомобиля управления им в режимах повышенного КПД и сниженных концентраций токсичных веществ. Свобода выбора режима ДВС достигается с помощью управления трансмиссией, а также путем регулирования нагрузки на ДВС электрическим двигателем, работающим в режиме генератора. Буферный накопитель служит источником энергии для движения на электротяге, а заряжается посредством генерации от ДВС и рекуперации кинетической энергии машины при ее замедлении тяговым электродвигателем.

Работа ДВС в энергоустановке характеризуется режимной точкой (РТ), которая определяется двумя «координатами»: угловой скоростью вала ДВС и развиваемым крутящим моментом (или мощностью). При рассмотрении ДВС как управляемого компонента энергоустановки значение имеют: зависимость РТ от управляющего сигнала и нагрузки; показатель качества работы ДВС в выбранной режимной точке (точках). Оптимальность режима работы ДВС математически выражается минимумом показателя качества. В большом числе работ этим показателем является удельный расход топлива [2]. В работе [3] в задачу оптимального управления КЭУ, помимо расхода топлива, включены вредные выбросы ДВС и эффективность очистки отработавших газов в функции температуры нейтрализатора и режима работы ДВС.

Обеспечение работы ДВС в одной режимной точке в реальной КЭУ может быть проблематичным. Если мощность ДВС в этой точке относительно мала (экономия топлива за счет уменьшения объема ДВС), то при увеличении интенсивности движения мощность, требуемая от батареи, существенно возрастет. Длительное динамичное движение или движение погрузчика с максимальной скоростью (при перегонах между рабочими площадками) с компенсацией недостатка мощности ДВС батареей требует ее большой энергоемкости. В той или иной мере этому требованию соответствуют КЭУ с возможностью зарядки батареи от электрической сети (PHEV, REEV). В автономных КЭУ используются батареи малой емкости, и длительная буферизация существенного недостатка мощности ДВС в этих КЭУ невозможна.

Обычно все определения машин с КЭУ рассматривают трансмиссию, но не учитывают другого основного потребителя энергии во фронтальном погрузчике – гидравлическую систему. Компонентный состав КЭУ и связи между компонентами (электрические, механические и гидравлические) формируют так называемую схему КЭУ. Ниже приведены примеры схем гибридного привода фронтального погрузчика.

Стандартная схема привода (рис. 1). Обычная трансмиссия фронтального погрузчика механически связана с ДВС, чаще всего через гидротрансформатор (ГТ). Гидравлическая система также механически связана с ДВС, возможно, через набор шестерен в коробке отбора мощности (КОМ).

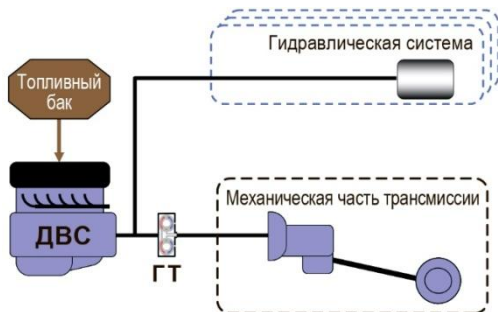


Рис. 1. Стандартная схема привода

Параллельный гибрид (рис. 2). Трансмиссия дополняется одной электрической машиной, которая механически соединена с коленчатым валом ДВС и может либо передавать крутящий момент параллельно двигателю, либо работать как генератор. Эта же электрическая машина может также поддерживать привод гидравлических насосов.

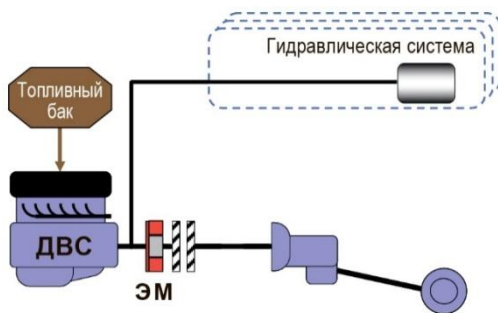


Рис. 2. Параллельный гибрид

Последовательный гибрид (рис. 3). В своей простейшей форме последовательная гибридная трансмиссия включает одну электрическую машину, механически связанную с коленчатым валом ДВС («генератор»), и другую электрическую машину, механически связанную с трансмиссией («двигатель»). Между трансмиссией и ДВС нет механической связи,

поток мощности от ДВС проходит через электрические машины, где он преобразуется в электрическую энергию, а затем обратно в трансмиссию в качестве механической энергии. Питание гидравлической системы осуществляется от насосов с электрическим приводом.

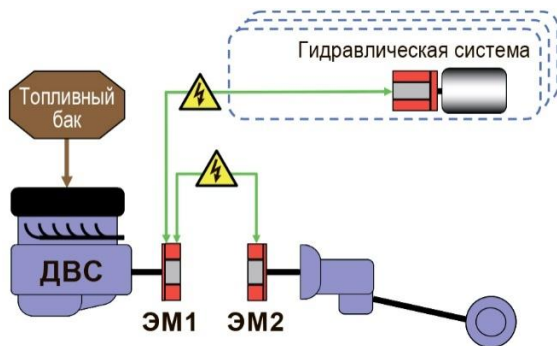


Рис. 3. Последовательный гибрид

Использование электрических машин для управления гидравлической системой позволит проектировать «бесклапанные» системы с насосным управлением [4].

Комплексный гибридный привод (с разделением мощности). Гибридную трансмиссию с разделением мощности (рис. 4) можно рассматривать как комбинацию параллельного и последовательного гибрида.

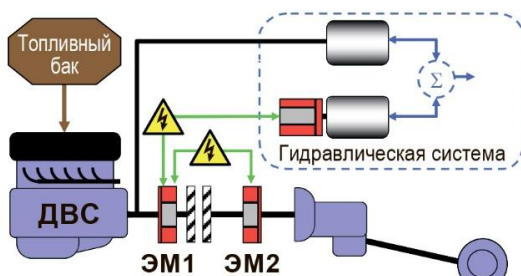


Рис. 4. Комплексный гибридный привод

Между двигателем и трансмиссией существует как механическое соединение, осуществляемое посредством трансмиссии, так и электрическое соединение через две электрические машины. Количество энергии, передаваемой в обе стороны, может быть выбрано в соответствии с те-

кущей ситуацией. Это дает возможность объединить преимущества и избежать недостатков вышеупомянутых схем.

Гидравлическую систему с разделением мощности, в принципе, можно рассматривать как обычную гидравлику с подкачивающим насосом с электрическим приводом. Но он также может быть спроектирован так, чтобы и насос с приводом от двигателя, и насос с электрическим приводом распределяли выработку гидравлической энергии в более длительный период времени.

В табл. 1 представлены модели известных на сегодняшний день фронтальных погрузчиков с гибридным приводом.

Таблица 1. Модели гибридных фронтальных погрузчиков

Производитель	Модель	Тип привода	Аккумулятор энергии	Заявленное энергосбережение
Volvo CE	L220F	Параллельный гибридный	Батарея	10%
Volvo CE	LX01	Последовательный гибридный	Суперконденсатор	35%
JohnDeere	644K	Последовательный гибридный	Нет, избыток энергии идет в тормозные резисторы	25%
JohnDeere	944K	Последовательный гибридный	Нет, избыток энергии идет в тормозные резисторы	14%
Caterpillar	988K XE	Последовательный гибридный	Нет, избыток энергии идет в тормозные резисторы	22,5%
Hitachi	ZW220HYB-5B	Последовательный гибридный	Суперконденсатор	26%
Doosan	DL Hybrid	Параллельный гибридный	Батарея	н.д.
XCMG	XC9350	Последовательный гибридный	Батарея	20%
Kawasaki	65Z HYBRID	Параллельный гибридный	Суперконденсатор	35%
Komatsu	L-1350	Последовательный гибридный	Кинетический накопитель	45%

Компания Volvo Construction Equipment (Volvo CE) представила образец гибридного погрузчика Volvo L220F Hybrid (рис. 5) в 2008 году.



Рис. 5. Гибридный фронтальный погрузчик Volvo L220F Hybrid

Погрузчик выполнен по схеме параллельного гибрида (рис. 6). Основной системой является ISG, интегрированный пусковой генератор (Integrated Starter Generator), установленный между двигателем Volvo D12 и трансмиссией. ISG позволяет заглушить дизельный двигатель во время простоя, а затем запустить его вновь, обеспечив быстрый набор оборотов двигателя до оптимальной рабочей скорости, используя энергию от батареи. Батареи заряжаются мотор-генератором во время нормальной работы без снижения производительности.

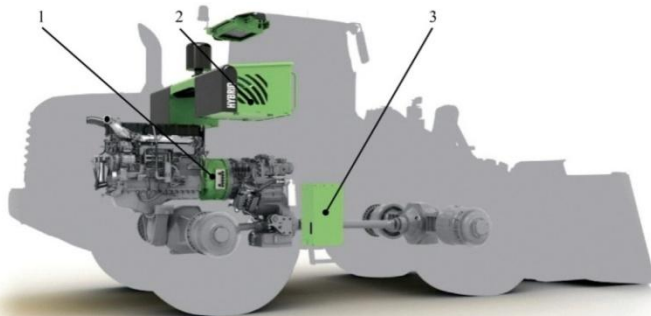


Рис. 6. Схема гибридного погрузчика Volvo L220F Hybrid:
1 – электродвигатель; 2 – батареи; 3 – система управления и силовая электроника

Встроенный стартер-генератор позволяет также решить традиционную проблему дизельного двигателя, заключающуюся в низком крутящем моменте при низких оборотах двигателя, за счет добавления крутящего момента от электродвигателя. По информации производителя фронтальный погрузчик Volvo L220F Hybrid позволит обеспечить экономию топлива до 10%.

В 2016 году компания Volvo CE представила образец гибридного погрузчика Volvo LX1 (рис. 7), конструкция которого значительно отличается от L220F Hybrid.



Рис. 7. Гибридный фронтальный погрузчик Volvo LX1

Погрузчик выполнен по схеме последовательного гибрида с индивидуальным приводом колес. Состав трансмиссии показан на рис. 8. Применение буферного накопителя электрической энергии (суперконденсатор емкостью 40 Втч) позволило применить двигатель меньшего рабочего объема. На аналоге с гидромеханической трансмиссией (Volvo L150) установлен 6-ти цилиндровый дизельный двигатель с рабочим объемом 13 л мощностью 220 кВт. На гибридном погрузчике использован ДВС объемом 3,6 л. Для привода насосов гидравлической системы использованы небольшие электродвигатели (один для управления ковшом, а второй для управления поворотом).

Поскольку электродвигатели установлены на ступицах колес LX1, стало возможно изменить конструкцию рамы, убрав оси и переместив ковш ближе к центру машины, за счет чего уменьшаются габариты машины и повышается ее грузоподъемность.

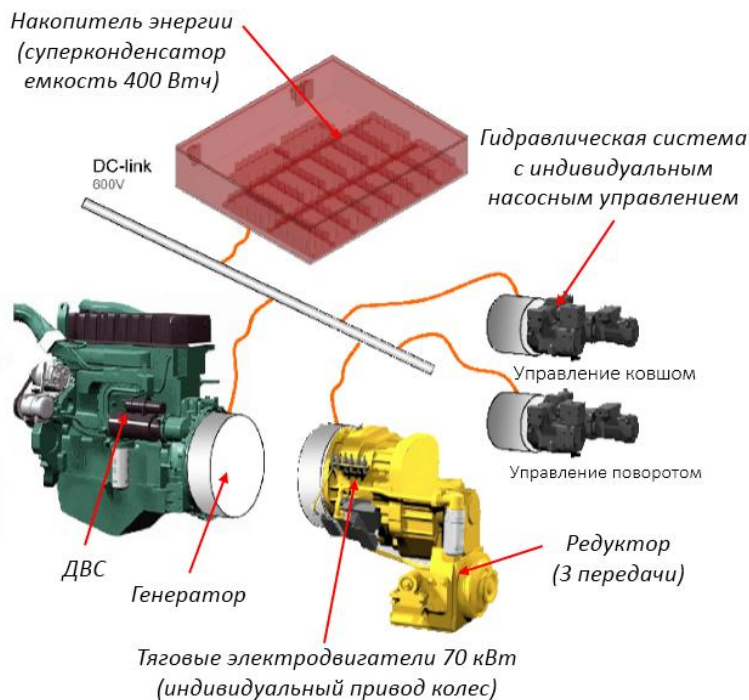


Рис. 8. Схема трансмиссии гибридного погрузчика VolvoLX1

Привод каждого колеса осуществляется собственным тяговым электродвигателем мощностью 70 кВт. Тяговый электродвигатель связан с колесом через трехступенчатый редуктор. Номинальное напряжения высоковольтной сети фронтального погрузчика – 600 В. Заявленная экономия топлива по сравнению с погрузчиком аналогичной грузоподъемности и гидромеханической трансмиссией до 35%.

Компания John Deere представила свой новый гибридный фронтальный погрузчик 644К (рис. 9) в 2013 году. Погрузчик оснащен двигателем John Deere PowerTech с рабочим объемом 6,8 л и мощностью 169 кВт, что меньше, чем у погрузчиков с гидромеханической трансмиссией.

сией за счет того, что он механически не связан с ведущими колесами, всегда работает на постоянной частоте вращения и выдает максимальную мощность.

Погрузчик с эксплуатационной массой 18 400 кг выполнен по схеме последовательного гибрида. Схема трансмиссии показана на рис. 10.



Рис. 9. Гибридный фронтальный погрузчик John Deere 644К

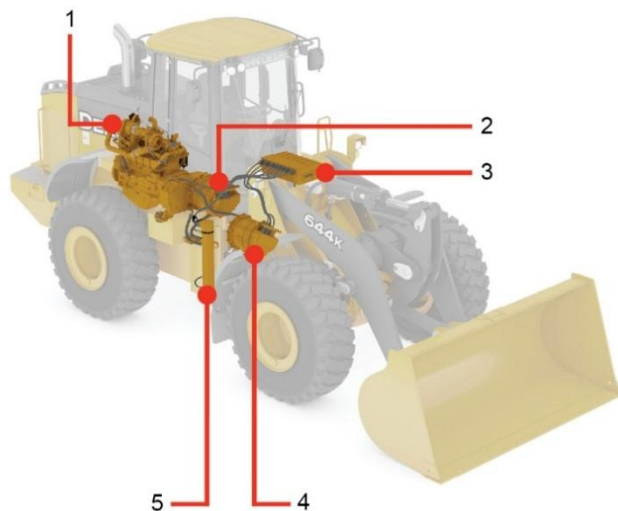


Рис. 10. Схема гибридного погрузчика John Deere 644К:

- 1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – силовой преобразователь;
- 4 – тяговый электродвигатель; 5 – тормозной резистор

Генератор машины является бесщеточным и преобразует механическую энергию вращения ДВС в электрическую энергию трехфазного переменного тока. Тяговый электродвигатель также является бесщеточным и преобразует трехфазный переменный ток обратно в механическую энергию вращения и крутящий момент. Тяговый электродвигатель связан с четырехступенчатой коробкой передач, от которой через карданные валы крутящий момент передается на ведущие мосты. В коробке передач нет передачи заднего хода, так как изменение направления осуществляется электродвигателем.

Инвертор с водяным охлаждением представляет собой твердотельную электронную систему, которая подает электрическую энергию на тяговый электродвигатель. Тяговый электродвигатель также может работать как генератор для рекуперации энергии обратно в систему. Тормозной резистор с водяным охлаждением необходим для потребления избыточной энергии.

По сравнению с аналогами с гидромеханической трансмиссией производителем заявлена экономия топлива от 11 до 25% в зависимости от режима эксплуатации.

В 2015 году компания John Deere представила гибридный фронтальный погрузчик 944К (рис. 11).



Рис. 11. Гибридный фронтальный погрузчик John Deere 944К

Эксплуатационная масса погрузчика равна 55 000 кг, грузоподъемность 14 500 кг. В качестве силовой установки применен шестицилин-

дровый турбодизель с рабочим объемом 13,5 л и мощностью 400 кВт. Схема трансмиссии представлена на рис. 12.

Погрузчик выполнен по схеме последовательного гибрида. В качестве генератора использованы две бесщеточные машины переменного тока (для левого и правого бортов). Каждое колесо приводится тяговым электродвигателем (бесщеточная машина переменного тока) через планетарный двухрядный редуктор. В качестве силовых преобразователей использовано шесть твердотельных IGBT-инверторов, по одному для каждой электрической машины (два для генераторов и четыре для тяговых электродвигателей).

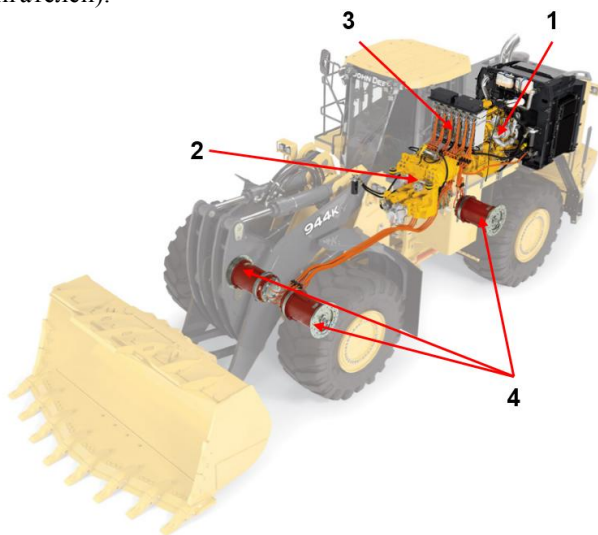


Рис. 12. Схема трансмиссии гибридного погрузчика John Deere 944К:

1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – силовой преобразователь; 4 – тяговый электродвигатель

Поскольку генераторы и тяговые электродвигатели различаются по размеру и скорости, с которой они работают, инверторы должны обеспечивать различные формы сигналов, подходящие для каждого из них, в зависимости от желаемой выходной мощности. Напряжение и частота не совпадают, поэтому необходимо преобразовать переменный ток в постоянный, а затем в другую форму сигнала переменного тока. Поскольку напряжения и частоты переменного тока должны быть полностью независимы друг от друга, применена шина постоянного тока, созданная силовой электроникой между ними.

В каждом рабочем цикле погрузчика имеется несколько возможностей для использования рекуперативного торможения, и часто одновременно возникает значительная гидравлическая нагрузка, связанная со стрелой и ковшом, а также с рулевыми цилиндрами сочлененного транспортного средства. Как только включается система рекуперативного торможения, восстановленная энергия немедленно используется для питания гидравлической системы и других нагрузок, подключенных к ДВС. Однако бывают ситуации, когда рекуперативное торможение будет производить больше энергии, чем система может использовать немедленно, в этом случае энергия рассеивается с помощью тормозных резисторов, которые преобразуют электрическую энергию в тепло. Тормозные резисторы подключены к системе охлаждения двигателя.

По сравнению с погрузчиками схожей грузоподъемности и гидромеханической трансмиссией заявлена экономия топлива до 14%.

В 2017 году компания Caterpillar представила гибридный фронтальный погрузчик 988К ХЕ (рис. 13). Эксплуатационная масса погрузчика равна 52 780 кг, грузоподъемность 14 500 кг. В качестве силовой установки применен шестицилиндровый дизельный двигатель с турбонаддувом и промежуточным охладителем наддувного воздуха. Мощность двигателя 403 кВт, максимальный крутящий момент 2852 Нм. Погрузчик выполнен по схеме последовательного гибрида. Состав трансмиссии представлен на рис. 14.



Рис. 13. Гибридный фронтальный погрузчик Caterpillar 988К ХЕ

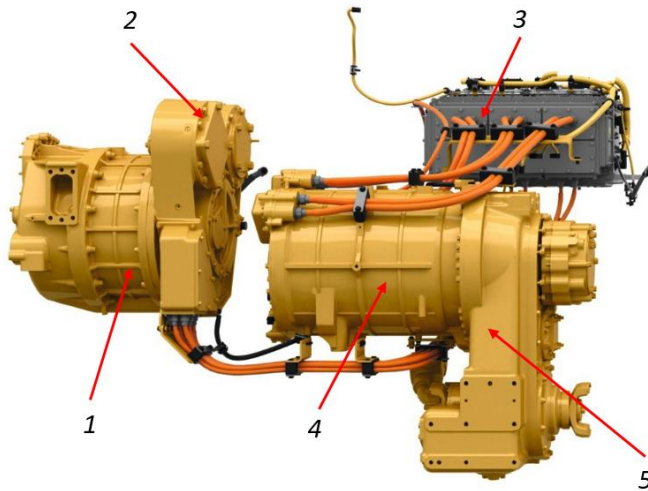


Рис. 14. Схема трансмиссии гибридного погрузчика Caterpillar 988K XE:

1 – генератор; 2 – насосы; 3 – силовой преобразователь;
4 – тяговый электродвигатель; 5 – раздаточная коробка

Технология электрического привода Cat, используемая в 988K XE, снижает общие затраты на техническое обслуживание и увеличивает ожидаемый срок службы двигателя. Благодаря увеличенному интервалу замены масла до 2000 часов, колесный погрузчик с электроприводом потребляет на 40% меньше масла для трансмиссии. Тяговый электродвигатель SR, генератор и инвертор рассчитаны на два срока службы ДВС при минимальном техническом обслуживании. Кроме того, эффективная конструкция электропривода увеличивает срок службы двигателя до 3500 часов, увеличивая время между ремонтами трансмиссии. Механическая коробка передач, трансмиссия и оси от модели 988K остаются в машине с электроприводом для обеспечения стабильной и безотказной работы. По сравнению с погрузчиками схожей грузоподъемности и гидромеханической трансмиссией заявлена экономия топлива до 22,5%.

Первый гибридный колесный погрузчик был разработан Hitachi в 2003 году. В 2008 году компания выпустила ограниченным тиражом модель гибридного погрузчика L130. Hitachi ZW220HYB-5 (рис. 15) является логическим продолжением этих моделей. Эксплуатационная масса гибридного погрузчика ZW220HYB-5 составляет 18 тонн. Объем стандартного ковша составляет 3,4 куб.м.



Рис. 15. Гибридный фронтальный погрузчик Hitachi ZW220HYB-5B

На рис. 16 показана общая схема трансмиссии гибридного фронтального погрузчика Hitachi ZW220HYB-5B. Преимущество гибридных фронтальных погрузчиков, выполненных по последовательной схеме заключается в том, что двигатель механически отделен от колес погрузчика, поэтому он может работать в высокоэффективном диапазоне скоростей и крутящего момента.

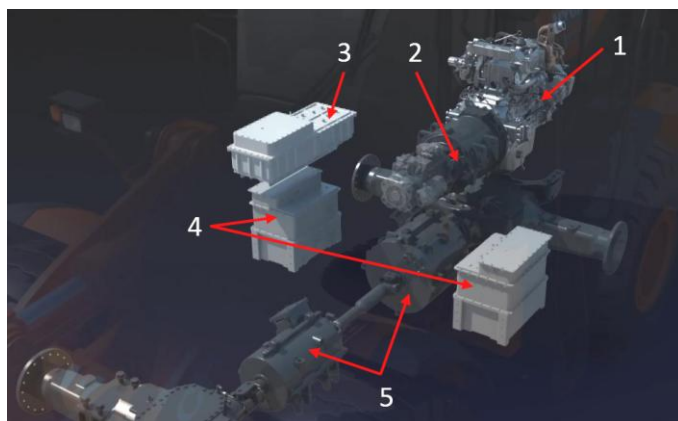


Рис. 16. Схема трансмиссии гибридного погрузчика Hitachi ZW220HYB-5B:

1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – накопитель энергии;
4 – силовой преобразователь; 5 – тяговый электродвигатель

Двигатель приводит в действие гидравлический насос и электрогенератор параллельно, насос приводит в действие гидравлическую систему, а генератор необходим для питания тяговых электродвигателей, которые приводят передний и задний мост.

При работе ковша используется обычная гидравлическая система, для привода колес – последовательная гибридная схема. При наполнении ковша и выполнении бульдозерных работ происходит значительное перераспределение нормальных реакций, может происходить значительная разгрузка или даже отрыв одной из осей (задней при наборе ковша и передней при бульдозировании). В погрузчиках традиционной конструкции в раздаточной коробке отсутствует межосевой дифференциал, поэтому вся тяга от двигателя в этом случае может быть реализована на одной оси. В рассмотренной схеме, чтобы не терялась часть тяги, передний и задний электродвигатели жестко связаны карданным валом. Поскольку движение фронтального погрузчика занимает достаточно большую часть рабочего процесса, это оказывает положительное влияние на энергосбережение. Фронтальный погрузчик в основном требует приводных и исполнительных устройств в V-образном цикле. Потребляемая мощность имеет очевидную непостоянство и периодичность. Частые пуски и остановки, а также большой вес транспортного средства генерируют значительное количество энергии торможения, которое, как правило, расходуется фрикционной тормозной системой. Гибридная система рекуперирует энергию торможения в электрическую энергию и сохраняет ее в накопителе электрической энергии (применен суперконденсатор), чтобы затем помочь двигателю во время разгона. По сравнению с обычным фронтальным погрузчиком расход топлива может быть снижен на 26%.

В 2020 году компания XCMG представила гибридный фронтальный погрузчик XC9350 (рис. 17).



Рис. 17. Гибридный фронтальный погрузчик XCMG XC9350

Схема трансмиссии гибридного фронтального погрузчика ХСМГХС9350 представлена на рис. 18. Погрузчик выполнен по схеме последовательного гибрида с индивидуальным приводом колес.

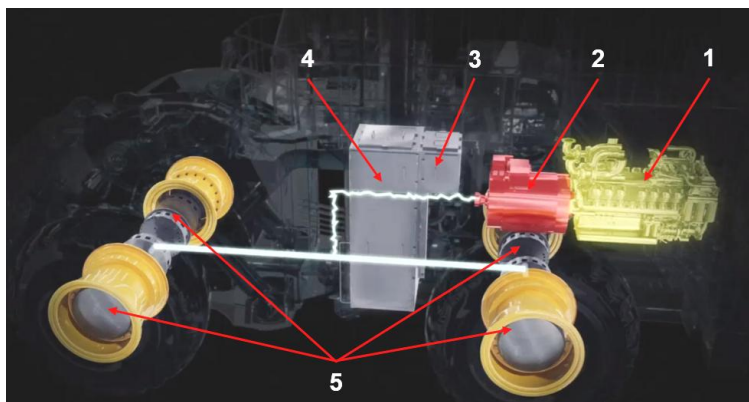


Рис. 18. Схема трансмиссии гибридного погрузчика ХСМГ ХС9350:
1 – ДВС; 2 – генератор; 3 – силовой преобразователь; 4 – накопитель энергии;
5 – тяговый электродвигатель

Эксплуатационная масса погрузчика ХС9350 равна 150 000 кг. В качестве силовой установки применен дизельный двигатель мощностью 970 кВт. ДВС механически соединен с генератором. Каждое колесо приводится собственным тяговым электродвигателем через редуктор. Заявлена экономия топлива до 20% по сравнению с другими погрузчиками той же мощности и традиционной схемой трансмиссии.

Опыт компании Komatsu в области землеройного оборудования с электроприводом восходит к 1950-м годам, когда фирма Le Tourneau Inc. (приобретенная Komatsu) стала пионером в применении дизель-электрического привода в землеройном оборудовании. Фронтальные погрузчики LeTourneau особенно известны в отрасли своей технологией рекуперативного привода, которая намного эффективнее механических приводных систем и обеспечивает значительное сокращение эксплуатационных расходов.

В середине 1990-х компания начала работать над технологией переключаемого сопротивления, которая включена в текущую линейку колесных погрузчиков Komatsu P&H. К началу 2000-х были построены первые прототипы. В 2008 году компания начала переводить всю линейку колесных погрузчиков на SR Technology.

Одно из преимуществ – высокая энергоемкость. Двигатель SR может выдавать мощность, эквивалентную мощности большего двигателя в меньшем корпусе. Вращающаяся часть двигателя SR легче, что снижает нагрузку на зубчатую передачу, улучшая жизненный цикл и рабочий цикл компонентов. Кроме того, SR практически не имеет ограничений по скорости. По сравнению с другими двигателями, SR имеет значительно более высокую скорость. Komatsu в настоящее время имеет более 150 наземных колесных погрузчиков P&H, использующих SR по всему миру.

Фронтальные погрузчики LeTourneau – единственные в отрасли электрические погрузчики с мощностью силовой установки более 2000 л.с. и способные загружать самосвалы грузоподъемностью до 400 тонн. Сегодня эти фронтальные погрузчики продаются под брендом P&H (входит в состав корпорации Komatsu).

Рассмотрим фронтальный погрузчик Komatsu P&H L-1350. Эксплуатационная масса 183 705 кг, грузоподъемность 40 800 кг, мощность двигателя 1193 кВт. В погрузчике применена система гибридного привода SR Hybrid Drive, представленная на рис. 19. Погрузчик выполнен по схеме последовательного гибрида с индивидуальным приводом колес. Во время торможения или замедления электродвигатели переводятся в генераторный режим и возвращают энергию в электрическую систему. Это позволяет снизить расход топлива до 45% по сравнению с фронтальными погрузчиками сопоставимых размеров, но с механической трансмиссией.

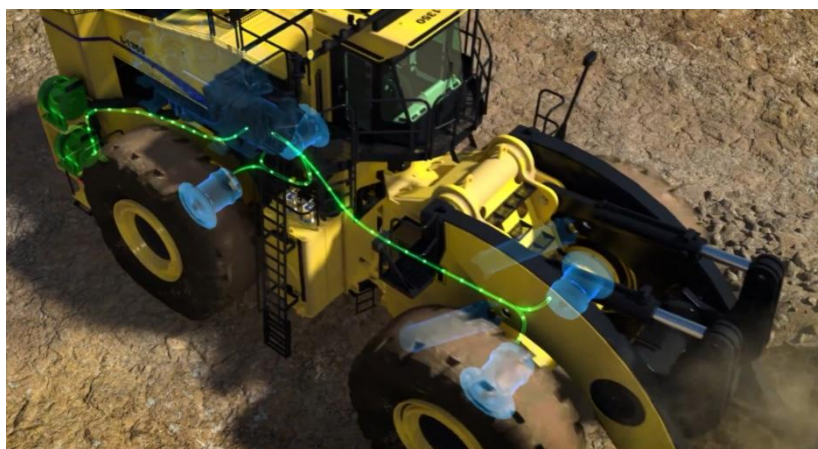


Рис. 19. Схема трансмиссии гибридного погрузчика Komatsu P&H L-1350

Система накопления кинетической энергии (KESS) работает совместно с гибридным приводом SR Hybrid Drive, сохраняя значительную мощность, полученную при торможении и направляя ее на дополнение к пиковому потреблению мощности. В результате сокращается время цикла для большего количества тонн на литр использованного или выделяемого CO₂.

По результатам обзора существующих фронтальных погрузчиков с гибридным электроприводом можно сделать вывод, что большинство из них выполнено по схеме последовательного гибрида с индивидуальным приводом колес. Эта схема может быть принята в качестве основной при разработке нового семейства гибридных фронтальных погрузчиков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Куликов И.А.* Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний: дис. ... канд. техн. наук. Специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины». Москва, 2016. 195 с.
2. *Serrarens A.F.A.* Coordinated control of the Zero Inertia powertrain: PhD thesis. Technische Universiteit Eindhoven, 2001. 196 p.
3. *Kum D.* Supervisory control of parallel hybrid electric vehicles for fuel and emission reduction / D. Kum, H. Peng, N.K. Bucknor // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME. 2011. Issue 6, vol. 133. 10 p.
4. *Heybroek K.* Saving energy in construction machinery using displacement control hydraulics: Licentiate thesis / Department of Management and Engineering, Linköping University, Linköping. Sweden, 2008.

Секция 3 «ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ»

УДК 620.9.008

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ «СТАРОГО» ОБОРУДОВАНИЯ ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

В.А. Пенчук, В.А. Сидоров

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

На примере технологии производства доломита, принятой на Докучаевском флюсо-доломитном комбинате, была разработана методика повышения эффективности старых технологических линий за счёт ведения электронного учёта всех поломок и ремонтов.

***Ключевые слова:** доломит, дробильно-сортировочная линия, оборудование старое, надёжность, ресурс, математическая модель*

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE «OLD» EQUIPMENT FOR CRUSHING AND SORTING LINES

V.A. Penchuk, V.A. Sidorov

Donbass National Academy of Construction and Architecture

Using the example of the dolomite production technology adopted at the Dokuchaevsky flux-dolomite plant, a method was developed to improve the efficiency of old production lines by keeping electronic records of all breakdowns and repairs.

***Keywords:** dolomite, crushing and sorting line, old equipment, reliability, resource, mathematical mode*

ОАО «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат» - крупное горно-обогащительное предприятие по добыче и производству известняков и доломитов для металлургической промышленности. Предприятие основано в 1912 году. В начале XXI века комбинат являлся одним из крупнейших горно-обогащительных предприятий по добыче и производству флюсовых известняков (обычных и доломитизированных) и произ-

водству металлургических доломитов. В 2004 году объём производства товарной продукции составил 7 млн. 643 тыс. тонн, в том числе для нужд металлургической промышленности 5 млн. 829 тыс. тонн.

Продукция комбината отгружалась более 200 потребителям, в том числе металлургическим заводам: Донецкому, Макеевскому, Мариупольскому – Ильича и Азовсталь, Запорожскому, Енакиевскому, Днепропетровскому и др., а также строительным организациям, предприятиям сахарной, химической, стекольной и цементной промышленности [1].

Переработка полезного ископаемого осуществляется на дробильно-обогащительных фабриках: ДОФ-1, ДОФ-2, ДОФ-3 и циклично-поточной технологической линии (ЦПТЛ) на карьере «Центральный» и цехом обжига доломита. Кроме того, имеется комплекс вспомогательных цехов и служб. Всего на предприятии ранее работало более 3,5 тыс. человек [2].

Как видно из сказанного, ГП «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат» был одним из крупнейших горнодобывающих предприятий Донбасса. Он был оснащён современной техникой, так как карьеры комбината обеспечены балансовыми запасами полезных ископаемых на десятки лет и имеют перспективу по их приросту. За последние 10-15 лет технологическое оборудование практически не обновлялось. С 2014 года Докучаевск трудится практически под ежедневными обстрелами. Производственные мощности комбината существенно снизились из-за того, что часть карьеров и техники оказалась на линии соприкосновения и не может эксплуатироваться. В условиях войны на Донбассе в 2015-2020 годах работа на ГП «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат» не останавливалась ни на день. Основным потребителем продукции являются металлургические предприятия ДНР и ЛНР. В таких экстремальных условиях особо актуальны вопросы надёжности и оперативного ремонта оборудования.

Положения надёжности как свойства объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортировки приведены в работах [3-5]. Надёжность оборудования в процессе эксплуатации определяется не только долговечностью и безотказностью, но и ремонтпригодностью и сохраняемостью в периоды простоя.

Повышение надёжности сложных технических систем в условиях эксплуатации происходит, используя следующие методы: разработка научных методов эксплуатации; сбор, анализ и обобщение опыта эксплуа-

тации; связь проектирования с производством изделий машиностроения; повышение квалификации обслуживающего персонала, детально проанализированы в работах [6-8]. Некоторые аспекты модернизации старого дробильно-сортировочного оборудования изложены в работе [9], где в основном речь идёт об электрооборудовании с точки зрения интенсивности его загрузки.

Целью данной работы является разработка методологии повышения эффективности рабочих процессов дробильно-сортировочного комплекса за счёт использования современных методов учёта и хранения информации об отказах и поломках оборудования.

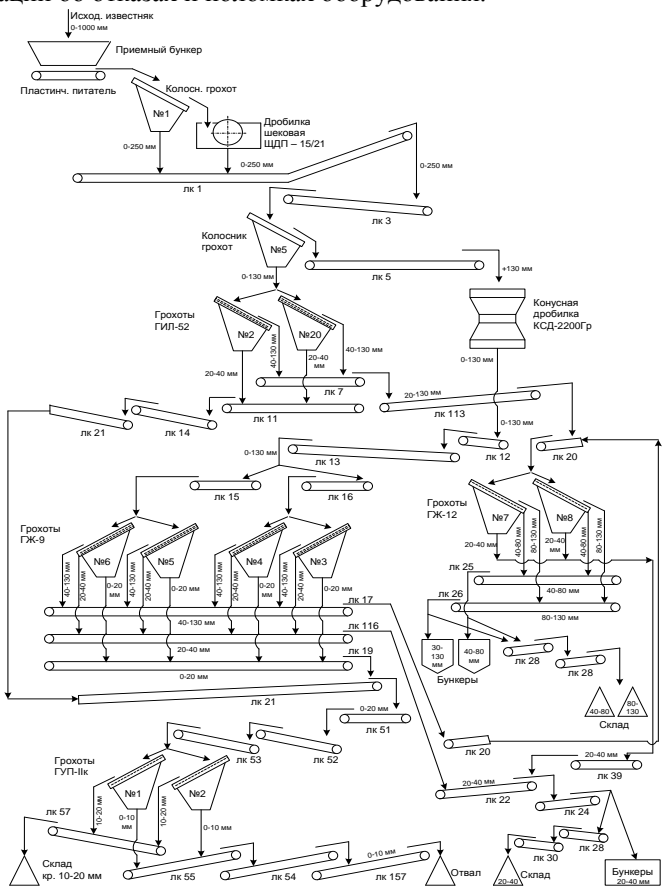


Рис. 1. Схема цепи аппаратов ДОФ

Поскольку предприятие ГП «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат» работает около 100 лет, а последняя реконструкция проводилась в период 2005-2012 гг., необходима глубокая и современная модернизация оборудования, позволяющая существенно сократить время получения готовой продукции, снизить максимально потребляемую мощность, повысить надежность процесса переработки горной массы. На рис. 1 представлена схема одного из объектов предприятия, показывающая разнообразие используемого оборудования.

На грохотах № 7, 8 получается две товарные фракции известняка 80-130 мм и 40-80 мм, которые конвейерами соответственно № 26, 25 транспортируются в бункера или склад (ленточный конвейер (лк) 27, 29).

Подрешётный продукт грохотов № 7, 8 крупностью 20-50 мм поступает на лк № 39 и более на лк № 22, где смешивается с известняком фракции 20-50 мм.

Подрешётный продукт грохотов № 2, 20 и № 3, 4, 5, 6 крупностью 0-20 мм с лк № 21 поступает на конвейерную откатку лк № 51, 52, 53 и далее на 2 грохота ГУП 2к, где образуется товарная фракция известняка 5-20 мм – надрешётный продукт и транспортируется лк № 57 на склад.

Подрешётный продукт грохотов, крупностью 0-5 мм поступает на ленточный конвейер предприятия-потребителя. Технологический цикл обеспечивается двумя дробилками (ШДП-15/21, КСД-2200Гр), 56-ю ленточными конвейерами, 12-ю грохотами, 20-ю промежуточными бункерами и складами под каждый размер готовой продукции. Разветвлённые технологические схемы имеют место и на ДОФ-2, которая занимается переработкой доломитов.

Представленная схема (см. рис. 1) показывает весьма сложную внутреннюю и внешнюю организацию технологической линии ДОФ-1.

При эксплуатации технологической линии большую роль играет накопленный опыт и данные, которые необходимо использовать не только для решения задач сегодняшнего дня, но и для объективного прогноза будущих отказов. Большое значение имеет правильная организация сбора сведений об отказах, при этом очевидно, что содержание мероприятий по сбору таких сведений определяется типом оборудования и особенностями его эксплуатации.

Возможными источниками статистической информации могут быть сведения, полученные по результатам различных видов испытаний и эксплуатации, которые оформляются периодически в виде отчётов о техническом состоянии и надёжности изделий. Изучение особенностей их поведения даёт возможность использовать накопленные данные для прогнозирования последующих отказов. Таким образом, сбор и обобщение

ние данных об отказах изделий – одна из важнейших задач, на которую должно быть обращено особое внимание.

Эффективность эксплуатационных мероприятий во многом зависит от квалификации обслуживающего персонала. Однако влияние этого фактора неодинаково. Так, например, при выполнении в процессе обслуживания довольно простых операций влияние высокой квалификации работника сказывается мало, и наоборот, квалификация обслуживающего персонала играет большую роль при выполнении сложных операций, связанных с принятием субъективных решений (например, при регулировании элементов гидроприводов, настройке нажимных устройств, монтаже подшипников жидкостного трения и т.д.).

Для сложных технических систем в нормативно-технической документации устанавливают виды технического обслуживания (ТО-1, ТО-2) и ремонтов (текущий, средний, капитальный). На стадии эксплуатации изделий проявляются технико-экономические последствия низкой надёжности, связанные с простоями техники и затратами на устранение отказов и приобретение запасных частей. С целью поддержания надёжности изделий на заданном уровне следует проводить комплекс мероприятий, который может быть представлен в виде двух групп: мероприятия по соблюдению правил и режимов эксплуатации; мероприятия по восстановлению работоспособного состояния.

На рис. 2 приведена графическая интерпретация возможных состояний некоторого i -го оборудования.

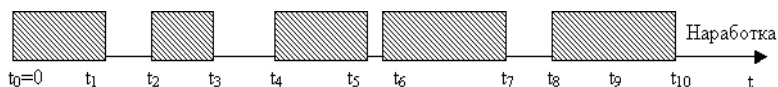


Рис. 2. Развитие отказов с учётом времени эксплуатации:

$t_0 = 0$ – начало эксплуатации; t_1, t_5 – моменты отключения по технологическим причинам; t_2, t_4, t_6, t_8 – моменты включения объекта; t_3, t_7 – моменты вывода объекта в ремонт, соответственно, средний и капитальный; t_9 – момент прекращения эксплуатации; t_{10} – момент отказа объекта

Технический ресурс (наработка до отказа) некоторой виртуальной технической машины в дробильно-сортировочном комплексе:

$$TP = t_1 + (t_3 - t_2) + (t_5 - t_4) + (t_7 - t_6) + (t_{10} - t_8). \quad (1)$$

Назначенный ресурс:

$$TH = t_1 + (t_3 - t_2) + (t_5 - t_4) + (t_7 - t_6) + (t_9 - t_8). \quad (2)$$

Срок службы объекта:

$$TC = t_{10} . \quad (3)$$

Для большинства объектов наземных транспортно-технологических машин в качестве критерия долговечности чаще всего используется технический ресурс.

Оценка текущих процессов в параметрах, $t_0; t_1, t_2 t_3, t_4 t_5; t_6 t_7, t_8; t_9; t_{10}$ в режимах их функционирования позволяет исследовать их различные условия эксплуатации на единой методической основе.

Таблица. Фиксируемые характеристики изменения состояний технологического оборудования

x_i	x_1	x_2	x_3	x_4		x_k
x_{m_i}	x_{m_1}	x_{m_2}	x_{m_3}	x_{m_4}	...	x_{m_k}
x_{c_i}	x_{c_1}	x_{c_2}	x_{c_3}	x_{c_4}	...	x_{c_k}
$x_{э_i}$	$x_{э_1}$	$x_{э_2}$	$x_{э_3}$	$x_{э_4}$...	$x_{э_k}$
...
x_{i_i}	x_{i_1}	x_{i_2}	x_{i_3}	x_{i_4}	...	x_{i_k}

Как видно из таблицы, изменения характеристичных параметров $t_0...t_{10}$ можно получить экспериментально для разных типов оборудования дробильно-сортировочного комплекса в табличной форме.

Фиксируя количественные значения характеристических показателей конкретной системы в индивидуальной «истории» эксплуатации x_{m_k} оборудования, можно сформировать имитационное отражение процессов в системе в виде временных рядов. Используя аппроксимацию временных рядов по методу наименьших квадратов, установив аналитические закономерности изменения характеристичных показателей $x_{m_i}, x_{э_i}, x_{c_i}, x_{э_{c_i}}$ и других, путём экстраполяции можно выполнить индивидуальный прогноз и определить остаточный ресурс на период эксплуатации с аналогичными показателями.

Для каждого из характеристических значений параметров технологического оборудования можно составить соответствующее уравнение [10]:

$$\overline{x_{m_i}(t)} = A_m t^2 + B_m t + C_m ,$$

$$\overline{x_3(t)} = A_3 t^2 + B_3 t + C_3, \quad (4)$$

$$\overline{x_i(t)} = A_i t^2 + B_i t + C_i.$$

Решение задачи сводится к определению значений соответствующих коэффициентов A_i , B_i и C_i , которые обеспечивают минимальное отклонение теоретической кривой от реальных значений.

На примере параметра x_{m_i} сумму квадратов отклонений в общем виде можно записать так:

$$\sum_{i=1}^K (x_{m_i} - x_{i_i}^*)^2 = \sum_{i=1}^K (x_{m_i} - A_m t_i^2 - B_m t_i - C_m)^2. \quad (5)$$

Зависимость (2) является функцией трех переменных A_i , B_i , C_i :

$$F(A_i, B_i, C_i) = \sum_{i=1}^K (x_{m_i} - A_m t_i^2 - B_m t_i - C_m)^2. \quad (6)$$

Необходимым условием достижения минимума функции $F(A_m, B_m, C_m)$ является равенство нулю частных производных $F(A_m, B_m, C_m)$ по переменным A_m , B_m и C_m . С учётом сказанного для получения значений A_m , B_m и C_m получим систему трёх линейных уравнений с тремя неизвестными вида:

$$\begin{aligned} M_t^4 A_m + M_t^3 B_m + M_t^2 C_m &= M_t^2 x_{m_i} \\ M_t^3 A_m + M_t^2 B_m + M_t C_m &= M_t x_{m_i} \\ M_t^2 A_m + M_t B_m + K C_m &= x_{m_i} \end{aligned}, \quad (7)$$

$$\text{где } M_t^4 = \sum_{i=1}^K t_i^4; \quad M_t^3 = \sum_{i=1}^K t_i^3; \quad M_t^2 = \sum_{i=1}^K t_i^2; \quad M_t = \sum_{i=1}^K t_i;$$

$$M_t^2 x_{m_i} = \sum_{i=1}^K t_i^2 x_{m_i}; \quad M_t x_{m_i} = \sum_{i=1}^K t_i x_{m_i}; \quad x_{m_i} = \sum_{i=1}^K x_{m_i};$$

K – количество точек проверки технического состояния параметров оборудования.

На рис. 3 изображена кривая зависимости состояния некоторого оборудования x_{m_i} от времени $x_{m_i} = f(t)$.

Функция $\overline{x_{m_i}} = f(t)$ может быть для определенного типа оборудования своя, но метод установления предельных значений при оценке сроков службы различного технологического оборудования одинаков. Технологические машины на Донбассе чаще всего работают в тяжёлых условиях, при этом до 80% оборудования работают с продленным сроком эксплуатации.

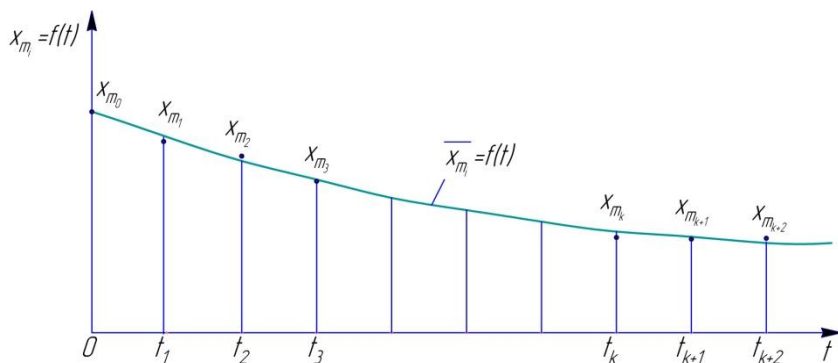


Рис. 3. Состояние x_{m_i} - оборудования от фактора времени

Рассмотрение закономерностей изменения и учёт количественных показателей надёжности оборудования дробильно-сортировочных предприятий целесообразно приводить на современном уровне с использованием электронного учёта и фиксации. Фиксируя количественные значения характеристических показателей конкретного технологического оборудования ДОФ, формируется имитационное отражение процессов его старения в виде временных рядов. Затем, используя аппроксимацию временных рядов, путём экстраполяции можно определить остаточный ресурс технологического оборудования и своевременно принять рациональное техническое решение по его модернизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГП «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат». URL: <http://dnr-live.ru/companies/promyishlennost-stroitelnyih-rabot/gp-dokuchaevskiy-flyuso-dolomitnyiy-kombinat/>
2. ОАО «Докучаевский флюсо-доломитный комбинат». URL: <http://gold.dn.ua/catalog/7/16471/>

3. Технологические методы обеспечения надежности деталей машин: учебник для студентов высших учебных заведений по техническим специальностям / И.М. Жарский и др.; ред. А.В. Новикова. Минск: Вышэйшая школа, 2010. 336 с.
4. Надёжность технических систем и техногенный риск / под ред. М.И. Фалеева. М.: ЗАО ФИД «Деловой экспресс», 2002. 368 с.
5. *Рыжков Ф.Н.* Основы теории расчёта надёжности технических систем: учеб. пособие / Ф.Н. Рыжков, В.И. Томаков. Курск: Курский ГТУ, 1998. 94 с.
6. Каковы способы повышения надёжности. URL: <https://www.moreremonta.info>... kakovy...povysheniya-nadezhnosti/
7. *Пенчук В.А.* Модернизация наземных транспортно-технологических машин: учеб. пособие / В.А. Пенчук, Д.Г. Белицкий. Донецк: ГОУ ВПО ДонНАСА, 2019. 236 с.
8. *Жиркин Ю.В.* Надёжность, эксплуатация и ремонт металлургических машин: учебник. Магнитогорск: Магнитогорский государственный технический университет, 2002. 330 с.
9. Модернизация оборудования. URL: <https://www.stud-books.net>1832577...oborudovaniya.drobilno
10. *Демидович Б.П.* Основы вычислительной математики: учеб. пособие / Б.П. Демидович, И.А. Марон. М.: Изд-во «Лань», 2011. 664 с.

ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ ТОРФЯНЫХ ГРУНТОВ В АППАРАТАХ С ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ МАГНИТНЫМИ ПОЛЯМИ

Г.В. Селиверстов, С.А. Мотевич

Тульский государственный университет

В сложившейся социальной и экономической ситуации огромное значение принимают технологии, позволяющие улучшить качество обрабатываемого продукта при минимизации энергетических и временных затрат. К одной из таких технологий можно отнести обработку торфяных грунтов в аппаратах с перекрещивающимися магнитными полями. Преимущество такой обработки заключается в возможности получения тонкодисперсных структур грязей, что позволяет обеспечить их применение в медицинских целях.

Ключевые слова: перекрещивающиеся магнитные поля, торф, окислительно-восстановительный потенциал, диспергация, ферромагнитные элементы

TECHNOLOGY OF PEAT SOIL TREATMENT IN DEVICES WITH INTERSECTING MAGNETIC FIELDS

G.V. Seliverstov, S.A. Motevich

Tula State University

In the current social and economic situation, technologies that allow improving the quality of the processed product while minimizing energy and time costs are of great importance. One of such technologies can be attributed to the treatment of peat soils in apparatuses with intersecting magnetic fields. The advantage of such treatment lies in the possibility of obtaining finely dispersed mud structures, which makes it possible to ensure their use for medical purposes.

Keywords: intersecting magnetic fields, peat, redox potential, dispersion, ferromagnetic elements

В настоящее время существует ряд специфических задач, решение которых необходимо в свете современных энергосберегающих технологий. К одной из них можно отнести обработку лечебных грязей – пелоидов.

Если опираться на ситуацию, которая является доминирующей в этой отрасли, то ее проблематика сводится к тому, что большинство медицинских клиник использует морально и технически устаревшее оборудование, что не позволяет внедрять инновационные методы и методики применения лечебных грязей.

Причем, необходимо отметить, что в зависимости от региона, состав и характеристики грунтов, которые используются для пелоидотерапии могут значительно отличаться. В ряде случаев это могут быть торфяные грунты, например, курорт Краинка Тульская область. А могут быть и сапропелльные – курорт Саки республика Крым. Но общей для любых пелоидов является операция, связанная с измельчением грунта и смешиванием его с водой.

Используемые сита и мешалки позволяют достичь определенных результатов, но требуют, во-первых, большого количества времени, а во-вторых, ручного труда. С учетом пропускной способности лечебного учреждения эти моменты не всегда являются критическими, но помимо измельчения и удаления крупных частиц необходимо решить ещё одну задачу, которая связана с наличием связанных кластеров в грунте.

Если обратиться к химико-физическому составу грунтов и их применению в медицинской отрасли, то можно выделить связанные гуминовые и, в том числе, фульвовую кислоту, синтез которых в промышленных условиях невозможен. Всё это позволяет говорить о том, что пелоидотерапия является с одной стороны достаточно обособленным методом лечения различных заболеваний, а с другой стороны не имеет аналогов по применению препаратов и средств, которые получают искусственным путем.

Наличие перечисленных кислот в связанном состоянии накладывает ограничения на их проникновение через клеточные мембраны, что уменьшает лечебное воздействие в целом.

Но в случае получения мелкодисперсного помола грунта происходит вскрытие кластеров с кислотами, и они из связанного состояния переходят в свободное на ограниченное время. Таким образом, возникают две взаимосвязанные задачи. Одна из них – это получение однородной массы, а вторая – это помол до 5-10 мкм, с целью вскрытия кластеров с кислотами.

Для решения поставленных задач применяется аппарат вихревого слоя с перекрещивающимися магнитными полями и программным методом управления ими.

Аппараты вихревого слоя известны достаточно давно, хотя широкого применения в промышленности не получили из-за ряда недостатков [1].

Первоначально такой аппарат представлял собой статор асинхронного трехфазного электродвигателя, в котором вместо ротора засыпались ферромагнитные элементы. При подаче напряжения вращающееся электромагнитное поле раскручивало ферромагнетики. И через активную зону пропускался обрабатываемый продукт [2].

При кажущейся простоте конструкции у такого аппарата есть существенный недостаток [3]. Из-за рассеяния электромагнитного поля в пространстве возникала высокая реактивная мощность, а коэффициент полезного действия был порядка нескольких процентов. Всё это приводило к тому, что для получения достаточного момента на ферромагнитных элементах приходилось увеличивать мощность до нескольких десятков киловатт и большое количество энергии переходило в тепло [4].

Частичное решение этой проблемы было предложено в НВПО «Проиннотех», которая предложила использовать дополнительные обмотки внутри индуктора и подавать на них напряжение по специально разработанному алгоритму. Управление осуществлялось программным обеспечением, которое было разработано для частотных преобразователей INSTAR. Пример такого аппарата показан на рис. 1.



Рис. 1. Аппарат вихревого слоя с перекрещивающимися магнитными полями

Необходимо отметить, что обработка пелоидов в аппарате вихревого слоя является комплексным процессом, при котором за счет перекрестного электромагнитного поля происходит воздействие на обрабатываемый продукт в виде кавитационного, механического, магнитострикционного, электрического воздействий [5, 6]. За счет этих эффектов достигается высокая диспергация частиц пелоида.

В аппарате генерируется вращающееся и линейное электромагнитные поля в зоне реактора проточного типа. Причем, вращающееся поле является постоянным, как в обычном асинхронном электродвигателе, а линейные поля являются переменными. И напряжения в обмотки, которые отвечают за них, подаётся по специальному алгоритму.

Все эти воздействия происходят внутри рабочей области аппарата, которая выполняется в виде трубы диаметром 120 мм. Сама труба располагается внутри индуктора. Ферромагнитные элементы помещаются вовнутрь трубы и туда же подается обрабатываемый грунт.

Сами ферромагнитные элементы под воздействием электромагнитного поля вращаются вокруг своей наименьшей оси со скоростью, близкой к скорости магнитного поля, и одновременно перемещаются линейно по рабочей зоне. Кроме этого, каждый ферромагнитный элемент совершает колебания вдоль силовых линий электромагнитного поля. Точно измерить частоту этих колебаний достаточно сложно, но по косвенным прикидкам она может достигать нескольких тысяч герц. Соответственно, с механической точки зрения, каждый ферромагнитный элемент является мини-мешалкой, которая совершает сложное движение, включающее в себя вращение и линейное перемещение.

Так как ферромагнитных элементов большое количество, то в процессе работы аппарата вихревого слоя на обрабатываемый грунт оказывается комплексное воздействие, приводящее к диспергации частиц грунта.

При этом удельная энергия воздействующих электромагнитных полей может достигать величин порядка нескольких десятков киловатт на квадратный миллиметр. Если сравнить это воздействие с механическими мельницами, то их энергонасыщенность будет на два порядка меньше.

С другой стороны, воздействие таких вращающихся и линейных электромагнитных полей является достаточно сложным процессом, описать который детерминированными моделями практически не представляется возможным. Поэтому обычно пользуются эмпирическими зависимостями, позволяющими с определенной погрешностью рассчитывать и управлять процессами воздействия на обрабатываемый материал [7, 8].

С учетом того, что для решения поставленных задач была необходимость в получении тонкодисперсных однородных помолов, были проведены исследования пульпы после обработки торфа в аппарате вихревого слоя.

На рис. 2 показана пульпа до обработки, на рис. 3 – после прохождения аппарата вихревого слоя.

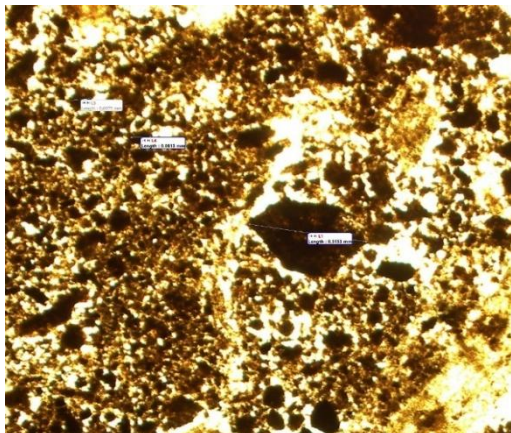


Рис. 2. Пульпа до обработки, увеличение 40х

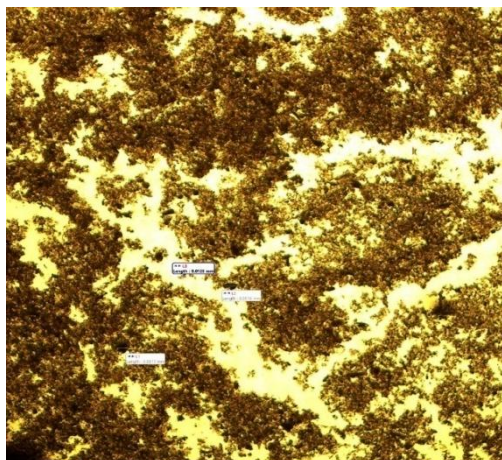


Рис. 3. Пульпа после обработки, увеличение 40х

При оценке структуры пульпы с помощью микроисследований было выявлено, что исходный состав представлен большим количеством неоднородных включений, которые могут достигать размера до 500 мкм. Средний размер частиц, находящихся в пульпе, составляет 80-100 мкм. В данном случае вскрытие кластеров с гуминовыми и фульвовыми кислотами невозможно.

В то же время после обработки с продолжительностью 300 секунд размеры частиц составили уже 8-10 мкм, что позволяет говорить о полноценном вскрытии кластеров.

Для подтверждения этого предположения была проведена оценка окислительно-восстановительного потенциала, который является показателем вскрытия кластеров. Значение составило -500 мВ, что подтвердило данную гипотезу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Логвиненко Д.Д.* Интенсификация технологических процессов в аппаратах вихревого слоя / Д.Д. Логвиненко, О.П. Шеляков. Киев: Изд. «Техника», 1976. 144 с.
2. *Войтович В.А.* и др. Эффективность применения аппаратов вихревого слоя в процессах измельчения порошковых материалов // Новые огнеупоры. 2017. № 10. С. 48-53.
3. *Данилина Э.М.* Потери энергии на вихревые токи в электромагнитных аппаратах вихревого слоя и способы их снижения / Э.М. Данилина, Г.И. Володин, В.П. Бреславец // Известия вузов. Электромеханика. 2014. № 1. С. 43-47.
4. *Ибрагимов Р.А.* и др. Оптимальные параметры и картина магнитного поля рабочей камеры в аппаратах с вихревым слоем // Строительные материалы. 2018. № 7. С. 64-67.
5. *Бухгольц Г.* Расчёт электрических и магнитных полей. М.: Изд. иностр. литер, 1961. 712 с.
6. *Карасик В.Р.* Физика и техника сильных магнитных полей. М.: Наука, 1964. 347 с.
7. *Винокуров Б.Б.* Измерение параметров магнитных полей и характеристик магнитных материалов. Томск: Томский политехн. ин-т, 1990. 111 с.
8. *Головейко А.Г.* Электромагнитное поле и его взаимодействие с веществом. Минск: Белорус. нац. техн. ун-т, 2006. 82 с.

СОРТИРОВОЧНО–ОБОГАТИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ТВЕРДЫХ КОММУНАЛЬНЫХ ОТХОДОВ (ТКО)

Л.А. Сиваченко¹, М.С. Кузьменкова²

¹Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»
²Учреждение образования
«Барановичский государственный университет»

Рассматривается проблема переработки материалов, которые характеризуются неоднородностью по составу и свойствам. Предложен вариант выполнения поверхности волнового грохота в виде кинематически деформируемых волновых гибких сплошных, перфорированных или составных оболочек для разделения материалов по крупности. Описана техническая гипотеза разрабатываемого оборудования. Представлены результаты технологических испытаний.

Ключевые слова: отходы, сортировка, деформации, гибкая волновая рабочая камера, грохочение, эффективность процесса

SORTING AND PROCESSING PLANT FOR PROCESSING SOLID MUNICIPAL WASTE (MSW)

L.A. Sivachenko¹, M.S. Kuzmenkova²

¹Interstate Educational Institution of Higher Education
"Belarusian-Russian University"
²Educational Institution "Baranovichi State University"

The problem of processing materials that are characterized by heterogeneity in composition and properties is considered. A variant of the surface of the wave screen in the form of kinematically deformable wave flexible solid, perforated or composite shells for separating materials by size is proposed. The technical hypothesis of the developed equipment is described. The results of technological tests are presented.

Keywords: waste, sorting, deformation, flexible wave working chamber, screening, process efficiency

Проблема обращения с отходами производства и потребления актуальна для многих стран, поскольку любая деятельность человека сопровождается образованием различных отходов. Причем ежегодно возрастают объемы отходов, образующихся в быту, изменяется состав отходов в сторону увеличения доли упаковочных материалов, которые характеризуются повышенной стойкостью к разложению в природе. В настоящее время проблема управления твердыми коммунальными отходами (ТКО) во всем мире является одной из приоритетных [1]. Утилизация твердых отходов в большинстве случаев приводит к необходимости либо их разделения на компоненты (в процессах очистки, обогащения, извлечения ценных составляющих) с последующей переработкой сепарированных материалов различными методами, либо придания им определенного вида, обеспечивающего саму возможность утилизации отходов. Решение накопившихся проблем переработки ТБО в настоящее время приобретает первостепенное значение. Также, в результате постепенного истощения таких источников природного сырья как нефть, каменный уголь, руда для чёрных и цветных металлов, для большинства видов народного хозяйства особую важность приобретает использование различных видов ТБО в полном объёме. Основными сложностями при решении задач по утилизации ТБО являются отсутствие чёткой научно-обоснованной классификации отходов, необходимость использования сложного дорогостоящего оборудования [1, 2]. Предлагаемая нами концепция использования ТКО предполагает их обогащение путем увеличения отбора органических составляющих, что обеспечивается путем разрушения пищевых отходов и их удаление из рабочей зоны грохота без существенного разрушения других составляющих твердых коммунальных отходов, их последующего использования в качестве топливных гранул для цементных печей, выгорающих добавок в керамические изделия, а также как материал для закладки в биогазовые установки.

ТКО являются крупнотоннажными отходами, представляющими собой гетерогенную смесь различных по физическому состоянию, крупности и свойствам органических и неорганических компонентов сложного морфологического состава. Их состав меняется во времени, в том числе по сезонам года, и зависит от места расположения населенного пункта, его величины, состояния благоустройства, уровня развития промышленности и ряда других показателей. В состав ТКО входят полагаемые людьми непригодными к дальнейшему потреблению предметы и материалы: печатная продукция различных видов (старые книги, газеты, журналы и т.п.), битая, деформированная и грязная посуда (стеклянная, керамическая, металлическая), упаковочные изделия, изделия из синтети-

ческих полимеров (пластмасс), консервные банки, изношенная одежда и обувь, пищевые отбросы, древесина (щепки, стружки, опилки, палки, тарные дощечки и т.п.), строительный, домовый и уличный мусор и многие другие компоненты.

Важной характеристикой является фракционный состав ТКО – процентное содержание массы компонентов, проходящих через сита с ячейками различного размера. Ориентировочный морфологический и фракционный состав ТКО для фракции менее 50 мм представлен в таблице 1.

Таблица 1. Ориентировочный морфологический и фракционный состав ТКО, % по массе

Компонент	Размер фракции, мм
	Менее 50
Пищевые отходы	17,0-21,0
Бумага, картон	2,0-5,0
Дерево	0-0,5
Металл	0,3-0,5
Текстиль	0-0,6
Кости	0,5-0,9
Стекло	,01-1,6
Кожа, резина	-
Камни, штукатурка	0,5-2,0
Пластмасса	0,2-0,5
Прочее	0-0,5
Отсев (менее 15 мм)	4,0-6,0
Всего	32,3

Состав и свойства ТКО имеют определяющее значение при решении вопросов их сбора, удаления, складирования (захоронения, изоляции), обезвреживания и заводской переработки (утилизации). Выбор оптимальной технологии переработки ТКО представляет собой наиболее ответственный этап в разработке общей концепции их эвакуации и утилизации. В целом ТКО состоит из трех компонентов: органическая составляющая 15-50%, инертная часть 1,5-40%, вода 25-60% [2].

Грохочение широко распространено и универсально, может быть применимо ко всем твердым материалам без исключения. Технически наиболее сложной является операция грохочения твердых материалов, содержащих глинистые компоненты, макулатуру, полимерную пленку и текстиль. Например, до настоящего времени нет аппаратов, обеспечи-

вающих эффективное грохочение влажных ТКО при высоком содержании в них текстильных компонентов, например, традиционный барабанный грохот забивается текстилем за несколько смен и перестает работать как сортирующее устройство. Эффективностью грохочения называется полнота разделения твердых материалов по крупности. Теоретически при правильном режиме работы грохота все частицы исходного материала, размер которых меньше размера отверстий грохота, должны перейти в подрешетный продукт. В действительности из-за несовершенной работы грохота и разнообразной формы кусков материала часть нижнего продукта всегда остается в надрешетном. Эффективность грохочения понижается с повышением влажности. Смеси различных компонентов, подлежащих разделению с учетом их различных свойств и особенностей требует разработки новых конструкций и совершенствования существующих с целью повышения их эффективности уменьшения удельных энергозатрат, увеличения долговечности и удобства эксплуатации.

Одним из востребованных направлений на сегодняшний день является необходимость создания аппаратов, которые способны осуществлять эффективное разделение неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов. Концепция оборудования основана на использовании рабочих камер технологических аппаратов, выполненных в виде кинематически деформируемых волновых гибких сплошных, перфорированных или составных оболочек, внутренние поверхности или элементы которых способны воздействовать на перерабатываемую среду с максимальной адаптивностью при проведении процессов измельчения, смешивания и разделения материалов по крупности [3]. В процессе работы предлагаемого аппарата волнообразному гибкому перфорированному лотку сообщаются интенсивные перемещения, что приводит в движение перерабатываемую среду, т.е. насыпной материал, который периодически сталкивается с поверхностью лотка, а куски или частицы, размер которых меньше размера просеивающих отверстий проходят через них в качестве подрешетного продукта. Волнообразная поверхность для просеивания обеспечивает сложное движение перерабатываемому продукту, частицы которого принудительно и с большим ускорением проталкиваются перед отверстием соответствующего им размера. Для интенсификации процесса грохочения целесообразно над просеивающей поверхностью установить интенсификаторы процесса разделения, представляющие собой отрезки цепей, закрепленные одним концом на кронштейнах и свободно провисающих в центральной части гибкого перфорированного лотка, а для упрощения конструкции амортизаторов и улучшения демпфирования колебаний и возврата в крайнее положение их лучше всего

изготавливать в виде цилиндрических пружин растяжения. В рабочей зоне происходит активное перемешивание, с поверхности кусков отбиваются налипающие мелкие частицы органических веществ. При этом постепенно отсеивается мелкая фракция, а более крупная движется вниз по лотку. Именно такое конструктивное исполнение просеивающей поверхности и организация её движения способствует максимальной эффективности процесса грохочения. Резиновая гибкая кинематически деформируемая оболочка просеивающей поверхности полностью исключает налипание и забивание пропускных отверстий, а отсутствие в ней металлических элементов способствует значительному снижению шума при работе. Общий вид грохота с гибкой волновой просеивающей поверхностью представлен на рис. 1.

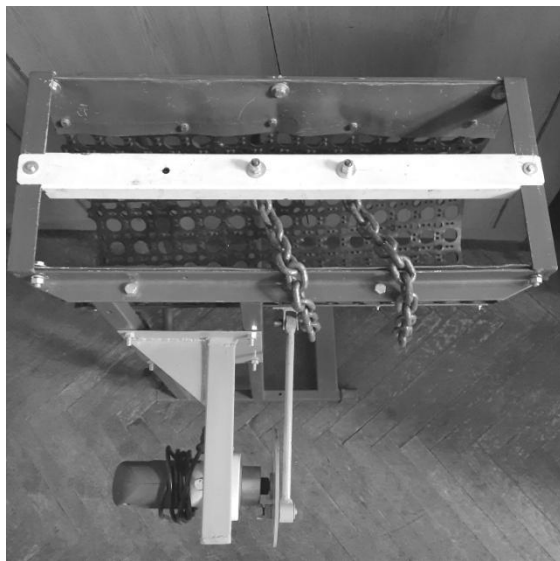


Рис. 1. Общий вид грохота с гибкой волновой просеивающей поверхностью

Для определения потенциальных возможностей аппарата проведён комплекс исследований по изучению процессов смешивания и разделения материалов по крупности, т.е. грохочения. Для этих целей использовалась установка со следующими характеристиками: размер рабочей камеры в плане – 650×250 мм, длина кривошипа – 30, 45, 60, 75 мм, частота вращения кривошипа – 0-600 об/мин, мощность приводного двигателя –

1,1 кВт. Для процесса грохочения гибкая рабочая камера выполнена в виде перфорированного резинового листа с круглыми отверстиями диаметром 50 мм [4]. Полученные результаты в виде графика влияния угла установки α рабочей камеры на эффективность C грохочения и производительность Π грохота представлены на рис. 2.

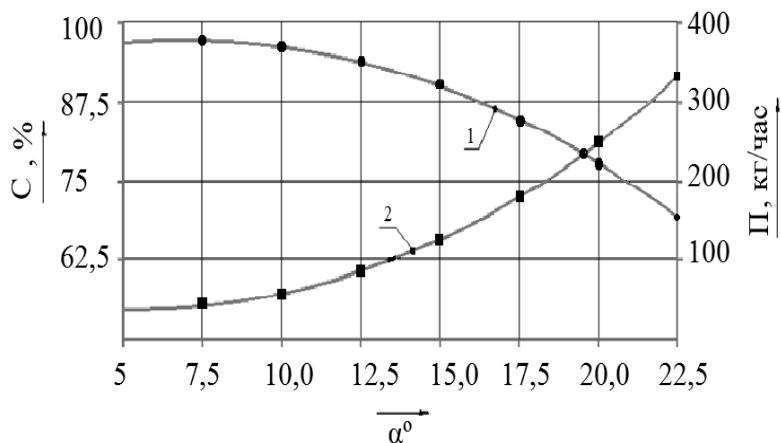


Рис. 2. График влияния угла установки α° рабочей камеры на эффективность грохочения C [1] и производительность Π [2] грохота

В процессе испытаний установлено, что перфорированная волновая поверхность при размерах отверстий 50 мм является очень эффективным рабочим оборудованием для сортировки трудноразделяемых материалов. На такой поверхности отсутствует налипание, а просеивающие отверстия не забиваются исходными кучками. Полученные зависимости со всей очевидностью показывают, что предпочтительными углами α установки рабочей камеры следует считать углы 12,5–17,5°.

Оценивая работу волнового грохота можно отметить, что подобный способ разделения неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов может найти применение для переработки твердых коммунальных отходов. При переработке исходного материала используя интенсификаторы рабочего процесса можно увеличить объем отсеивания влажных пищевых отходов за счет отбивания налипших продуктов. Применение предлагаемой установки позволит максимально использовать ресурсный потенциал отходов, чтобы сократить их захоронение и снизить негативное влияние на окружающую среду.

В дополнительных вариантах выполнения аппарата предусмотрено, что просеивающая поверхность выполнена из набора секций, размеры отверстий которых ступенчато увеличиваются от верхней части к нижней части лотка, причем просеивающая поверхность выполнена в виде листа из износостойкой резины, армированной высокопрочными волокнами, в частности металлическими с устройством под просеивающей поверхностью выгрузочного лотка. Вертикально установленный шатун связан с центральной частью внутренней стенки рабочей камеры и производит её перемещения с периодическим образованием двух симметричных волн различной направленности в зависимости от кинематики его движения. В целом это перспективный технологический аппарат многоцелевого назначения (рис. 3).

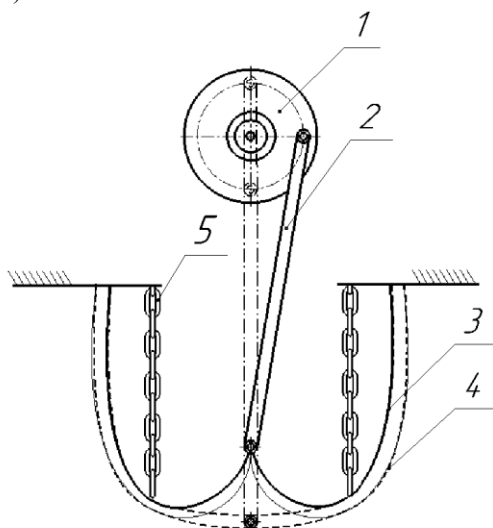


Рис. 3. Схема двухволнового грохота с гибкой просеивающей поверхностью:

- 1 – кривошипный приводной механизм;
- 2 - шатун; 3 – волновая просеивающая рабочая камера;
- 4 – выгрузочный лоток; 5 – цепные интенсификаторы

Твердые коммунальные отходы содержат много полезных и нужных материалов, которые можно рационально и многократно использовать. Их предварительное выделение из общей массы отходов и переработка в полезные материалы значительно экономичнее получения последних из природного сырья. Конструктивная база существующих аппа-

ратов для грохочения не обеспечивает требуемой эффективности при грохочении неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов, что обусловлено как отсутствием новой научной концепции, дающей ответ на разработку соответствующих подходов и способов проведения этих процессов, так и особыми исходными требованиями к выполнению просеивающих поверхностей и характера их взаимодействия со средой. Одним из новых направлений повышения эффективности разделения таких материалов, может стать предложенный вариант выполнения поверхности волнового грохота в виде кинематически деформируемых волновых гибких сплошных, перфорированных или составных оболочек, которые обеспечивают эффективное проведение процесса разделения материалов по крупности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Утилизация и переработка твёрдых бытовых отходов: учебное пособие / А.С. Клинков, П.С. Беляев, В.Г. Однолько, М.В. Соколов, П.В. Макеев, И.В. Шашков. Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2015. 188 с.
2. *Коньк О.А.* Технологии переработки твердых отходов: учебное пособие / О.А. Коньк, А.В. Кузванова. 2-е изд., доп. и перераб. Сыктывкар: СЛИ, 2018. URL: <http://lib.sfi.komi.com>
3. *Сиваченко Л.А.* Многоцелевые технологические аппараты с гибким волновым рабочим оборудованием / Л.А. Сиваченко, В.А. Потапов, М.С. Кузьменкова // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2022. № 9. С. 88–98.
4. *Сиваченко Л.А.* Многоцелевые аппараты с волновой рабочей камерой / Л.А. Сиваченко, М.С. Кузьменкова, Ю.М. Харитонов // Межвузовский сборник статей энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов. Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2021. С. 252-259.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПИЛОНОВ НА ОБЩУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ЗДАНИЯ

Ю.В. Силаева, С.А. Тумаков

Ярославский государственный технический университет

Рассматривается определение устойчивости здания, методы ее расчета, проводится оценка коэффициента запаса устойчивости в зависимости от геометрических параметров пилонов.

Ключевые слова: *устойчивость, коэффициент запаса устойчивости, метод конечны элементов*

INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF PYLONS ON THE GENERAL STABILITY OF THE BUILDING

Y.V. Silaeva, S.A. Tumakov

Yaroslavl State Technical University

The definition of the stability of the building, methods of its calculation are considered, the assessment of the stability factor depending on the geometric parameters of the pylons is carried out.

Keywords: *stability, stability factor, finite element method*

На протяжении существования и развития человеческой цивилизации большое внимание уделялось обеспечению устойчивости зданий и сооружений, т.е. способности этих объектов сохранять свою конструктивную целостность и свое функциональное назначение.

При строительстве зданий и сооружений уделяется внимание прочности и пространственной жесткости. Однако соблюдение этих условий не гарантирует способности конструкций выполнять, предназначенные ими функции в эксплуатационных режимах. Наряду с выполнением условий прочности и жесткости, необходимо обеспечить и устойчивость.

Устойчивостью зданий и сооружений называется их свойство сохранять первоначальную форму равновесия в деформированном состоянии, всегда пребывать при любых малых посторонних возмущениях близко к исходному невозмущенному состоянию и возвращаться к нему в упругой стадии полностью.

В инженерной практике различают два рода потери устойчивости форм равновесия.

Потеря устойчивости I рода отражает подход Эйлера к решению задач устойчивости. Суть подхода состоит в том, что в некоторых случаях при потере устойчивости, система, переходя в новое устойчивое равновесное состояние, продолжает выполнять свои функции. Однако в подавляющем большинстве случаев потеря устойчивости системы сопровождается возникновением больших перемещений, пластических деформаций или ее полным разрушением.

На рис. 1, 2 представлены потери устойчивости I рода:

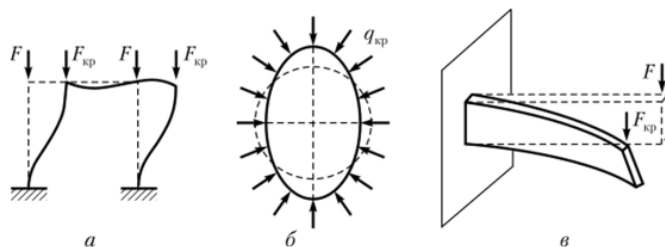


Рис. 1. Потеря устойчивости:

a – центрально сжатых стержневой рам;

б – потеря устойчивости цен круговых колец и арок;

в – потеря устойчивости пластинок и оболочек, потеря плоской формы изгиба

Потеря устойчивости II рода характеризуется сильным развитием предшествовавших деформаций без появления деформаций нового типа.

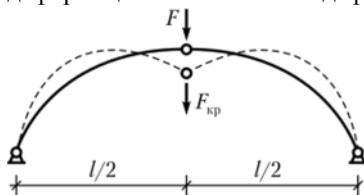


Рис. 2. Потеря устойчивости II рода

Основной задачей теории устойчивости является определение критической силы $P_{кр}$. Здание или сооружение, потерявшее устойчивость, теряет свои эксплуатационные характеристики.

Процесс потери устойчивости происходит очень быстро и практически ведет к разрушению сооружений. В истории инженерных сооружений есть масса примеров, в которых в результате потери устойчивости

всего сооружения или отдельных элементов происходят печальные последствия.

Обратимся к истории, это катастрофы на грани XIX-XX столетий: крушение Менхенштейнского моста в Швейцарии в 1891 году, Квебекского моста через реку Св. Лаврентия в 1907 году, крушение Гамбургского газгольдера в 1907 году и др.

В описании крушения Квебекского моста, рухнувшего при навесной сборке 29 августа 1907 г. говорится: "Еще 6 августа, т.е. за 23 дня до крушения, консультант компании, строившей мост, получил сообщение с места работ, в котором указывалось, что в ребрах нижнего пояса двух панелей западной консольной фермы имеются выгибы; 20 августа, т.е. за 9 дней до катастрофы, инспектор моста установил, что выгибы и деформации имеются в трех панелях восточной консольной фермы. Но на предупреждение инспектора никто не обратил внимания. За два дня до катастрофы изогнулась панель No 9 в береговом пролете западной фермы. Наконец 28 августа рабочие-клепальщики обратили внимание инженеров еще на один прогиб, которого раньше не было. Все это подтверждает, что происходил типичный процесс нарастания деформаций внецентренно сжатых стержней в зоне близкой к критической. Когда эта нагрузка была достигнута, мост рухнул".

Имеется целый ряд методов расчета на устойчивость. В отличие от расчета на прочность, они основаны на изучении деформированного состояния системы. В таких случаях говорят, что расчет ведется по деформированной схеме.

В общем случае все методы расчета на устойчивость делятся на три группы: статические, энергетические и динамические.

Статический метод основан на составлении уравнений статики. В основе метода лежит критерий Эйлера (статический критерий устойчивости): критической силой является наименьшая сила, способная вызвать потерю устойчивости сооружения.

Для реализации статического метода надо рассматривать новое положение системы после разветвления (бифуркации) формы равновесия.

Расчет по статическому методу состоит из трех этапов:

- системе задаются малые перемещения;
- составляются уравнения равновесия внешних и внутренних сил;
- из этих уравнений определяется критическая нагрузка.

Для систем с конечным числом степеней свободы статический метод приводит к решению алгебраических уравнений, а для систем с бесконечным числом степеней свободы – к решению дифференциальных

уравнений. После определения критической силы, при необходимости, из уравнений равновесия можно определить и формы потери устойчивости.

Энергетический метод основан на исследовании полной потенциальной энергии системы, которая в положении устойчивого равновесия должна иметь минимальную величину.

Согласно принципу Лагранжа-Дирихле следует:

$$\delta W = \delta U, \quad (1)$$

где δW - приращение работы внутренних сил,

δU - приращение работы внешних сил.

Это выражение формулируется как энергетический критерий устойчивости: критической является сила, при которой приращение работы внешних сил равно приращению работы внутренних сил.

Расчет по энергетическому методу, основанный на этом критерии, состоит из трех этапов:

- системе задаются малые перемещения;
- определяются приращения работ внешних и внутренних сил;
- из условия их равенства определяется критическая нагрузка.

Тогда критическая нагрузка определяется как нагрузка, при действии которой систему можно отклонить от положения равновесия, не увеличивая ее полную энергию.

Следует отметить, что при использовании энергетического метода необходимо задавать предполагаемую форму потери устойчивости системы, поэтому он, как правило, дает приближенное решение.

Энергетический метод позволяет решать задачи, которые не решаемы статическим методом. Однако реализовать его бывает значительно сложнее.

Динамический метод (метод малых колебаний) основан на задании системе некоторого отклонения и изучении ее колебаний. Даже тогда, когда действуют только статические нагрузки, внешние нагрузки в этом методе следует рассматривать как динамические.

Расчет по динамическому методу также состоит из трех этапов:

- системе задаются малые перемещения;
- записывается уравнение движения системы;
- из условия равенства нулю частоты собственных колебаний.

Динамический метод расчета на устойчивость считается наиболее общим и универсальным методом. Он позволяет решать даже те задачи, с которыми не могут справиться статический и энергетический методы.

Таким образом, рассмотренные методы принципиально отличаются друг от друга. Однако у них имеются и общие части: в них устанавли-

вается зависимость деформаций, внутренних усилий и перемещений от неизвестной внешней нагрузки; рассматривается момент потери устойчивости – безразличное состояние системы; составляются уравнения, соответствующие реализуемому методу; из этих уравнений определяется неизвестная нагрузка; используя один из критериев устойчивости, устанавливается критическое значение искомой нагрузки.

Конструкция считается достаточно устойчивой, если ее коэффициент запаса устойчивости не меньше требуемого (нормативного), величина которого назначается с учетом опыта эксплуатации подобных конструкций.

Условие устойчивости имеет вид:

$$n_q = \frac{F_{кр}}{F} \geq [n_q]. \quad (2)$$

где n_q - коэффициент запаса устойчивости,

$F_{кр}$ – критическая сила, кН;

F - рабочая нагрузка, кН.

Результаты расчета на устойчивость содержат формы потери устойчивости и коэффициенты запаса устойчивости.

Коэффициент запаса устойчивости – это отношение некоторого предельного напряжения к максимальному напряжению, возникаемому в конструкции.

Максимальное напряжение в конструкции не должно превышать допускаемого напряжения для данного материала определенного с учетом коэффициента запаса для заданных условий работы.

В рамках настоящей работы поставлена задача исследования влияния геометрических параметров пилонов на общую устойчивость здания.

Для рассмотрения вопроса было проведено исследование конкретного здания: жилой дом переменной этажности общей площадью 58720 м² по ул. Лисицына в г. Ярославле. Рассматриваемое здание имеет полный железобетонный каркас с монолитными перекрытиями. Фундамент принят в виде монолитной железобетонной плиты толщиной в 650 мм из бетона класса В35 F150 W10. Внутренние стены и пилоны подвального этажа приняты из того же материала, что фундамент толщиной 200 мм.

Стены и пилоны надземной части выполнены из монолитного железобетона класса В30 F100 W4. Армирование конструкций – отдельными стержнями и сетками, с рабочей арматурой класса А500С, конструктивной класса А240.

Межквартирные перегородки выполнены из полнотелых керамзитобетонных блоков плотностью 1200 кг/м³ 390x190x188 мм, ГОСТ 6133-9.

Внутриквартирные перегородки выполнены из полнотелых гипсовых пазогребневых плит (влагостойких в санузлах) толщиной 80 мм.

Внутренние перегородки частично железобетонные, частично из кирпича – полнотелый кирпич КОРПо 1НФ/125/2,0/50/ГОСТ 530-2012, 250x120x65 мм на цементно-песчаном растворе М100 -120/250 мм; и полнотелых керамзитобетонных блоков М75/В5/Ф50/не менее 1200 кг/м³, 390x190x188 мм, ГОСТ 6133-99.

Плиты перекрытия надземной части выполнены из монолитного железобетона, толщиной 180 мм. Класс бетона В45 F100.

Армирование конструкций – отдельными стержнями и сетками, с рабочей арматурой класса А500С, конструктивной класса А240.

Расчетная модель каркаса здания разработана в ПК «SCAD». Для моделирования были выбраны основные типы конечных элементов: универсальные четырехугольные оболочечные элементы и пространственные стержни (рис. 3).

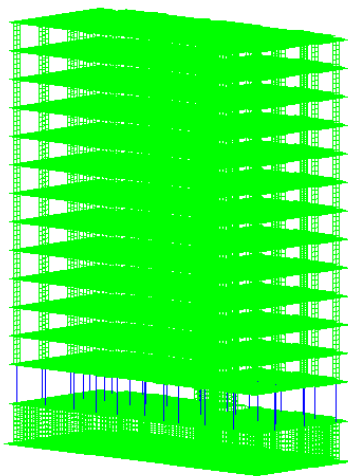


Рис. 3. Конечно-элементная модель каркаса здания

В расчетной модели учтены статические нагрузки: собственный вес конструкций здания, снеговая нагрузка на покрытие, полезная нагрузка, ветровая нагрузка.

ПК «SCAD» позволяет исследовать общую устойчивость конечно-элементной модели с определением коэффициента запаса и формы потери устойчивости. По результатам расчета на устойчивость получены следующие коэффициенты запаса устойчивости:

1. Размеры поперечного сечения пилонов 200x1200 – 5,668.
2. Размеры поперечного сечения пилонов 300x1200 – 8,686.
3. Размеры поперечного сечения пилонов 400x1600 – 8,803.

Выводы

По полученным данным видна зависимость, с увеличением поперечного сечения пилонов увеличиваются коэффициенты запаса устойчивости.

Согласно п. 6.2.8. СП 52-103-2007 «Железобетонные монолитные конструкции зданий» запас по устойчивости системы должен быть не менее чем двукратным. Следовательно, общая устойчивость рассматриваемого здания не обеспечена. Полученные в результате расчета коэффициенты соответствуют нормам и подтверждает правильность конструктивных решений каркаса здания.

Анализ чувствительности элементов расчетной модели к общей потере устойчивости позволяет дать рекомендации, на какие элементы следует обратить внимание при исследовании устойчивости каркаса здания к прогрессирующему обрушению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Владыко А.И.* Обеспечение пространственной жесткости и устойчивости зданий и современные методы расчетов и обследований железобетонных и каменных конструкций // *Материалы 68-й студенческой научно-технической конференции*, 15 мая 2012 г. Минск: БНТУ, 2012. С. 29-33.
2. *Корнухов Н.В.* Прочность и устойчивость стержневых систем. М.: Гостройиздат, 1949.
3. СП 63.13330.2018 «Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения» СНиП 52-01-2003 (с Изменением № 1). М.: Стандартинформ, 2019.
4. *Белостоцкий А.М.* [и др.] Расчетные исследования напряженно-деформированного состояния, прочности и устойчивости несущих конструкций высотного здания с учетом фактического положения железобетонных конструкций // *Вестник МГСУ*. 2015. № 4. С. 50-68.
5. *Силаева Ю.В.* Этапы развития теории устойчивости конструктивных элементов зданий / Ю.В. Силаева, В.И. Бессолова, С.А. Тумаков // *75-я всероссийская научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов с международным участием*. Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2022. С. 420-492.
6. *Бессолова, В.И.* Исследование влияния геометрических параметров дисков перекрытия на общую устойчивость железобетонного каркаса многоэтажного жилого здания / В.И. Бессолова, Ю.В. Силаева, С.А. Тумаков // *75-я всероссийская научно-техническая конференция студентов, магистрантов и аспирантов с международным участием*. Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2022. С. 424-428.

Секция 4 «АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ И МАШИНОСТРОЕНИИ»

УДК 621.865.8

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РОБОТИЗИРОВАННОГО ДОРОЖНОГО КАТКА

М.Н. Артеменко,¹ П.А. Корчагин,² И.А. Тетерина²

¹Сотое военное представительство Министерства обороны
Российской Федерации, г. Омск

²Сибирский государственный
автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), г. Омск

Отражены основные этапы научной работы, направленной на разработку системы управления роботизированного дорожного катка. Представлены структурные схемы системы автопилотирования дорожного катка, расчетные схемы поворота машины и модели активной области уплотняемого слоя при взаимодействии с рабочими органами дорожного катка. Графически представлена часть результатов экспериментальных и теоретических исследований.

Ключевые слова: роботизация техники, дорожный каток, математическое моделирование, траектория, управление курсом

ROBOTIZED ROAD ROLLER CONTROL SYSTEM

M.N. Artemenko¹, P.A. Korchagin², I.A. Teterina²✉

¹100-th Military Representation of the Ministry of Defense
Russian Federation, Omsk

²Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk

The main stages of scientific work aimed at developing a control system for a robotic road roller are reflected. Structural diagrams of the autopilot system of the road roller, design schemes for turning the machine and models of the active area of the compacted layer when interacting with the working bodies of the road roller are presented. Some of the results of experimental and theoretical studies are presented graphically.

Keywords: robotization of machinery, road roller, mathematical modeling, trajectory, course control

Введение

Ввиду экономико-географических особенностей Российской Федерации и их социально-экономических аспектов, дорожное строительство является одним из самых значимых элементов народного хозяйства. Совершенствование и модернизация – необходимые условия его развития [1].

Роботизация производства, наряду с введением новых технологий, является одной из безусловных составляющих модернизации, оказывает несомненное влияние на экономическую эффективность, что подтверждает опыт ведущих промышленно развитых стран, где массовая роботизация играет ощутимую роль в развитии промышленности [2].

Таким образом, создание роботизированных строительных дорожных машин, как одно из направлений роботизации, перспективное и необходимое направление развития науки и техники. А увеличение производительности, повышение качества работ, снижение эксплуатационных расходов – основные критерии целесообразности создания роботизированных строительных дорожных машин [2, 3].

Основная часть

Для того чтобы сформулировать научно-обоснованные рекомендации по выбору рациональных конструктивных и эксплуатационных параметров роботизированного дорожного катка, в первую очередь, необходимо изучить технологические операции строительно-дорожных машин (СДМ) по строительству дорожного полотна и дорожных покрытий, а также требования нормативной документации к обустройству оснований и дорожных покрытий. Изучение этих материалов позволило установить зависимость схем и траекторий движения строительных дорожных машин от типа строительной техники и технологии работ.

Данная зависимость выражается в выполнении и повторении типовых прямолинейных и (или) криволинейных движений, проходов по одному и тому же маршруту, по пересекающимся, параллельным, замкнутым маршрутам и т.д. Движение строительной машины в рабочем процессе происходит в строго ограниченных пределах строительной площадки (рис. 1) [4].

К наиболее часто встречающимся схемам движения можно отнести: челночную, продольно-поворотную, спиральную, продольно-кольцевую, возвратно-поступательную, продольно-поперечную, ортодоксальную, угловую, зигзаг, эллипс, восьмерку и другие. Для каждого вида и типа машин схемы движений определяются технологической картой, видом выполняемых работ, условиями применения и другими факторами.

В ходе движения дорожного катка при уплотнении асфальтобетонных покрытий реализуется челночная схема (см. рис. 1) с неоднократным проходом по одной полосе уплотнения, с перестроением на параллельную полосу. Цифрами на рисунке обозначена последовательность проходов.



Рис. 1. Схема движения дорожного катка при выполнении работ по уплотнению асфальтобетонных покрытий

В качестве объекта для проведения теоретических и экспериментальных исследований выбран дорожный вибрационный, трехосный, трехвальцовый каток с гладкими жесткими вальцами, с задним поворотным вальцом, модель ДУ-107. Каток модели ДУ-107 используется в местах с ограниченным пространством, большую часть рабочего времени осуществляет однотипные движения, перемещается с небольшими скоростями и поэтому наиболее подходит в качестве базовой машины для создания и отработки алгоритмов роботизированной дорожной машины.

Для реализации системы управления (СУ) на дорожном катке ДУ-107 после проведенного анализа всех существующих роботизированных систем была выбрана система автопилотирования (СА). Структурная схема СА представлена на рис. 2. Такие системы являются автономными системами управления, позволяют с достаточной точностью поддерживать заданный курс и скорость движения машины. При этом такие системы конструктивно просты и в достаточной степени надежны.

Система автопилотирования роботизированного дорожного катка должна иметь в своем составе систему навигации и позиционирования, состоящую из GPS/ГЛОНАСС приемника, информационную систему, состоящую из интегрированных в конструкцию машины информационных датчиков и исполнительной системы, реализующей управление курсом и скоростью машины, а также устройства, обеспечивающие работу системы, передачу управляющих воздействий к исполнительным механизмам, и т.д. [5].

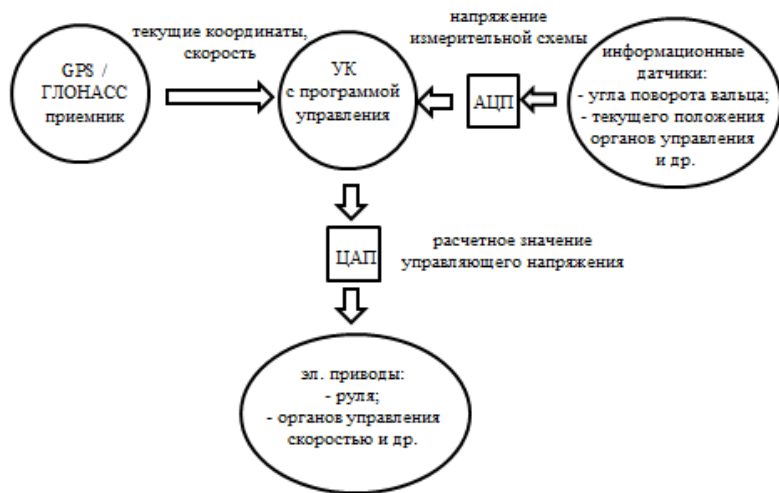


Рис. 2. Структурная схема системы автопилотирования:

УК – управляющий компьютер; АЦП – аналого-цифровой преобразователь;
 ЦАП– цифро-аналоговый преобразователь

Проведенный анализ нормативной документации, которая определяет и устанавливает требования к качеству выполняемых дорожными катками работ, позволил выявить критерии эффективности, предъявляемые к данному виду дорожных строительных машин. Выявленные критерии имеют комплексный характер, основным из которых является маневренность – способность машины изменять свое положение в пространстве с наименьшим радиусом поворота.

На следующем этапе исследования была разработана математическая модель роботизированного ДУ-107, которая состоит из совокупности моделей, описывающих элементы подсистем, упорядоченно взаимодействующих между собой, при этом выходные данные одной модели являются входными для другой. Примерами составленных в ходе проведения исследования математических моделей подсистем являются: модель активной области уплотняемого слоя при взаимодействии с вальцом дорожного катка; модель поворота дорожного катка с соответствующими им расчетными схемами (рис. 3, 4).

Модель поворота катка позволяет производить расчеты основных параметров траектории движения машины. Модель рабочей среды (уплотняемого материала) описывает процессы и силы, возникающие в ак-

тивной области рабочей среды при взаимодействии с рабочими органами машины [6].

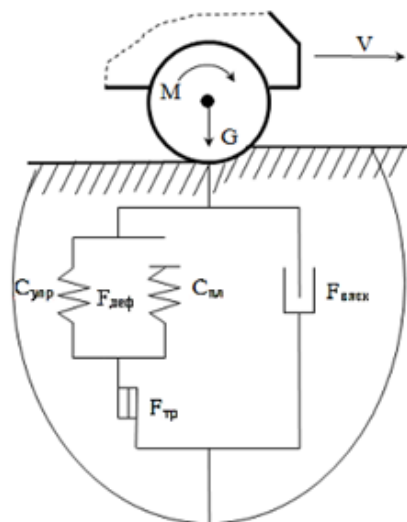


Рис. 3. Расчетная схема модели активной области уплотняемого слоя при взаимодействии с вальцом дорожного катка

Расчет сил сопротивления и жесткостей для пластической и упругой деформации, вязкого сопротивления активной области, силы сопротивления сухого трения рабочей среды, при взаимодействии с вальцом катка были получены из выражений [7]:

$$F_{деф} = c(z)z, c(z) = \left(c_{пл}(z)\theta(\dot{\sigma}) + c_{упр}(z) \right) \theta(\sigma_{пл}), \quad (1)$$

$$F_{вязк} = b(z)\dot{z}, \quad (2)$$

$$F_{тр}(t) = S_{cont}(t)\sigma_{пл}. \quad (3)$$

Силы сопротивления активной области рабочей среды при взаимодействии с рабочими органами дорожного катка являются входными данными для динамической модели катка, рассмотренной, как подсистема «опорная поверхность – каток». Данная подсистема позволяет определить силы сопротивления движению катка, представленные:

$$F_r = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3}, \quad (4)$$

где F_{r1} – сопротивление, вызванное силами инерции, которое можно интерпретировать как силу сопротивления разгону; F_{r2} – сопротивление перекачиванию катка по дороге, с учетом преодоления уклонов; F_{r3} – сопротивления, возникающие при движении на криволинейных участках.

Силы, оказывающие сопротивление движению, определялись по формулам:

$$F_{r1} = (m_1 + m_2) \frac{\vartheta}{t_p} \varepsilon, \quad (5)$$

$$F_{r2} = G (k_{СП} + k_y), \quad (6)$$

$$F_{r3} = k_C G_3. \quad (7)$$

Данные соотношения позволяют при варьировании параметрами рабочей среды получать значения ускорения и скорости машины в любой момент времени, производить расчеты разгона и торможения.

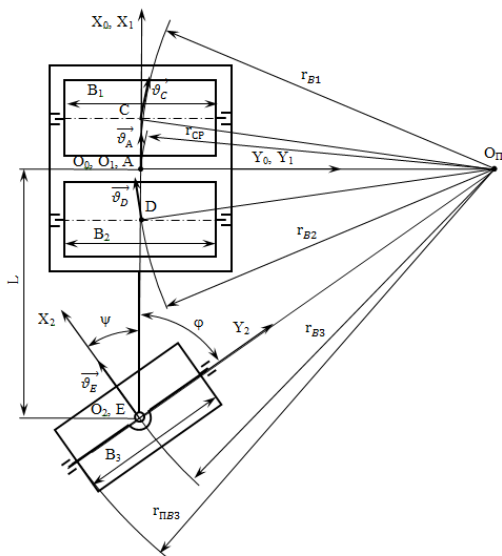


Рис. 4. Расчетная схема поворота дорожного катка

При построении модели поворота дорожного катка принято считать, что мгновенный центр поворота O_{Π} расположен на продолжении оси, перпендикулярной центру межосевого интервала неповоротных

вальцов на продольной оси машины, в точке пересечения перпендикуляров к направлениям скоростей точек средин продольных осей вальцов катка $\vec{\vartheta}_A$, и $\vec{\vartheta}_E$ [8].

Одним из основных параметров определяющим траекторию движения ДУ-107, являлся средний радиус поворота r_{cp} передних неповоротных вальцов, непосредственно зависящий от конструктивных и эксплуатационных параметров машины.

$$r_{cp} = L \cdot \operatorname{ctg} \varphi, \quad (8)$$

где L – база машины; φ – угол поворота поворотного вальца.

Получены выражения для определения траектории движения характерных точек катка:

радиус поворота ведущего вальца r_{e1}

$$r_{e1} = \sqrt{(AC^2 + (L \cdot \operatorname{tg} \psi)^2)}, \quad (9)$$

радиус поворота среднего вальца r_{e2}

$$r_{e2} = \sqrt{(AD^2 + (L \cdot \operatorname{tg} \psi)^2)}, \quad (10)$$

радиус поворота поворотного вальца r_{e3}

$$r_{e3} = L / \cos \varphi = L / \sin \psi. \quad (11)$$

Математическая модель роботизированной СУ представляет собой алгоритм работы системы управления, позволяющий на основе выявленных динамической моделью и моделью поворота катка зависимостей и закономерностей движения машины осуществлять управление курсом и скоростью машины. Данный алгоритм выполнен в виде блок-схемы, фрагмент которой представлен на рис. 5.

Представленный фрагмент описывает работу СУ при контроле и коррекции курса и скорости, а также при движении машины по заданной траектории с заданной скоростью.

Математическая модель роботизированного катка была реализована в программном комплексе MATLAB. Были проведены теоретические исследования по построению траектории движения роботизированного ДУ-107 по заданной траектории, с заданной скоростью, при выполнении технологической операции по уплотнению дорожного покрытия.

Теоретические исследования позволили установить зависимости параметров траектории дорожного катка от конструктивных и эксплуатационных параметров машины: базы машины (L), скорости движения (V), скорости поворота поворотного вальца (ψ), алгоритма движения и др.

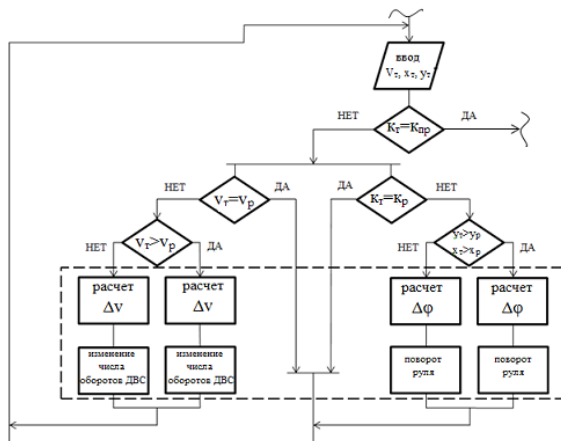


Рис. 5. Фрагмент алгоритма роботизированной системы управления дорожного катка

В качестве примера на рис. 6 представлена зависимость траектории движения при перестроении от скорости поворота поворотного вальца при длине базы 1,58 м, рабочей скорости машины – 2,0 км/ч [8].

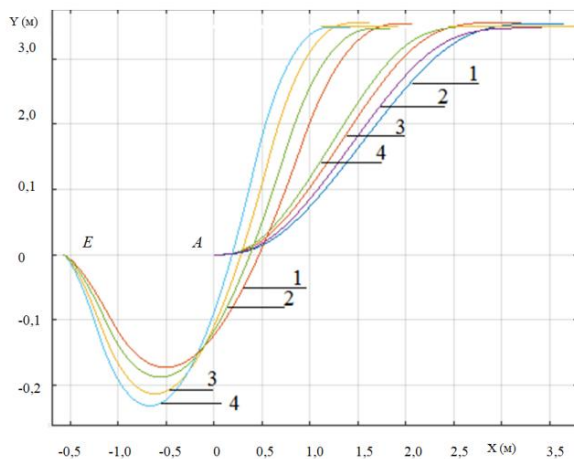


Рис. 6. Зависимость траектории движения при перестроении от скорости поворота поворотного вальца при скорости поворота:
 1 – 10 град/с; 2 – 12 град/с; 3 – 15 град/с; 4 – 18 град/с

Для определения численных значений эксплуатационных параметров (скорость машины, скорости поворота вальца при выполнении перестроения дорожного катка на параллельную полосу движения на установленные дистанции и интервал) и подтверждения адекватности математической модели проведены экспериментальные исследования.

Проведено сравнение траекторий движения роботизированного дорожного катка, численные значения одной из которых получены в ходе проведения теоретических исследований, а другой – в результате проведения натурного эксперимента (рис. 7). Результаты численных значений параметров дистанции перестроения машины, забегания поворотного вальца траектории, полученной экспериментально при варьировании значениями скорости поворота поворотного вальца, с достаточной степенью точности совпадают с результатами теоретических исследований. Величина относительной погрешности в среднем составляет 14%, что позволяет сделать вывод об адекватности созданной математической модели [9].

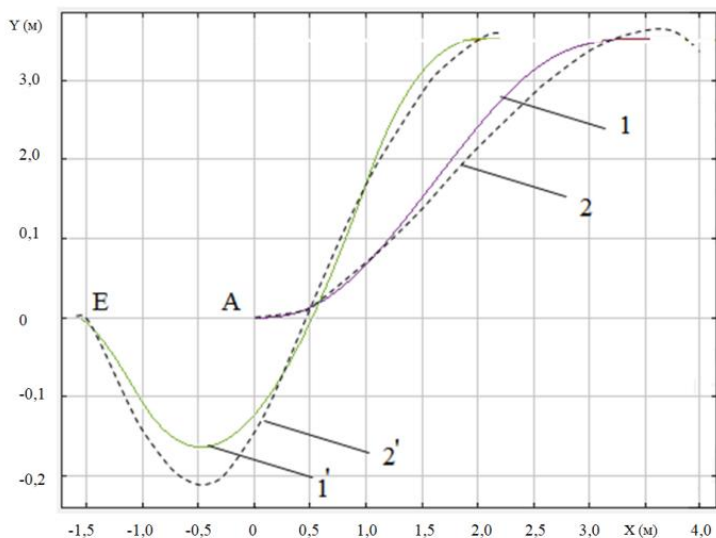


Рис. 7. Траектория движения ДУ–107, полученная в ходе теоретических (1, 1') и экспериментальных (2, 2') исследований

Заключение

Таким образом, в ходе проведения исследования были разработаны требования к системе управления роботизированной СДМ, разработан алгоритм работы системы управления роботизированного катка. Составлены математические модели взаимодействия уплотняемого материала с рабочим органом машины, модель определения силовых характеристик и поворота катка, упорядоченно взаимодействующих между собой и позволяющие проводить исследования по определению оптимальных параметров роботизированной системы управления дорожного катка, его конструктивных и эксплуатационных параметров. Экспериментально подтверждена адекватность созданной математической модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Артеменко М.Н.* Тенденции развития мобильных беспилотных роботизированных комплексов. Опыт отечественных и зарубежных производителей / М.Н. Артеменко, П.А. Корчагин, И.А. Тетерина // *Вестник СибАДИ*. 2019. Т. 16, № 4 (68). С. 416-430.
2. *Ефремов Е.Ю.* Роботизация труда: перспективы и угрозы // *Вестник НИИБ*. 2019. № 37. С. 83-88.
3. *Пелевин Е.Е.* Экономическая эффективность роботизации различных типов производства / Е.Е. Пелевин, М.Б. Цудиков // *Juvenis scientia*. Экономические науки. 2017. № 6. С.13-17.
4. *Korchagin P.A.* Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace / P.A. Korchagin, I.A. Teterina, A.B. Letopolsky // *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. 1441(1). DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097.
5. *Meshcheryakov V.A.* Computer-aided design of the fuzzy control system using the genetic algorithm / V.A. Meshcheryakov, L.A. Denisov // *Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics)*. 2016. DOI: 10.1109 / Dynamics.2016.7819000.
6. Математическое описание дорожного вибрационного катка / Е.Ю. Руппель, П.А. Корчагин, И.А. Тетерина, Е.А. Корчагина // *Строительные и дорожные машины*. 2020. № 10. С. 11-17.
7. *Михеев В.В.* Математическая модель уплотнения упруговязкопластичной грунтовой среды при взаимодействии с рабочим органом дорожной машины в рамках модифицированного подхода сосредоточенных параметров / В.В. Михеев, С.В. Савельев // *Вестник СибАДИ*. 2017. № 2 (54). С. 28-36.
8. *Артеменко М.Н.* Результаты теоретических исследований математической модели поворота дорожного катка / М.Н. Артеменко, П.А. Корчагин, И.А. Тетерина // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19, № 3(85). С. 320-329. DOI: 10.26518/2071-7296-2022-19-3-320-329.
9. *Кубланов М.С.* Проверка адекватности математических моделей // *Научный вестник МГТУ ГА*. 2015. № 211(1). С. 29-36.

ТЕХНОЛОГИЯ ВИДЕОГРАММЕТРИЧЕСКОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Д.А. Роцин

Научно-исследовательский испытательный центр
Железнодорожных войск Минобороны России

Проводится анализ существующих подходов к автоматизации технологических процессов производства земляных работ посредством оснащения строительной техники современными системами автоматизированного управления. В рамках решения задачи по автоматизации управления строительными работами представлена технология видеограмметрического позиционирования для определения пространственного положения рабочего органа строительной техники. Применение данной технологии рассмотрено на примере автоматизации процессов производства земляных работ. При этом контролируется плановое и высотное положение отвала бульдозера, а также отклонение вектора перемещения бульдозера от заданной траектории движения.

***Ключевые слова:** строительная техника, автоматизированная система управления, производства земляных работ, навигация машины, позиционирование рабочего органа, видеограмметрия, машинное зрение*

THE TECHNOLOGY OF VIDEO GRAMMETRIC POSITIONING OF THE WORKING BODY OF CONSTRUCTION MACHINERY IN THE TASKS OF AUTOMATION OF EARTHWORKS

D.A. Roshchin

Research and Testing Center of the Railway Troops
of the Ministry of Defense of Russia

The analysis of existing approaches to the automation of technological processes for the production of earthworks by equipping construction equipment with modern automated control systems is carried out. Within the framework of solving the problem of automation of construction work management, the technology of videogrammetric positioning for determining the spatial position of the working body of construction

equipment is presented. The application of this technology is considered on the example of automation of earthworks production processes. At the same time, the planned and altitude position of the bulldozer blade is monitored, as well as the deviation of the bulldozer movement vector from the specified trajectory of movement.

Keywords: *construction machinery, automated control system, earthworks, machine navigation, positioning of the working body, videogrammetry, machine vision*

Интегральная оценка эффективности организации строительных работ возможна в первую очередь путем анализа значений таких параметров как качество, сроки и стоимость их производства. При этом вполне очевидно, что снижение стоимости и сроков производства работ без потери качества их выполнения позволяет повысить общую эффективность производства. В последнее время требования к организации строительных работ значительно повысились, что обусловлено в первую очередь ускоренным и широким внедрением инновационных технических решений в области автоматизации строительных машин и технологических процессов. Эти тенденции оказывают значительное влияние на развитие строительной техники.

Строительство зданий и дорог, как правило, связаны с производством значительных объемов земляных работ и в первую очередь – это разработка, перемещение и укладка грунтов. Специфика строительства объектов инфраструктуры автомобильных и железных дорог определяет особые требования к срокам их выполнения, в том числе к земляным работам, которые должны выполняться в максимально короткие сроки с использованием машин и механизмов, работающих в составе механизированных комплексов. Эти требования могут быть удовлетворены за счет комплексной механизации и внедрением средств автоматизации технологических процессов.

В настоящее время на базе существующих технологий позиционирования активно ведется разработка автоматической системы управления строительной техникой, которая в дальнейшем позволит реализовать беспилотную систему управления машинами на основе заданных алгоритмов работ и технологий искусственного интеллекта. Основными функциями такой системы являются: проведение математических расчётов при выполнении работ, автоматическое управление навесным оборудованием, позиционирование машины на местности, пересчёт систем координат из географических в локальную, распознавание заданных объектов в поле зрения камер, создание управляющих команд и интеллектуальный выбор приоритетов.

С целью автоматизации управления строительными работами разработана технология видеogramметрического позиционирования для кон-

троля пространственного положения и траектории движения рабочего органа строительных машин. Позиционирование осуществляется методом обратной однократной угловой засечки по трем визирным целям активного типа, устанавливаемым на строительном участке [1]. Применение данного метода позволило с помощью визирных целей создать локальную систему координат, в которой определяются координаты и пространственное положение рабочего органа строительной техники.

Экономически целесообразная интеграция современных САУ в строительную технику возможна только в том случае если её органы управления не имеют механических связей с исполнительными агрегатами и механизмами. Т.е. конструкция машин оснащаемых САУ должна предусматривать управление по проводам. При этом механические действия, выполняемые оператором при воздействии на органы управления (джойстики, панели управления, тумблеры и т.п.) преобразуются в электрические сигналы заданного формата для последующей их передачи на управляемые агрегаты. Соответственно устраняется необходимость в разработке и монтаже дополнительных механизмов, преобразующих управляющие сигналы, поступающие от САУ в механические воздействия на органы управления машины.

Первым шагом к автоматизации технологических процессов производства земляных работ стало появление гидростатической трансмиссией с электрогидравлическим регулирующим клапаном [2], что сильно облегчило установку САУ на строительную технику. Подобные образцы строительной техники с гидростатической трансмиссией могут оснащаться САУ одного из двух типов – индикаторными или автоматическими. Индикаторные системы отличаются менее высокой эффективностью, которая обусловлена ручным управлением машиной. В основу работы индикаторной системы нивелирования положена передача визуальной информации оператору с помощью специальных светоиндикаторов. Исходя из получаемой информации, оператор самостоятельно управляет положением рабочего органа техники.

Работа систем нивелирования не представлялась бы возможной без применения современных технологий позиционирования. Все существующие технологии позиционирования делятся на две категории: глобальная и локальная. Глобальная технология основана на использовании спутниковых данных, по которым определяются координаты и пространственное положение дорожно-строительной техники. В основе данной технологии лежит метод линейной засечки [3], позволяющий вычислять координаты спутниковых антенн приемника по известным координатам спутников и передаваемым ими дальномерным кодам. В процессе позиционирования

один приемник устанавливается стационарно на геодезическом пункте с известными координатами, а другой на строительную технику. Положение базовой линии между приемниками определяется с высокой точностью (до $3 \text{ мм} + 0,5 \text{ мм/км}$).

Основной характеристикой точности спутникового позиционирования [4] является геометрический фактор, обусловленный геометрией линейной засечки. Под влиянием ионосферы и тропосферы радиосигналы, передаваемые космическими аппаратами, подвергаются рефракции. Соответственно, чем больше спутников наблюдается приемником и чем равномернее спутники распределены по небесной сфере, тем выше достигается точность измерений. Тем не менее остаются достаточно обширные географические области с неблагоприятными условиями для приема сигналов ГНСС [5]. Продолжительность наблюдений за спутниками для достижения приемлемой точности измерения может занимать длительное время.

Вследствие ограничений технологии глобального позиционирования получили развитие технологии локального позиционирования: инфракрасная, ультразвуковая, сверхширокополосная UWB (Ultra-wideband), радиочастотная RFID (Radio-frequency identification), Bluetooth, Wi-Fi, машинное зрение. Эти технологии отличаются друг от друга физическими принципами действия, дальностью, точностью, энергопотреблением и стоимостью. В сводной таблице представлены характеристики существующих систем, использующих технологии локального позиционирования [6].

Таблица 1. Характеристики систем позиционирования

Технология позиционирования	Погрешность измерений, м	Радиус действия, м
Инфракрасная	0,57-2,3	5
Ультразвуковая	0,03-1	10
Wi-Fi	1-5	50
Bluetooth	2-5	15
UWB	0,2	100
RFID	0,1-1	100
Машинное зрение	0,0001-0,01	10

Инфракрасная и ультразвуковая технологии позиционирования имеют довольно ограниченное применение, причем, по мере совершенствования радио частотных технологий их применение сокращается [7]. Большинство систем позиционирования для идентификации и позиционирования объектов используют активные радиочастотные метки [8]. Местоположение каждого приемника вычисляется с помощью сигнатуры

уровня принятого от радиочастотных меток сигнала [9]. В сверхширокополосной технологии [10] используются передатчики излучающие ультракороткие импульсы радиосигнала целевому узлу приемника. Основными недостатками технологии Wi-Fi является высокое энергопотребление и ослабление сигнала из-за препятствий [11]. Технология машинного зрения основана на анализе и цифровой обработке получаемых с видеокамер изображений [12]. Однако применение данной технологии в строительстве требует итеративного сбора и анализа потенциально больших объемов видеоданных, что является затруднительным из-за сложности обеспечения безопасной эксплуатации тяжелого оборудования в режиме реального времени [13]. САУ, построенная на базе технологии видеодатрического позиционирования, позволяет устранить данную проблему, путем применения более совершенных методов сбора и анализа пространственных данных.

Определение координат и пространственного положения рабочего органа строительной техники осуществляется посредством технологии видеодатрического позиционирования. Система машинного зрения представляет собой видеодатрическое устройство, устанавливаемое на кабине строительной техники, и визирные цели, которые размещаются в горизонтальной плоскости на участке проведения строительных работ (рис. 1). Визирные цели образуют локальную систему координат с началом координат в геометрическом центре этих визирных целей. Каждая визирная цель имеет отличительную частоту мигания, излучая видимый свет в заданном диапазоне длин электромагнитных волн.

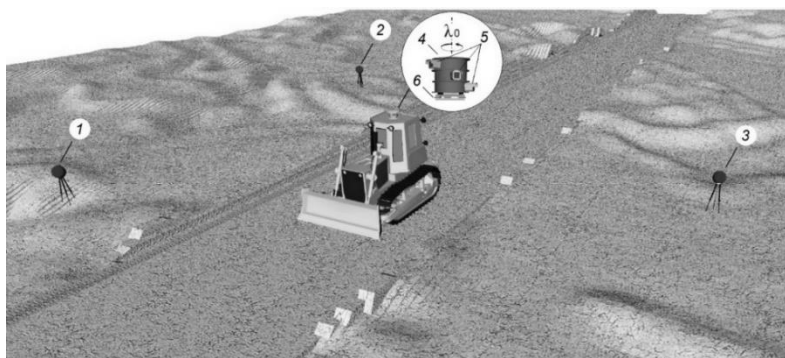


Рис. 1. Принципиальная схема размещения визирных целей на строительном участке: 1, 2, 3 – визирные цели; 4 – видеодатрическая система; 5 – видеокамера; 6 – трегер

В состав видеogramметрического устройства входят три видеокамеры, обеспечивающие одновременное и непрерывное отслеживание каждой из визирных целей. Поиск целей осуществляется путем изменения направления обзора видеокамер с угловым шагом, не превышающим угол их обзора. Устройство имеет несколько блоков обработки видеоинформации, обеспечивающих одновременное отслеживание трех визирных целей в режиме реального времени. С его помощью производится цифровая обработка видеоизображения [14], в процессе которой обнаруживаются визирные цели по следующим визуальным признакам: форма, цвет, частота мигания.

Идентификация визирных целей осуществляется по частоте изменения яркости пикселей на видеоизображении. Методом обратной пространственной фотограмметрической засечки [15], вычисляется угловое положение визирных целей. После этого методом обратной однократной угловой засечки [16] определяется плановое положение видеogramметрического устройства. По вычисленным координатам видеogramметрического устройства (X_{BY} , Y_{BY} , Z_{BY}) вычисляются координаты (X_{PO} , Y_{PO} , Z_{PO}) и пространственное положение рабочего органа строительной машины (рис. 2).

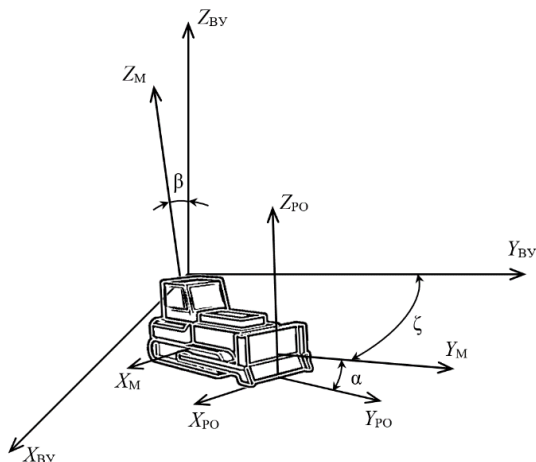


Рис. 2. Системы координат видеogramметрического устройства ($X_{BY}Y_{BY}Z_{BY}$), машины ($X_B Y_B Z_B$), рабочего органа ($X_O Y_O Z_O$)

Данная технология позиционирования апробировалась с помощью полнофункциональной физической модели бульдозера, сделанной в мас-

штабе 1:10. В составе видеogramметрического устройства применялись цифровые видеокамеры с типом сенсора CMOS, обладающие следующими техническими характеристиками: разрешение 4096×2160 px, фиксированное фокусное расстояние объектива видеокамеры 5 мм, физический размер пиксела 2,2 мкм, частота смены кадров видеоизображения 30 Гц. С помощью модели бульдозера в автоматическом режиме выполнялось профилирование земляного полотна дороги в соответствии с проектным заданием (рис. 3). При этом учитывалось влияние климатических факторов, категории и состава разрабатываемого грунта, а также особенности рельефа местности. Производство технологических операций осуществлялось в соответствии с типовой технологической картой. Планировка земляного полотна дороги производилась с нулевым балансом земляных масс под заданным уклоном и с привязкой к существующему рельефу местности.

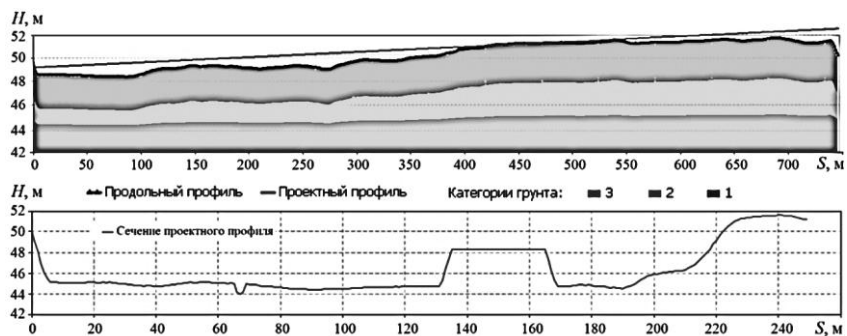


Рис. 3. Проект задания на производство земляных работ

В ходе экспериментов оценивались погрешности измерения дальности и углов, которые оказывают влияние на качество и безопасность производства земляных работ (рис. 4). Оценивались максимальные значения погрешностей в радиусе $r = 100$ м. Погрешность измерения дирекционных углов направлений на визирные цели составила $\Delta\lambda = 0^\circ 0' 4,54''$. На графиках видно, что с увеличением размера базисного расстояния в диапазоне $b[5;100]$ м между визирными целями, погрешности определения дальности Δr и азимутального угла $\Delta\varphi$ увеличиваются в диапазонах $\Delta r[2, 2; 2]$ мм, $\Delta\varphi[5, 75; 48, 04]''$, а значения погрешности зенитного угла $\Delta\theta$ возрастают в диапазоне $\Delta\theta[3, 43; 20, 24]''$.

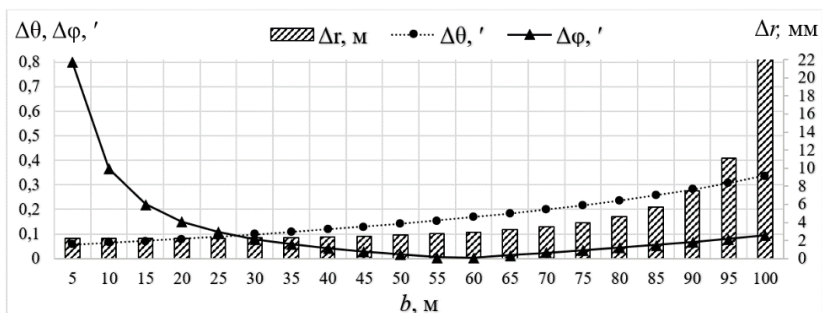


Рис. 4. Графики погрешностей определения координат отвала бульдозера

По результатам экспериментов, проведенных с применением физической модели бульдозера, были определены технические и метрологические характеристики устройства, реализующего технологию видеограмметрического позиционирования отвала бульдозера. Установлено, что при базисном расстоянии между визирными целями $b = 50$ м, в радиусе $r = 50$ м обеспечивается определение планового и высотного положения рабочего органа строительной техники в пределах допуска 2 мм.

Сравнительный анализ существующих технологий локального позиционирования показал, что системы машинного зрения отличаются высокой точностью координатных измерений, однако их применение в строительной сфере ограничено малым радиусом действия и временными задержками, возникающими вследствие обработки больших объемов информации, что негативно влияет на безопасность применения данной технологии. Разработанная технология видеограмметрического позиционирования рабочего органа строительной техники позволяет устранить эти недостатки посредством визирных целей, размещаемых на участке проведения строительных работ, которые образуют локальную систему координат. За счет применения нескольких видеокамер и блоков обработки видеоизображений значительно увеличивается диапазон измерений и быстродействие системы машинного зрения. Оснащение строительной техники (бульдозеров, экскаваторов, автогрейдеров и т.п.) современными системами автоматизированного управления, реализующими технологию видеограмметрического позиционирования, будет способствовать повышению эффективности процессов производства земляных работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рощин Д.А. Применение системы машинного зрения для контроля пространственного положения строительной техники / Д.А. Рощин // Измерительная техника.

2022. № 3. С. 29-35. DOI 10.32446/0368-1025it.2022-3-29-35. EDN JZXXKBN.
2. Jones J.C. Developments in design of electrohydraulic control valves from their initial concept to present day design and applications // Workshop on Proportional and Servovalves. Melbourne, Australia, 1997. 19 p.
 3. Аккерман С.Г. Работа со спутниковой аппаратурой позиционирования на примере Trimble 5700: методические рекомендации / С.Г. Аккерман, В.М. Жидов. Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2015. 40 с.
 4. Антонович К.М. Использование спутниковых радионавигационных систем в геодезии: монография. В 2 т. Т. 1. М.: ФГУП «Картгеоцентр», 2005. 334 с.
 5. Розенберг И.Н. Применение спутниковых и геоинформационных технологий в развитии путевого хозяйства // Бюллетень Объединённого учёного совета ОАО РЖД. 2012. № 5. С. 8–20.
 6. Hasan, Hameedah & Hussein, Mohamed & mad saad, Shaharil & Mat Dzahir, MohdAzuwan. An Overview of Local Positioning System: Technologies, Techniques and Applications // International Journal of Engineering and Technology (UAE). 7. 1-5. 10.14419/ijet.v7i3.25.17459.
 7. Григорьев В.А. Системы и сети радиодоступа. М.: ЭкоТрендз, 2005. 384 с.
 8. Millimetro: mm Wave retro-reflective tags for accurate, long range localization / E. Soltanaghaei, A. Prabhakara, A. Balanuta, M. Anderson, J.M. Rabaey, S. Kumar, A. Rowe // Proceedings of the 27th Annual International Conference on Mobile Computing and Networking: 69–82. DOI: 10.1145/3447993.3448627.
 9. Lorincz K., Welsh M. MoteTrack: A robust, decentralized approach to RF-based location tracking // Pers. Ubiquitous Comput. 2007. No. 11. P. 489–503.
 10. Zhou Y. Ultralow-power UWB-RFID system for precise location-aware applications / Y. Zhou, C.L. Law, J. Xia // 2012 IEEE Wireless Communications and Networking Conference Workshops (WCNCW). 2012. P. 154-158. DOI: 10.1109/WCNCW.2012.6215480.
 11. Prashant B. Comparative Study of IEEE 802.11, 802.15, 802.16, 802.20 Standards for Distributed VANET. 2012 // ICEEE-2012. Nagpur. Vol. 1, Iss. 3. P. 111-117.
 12. Jinwoo K. Interaction analysis for vision-based activity identification of earthmoving excavators and dump trucks / K. Jinwoo, Ch. Seokho, S. Jongwon // Automation in Construction. 2018. Vol. 87. P. 297-308. URL: <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2017.12.016>
 13. Mamta B.R. Automation: A New Millennium Technology for Construction Industries / B.R. Mamta, J. Pitroda // Global Research Analysis. 2013. Vol. 2, no. 2. P. 79–81.
 14. Роштин Д.А. Оценка влияния визуальных признаков визирной цели на вероятность обнаружения оптикоэлектронным устройством // Информационно-измерительные и управляющие системы. 2021. Т. 19, № 1. С. 5–13. DOI: 10.18127/j20700814-202101-01.
 15. Павлов В.И. Фотограмметрия. Теория одиночного снимка и стереоскопической пары снимков. СПб.: Санкт-Петербургский горный ин-т им. Плеханова, 2006. 175 с.
 16. Большаков В.Д. Справочник геодезиста. В 2 кн. Кн. 2 / В.Д. Большаков, Г.П. Левчук 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1985. 440 с.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ ВАЛКОВ ОТ ПЕРЕГРУЗОК

**М.А. Романович¹, В.С. Прокопенко¹, А.А. Романович¹,
И.В. Апухтина²**

¹Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

²Белгородский государственный национальный исследовательский
университет

В статье дается описание предохранительных систем устанавливаемых в конструкции пресс-валковых агрегатов, которые позволяют при рационально подобранном силовом воздействии на перерабатываемый материал не только получать продукт заданного размера, но значительно уменьшить удельные затраты энергии разрушения. На сегодня в конструкциях демпферных устройств пресс-валковых агрегатов наибольшее распространения получили гидравлические предохранительные системы, работающие в паре с газодинамическими аккумуляторами и механические устройства. Рассмотрены различные схемы расположения предохранительного устройства: на линии центров валков между подушками валков и валков с внешней стороны подвижного валка; выше линии центров валков с внешней стороны неподвижного валка и между подушками валков. Приведены преимущества и недостатки такого расположения демпферных устройств.

Ключевые слова: предохранительное устройство, схемы расположения

DEVICES FOR PROTECTION OF ROLLS FROM OVERLOADS

**M.A. Romanovich¹, V.S. Prokopenko¹, A.A. Romanovich¹,
I.V. Apukhtina²**

¹Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

²Belgorod State National Research University

The article describes the safety systems installed in the design of the press-roll units, which allow, with a rationally selected force effect on the processed material, not only to obtain a product of a given size, but to significantly reduce the specific energy consumption of destruction. Today, in the designs of damper devices of press-roll units, hydraulic safety systems operating in tandem with gas-dynamic accumulators and mechanical devices are most widely used. Various arrangements of the safety device are

considered: on the line of the centers of the rolls between the pillows of the rolls and the rolls from the outer side of the movable roll; above the center line of the rolls on the outside of the fixed roll and between the roll chocks. The advantages and disadvantages of such an arrangement of damper devices are given.

Keywords: *safety device, layout diagrams*

На сегодня в мире расходуется на процессы измельчения материалов более 10% от всей производимой энергии. Постоянно повышающийся спрос на энергоносители не только ведет к их удорожанию, но и дефициту. Поэтому мировым научным сообществом ведутся разработки по созданию энергосберегающего оборудования и технологий.

Пресс-валковые агрегаты получили широкое распространение для предварительного измельчения различных горных пород и на протяжении многих лет являются одними из наиболее распространенных машин в составе технологических помольных комплексов в различных отраслях промышленности.

При выборе конструктивного исполнения этих агрегатов следует учитывать значительное количество факторов, таких как физико-механические свойства материалов или их смесей; необходимую производительность; форма и размер зерен; возможность быстрой смены формующих элементов рабочих поверхностей валков; износостойкость валков; допустимые пределы управления производительностью прессы и др. К настоящему времени выполнено значительное количество исследований, направленных на изучение влияния свойств материалов на энерго-силовые параметры процесса разрушения, создания технологий и оборудования для их переработки.

Анализ процесса разрушения минерального сырья между рабочими органами позволил установить, что важную роль в получении качественного продукта играет демпферное устройство. Оно позволяет при рационально подобранном силовом воздействии на перерабатываемый материал не только получать продукт заданного размера, но значительно уменьшить удельные затраты энергии разрушения.

На сегодня в конструкциях демпферных устройств пресс-валковых агрегатов наибольшее распространения получили следующие системы предварительно напряженных устройств, гидравлические, работающие в паре с газодинамическими аккумуляторами и механические устройства.

В качестве устройств для защиты рабочих органов от поломки или перегрузок используются предварительно напряженные устройства (ПНП), применение которых распространено в технике от аварийных поломок [1-3]. Целью использования ПНП в качестве предохранительных устройств является обеспечение заданного диапазона усилий измельче-

ния, что обеспечивает сохранение установленного зазора между валками, а также увеличение зазора в случае перегрузок за счет перемещения (ухода) вала (рис.1).

Устройства для защиты валков от перегрузок чаще всего выполнены в виде гидроцилиндров [4], установленных между подушками вала и станиной, реже – в виде пружинных амортизаторов.

Из конструктивных соображений установка предохранительного устройства на линии центров валков (рис. 1, а, б) является наиболее удобной и логичной с точки зрения его настройки на заданное усилие прессования. Однако установка его в указанном положении не является лучшей с точки зрения увеличения габаритных размеров, вызванных повышением жесткости упругих элементов, воспринимающих действующее усилие прессования. Прежде всего, это относится к пружинным амортизаторам. В связи с этим целесообразной является установка предохранительного устройства на некотором расстоянии от линии центров валков (рис. 1, в), где нагрузка на устройство будет существенно ниже реального, что возникает по линии центров валков. При этом степень уменьшения нагрузки будет определяться расстоянием от линии центров валков.

Устройства для защиты валков от перегрузок чаще всего выполнены в виде гидроцилиндров [1-5], установленных между подушками вала и станиной, реже – в виде пружинных амортизаторов.

Из конструктивных соображений установка предохранительного устройства на линии центров валков (рис. 1, а, б) является наиболее удобной и логичной с точки зрения его настройки на заданное усилие прессования. Однако установка его в указанном положении не является лучшей с точки зрения увеличения его габаритных размеров, вызванных повышением жесткости упругих элементов, воспринимающих действующее усилие прессования. Прежде всего, это относится к пружинным амортизаторам. В связи с этим целесообразной является установка предохранительного устройства на некотором расстоянии от линии центров валков (рис. 1, в), где нагрузка на него будет существенно ниже реального, что возникает по линии центров валков. При этом степень уменьшения нагрузки будет определяться расстоянием от линии центров валков.

В большинстве конструкций пресс-валковых агрегатов, рассчитанных на восприятие значительных распорных усилий, подвижный валок удерживается в равновесии относительно неподвижного вала при измельчении горных пород с помощью гидроцилиндров. В настоящее время ведущие мировые производители валковых агрегатов используют три основных варианта гидравлических устройств для защиты прессов от перегрузок.

В первом варианте [3-7] устройство включает четыре гидроцилиндра установленные попарно на каждую подушку подвижного валка. В зависимости от конструкции агрегата и требуемого усилия измельчения, гидроцилиндры могут быть плунжерными или поршневыми. Привод системы осуществляется от гидравлической станции с газодинамическим аккумулятором и мембранным разделителем.

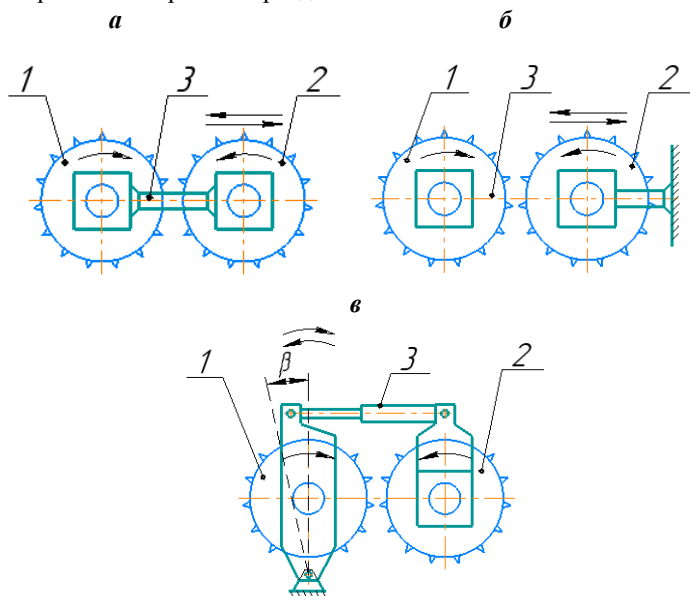


Рис. 1. Схемы расположения предохранительного устройства:

- а* – на линии центров валков между подушками валков;
- б* – со стороны подвижного валка; *в* – выше линии центров валков;
- 1 – неподвижный валок; 2 – подвижный валок;
- 3 – устройство для предотвращения валков от перегрузок

Второй вариант системы (рис. 2) также имеет четыре гидроцилиндра, питаемых от одного насоса. Отличие от первой системы заключается в том, что каждая пара гидроцилиндров соединена с отдельным аккумулятором, устанавливаемым, как правило, максимально близко к цилиндрам вблизи подушек валков. Также система имеет предохранительный клапан, обеспечивающий при перегрузке валкового блока отход подвижного валка и тем самым разгрузку несущих элементов пресса.

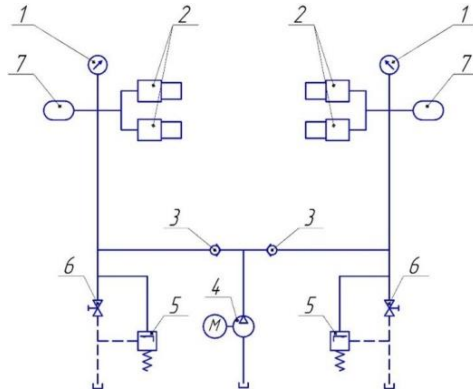


Рис. 2. Гидравлическая схема устройства защиты прессы от перегрузок:
 1 – контактный манометр; 2 – гидроцилиндр; 3 – предохранительный клапан;
 4 – гидронасос; 5 – обратный клапан; 6 – запорный вентиль;
 7 – гидроаккумулятор

Третий вариант системы (рис. 3) защиты валков от перегрузок состоит из двух гидроцилиндров, устанавливаемые по одному на каждую подушку подвижного валка. Каждый цилиндр имеет индивидуальный привод, в состав которого входят насос, аккумулятор и предохранительный клапан.

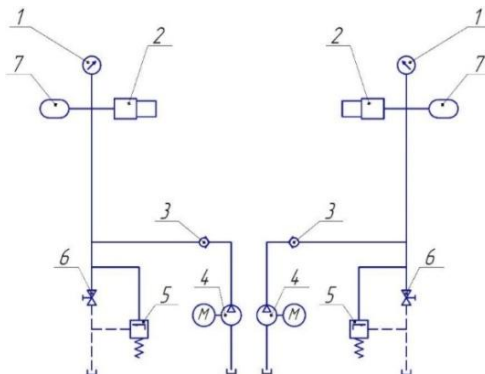


Рис. 3. Гидравлическая схема устройства защиты прессы от перегрузок:
 1 – контактный манометр; 2 – гидроцилиндр; 3 – предохранительный клапан;
 4 – гидронасос; 5 – обратный клапан; 6 – запорный вентиль;
 7 – гидроаккумулятор

Подобные конструктивные решения применены и используются до настоящего времени фирмами «MaschinenfabrikKörpers GmbH&Co. KG», «SahutConreu », «Верех» и «К. R. KomarekInc» [31,36-38].

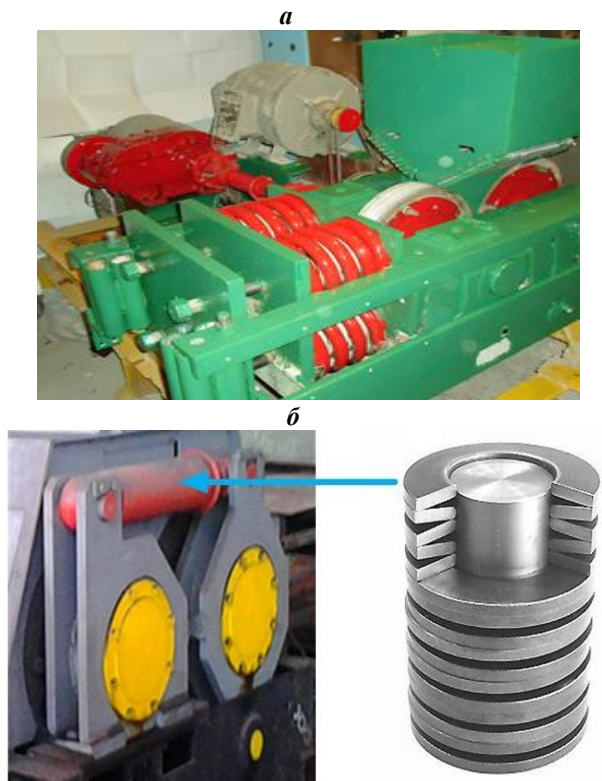


Рис. 4. Механические устройства для защиты рабочих органов агрегатов от перегрузок с различными типами пружин:
a – с винтовыми пружинами; *б* – с тарельчатыми пружинами

Однако, согласно [3-7], описанные ранее компоновочные решения гидросистем защиты валков от перегрузок имеют следующие недостатки:

– система, имеющая четыре гидроцилиндра, является статически неопределенной, что не позволяет прогнозировать перемещение подушек подвижного валка, так как движение плунжеров каждого из цилиндров будет определяться случайными величинами внешних сопротивлений и трения в уплотнениях;

– данные схемы не предусматривают дросселирования рабочей жидкости при обратном ходе вала;

– при отходе подвижного вала через несинхронность перемещения гидроцилиндров при резком росте распорного усилия может происходить кантовка подушек и их заклинивания на раме.

В пресс-валковых агрегатах в качестве механических защитных устройств применяются предварительно напряженные устройства различных конструкций, которые представляют собой пружинные амортизаторы, которые широко распространены для защиты от перегрузок в пресс-валковых агрегатах, как правило с небольшими усилиями измельчения. В качестве демпфирующих элементов используются винтовые и тарельчатые пружины (рис. 4).

Винтовые пружины (рис. 4, а) имеют достаточно большой диапазон изменения жесткости, которая настраивается путем её сжатия и определяется свойствами материала.

Преимущество использования тарельчатых пружин (рис. 4, б) обусловлено тем, что, используя различные схемы складывания пружин в пакеты, можно, не увеличивая номенклатуры пружин, корректировать характеристику демпферного устройства [3-4].

Таким образом, предохранительные системы, устанавливаемые в конструкции пресс-валковых агрегатов, позволяют при рационально подобранном силовом воздействии на перерабатываемый материал не только получать продукт заданного размера, но значительно уменьшить удельные затраты энергии разрушения. На сегодня в конструкциях демпферных устройств пресс-валковых агрегатов наибольшее распространения получили гидравлические предохранительные системы, работающие в паре с газодинамическими аккумуляторами и механические.

В большинстве конструкций пресс-валковых агрегатов, рассчитанных на восприятие значительных распорных усилий, подвижный валок удерживается в равновесии относительно неподвижного вала при измельчении горных пород с помощью гидроцилиндров. В настоящее время ведущие мировые производители валковых агрегатов используют гидравлические системы для защиты прессов от перегрузок. Эти имеют ряд специфических недостатков и получили свое применение в агрегатах, работающих при высоких давлениях.

Механические защитные устройства представляют собой пружинные амортизаторы, которые широко распространены для защиты от перегрузок в пресс-валковых агрегатах, как правило работающих с небольшими усилиями измельчения. В качестве демпфирующих элементов используются винтовые и тарельчатые пружины

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Артох В.Г.* Применение предварительно напряженных пар в качестве предохранителей металлургических машин // Защита металлургических машин от поломок. Мариуполь, 1997. Вып. 2. С. 69-89.
2. *Zhang X. et al.* Effect of route on tensile anisotropy in equal channel angular pressing // *Materials Science and Engineering*. 2016. P. 65-72.
3. *Муравьева И.Г.* Комплексное исследование и разработка рациональной системы гидроприжима валкового брикетного пресса: диссертация кандидата технических наук. Днепропетровск, 1991. 170 с.
4. *Romanovich M.A.* The unit for the production of cuboid crushed stone / M.A. Romanovich, A.A. Romanovich, E. Chekhovskoy // *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2020. P. 151-158.
5. *Romanovich A.A.* Improving the Wear Resistance of Rotary-Vortex Mill Hammers / A.A. Romanovich, S. Dukhanin, M. Romanovich, Z. Amirhadi. DOI: 10.1007/978-3-030-75182-1_37 (2021).
6. *Lezhnev S.* and et al. Evaluation of the effectiveness of the use of horizontal and vertical rolls in the «Rolling pressing» process on the basis of the stress strain state studying // *IOP Conf: Materials Science and Engineering*. 2017.
7. *Sukkar M.* Installations for the production of cement with roller press units of the company SPSS / M. Sukkar, K. Kheshp and Shahid // *Cement, lime, gypsum*. 2006. P. 60-64.

Секция 5 «ПРОИЗВОДСТВО, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, ДОРОЖНЫХ И КОММУНАЛЬНЫХ МАШИН»

УДК 629.081

РАЗРАБОТКА СТЕНДА С ПОВОРОТНЫМ МЕХАНИЗМОМ ДЛЯ РЕМОНТА РАДИАТОРОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.К. Аноприенко, А.С. Сидорова

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

В данной работе производится описание разработанной конструкции с поворотным столом для ремонта радиаторов системы охлаждения автомобиля с применением ПКМ.

***Ключевые слова:** ремонт радиаторов, стенд для ремонта, механизм вращения, радиатор автомобиля*

DESIGN OF A STAND WITH A ROTARY MECHANISM FOR REPAIRING RADIATORS OF CARS

A.K. Anoprienko, A.S. Sidorova

Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University
(MADI)

This paper describes the design of a stand with a rotary mechanism used for the repair of cooling system radiators of passenger cars with the use of polymer composite materials.

***Keywords:** radiator repair, repair stand, rotation mechanism, car radiator*

Радиатор системы охлаждения двигателя является одной из важнейших деталей в автомобиле, обеспечивающих отвод тепла от двигателя в процессе его работы в атмосфере. В процессе эксплуатации радиатор, как и любая другая деталь или узел, теряет свои эксплуатационные свойства.

К основным типам дефектов радиатора автомобиля относят сквозные и несквозные, наружные и внутренние раковины, трещины, отверстия, характер возникновения которых носит коррозионное, эрозийное происхождение или обусловлен воздействием других агрессивных сред, в которых и происходит эксплуатация рассматриваемого объекта, а также распространенные причины разрушения деталей машин – статические и динамические нагрузки, старение и износ [1, 2].

Для надежного закрепления радиатора с последующим ремонтом разработан стенд с поворотной рамкой с приводом электродвигателя. С помощью электроэнергии, преобразованной в крутящий момент, передающийся с помощью конической передачи, вращается рамка в требуемом положении и режиме. Стенд изображен на рис. 1. Данная конструкция позволяет оптимизировать процесс нанесения покрытия на изделие, так как рамка может вращаться вокруг своей оси по часовой стрелке и против, используя пульт управления с кнопками. Ручной труд заменяется на механизированный. Более того повышается точность поворота рамки на нужный угол для более удобного обзора места ремонта. Стенд состоит из 2 колонн, подвижной рамки, крепления винтового, конической передачи, электродвигателя. Также у него имеется H-образная платформа, оснащенная двумя колесами и опорами по периметру, что придает стенду устойчивость и подвижность.

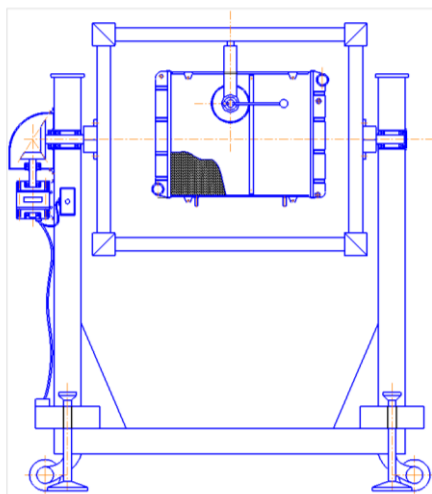


Рис. 1. Схема стенда и рамки

Расчет привода основан на следующих данных: масса изделия (радиатор) составляет 4 кг, ширина изделия 450 мм, длина 550 мм. Коэффициент трения качения равен 0,1. Задается линейная скорость вращения $v = 90$ мм/с или 0,09 м/с. Максимальное ускорение не должно превышать $0,5$ м/с². Масса вращающейся рамки равна 4 кг, ширина рамки 700 мм, а длина 830 мм. Допустимое отклонение положения составляет ± 2 мм [3].

Была рассчитана величина крутящего момента

$$M = m \cdot g \cdot r = 37,76 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где m – сумма масс рамки, крепления и заготовки; g – ускорение свободного падения; r – плечо момента.

Определены частоты вращения и угловой скорости

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} = 2,46 \text{ об/мин},$$
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 0,257 \text{ рад/с},$$

где n – требуемая частота вращения, об/мин; v – линейная скорость вращения; D – диаметр вращающегося диска, в данном случае ширина вращающейся рамки;

Время разгона и угловое ускорение нагрузки

$$t_{\text{разг}} = \frac{v}{a} = 0,18 \text{ с},$$
$$\xi = \frac{\omega}{t} = 1,43 \text{ рад/с}^2,$$

где a – заданное ускорение, $a=0,5$ м/с²;

Определен момент инерции нагрузки

$$J = \frac{M}{\xi} = 26,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где M – вращающий момент.

По расчетным и табличным данным для разработанной конструкции асинхронный электродвигатель ДАК 132-50-1,5 с мощностью 50 Вт, представленный на рис. 2.

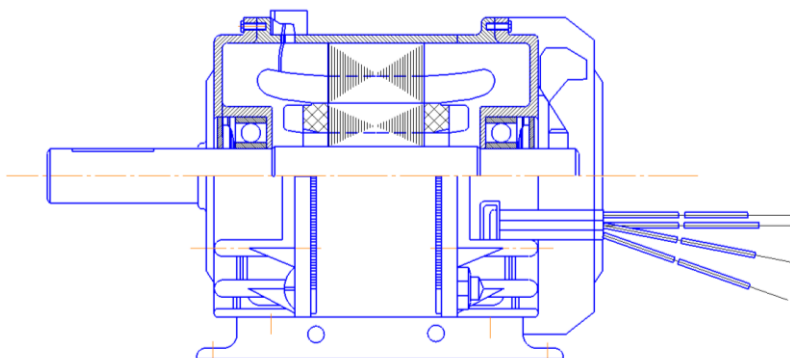


Рис. 2. Асинхронный электродвигатель ДАК 132-50-1,5

Для передачи вращения от двигателя подвижным деталям станда используем коническую передачу с передаточным числом 1,5. Двигатель разместим вертикально и закрепим на опоре. Схема размещения двигателя на опоре станда относительно передачи приведена на рис. 3.

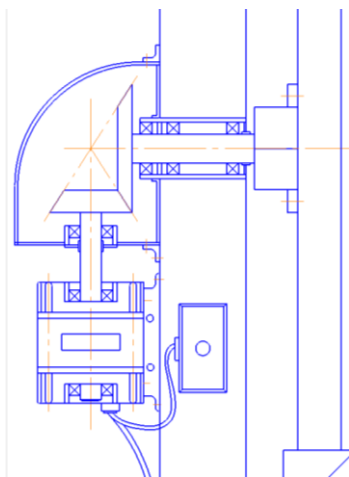


Рис. 3. Расположение двигателя относительно передачи

Передача крутящего момента осуществляется через подшипники. Управление режимами работы двигателя производится за счет кнопки, вмонтированной в колонну.

Для шестерни и колеса определяется одна и та же марка стали с одинаковой термообработкой, обеспечивающей твердость шестерни на 30 единиц HB выше, чем у колеса, с условием, что твердость обоих колес не превышает 350 HB [4].

Таблица 1. Материал колес

Марка стали	Твердость	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка	Предельные размеры	
				$D_{пред}$	$S_{пред}$
40ХН	235-262HB	630	Улучшение	315	200
	269-302 HB	750		200	125

Таким образом, выбираем конструкционную сталь 40ХН с термообработкой - улучшение.

Таблица 2. Предельные размеры заготовок

Изделие	Марка стали	Твердость	Предел текучести σ_T , МПа	Предельные размеры	
				$D_{пред}$	$S_{пред}$
Колесо	40ХН	248 HB	630	315	200
Шестерня	40ХН	285 HB	750	200	125

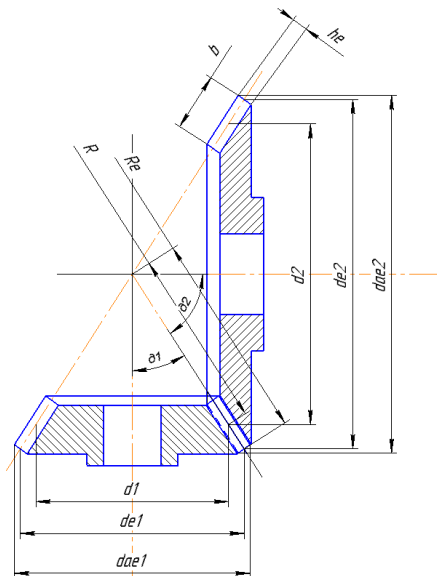


Рис. 5. Схема конической передачи

Проведены расчеты основных параметров для изготовления требуемой передачи. Данные о расчетах приведены в таблице 3.

Таблица 3. Данные конической передачи

Величина	Обозначение	Значение
Модуль передачи	m_e	1,5
Число зубьев шестерни	z_1	50 зубьев
Число зубьев колеса	z_2	75 зубьев
Делительный диаметр шестерни	d_{e1}	80 мм
Внешний диаметр шестерни	d_{ae1}	84мм
Угол делительного конуса шестерни	δ_1	0,588
Делительный диаметр колеса	d_{e2}	125 мм
Внешний диаметр колеса	d_{ae2}	126 мм
Угол делительного конуса колеса	δ_2	0,98 рад
Ширина колеса	b_2	21 мм
Ширина шестерни	b_1	26 мм

Применение разработанного стенда позволяет увеличить производительность работ по ремонту, так как имеется доступ сразу с обеих сторон детали, а также уменьшается риск возникновения новых дефектов при переворачивании и непосредственно ремонте радиатора автомобиля. Экономическая целесообразность применения разработанного стенда подтверждена расчетами экономической эффективности.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FFSM-2020-0011, экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баурова Н.И. Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. М.: МАДИ, 2016. 124 с.
2. Синельников А.Ф. Основы технологии производства и ремонт автомобилей: учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. образования. М.: «Академия», 2011. 320 с.
3. Расчет поворотного привода. URL: // https://studbooks.net/2574539/tovarovedenie/raschet_povorotnogo_privoda
4. Расчет конической передачи. URL: // https://docs.yandex.ru/docs/view?tm=1653304648&tld=ru&lang=ru&name=276_Koni.pdf&text

ВЛИЯНИЕ ПЛЕТЕНИЯ ВОЛОКНИСТЫХ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА ДЕФОРМАЦИОННО- ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

И.С. Болотников

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Приводятся результаты испытаний на трехточечный изгиб образцов углепластиков на основе эпоксидного связующего с различным направлением армирования и типом плетения. Испытания проводились на образцах трех типов: с использованием биаксильной углеродной ткани (1), углеродных тканей полотняного (2) и саржевого (3) плетения. Формование углепластиков осуществлялось методом вакуумной инфузии. Установлено, что неотропные материалы обладают меньшими по сравнению с ортотропными композициями значениями и показателей деформационно-прочностных свойств и характеризуются высокой остаточной деформацией после снятия статически приложенной поперечной нагрузки. В процессе испытаний при заданных скорости нагружения и расстоянии между опорами не происходит разрушение неотропного углепластика, при этом наблюдается незначительные повреждения на внешней поверхности в виде поперечных направлению волокон трещин. Ортотропные углепластики при испытаниях на изгиб разрушились с образованием среза.

***Ключевые слова:** армирование, деформация, изгиб, ортотропный, полимерные композиционные материалы, прочность, углепластик*

INFLUENCE OF WEAVING OF FIBROUS FILLERS ON DEFORMATION AND STRENGTH PROPERTIES OF POLYMER COMPOSITE MATERIALS

I.S. Bolotnikov

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University
(MADI)

The results of tests for three-point bending of carbon fiber samples based on epoxy binder with different reinforcement directions and weaving types are presented. The tests were carried out on samples of three types: using bi-axle carbon fabric (1), plain (2) and twill (3) weave carbon fabrics. The molding of carbon plastics was carried out by vacuum infusion. It has been established that non-orthotropic materials

have lower values of deformation-strength properties compared to orthotropic composites and are characterized by high residual deformation after removal of the statically applied transverse load. In the process of testing at a given loading rate and the distance between the supports, non-orthotropic carbon fiber is not destroyed, while minor damage is observed on the outer surface in the form of cracks transverse to the direction of the fibers. Orthotropic carbon plastics failed during the bending test with the formation of a shear.

Keywords: reinforcement, deformation, bending, orthotropic, polymer composite materials, strength, carbon fiber

Введение

Испытание полимерных композиционных материалов (ПКМ) на изгиб считается одним из самых сложных в интерпретации результатов и самым простым в реализации методом испытаний. Сложность интерпретации результатов испытаний на изгиб обуславливается неоднородным напряженным состоянием в образце, эффектом сползания с опор, влиянием на прогиб межслойных сдвигов, различным видом разрушения при изгибе и пр. [1].

При испытании на изгиб измеряют нагрузку и прогиб или деформацию наружных слоев образца, и по этим параметрам оценивают свойства материала: модуль упругости при изгибе и прочность по нормальным напряжением [2, 3].

Основные напряжения, возникающие под действием внешних нагрузок, воспринимают высокопрочные и высокомодульные волокна, придавая жесткость и прочность в направлении ориентации волокон [4]. Под действием внешних нагрузок ортотропные (материалы, обладающие тремя взаимно ортогональными плоскостями упругой симметрии) и неортотропные ПКМ характеризуются различным напряженно-деформированным состоянием.

Так, у неортотропного ПКМ после прекращения действия изгибающей нагрузки наблюдается значительная остаточная деформация, что можно объяснить несимметричным распределением относительно оси симметрии армирования эпюры напряжений.

Целью работы является исследование влияния направления армирования волокон ПКМ на деформационные и прочностные свойства углепластиков при испытании на изгиб.

Материалы и технологии изготовления образцов

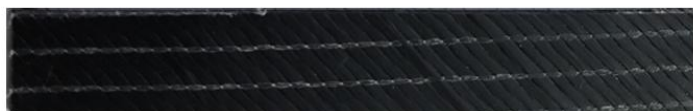
Для оценки влияния схемы армирования на величину деформации и прочность ПКМ при изгибе были изготовлены 3 типа образцов:

1. Неортотропный – из 4-х слоев биаксиальной углеродной ткани с направлением армирования волокон (+45/-45°), габаритные размеры образца составили 2,0x15x100 (рис. 1, *а*).

2. Ортотропный – из 4-х слоев углеродной ткани с полотняным плетением (4 слоя), габаритные размеры образца составили 1,2x15x100 (рис. 1, *б*).

3. Ортотропный – из 4-х слоев углеродной ткани с саржевым плетением (4 слоя), габаритные размеры образца составили 1,2x15x100 (рис. 1, *в*).

Изготовление образцов осуществлялось методом вакуумной инфузии с использованием эпоксидного связующего марки EPR 320 с отвердителем EPH 943.



а



б



в

Рис. 1. Образцы для испытания на изгиб:

- а* – неортотропный, направление волокон армирования (+45/-45°);
б – ортотропный, (полотняный тип плетения);
в – ортотропный (саржевый тип плетения)

Методика проведения испытаний и результаты исследований

Изготовленные образцы подвергались испытанию на трехточечный изгиб со скоростью нагружения 10 мм/мин, расстояние между опорами составило 80 мм. Испытание осуществилось с помощью машины для испытаний конструкционных материалов «УТС 110М-50».

По результатам испытаний и с учетом требований к обработке результатов испытаний, представленных в ГОСТ Р 56810-2015 «Композиты полимерные. Метод испытания на изгиб плоских образцов», были получены значения деформации и прочности при изгибе образцов с разным типом армирования (таблица 1).

Из представленных результатов видно, что прочность ортотропных углепластиков в 6-7 раз выше прочности при изгибе неортотропного углепластика, а расчетный модуль упругости углепластиков с плотняным и саржевым плетением волокон армирующей ткани выше углепластиков, полученных с использованием биаксиальной ткани в 8,4 и 10 раз соответственно.

Таблица 1. Результаты испытания на изгиб плоских образцов углепластиков

Тип образца	Показатели свойств			
	Прогиб при деформации на внешней поверхности образца $0,05\text{мм}/\text{мм}, \omega, \text{мм}$	Прочность при изгибе $\sigma_{\text{и}}, \text{МПа}$	Деформация на внешней поверхности образца ε_{max}	Модуль упругости при поперечном изгибе, $E_{\text{и}}, \text{МПа}$
Неортотропный	26,6	124,2	0,025	1104,5
Ортотропный (плотняное плетение)	44,4	766,3	0,042	9287,4
Ортотропный (саржевое плетение)	44,4	835,8	0,042	11091,4

Однако следует отметить, что в процессе испытания неортотропного образца углепластика разрушения не произошло (происходит выскальзывание образца между опор), при этом наблюдается незначительная поврежденность на внешней поверхности образца (поперечные направлению волокон трещины) и значительная остаточная деформация (рис. 2, а).

Разрушение ортотропных образцов углепластиков при испытании на трехточечный изгиб произошло с образованием среза (рис. 2, б, в).

Из представленных данных (рис. 3) видно, что перемещение углепластиков с плотняным и саржевым плетением волокон армирующей ткани под действием статически приложенной поперечной нагрузки практически одинаково (при плотняном плетении перемещение в 1,09 раза больше, чем при саржевом), в то время как неортотропный углепластик под действием нагрузки не разрушился и перемещение осуществилось до выскальзывания образца между опор.

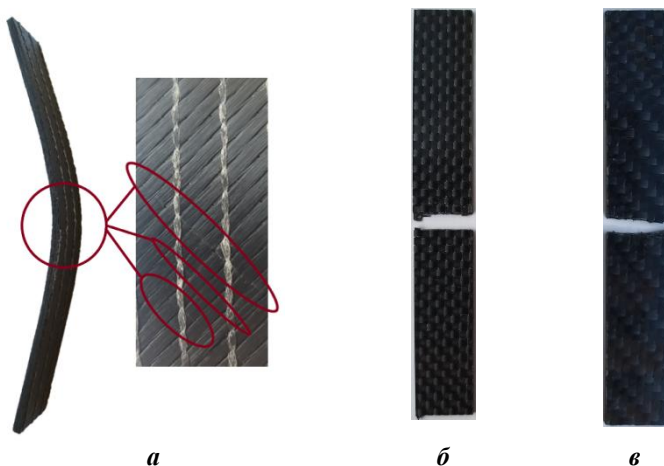


Рис. 2. Характер разрушения углепластиков после испытания на трехточечный изгиб:
a – неортотропный образец; *б* – ортотропный (полотняное плетение);
в – ортотропный (саржевое плетение)

На рис. 3 представлены графики напряженно-деформированного состояния испытываемых образцов углепластиков

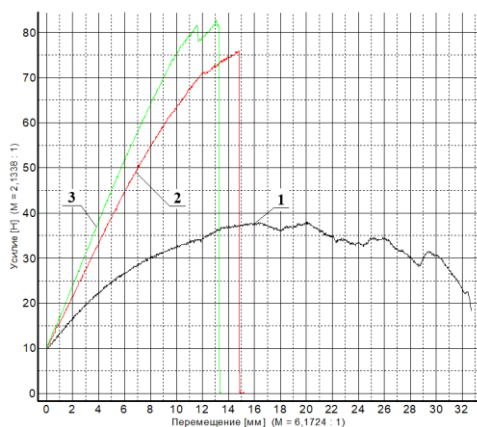


Рис. 3. Графики напряженно-деформированного состояния испытываемых образцов углепластиков:
 1 – неортотропный; 2 – ортотропный (полотняное плетение);
 3 – ортотропный (саржевое плетение)

Заключение

Полученные результаты можно использовать при проектировании и изготовлении из полимерных композиционных материалов упругих элементов механизмов машин [5]. Достижение требуемых деформационных свойств можно обеспечить путем оптимального выбора типа плетения и направления армирования монослоев формируемого пакета композиционного материала.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FFSM-2020-0011 (2019-1342), экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Полилов А.Н.* Этюды по механике композитов. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2015. 320 с.
2. *Шершак П.В.* Особенности национальной стандартизации методов испытаний полимерных композиционных материалов // Труды ВИАМ. 2019. № 2. С. 77-88.
3. *Мое Х.З.* Сравнение методик определения упругих и прочностных характеристик полимерных композиционных материалов / Х.З. Мое, Й.Т. Хту, В.А. Киреев // Труды МФТИ. 2018. Т. 10. № 2. С.136-145.
4. Обзор критериев прочности материалов / Е.И. Орешко, В.С. Ерасов, Д.В. Гриневич, П.В. Шершак // Труды ВИАМ. 2019. № 9. С. 108-126.
5. *Ремет П.* Облегченные конструкции из полимерных композитов: больше чем идеи // Полимерные материалы. 2020. № 2. С. 22-23.

ТРИБОДЕФОРМАЦИОННЫЕ СТЕПЕНИ ИЗМЕНЕНИЯ ТВЕРДОСТИ ШАРНИРНЫХ ПАР СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Ю.И. Густов, И.В. Воронина

Национальный исследовательский Московский государственный
строительный университет (НИУ МГСУ)

Излагаются результаты исследования различных выражений оценки степеней трибодеформационного изменения твердости модельных шарнирных пар рабочего оборудования гидроэкскаватора. В основу положены показатели нормализованной системы относительных опорных линий и сближений микро-топографии поверхностей трения. Сопоставляются выражения гармоничного микрометалла и действительных микрометалла и микроизноса с зависимостью относительных сближений полюса и центра тяжести парциального микроизноса. Показана положительная корреляция результатов расчета по исследованным выражениям. Для шарнирных пальцев установлены трибодеформационные упрочнения, для втулок – разупрочнения различной степени. Рациональными по износостойкости парами трения приняты показавшие незначительные отклонения трибокинетической твердости от исходной(технологической).

Ключевые слова: трибодеформация, степень, твердость, шарнир, опорная линия, сближение, микрометалл, микроизнос, упрочнение, разупрочнение

TRIBODEFORMATION DEGREES OF CHANGE IN THE HARDNESS OF HINGED PAIRS OF CONSTRUCTION EQUIPMENT

Yu.I. Gustov, I.V. Voronina

Moscow State of Civil Engineering (National Research University)

The results of the study of various expressions for estimating the degrees of tribodeformational change in the hardness of model hinge pairs of working equipment of the hydroexcavator are presented. It is based on the indicators of the normalized system of relative reference lines and convergence of the microtopography of friction surfaces. The expressions of the harmonious micrometal and the actual micrometal and micro-wear are compared with the dependence of the relative approaches of the pole and the center of gravity of the partial micro-wear. A positive correlation of the calcu-

lation results according to the studied expressions is shown. Tribodeformation hardening is installed for the hinge pins, and various degrees of softening are installed for the bushings. The friction pairs, rational in terms of wear resistance, have been taken to show slight deviations of the tribo kinetic hardness from the initial (technological) one.

Keywords: tribodeformation, degree, hardness, hinge, reference line, convergence, micrometal, micro-wear, hardening, softening

Введение

Для обоснованного выбора триботехнических материалов применительно к заданным условиям работы необходима оценка степени изменения их начальных (технологических) свойств и, в частности, твердости исследования. Предыдущие исследования показывают, что наибольшей износостойкостью обладают поверхности трения с квазидинамическим равновесием твердости, когда активные приповерхностные слои практически сохраняют исходную твердость [1, 2]. В этом случае степени трибодформационного упрочнения или разупрочнения близки к единице.

Апробированная экспериментальная зависимость степени трибодформационного упрочнения и разупрочнения поверхностей трения принята в виде [3, 4]:

$$K_S = H_S/H_0 = (D_{m\gamma}/D_m)^{D_m/D_a}. \quad (1)$$

При $K_S > 1$ – проявляется трибодформационное упрочнение, при $K_S < 1$ – разупрочнение.

Для надежной оценки показателей K_S , наряду с выражением (1), целесообразно иметь дополнительные контрольно-дублирующие зависимости на основе других координатных характеристик нормализованной системы, например, относительных сближений.

Целью работы является формирование и проверка выражений трибодформационных степеней изменения твердости пар трения.

Методика исследования

Для контрольного дублирования выражения (1) формируются зависимости

$$K_S = (\varepsilon_p/\varepsilon_a)^{D_a}, \quad (2)$$

$$K_S = (\varepsilon_a/\varepsilon_p)^{D_a}, \quad (3)$$

принимаемые соответственно, $D_a > 0,382$ и $D_a < 0,382$.

Учитывая установленное практическое равенство $D_a \approx \varepsilon_p$, выражение (1) и (2) можно рассматривать в виде:

$$K_S = (\varepsilon_p/\varepsilon_a)^{\varepsilon_p}, \quad (4)$$

$$K_S = (\varepsilon_a / \varepsilon_p)^{\varepsilon_p}, \quad (5)$$

Использованные в выражениях (1)-(5) показатели иллюстрируются в нормализованной системе относительных опорных линий и сближений ($t_p-\varepsilon$) (рис. 1) [5].

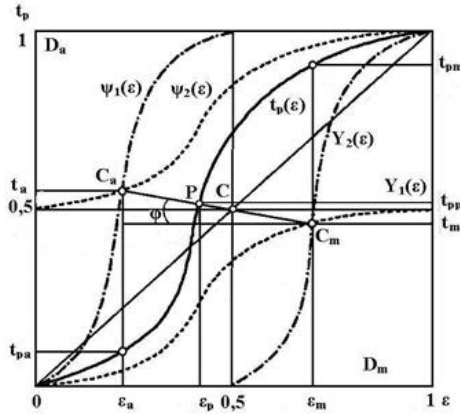


Рис. 1. Нормализованная система относительных опорных линий (t_p) и сближений (ε)

Парциальные величины микроизноса D_a и микрометалла D_m определяются по правилу отрезков бицентроиды L_β :

$$D_a = C_a P / C_a C_m = C_a P / L_\beta, \quad (6)$$

$$D_m = C_m P / C_a C_m = C_m P / L_\beta = 1 - D_a. \quad (7)$$

Относительные сближения ε_a и ε_p определяются по экспериментальным системам ($t_p-\varepsilon$), построенным на основе профилограмм изношенных поверхностей деталей. Таким образом, в уравнения (2)-(5) включены иные дополнительные показатели по сравнению с выражением (1).

Для исследования приняты модельные шарниры борированных пальцев (П) и втулок (В), предусмотренные для использования в шарнирах рабочего оборудования гидравлического экскаватора ЭО-3322 [6-8].

Испытания шарнирных пар проводили на экспериментальной установке; профилограммы изношенных поверхностей пальцев и втулок получали с использованием профилометра-профилографа.

Результаты исследования

В табл. 1 представлены результаты исследования степеней трибодеформационного изменения твердостей борированных пальцев и втулок.

Таблица 1. Показатели степеней изменения твердости деталей

Деталь	D_a	K_S по (1)	K_S по (2)	K_S по (3)	K_S по (4)	K_S по (5)	Δ_{12} , %	Δ_{13} , %	Δ_{14} , %	Δ_{15} , %
П1.1	0,613	1,3438	1,357	-	1,3384	-	0,736	-	0,4	-
П1.2	0,489	1,2198	1,2070	-	1,2053	-	1,040	-	1,2	-
П2.3	0,427	1,1068	1,1567	-	1,1658	-	4,50	-	5,33	-
П2.4	0,549	1,2954	1,2623	-	1,2549	-	6,26	-	3,13	-
П3.5	0,417	1,0849	1,1453	-	1,1577	-	5,57	-	6,71	-
П3.6	0,598	1,3352	1,3055	-	1,2893	-	2,28	-	3,44	-
П4.7	0,433	1,1194	1,1646	-	1,1737	-	4,04	-	4,85	-
П4.8	0,537	1,2827	1,2832	-	1,2760	-	0,037	-	0,519	-
В1	0,291	0,7156	-	0,935	-	0,914	-	23,47	-	2,21
В2	0,375	0,9814	-	0,8895	-	0,8800	-	9,37	-	10,9
В3	0,263	0,9482	-	0,9271	-	0,9016	-	2,27	-	2,75
В4	0,310	0,8825	-	0,9219	-	0,9027	-	4,46	-	2,08
В5	0,346	0,8985	-	0,9200	-	0,9089	-	2,47	-	1,21
В6	0,368	0,9623	-	0,8940	-	0,8853	-	7,10	-	0,97
В7	0,374	0,9787	-	0,8926	-	0,8803	-	8,79	-	1,38
В8	0,350	0,9105	-	0,8935	-	0,8793	-	1,86	-	1,59

По вычисленным показателям таблицы 1 можно сделать следующие основные выводы:

1. Расчеты по выражению (1) показывают на трибодеформационное упрочнение пальцев ($K_S > 1,0$) и на разупрочнение втулок ($K_S < 1,0$). Трибоупрочнение пальцев характеризуется интервалом $K_S = 1,0849 - 1,3438$, разупрочнение втулок $K_S = 0,7156 - 0,9814$. Наименьшее упрочнение имеет палец П3.5, наименьшее разупрочнение втулка В2. Указанный палец отмечается самым низким парциальным микроизносом ($D_a = 0,417$), втулка – несколько завышенным ($D_a = 0,375$).

2. Расчет по формуле (2) для пальцев показывает также на их упрочнение в интервале $K_S = 1,1453 - 1,3537$, при этом наименьшее упрочнение получил тоже палец П3.5 при наименьшем парциальном микроизносе $D_a = 0,417$. Таким образом, расчеты по (1) и (2) для пальцев дают согласующиеся результаты в установлении наиболее износостойкой детали.

3. Вычисления по зависимости (3) для втулок показали также их разупрочнение в интервале $K_S = 0,8895 - 0,935$, при этом наименьшее разупрочнение

прочнение (0,935) логично соответствует втулке В1 с самым малым парциальным микроизносом ($D_a=0,291$). Таким образом, контрольно-дублирующий расчет по (3) указывает на возможную неточность определения $K_S=0,7156$ (расхождение заметное $\Delta_{13}=23,47\%$).

4. Расхождения результатов по рассмотренным зависимостям характеризуется интервалами: $\Delta_{12}=0,037-5,57\%$ при среднем отклонении $\Delta_{12}=2,6\%$; $\Delta_{13}=1,86-9,37\%$ при среднем (без учета $\Delta=23,47\%$) $\Delta=5,19\%$; $\Delta_{14}=0,4-6,71\%$ при среднем расхождении $\Delta=3,2\%$; $\Delta_{15}=0,97-10,9\%$ при среднем расхождении $\Delta=2,89\%$;

Следовательно, использованное выражение степеней трибодетформационного изменения твердости вполне надежно подтверждаются, однозначно указывая на лучший шарнирный элемент.

Выводы

Для борированных шарнирных пар характерно трибодетформационное упрочнение пальцевых поверхностей, для втулок – разупрочнение. Наименьшими парциальными микроизносами и, следовательно, наибольшей износостойкостью обладают детали с трибокинетическим равновесием твердости – наименьшим упрочнением или разупрочнением.

Использованные предложенные выражения для оценки степеней изменения исходной технологической твердости показали высокую числовую корреляцию, позволяющую обоснованно выбрать наиболее эффективный материал и пару трения.

Данные контрольно-дублирующие выражения рекомендуются для практического использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Густов Ю.И.* Триботехника строительных машин и оборудования: Монография. М.: Московский гос. строит. ун-т (МГСУ), 2011. 192 с.
2. *Густов Ю.И.* Трибодетформационные изменения поверхностей трения подвижных сопряжений строительной техники / Ю.И. Густов, И.В. Воронина // Новые материалы и технологии в машиностроении. Брянск: Брянский гос. инж.-технол. ун-т, 2021. С. 14-17.
3. *Густов Ю.И.* Триботехнические показатели рабочих органов и сопряжений строительной техники / Ю.И. Густов, И.В. Воронина // Строительные и дорожные машины. 2020. № 9. С. 28-33.
4. *Коробко В.И.* Золотое сечение и проблемы гармоник систем. М.: АСВ стран СНГ, 1998. 373 с.

5. *Густов Ю.И.* Исследование трибомеханических параметров поверхностей трения рабочего оборудования гидроэкскаваторов / Ю.И. Густов, П.Е. Шишков // Подъемно-транспортное дело. 2019. № 6. С. 2-5.
6. *Крыхтин Ю.И.* Оценка триботехнических показателей пары трения дискового фрикционного устройства по результатам испытаний на машине трения / Ю.И. Крыхтин, В.И. Карлов // Известия волгоградского государственного технического университета. 2022. № 3 (262). С. 29-32.
7. *Иванов В.П.* Повышение долговечности дорожностроительной техники триботехническим модифицированием поверхностей узлов трения / В.П. Иванов, А.В. Дудан, Т.В. Вигерина // Строительство. Экономика и управление. 2021. № 4 (44). С. 15-28.
8. *Степанов М.А.* Анализ работоспособности автомобильного гидравлического подъемника / М.А. Степанов, Я.И. Цибилов // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 11. С. 9-12.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНОЙ ВЯЗКОСТИ ИЗДЕЛИЙ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ 3D-ПЕЧАТИ ПОСЛЕ ВЫДЕРЖКИ ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

А.О. Дворянкин, Н.И. Баурова

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

Проведен анализ влияния отрицательных температур на показатель ударной вязкости мастер-моделей изготовленных из ABS-пластика технологией FDM 3D-печати. Определено, что отрицательные температуры не превышающие (-30 °С) не оказывают существенного влияния на показатель ударной вязкости. В отличии от серий образцов испытания и выдержка которых происходила при комнатной температуре +20 °С, показатель ударной вязкости ряда образцов, подвергнутых заморозке, существенно увеличился. Проведенный анализ, позволит определить режимы 3D-печати, соблюдение которых увеличит прочность печатных изделий, а также снизит влияние внешних воздействий, к которым также относятся отрицательны температуры

***Ключевые слова:** 3D-печать, мастер-модели, ABS пластик ударная вязкость, отрицательные температуры FDM-технология*

DETERMINATION OF THE IMPACT STRENGTH OF PRODUCTS MADE BY 3D PRINTING AFTER PROLONGED EXPOSURE AT NEGATIVE TEMPERATURES

A.O. Dvoryankin, N.I. Baurova

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University
(MADI)

The analysis of the influence of negative temperatures on the impact strength of master models made of ABS plastic by FDM 3D-printing technology has been carried out. It is determined that negative temperatures not exceeding (-30 °C) do not significantly affect the impact strength index. In contrast to the series of samples tested and aged at room temperature +20 °C, the impact strength of a number of samples subjected to freezing has increased significantly. The analysis carried out will allow us to determine the 3D-printing modes, compliance with which will increase the strength of

printed products, as well as reduce the influence of external influences, which also include negative temperatures

Keywords: *3D-printing, master models, ABS plastic impact strength, negative temperatures FDM technology*

Введение

Увеличение промышленного комплекса в условиях импортозамещения ставит перед предприятиями по производству дорожно-строительной техники и оборудования задачу по увеличению доли производимой продукции, соблюдая при этом все изначально заложенные показатели качества.

На сегодняшний день изделия из ABS пластика часто применяются в различных областях промышленности, в том числе в машиностроении, тем самым позволяя снизить нагрузку на производство и увеличить показатели качества производимой продукции. Изделия напечатанные из ABS пластика обладают высокой прочностью, низким весом, относительно высокой теплостойкостью, не превышающей 115 °С, а также повышенной ударпрочностью [1-3].

При этом следует отметить, что вышеперечисленные качества мастер-моделей из ABS пластика напрямую зависят от ряда показателей, к которым в первую очередь относятся режимы печати, антиадгезионные свойства поверхностей и ударная вязкость мастер-моделей [4-5].

Проведенный ранее ряд исследований, а также обзор научно-технической литературы позволил определить, что показатель ударной вязкости мастер-моделей напрямую зависит от выбранных режимов печати, так в образцах, при изготовлении которых параметр скорости печати составлял 100 мм/с наблюдалось снижение показателя ударной вязкости [6].

Скорость печати является одним из важнейших параметров, соблюдаемых при технологии FDM 3D-печати, наряду с ним стоит выделить также параметры толщины слоя и процент заполнения.

Различные комбинации данных параметров меняют структуру изготовленных моделей, что в дальнейшем сказывается на надежности и работоспособности мастер-моделей.

Также следует учесть, что ранее проведенные исследования проводились на образцах, выдержанных при комнатной температуре и отметить, что существенное влияние на изменение показателя ударной вязкости образцов оказал параметр процента заполнения, при снижении которого (со значения 100% до 45%) наблюдалось снижение вышеуказанного параметра.

Но эксплуатационные условия, в которых могут быть использованы напечатанные модели, не ограничиваются комнатными температурами, в том числе возможна эксплуатация в условиях отрицательных температур.

На основании этого возникает потребность в определении зависимости показателей мастер-моделей, в том числе показателя ударной вязкости, от изменения температуры [7].

Целью настоящей работы является экспериментальная оценка влияния отрицательных температур на показатель ударной вязкости 3D мастер-моделей, изготовленных посредством технологии FDM.

Методика проведения эксперимента

Для проведения экспериментальных исследований на основе результатов ранее проведенных экспериментов и литературного обзора был выбран ABS пластик марки REC, с температурой эксплуатации от -40 ...+90 °С, температурой размягчения от +103 °С и показателем ударной вязкости по Шарпи 180,14 кДж/м².

Ранее для исследования по определению ударной вязкости при комнатной температуре на 3D-принтере MagnumCreative 2 Pro было изготовлено 7 серий образцов с габаритными размерами 50x15x10 мм (для каждой серии использовались индивидуальные режимы печати). По окончании эксперимента в образцах серий 5-7 наблюдалось снижение показателя ударной вязкости, по причине снижения параметра скорости печати, как было отмечено ранее.

В рамках продолжения экспериментальных исследований при отрицательных температурах были повторно изготовлены серии образцов 1-4 (рис.1).

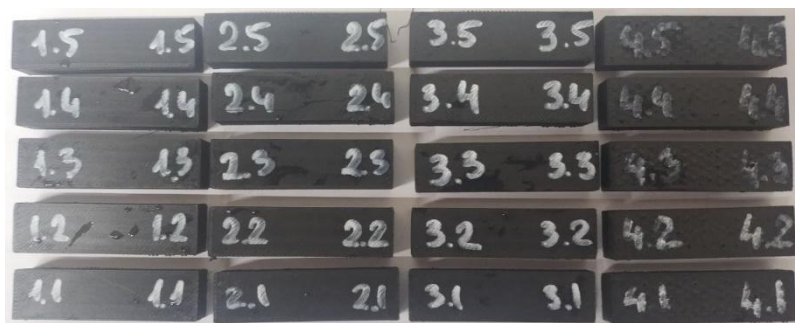


Рис. 1. Серии образцов № 1-4

Изготовленные серии образцов были помещены в морозильную камеру PozisFH-258-1 и выдерживались в течении 30 суток при температуре -30 °С, далее образцы сразу же после извлечения были направлены на маятниковый копер для проведения эксперимента.

Для испытаний на ударную вязкость использовался маятниковый копер Testsystems ТСКМ-300 (рис. 2, а), исследования проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 4647-2015 «Пластмассы. Метод определения ударной вязкости по Шарпи» в следующем порядке:

1. Образец помещался на опоры копра, с условием что удар маятника придёт в середину образца (рис. 2, б).

2. Маятник поднимался на заданную высоту, автоматически фиксировался, затем при нажатии кнопки на приборной панели опускался, ударяя точно в середину, тем самым деформируя установленный образец.

3. В момент удара маятниковый копер автоматически фиксирует энергию удара, поглощенную образцом, и переводит в данные на электронный носитель, для дальнейшей обработки результатов.

При проведении испытаний, согласно ГОСТ 4647-2015 «Пластмассы. Метод определения ударной вязкости по Шарпи», образцы необходимо устанавливать таким образом, чтобы удар приходился либо перпендикулярно, либо параллельно слоям. В данном исследовании образцы устанавливались на маятниковый копер таким образом, чтобы удар приходился параллельно направлению слоев.



а



б

**Рис. 2. Маятниковый копер ТСКМ – 300 (а)
и установка образцов на опоры копра (б)**

Результаты и обсуждение

Результаты проведенного исследования по определению зависимости были обработаны и отображены в таблице 1.

В сериях образцов № 1-4 при фиксированных значениях толщины слоя 0,06 мм, а также скорости печати 45 мм/с, заметно повышение показателя ударной вязкости при снижении процента заполнения со 100% до 60%, одновременно с этим в образцах серии № 4 наблюдается незначительное снижение показателя ударной вязкости (с 4,40 кДж/м² до 3,35 кДж/м²), относительно наибольшего значения, полученного в образцах серии № 3.

Таблица 1. Результаты проведенного испытания

№ серии образцов	Режимы печати: толщина слоя - процент заполнения - скорость печати	Наблюдаемые значения			
		Работа, Дж	Угол удара, (° град.)	Энергия, Дж	Средний показатель ударной вязкости, кДж/м ² .
1	0,06-100-45	3,13	145,80	150	2,09
2	0,06-80-45	4,39	144,26	150	2,93
3	0,06-60-45	6,61	141,66	150	4,40
4	0,06-40-45	5,02	143,49	150	3,35

Для получения информации о влиянии отрицательных температур на показатель ударной вязкости мастер-моделей изготовленных из ABS был проведен сравнительный анализ результатов полученных при проведении испытаний с образцами, выдержанных при комнатной температуре 20 °С и при температуре -30 °С, по результаты отображены в таблице 2.

Таблица 2. Сравнительный анализ

№ серии образцов	Режимы печати: толщина слоя - процент заполнения - скорость печати	Средние значения ударной вязкости кДж/м ² .	
		Температура образцов 20°С	Температура образцов -30 °С
1	0,06-100-45	2,09	1,92
2	0,06-80-45	2,93	5,13
3	0,06-60-45	4,40	4,24
4	0,06-40-45	3,35	3,45

По полученным результатам можно сделать следующие выводы.

Максимальное значение процента заполнения 100% приводит к снижению показателя ударной вязкости, также уменьшение ударной вязкости наблюдается при 60%. При значении процента заполнения 80% наблюдается максимальное увеличение ударной вязкости, также увеличение ударной вязкости наблюдается при малом проценте заполнения 40%.

Структура образцов серий № 1-4 из ABS пластика после проведения испытания на ударную вязкость, выдержанных при температуре 20 °С и -30 °С, представлена на рис. 3-6.



Рис. 3. Фото области разлома серия образцов № 1:
при +20 °С (а) и -30 °С (б)

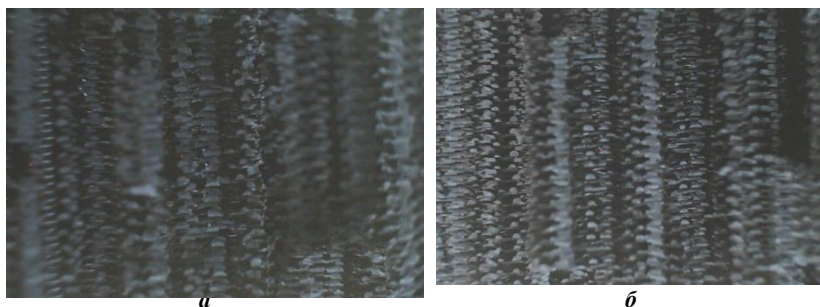


Рис. 4. Фото области разлома серия образцов № 2:
при +20 °С (а) и -30 °С (б)

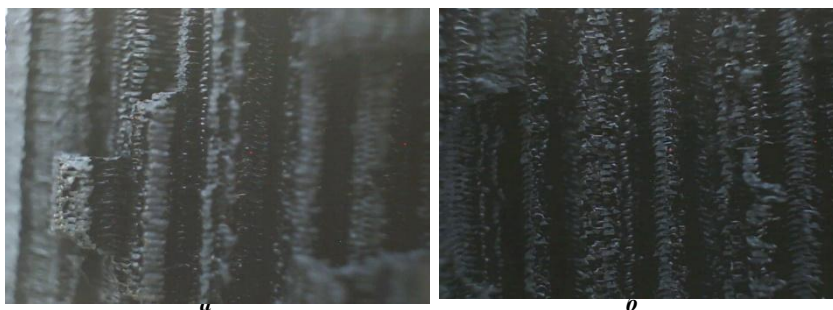


Рис. 5. Фото области разлома серия образцов № 3 при:
при +20 °С (а) и -30 °С (б)

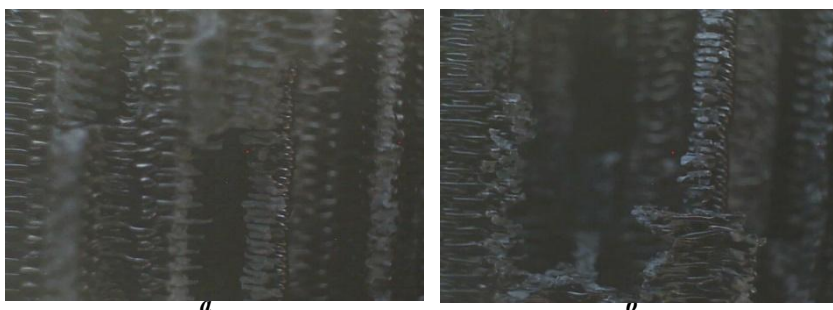


Рис. 6. Фото области разлома серия образцов № 4 при:
при +20 °С (а) и -30 °С (б)

Таким образом можно сделать вывод, что воздействие на образцы отрицательных температур -30 °С приводит к снижению показателя ударной вязкости, по причине охрупчивания ABS пластика, также следует отметить, что для некоторых образцов, к которым относятся серии № 2 и № 4 низкие температуры оказывают неоднозначное влияние показателя ударной вязкости больше, чем при комнатной температуре.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FSFM-2020-0011, экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зорин В.А. Применение аддитивных технологий при изготовлении деталей машин / В.А. Зорин, И.М. Тимченко // Механизация строительства. 2018. Т. 79, № 1. С. 5-8.

2. *Никитин А.С.* Анализ возможности использования модифицированного вторичного АБС-пластика при производстве деталей транспортно-технологических машин / А.С. Никитин, В.А. Зорин, А.Г. Тимофеева // *Механизация и автоматизация строительства: сборник статей самарского государственного технического университета*. Самара: Изд-во Самарский государственный технический университет, 2020. С. 191-196
3. *Зорин В.А.* Перспективы применения аддитивных 3D-технологий при изготовлении деталей зубчатых передач дорожно-строительных машин / В.А. Зорин, Е.А. Косенко, А.О. Дворянкин // *Интерстроймех–2018. Сборник докладов XXI Международной научно-технической конференции*, Москва, 8-12 октября 2018 года. М.: Изд-во Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, 2018. С. 335-337.
4. *Нефёлов И.С.* Моделирование оптимальных параметров 3D-печати / И.С. Нефёлов, Н.И. Баурова // *Все материалы. Энциклопедический справочник*. 2022. № 6. С. 26-31.
5. *Нефёлов И.С.* Исследование влияния технологических режимов 3D-печати на прочностные параметры деталей / И.С. Нефёлов, М.И. Тимченко, Н.И. Баурова, В.А. Зорин // *Механизация строительства*. 2018. Т. 79, № 2. С. 25-30.
6. *Нефёлов И.С.* Исследование влияния параметров 3D-печати на прочностные характеристики изделий из пластмасс // *Все материалы. Энциклопедический справочник*. 2022. № 5. С. 32-36.
7. *Нефёлов И.С.* Определение стойкости соединений изделий из пластмасс, изготовленных с применением аддитивных технологий, к воздействию отрицательных температур // *Все материалы. Энциклопедический справочник*. 2021. № 1. С. 23-27.

СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

А.А. Елепов¹, А.В. Кучин¹, В.Д. Лебедев¹, Н.В. Екимовский²

¹Северный (Арктический) федеральный университет
им. М.В. Ломоносова
²ООО НПП Леспромсервис

Изложена методика проведения испытания режимов работы гидростатической трансмиссии наземных транспортно-технологических средств. Приведено описание испытательного стенда и результаты проведения испытаний четырех основных режимов работы гидростатической трансмиссии.

Ключевые слова: транспортно-технологические средства, гидростатическая трансмиссия, стенд для изучения работы гидростатического привода, режимы работы гидростатической трансмиссии, измерение параметров рабочей жидкости

BENCH STUDIES OF HYDROSTATIC TRANSMISSION OPERATING MODES

A.A. Yelepov¹, A.V. Kuchin¹, V.D. Lebedev¹, N.V. Ekimovsky²

¹Northern (Arctic) Federal University
named after M.V. Lomonosov
²LLC NPP Lespromservice

The methodology of testing the modes of operation of the hydrostatic transmission of ground transport and technological means is described. The description of the test bench and the results of testing the four main modes of operation of the hydrostatic transmission are given.

Keywords: transport and technological means, hydrostatic transmission, a stand for studying the operation of a hydrostatic drive, modes of operation of a hydrostatic transmission, measurement of the parameters of the working fluid

В настоящее время для передачи крутящего момента от энергетической установки (ЭУ) к рабочим органам или движителям в наземных транспортно-технологических средствах (ТТС) широко используются гидростатические трансмиссии (ГСТ). ГСТ по сравнению с механическими

трансмиссиями позволяют управлять потоком масла под определенным давлением без его разрыва, обеспечивая рациональное и эффективное использование мощности ЭУ. При этом на 10-20% уменьшается затраты времени на маневренность и на 10-15% расход топлива. [1, 2, 3].

Основные достоинства ГСТ: бесступенчатое изменение передаточного числа; реверс крутящего момента с возможностью разворота на месте; устойчивое движение ТТС на малых скоростях; поддержание оптимального режима работы ЭУ и защиту ее от перегрузок; возможность рекуперации части энергии движения при торможении; обеспечение свободной компоновки; уменьшение эксплуатационных и ремонтных расходов; повышение надежности.

Недостатки ГСТ: более низкий КПД по сравнению с механической или гидромеханической передачами; высокая стоимость изготовления; высокая чувствительность к качеству масла.

ГСТ обеспечивает следующие режимы движения ТТС [3]:

– холостой ход - вал гидронасоса вращается, наклонный диск гидронасоса расположен перпендикулярно к оси вала (в нейтральном положении), рабочий объем гидронасоса $V_{нас}=0$ и подача рабочей жидкости (РЖ) от гидронасоса к гидромотору отсутствует, наклонный диск гидромотора выставлен на максимальный угол (рабочий объем гидромотора $V_{гм}=\max$), вал гидромотора не вращается – ТТС неподвижно;

– начало движения ТТС – наклонный диск гидронасоса из нейтрального положения устанавливается под углом к оси вала, плунжеры перемещаются в цилиндрах блока ($V_{нас}\geq 0$) и осуществляется подача РЖ к гидромотору ($V_{гм}=\max$) – достигается максимальное тяговое усилие при низкой скорости движения ТТС;

– максимальная скорость движения ТТС – наклонный диск гидронасоса выставлен на максимальный угол к оси вала, плунжеры имеют наибольший ход, рабочий объем гидронасоса $V_{нас}=\max$, рабочий объем гидромотора $V_{гм}=\min$ – тяговое усилие ТТС минимальное;

– движение с динамическим изменением нагрузки (движение с ростом угла подъема при постоянной приводной мощности гидронасоса) – клапан изменения мощности управления гидромотором увеличивает угол наклонного диска, рабочий объем гидромотора увеличивается, момент гидромотора и тяговое усилие возрастает, частота вращения и скорость движения ТТС снижается.

На рис. 1 представлена контрольно-измерительная система стенда для изучения работы гидростатического привода [4], которая обеспечивает исследования различных режимов работы ГСТ [5, 6].

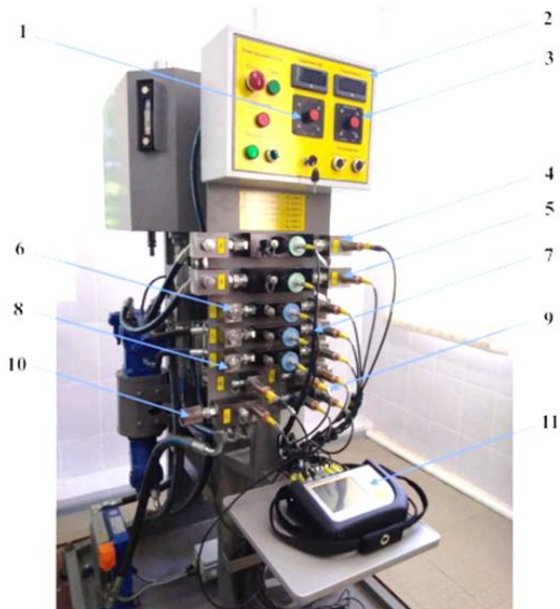


Рис. 1. Контрольно-измерительная система стенда:

- 1 – потенциометр управления гидромотором;
- 2 – пульт управления стенда;
- 3 – потенциометр управления гидронасосом;
- 4 – аппаратура измерения параметров РЖ в линии А;
- 5 – аппаратура измерения параметров РЖ в линии В;
- 6 – аппаратура измерения параметров РЖ в линии фильтрации;
- 7 – аппаратура измерения параметров РЖ в дренажной линии насоса;
- 8 – аппаратура измерения параметров РЖ в дренажной линии гидромотора;
- 9 – датчик давления РЖ в вспомогательных линиях гидронасоса и гидромотора;
- 10 – нагрузочный предохранительный клапан;
- 11 – контрольно-измерительный прибор Parker Service Masterplus

Измерительная аппаратура стенда в режиме реального времени позволяет производить измерения текущих значений расхода, давления и температуры РЖ во всех контурах ГСТ.

Стенд представляет собой комплекс электро- и гидрооборудования, установленного на жесткую металлическую раму. Для рабочего контура гидростатической трансмиссии используются гидравлические машины Bosch-Rexroth, состоящие из гидронасоса Rexroth A4VG и гидро-

мотора Rexroth A6VM с изменяемыми рабочими объемами. Для контура имитации нагрузки используется неуправляемый гидромотор PSM 310.

Стенд обеспечивает следующие технические параметры: максимальное давление в гидросистеме 20 МПа; напряжение электропитания 380В, 50Гц; мощность электродвигателя привода 7,5 кВт; частота вращения электродвигателя 1000 мин⁻¹; объем рабочей жидкости - 100 л.

В качестве контрольно-измерительной аппаратуры используется многофункциональный диагностический комплекс Parker Service Master Plus. Для измерения параметров РЖ используются датчики давления/температуры SCPT и расходомеры SCFT. Датчики передают информацию в виде аналогового и/или цифрового сигнала. Для определения частоты вращения выходного вала гидромотора используется бесконтактный оптический датчик оборотов.

На стенде проводилась имитация работы ГСТ на следующих режимах:

1) Холостой ход с последующим движением вперед (режим начала движения). В процессе испытаний регистрировались следующие параметры: ток управления клапаном положения наклонного диска гидронасоса; частота вращения вала гидромотора, расход РЖ и давление в напорной и сливной линиях гидропривода; расход РЖ в дренажных линиях гидронасоса и гидромотора.

Результаты исследования: значение подачи РЖ при максимальном рабочем объеме гидронасоса близко к максимальному (около 22,5 л/мин); при максимальной подаче РЖ в гидромотор, значение давления в напорной линии не превышает 60 бар.

2) Начало движения нагруженного ТТС на подъеме. В процессе испытаний регистрировались: частота вращения вала гидромотора; давление РЖ в линии нагрузки; расход РЖ и давлений напорной и сливной линиях; давление РЖ в контуре имитации нагрузки; расход РЖ в дренажных линиях гидронасоса и гидромотора.

Результаты исследования: максимальное значение давления РЖ в ГСТ соответствует давлению в контуре нагрузки (≥ 165 бар), при превышении этого значения вал гидромотора останавливается; при давлении в напорной линии (192 бар) происходит открытие предохранительного клапана гидронасоса, резко падает мощность и КПД гидропривода (при значениях внешней нагрузки > 157 бар).

3) Движение с максимально допустимой нагрузкой. В процессе испытаний регистрировались: время работы установки; расход РЖ и давление в напорной и сливной линиях; расход РЖ в дренажной линии гидромотора; температура РЖ в напорной и сливной линиях; давление в ци-

линдре управления наклонным диском гидромотора; расход РЖ в дренажной линии гидронасоса; давление РЖ в контуре нагрузки; температура РЖ в контуре нагрузки; частота вращения вала гидромотора.

Результаты исследования: при продолжительной работе ГСТ при максимально допустимой нагрузке наблюдается постепенное падение мощности и крутящего момента на выходном валу гидромотора (рис. 2); при снижении мощности на выходном валу гидромотора наблюдается замедление частоты вращения вала гидромотора (рис. 3), рост расхода рабочей жидкости в гидромоторе.

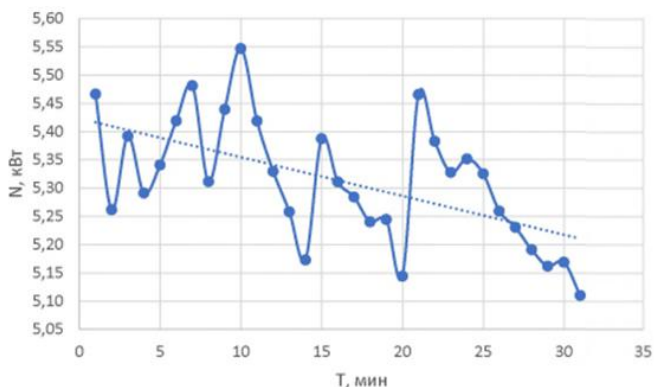


Рис. 2. Изменение мощности на выходном валу гидромотора

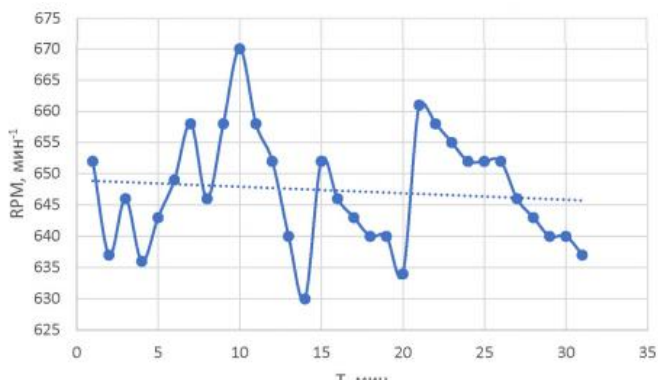


Рис. 3. Изменение частоты вращения выходного вала гидромотора

4). Движении на склоне с ростом угла подъема.

В процессе испытаний динамического нагружения ГСТ регистрировались следующие параметры: частота вращения вала гидромотора; расход РЖ и давление в напорной и сливной линиях; расход РЖ в дренажной линии гидромотора; температура РЖ в напорной и сливной линиях; давление в цилиндре управления; расход РЖ в дренажной линии гидронасоса; давление и температура РЖ в контуре нагрузки; частота вращения вала гидромотора.

Результаты исследования режимов работы ГСТ (рис. 4): в начале подъема при увеличении нагрузки (давление РЖ в контуре нагрузки 55 бар) клапан изменения мощности отклоняет наклонный диск гидромотора, постепенно увеличивая рабочий объем; при изменении нагрузки в интервале 55-160 бар мощность на выходном валу гидромотора не изменяется; при нагрузке 160-165 бар происходит резкое снижение мощности и более 165 бар – полная остановка гидромотора. Рабочий объем гидронасоса при этой нагрузке соответствует максимальному ($28,1 \text{ см}^3$).

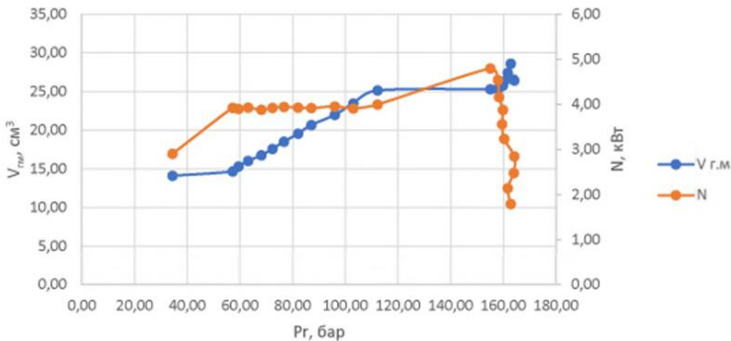


Рис. 4. Зависимость мощности и рабочего объема гидромотора с постепенным увеличением нагрузки

Выводы

1. Получена количественная оценка значений параметров работы ГСТ:

1.1. Минимальный рабочий объем гидронасоса для стабильной работы ГСТ составляет 7 см^3 . При значениях управляющего сигнала ниже 300 мА наблюдается нестабильная работа ГСТ, выражающаяся в скачках давления и расхода в напорной линии;

1.2. Минимальный рабочий объем гидромотора составляет 14 см^3 ;

1.3. Максимальная мощность на выходном валу гидромотора составляет 5,5 кВт, КПД гидропривода – 74%;

1.4. При превышении внешней нагрузки (более 153 бар) происходит падение мощности на выходном валу, что связано со срабатыванием предохранительного клапана и слива части РЖ в бак. Предельное давление составляет 200 бар;

1.5. Длительная работа ГСТ при максимальной нагрузке и мощности на выходном валу гидромотора приводит к перегреву РЖ и снижению ее вязкости. Замечено, что в течение 0,5 ч мощность на выходном валу гидромотора снижается на 10%.

1.6. Эксплуатация ГСТ при внешней нагрузке (>157 бар) не рекомендуется.

2. Выявлены технические особенности работы стенда СГУ-2.ГСТ 1:

2.1. Для привода гидронасоса стенда установлен электродвигатель мощностью $N_g=7.5$ кВт и частотой вращения $n_g=1000$ мин⁻¹, что не позволяет исследовать гидронасос в номинальном и максимальном режимах работы. Выявлено, что максимальный расход в напорной линии не превышает 23 л/мин, что недостаточно для гидроагрегатов ТТС;

2.2. При минимальном рабочем объеме гидромотора ($14\pm 0,1$) см³ максимальная частота вращения вала составляет (1250 ± 10 мин⁻¹), что также недостаточно;

2.3. При продолжительной работе ГСТ при максимально допустимой нагрузке радиатор не обеспечивает требуемого охлаждения РЖ и происходит быстрый ее нагрев – за 30 мин до 70 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Жданко Д.А.* Методические рекомендации по оценке технического состояния агрегатов гидростатических трансмиссий мобильных энергетических средств / Д.А. Жданко [и др.]; под общ. ред. Д.А. Жданко. Минск: БГАТУ, 2019. 124 с.
2. *Тарасик В.П.* Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами: Монография / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич. Мн.: УП «Технопринт», 2004. 512 с.
3. Лесозаготовительные машины PONSSE: учеб. пособие / Я. Лаурилла, А.В. Кучин, В.Д. Лебедев [и др.]. 2-е изд., исправл. и доп. Архангельск: И.А. Васильев, 2019. 144 с.
4. Пат. 125278 РФ МПК F15B 19/00. Стенд для изучения работы гидростатического привода / Н.В. Екимовский, А.А. Кокшаров, А.В. Кучин, В.Д. Лебедев, В.П. Марченко, А.К. Тропников. Оpubл. 27.02.13, Бюл. № 6.
5. Управление наземными транспортно-технологическими средствами: учебник / В.В. Шаповалов [и др.]. ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте»: ЭБ «УМЦ ЖДТ», 2018. 263 с. URL: <http://umczdt.ru/books/1196/18736/>
6. *Сладкова, Л.А.* Исследования и испытания машин: учебно-методическое пособие. М.: РУТ (МИИТ), 2020. 34 с. URL: <https://e.lanbook.com/book/175851>

УПРАВЛЕНИЕ НАДЁЖНОСТЬЮ И РИСКАМИ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В.А. Зорин, Мохаммад Ростамиан

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

В статье рассмотрены вопросы управления надёжностью и рисками, возникающими в процессе эксплуатации строительных машин. Основной целью управления рисками является обеспечение безотказной и эффективной работы техники в условиях строительного производства. Проведён сравнительный анализ результатов традиционной статистической оценки надёжности и оценки рисков возникновения отказов элементов гидропривода строительных машин в условиях эксплуатации. Описаны методы предупреждения рисков отказов строительных машин. Проведён сравнительный анализ мероприятий по предупреждению рисков. Представлены рекомендации по внедрению дистанционных методов диагностирования технического состояния элементов гидропривода с целью исключения возникновения рисков отказов строительных машин, работающих в реальных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: оценка рисков, риски отказов, надёжность, диагностическая система, гидропривод

MANAGEMENT OF RELIABILITY AND RISKS OF CONSTRUCTION MACHINES IN OPERATION

V.A. Zorin, Mohammad Rostamian

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University
(MADI)

In article questions of management of reliability and the risks arising in use construction machines are considered. A main objective of risk management is ensuring no-failure and effective operation of the equipment in the conditions of construction production. The comparative analysis of results of traditional statistical assessment of reliability and risk assessment of emergence of refusals of elements of a hydraulic actuator of construction machines under operating conditions is carried out. Methods of prevention of risks of failures of construction machines are described. The comparative analysis of actions for prevention of risks is carried out. Recommendations about introduction of remote methods of diagnosing of technical condition of elements of a hydraulic actuator for the purpose of an exception of emergence of risks of failures of the construction machines working in actual practice operation are submitted.

Keywords: risk assessment, risks of refusals, reliability, diagnostic system, hydraulic actuator

Современные строительные машины являются сложными, многофункциональными, энергоёмкими изделиями машиностроения. Условия эксплуатации строительной техники заключены в широких пределах: от тропических до арктических. Надёжность, безопасность и эффективность использования машин определяются большим количеством различных факторов и не поддаются точному прогнозированию. Кроме того, современные строительные машины представляют собой сложные динамические системы, работающие в условиях переменного внешнего воздействия, вызванного различными факторами. В процессе эксплуатации эти нагрузки вызывают выход из строя конструктивных элементов машин. Для предотвращения возможных неисправностей следует применять средства технического диагностирования с целью определения технического состояния и остаточного ресурса машин.

Традиционные методы управления надёжностью машин основаны на результатах обработки статистической информации об отказах и неисправностях, возникших и устранённых в процессе работы, технического обслуживания или ремонта техники в условиях эксплуатации. Собранный таким образом информация косвенно учитывает влияние режимов работы и климатических условий на надёжность машин. Основными недостатками такого подхода являются: высокий уровень затрат на ремонт, длительные простои машин в ремонте (включающие ожидание поставок запасных частей), вызывающие срыв графиков выполнения строительных работ и снижение эффективности использования техники. Кроме того, традиционные методы управления надёжностью машин на основе статистической информации не обеспечивают возможности оперативной разработки и внедрения управляющих воздействий. В этой ситуации особенно актуальной становится оценка рисков возникновения отказов машин на стадии проектирования и разработка методов реагирования на риски в процессе строительного производства [1].

Результаты статистического анализа отказов основных элементов и систем строительных машин показывают, что на долю двигателей внутреннего сгорания приходится до 10% отказов, элементы гидропривода выходят из строя в 50% случаев отказов, на долю деталей электропривода приходится до 30% отказов, а остальные отказы вызваны выходом из строя различных элементов механических передач [2]. Таким образом, элементы гидропривода строительных машин требуют наибольшего внимания при разработке мероприятий по обеспечению надёжности техники в условиях эксплуатации, поэтому далее рассмотрим преимущества методов управления рисками на примере гидросистем.

В период эксплуатации техническое состояние машины в целом и гидросистем в частности ухудшается, вызывая снижение производительности и качества функционирования, снижение мощности, повышение температуры рабочей жидкости, повышение уровня шума при работе машины. Статистические данные по отказам, полученные в ходе исследований надёжности экскаваторов, работающих в умеренных климатических условиях, приведены в на рис. 1 [2, 3]. Основной причиной выхода из строя элементов гидропривода по результатам экспертизы признан повышенный износ конструктивных элементов, приводящий к увеличению зазоров между рабочими поверхностями трибосопряжений. Если наружные повреждения достаточно легко выявить визуально, то внутренние дефекты можно обнаружить только при помощи неразрушающих методов контроля, диагностики. Общеизвестным является тот факт, что средства и методы технической диагностики являются наиболее эффективными для повышения эксплуатационной надёжности техники [4, 5].

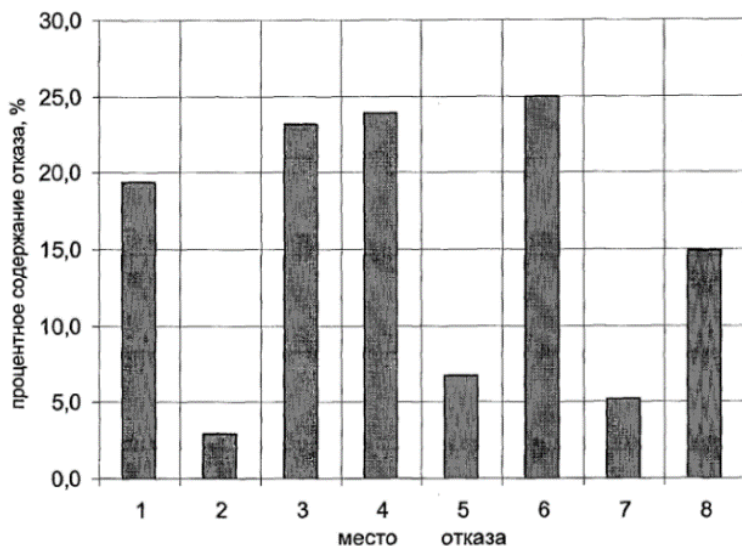


Рис. 1. Удельный вес отказов в гидравлической системе [2, 3]:

- 1 – гидравлические рукава; 2 – быстроразъемные соединения; 3 – уплотнения гидроцилиндров; 4 – уплотнения в насосах и гидромоторах; 5 – насосы (выход из строя по объемному КПД); 6 – гидромоторы (выход из строя по объемному КПД); 7 – распределители; 8 – управляющая аппаратура (клапаны, дроссели)

Традиционные методы управления надёжностью на примере элементов гидросистем строительных машин показывают, что наибольшая доля отказов в период эксплуатации приходится на рукава высокого давления (РВД). Из чего следует вывод о необходимости уделения особого внимания методам и средствам обеспечения работоспособности РВД. Однако, с точки зрения экономической эффективности этот подход не обеспечивает лучший результат, т.к. при этом не учитываются потери, связанные с закупкой запасных частей, ожиданием их доставки, возможные сопутствующие отказы, стоимость восстановления работоспособности машины и проч. Применение методов оценки и управления рисками позволяет исключить отмеченные недостатки.

Необходимость оценки рисков возникновения отказов машин на стадиях проектирования, производства и эксплуатации техники отмечается в международных стандартах [4, 6], а также регламентирована Техническим регламентом Таможенного союза "О безопасности машин и оборудования" (ТР ТС 010/2011) [7]. Оценка рисков обеспечивает возможность учёта, кроме вероятности отказа, потерь от его возникновения: расходов на ремонт, простои в ремонте и другие сопутствующие потери.

Расчет риска отказа производится по формуле

$$R = P \cdot C, \quad (1)$$

где R – показатель риска;

P – вероятность возникновения отказа;

C – затраты, необходимые для восстановления работоспособности конструктивного элемента с учётом потерь от простоев в ремонте.

Результаты расчета риска элементов гидропривода экскаватора показывают, что гидроцилиндры, гидромоторы и гидронасосы имеют более высокий уровень риска (рис. 2).

Именно эти элементы гидропривода оказывают наибольшее влияние на надёжность гидросистемы и эффективность использования строительных машин. Это необходимо учитывать при разработке мероприятий по предупреждению отказов и реагировании на возможные риски при планировании использования строительных машин в условиях эксплуатации.

Таким образом, с точки зрения теории управления рисками, при разработке мероприятий по обеспечению надёжности машин акцент необходимо сделать, прежде всего, на гидроцилиндры и гидромоторы, отказы которых в процессе эксплуатации вызывают более серьёзные последствия снижения технико-экономической эффективности использования машин.

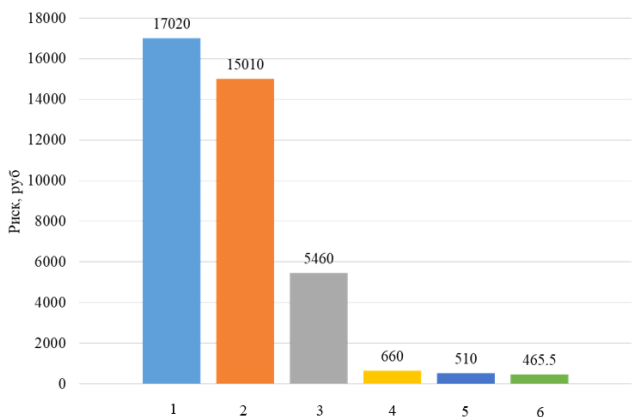


Рис. 2. Сравнительный анализ рисков отказов элементов гидропривода экскаваторов:

- 1 – гидроцилиндры; 2 – нерегулируемы аксиально-поршневые моторы;
 3 – шестерённые насосы; 4 – сдвоенные регулируемые аксиально-поршневые насосы; 5 – гидрораспределители; 6 – рукава высокого давления

Различают несколько видов мероприятий по предупреждению рисков [7]:

– *уклонение от риска* путём прекращения организацией выполнения работ, повышающих вероятность возникновения отказа, или снижения интенсивности и режимов использования машины.

– *сокращение риска* путём страхования, резервирования, хеджирования, применения залоговых и гарантийных инструментов.

Современная система страхования предусматривает два вида договоров: основной, прописывающий объекты страхования, и дополнительный, определяющий размеры компенсации ущерба имуществу, которое используется в процессе проведения работ (машины и оборудование).

Резервирование является методом формирования ресурсного (финансового или имущественного) резерва для компенсации ущерба в результате вероятного наступления риска (отказа машины). Этот метод позволяет гарантировать бесперебойность работы предприятия в случаях возникновения отказов строительной техники. Основные недостатки резервирования – большой уровень расходов на формирование имущественного резерва (средств механизации, запасных частей), а также сопутствующие организационные проблемы. Примером является «холодное»

резервирование: создание избыточного количества (запаса) однотипных машин и запасных частей на складе организации.

Наиболее радикальным вариантом предупреждения рисков является полное исключение риска за счёт внедрения соответствующих мероприятий:

- исключение проведения финансовых операций и схем, степень риска которых превышает определенный уровень;
- внедрение методов контроля и мониторинга технического состояния объекта в процессе эксплуатации с помощью диагностических (в том числе дистанционных) систем [5,9,10].

Схема системы дистанционного контроля и мониторинга технического состояния элементов гидрооборудования строительных машин приведена на рис. 3.

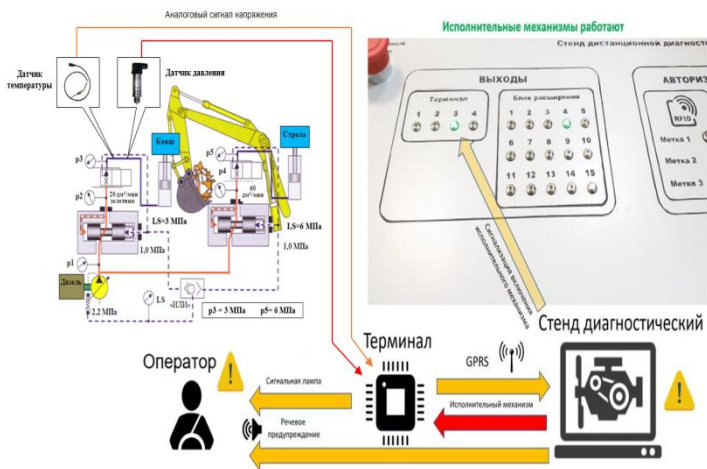


Рис. 3. Схема выявления отказа гидросистемы экскаватора с помощью средств дистанционной диагностики

На схеме рис. 3 представлен порядок распознавания технического состояния элементов гидропривода экскаватора с помощью системы дистанционного диагностирования, включающей: датчики температуры и давления рабочей жидкости и диагностический терминал (стенд диагностический). Сигнал от диагностических датчиков распознаётся с помощью терминала и передаётся через GPRS на управляющий компьютер мастера-диагноста. Информация о техническом состоянии машины хра-

нятся в памяти терминала и компьютера в течение всего периода эксплуатации машины, вплоть до её списания. На основании полученной информации принимается решение о проведении превентивных управляющих воздействий с целью исключения неисправностей и предотвращения отказов машины.

Сравнительный анализ перечисленных методов реагирования на риски показывает, что применительно к управлению надёжностью ирисками отказов строительных машин наиболее эффективным является внедрение в конструкцию машин средств дистанционного контроля и мониторинга технического состояния объекта в процессе эксплуатации [9, 10]. В настоящее время существует возможность установки диагностических датчиков и терминалов на строительные и транспортно-технологические машины в процессе проведения планового технического обслуживания и текущего ремонта. Трудоёмкость и расходы на установку необходимого диагностического оборудования оправданы повышением безотказности машин, безопасности и эффективности их использования в условиях эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Зорин В.А.* Надёжность механических систем. М.: ИНФРА-М, 2015. 380 с.
2. *Гринчар Н.Г.* Надёжность гидроприводов строительных, путевых и подъёмно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.
3. *Фёдоров В.К.* Повышение надёжности гидропривода строительно-дорожных машин / В.К. Фёдоров, С.П. Иванов // Строительные и дорожные машины. М., 2021. № 2. С. 12-17.
4. *Зорин В.А.* Управление рисками при производстве и эксплуатации транспортно-технологических машин / В.А. Зорин, Е.А. Косенко, Ю.В. Штефан. М.: МАДИ, 2019. 222 с.
5. *Пегачков А.А.* Прогнозирование ресурса и оценка технического состояния двигателей, на основе параметров, отслеживаемых системой удаленного диагностирования // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2022. № 7. С. 25-34.
6. ГОСТ Р ИСО/МЭК 31010-2011. Менеджмент риска. Методы оценки риска. М.: Стандартиформ, 2012. 70 с.
7. Технический регламент Таможенного союза "О безопасности машин и оборудования" (ТР ТС 010/2011).
8. *Разу М.Л.* Управление проектом. М.: КноРус, 2010. 721 с.
9. *Нгуен Чонг Минь.* Повышение надёжности гидравлических систем строительных машин методами технического диагностирования / Нгуен Чонг Минь, В.А. Зорин, И.С. Нефёлов. М.: «Вестник МАДИ», 2020 г. С. 24-29
10. Remote monitoring and diagnostics of devices based on distributed database system / Fabijański Ja., Blat Ja. // Transport Problems. 2008. Т. 3, № 4(1). С. 17-23.

**УСЛОВИЯ ПОЛУЧЕНИЯ КАЧЕСТВЕННЫХ ХРОМОВЫХ
ПОКРЫТИЙ ИЗ ХОЛОДНОГО
САМОРЕГУЛИРУЮЩЕГОСЯ ЭЛЕКТРОЛИТА
ХРОМИРОВАНИЯ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ,
РАБОТАЮЩИХ ПРИ ГИДРОАБРАЗИВНОМ
ИЗНАШИВАНИИ**

А.Н. Котомчин, В.А. Зорин

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

В статье изложены основные результаты исследований холодного саморегулирующегося электролита хромирования. Описаны условия получения хромовых покрытий – плотность тока осаждения и травления, состав электролита. Результаты исследований обеспечивают возможность использования разработанного электролита хромирования для восстановления деталей автомобилей и дорожно-строительных машин.

***Ключевые слова:** хромирование, прочность сцепления, износостойкость, коэффициент трения*

**CONDITIONS FOR OBTAINING HIGH-QUALITY CHROME
COATINGS FROM A COLD SELF-REGULATING
CHROMIUM PLATING ELECTROLYTE FOR THE
RESTORATION OF PARTS OPERATING
UNDER WATERJET WEAR**

A.N. Kotomchin, V.A. Zorin

Moscow State Automobile and Highway Technical University (MADI)

The article presents the main results of studies of cold self-regulating electrolyte chrome plating. The influence of the conditions for obtaining chrome coatings – the current density of deposition and etching, the composition of the electrolyte - has been revealed. The results of the research will make it possible to use the developed chromium plating electrolyte as a way to restore car parts and road construction machines.

***Keywords:** chrome plating, adhesion strength, wear resistance, coefficient of friction*

Введение

Известно, что хромирование является одним из способов восстановления деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании золотников гидрораспределителей, плунжеров гидравлических и топливных насосов [1, 2]. При этом хромовые покрытия обладают рядом преимуществ:

- Высокая микротвердость, достигающая 12000-14000 МПа.
- Высокая износостойкость.
- Коррозионностойкость.
- Стойкость к высоким и низким температурам.
- Влагостойкость.
- Низкий коэффициент трения и др.

Однако низкая производительность, вредность и низкая рассеивающая способность ограничивают использование хромирования в качестве способа восстановления деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании.

Поэтому многими учёными проводятся исследования по увеличению производительности и снижению отрицательного влияния процесса хромирования на окружающую среду и рабочих при проведении работ в гальваническом цехе. В результате проведённых исследований были выделены несколько способов усовершенствования методов хромирования: использование различных способов и приёмов осаждения, а также изменение состава электролита с режимами осаждения, из которых, наиболее рациональным и менее затратным был выделен последний.

Полученные результаты исследований выделили один из перспективных электролитов хромирования – холодный саморегулирующийся электролит хромирования, который обладает следующими преимуществами: высокая производительность (выход по току до 50%), высокая износостойкость, коррозионностойкость, низкий коэффициент трения, отсутствие микротрещин на поверхности хромовых покрытий. Разработанная технология с использованием предлагаемого электролита может применяться для восстановления деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании [1, 2].

Однако при использовании технологии на практике, может возникнуть нарушение качества покрытий из-за изменения условий осаждения. Поэтому дальнейшие исследования были направлены на изучение влияния условий получения качественных хромовых покрытий для восстановления деталей, работающих при гидравлическом изнашивании.

Для исследований были выделены следующие критерии оценки качества хромовых покрытий:

1. Отсутствие микротрещин на поверхности и по толщине хромового покрытия
2. Высокая прочность сцепления
3. Высокая износостойкость.

Для данных исследований была разработана методика и использовалось необходимое оборудование:

В качестве объекта исследования был выбран холодный саморегулирующийся электролит хромирования, разработанный для использования при восстановлении деталей следующего состава: хромовый ангидрид – 420-450 г/л, сульфат никеля и кобальта по 10 г/л, карбонат кальция – 50 г/л, плавиковая кислота – 0,65-0,9 г/л при плотности тока 75-200 А/дм², рабочей температуре 18-35 °С [3].

Для травления перед нанесением хромовых покрытий использовали следующие электролит и режимы: 30% раствор серной кислоты, сульфат железа 10-15 г/л, плотность тока 75-180 А/дм² через каждые 10-15 А/дм², рабочая температура электролита травления 18-20 °С [3].

С целью поддержания необходимых режимов осаждения использовалась разработанная установка для получения хромовых покрытий [4].

Для изучения качества хромовых покрытий использовали микроскоп ММУ-3 с приставкой для оцифровки изображения. Микротвердость измеряли с помощью микротвердомера ПМТ-3 с нагрузкой 1 Н. Образцы для исследований микроструктуры поверхности изготавливались из стали 40Х ГОСТ 1050-88 диаметром Ø12 мм и покрываемой площадью 0,1 дм².

Исследования прочности сцепления хромового покрытия с подложкой выполняли по ГОСТ 9.302-88 с использованием прессы с усилием 10 тс и матрицы с отверстием диаметром Ø20^{+0,01} из стали 40Х ГОСТ 1050-88, закаленной до 50-55 HRC. Для испытания на прочность сцепления хромового покрытия использовали вал диаметром Ø20_{-0,01} с хромовым покрытием толщиной 0,3-0,35 мм.

Прочность сцепления хромового покрытия с поверхностью образца рассчитывали по формуле

$$\tau_{\text{пр.сц.}} = \frac{N}{\pi \cdot d \cdot h}, \quad (1)$$

где $\tau_{\text{пр.сц.}}$ – прочность сцепления (касательное напряжение при сдвиге), МПа;

N – сила сдвига, Н;

d – диаметральный размер образца, мм;

h – толщина хромового покрытия, мм.

Исследования износостойкости проводили на машине трения СМЦ-2 с цифровым осциллографом по ГОСТ 23.224-86. В качестве образцов служили ролики диаметром 49,6 мм и длиной 12 мм, изготовленные из стали 40Х и хромированные на толщину 0,30...0,35 мм из расчета, чтобы после механической обработки размер их диаметра составлял $\varnothing 50^{+0,01}$ мм. Износ хромовых покрытий проводили гравиметрическим способом на аналитических весах АДВ-200 с точностью 0,01 мг, путем измерения массы покрытого ролика через каждые 10 часов трения при общей продолжительности испытаний 240 часов.

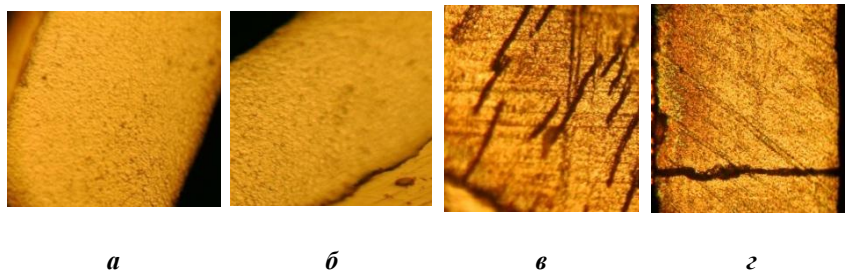
Результаты исследований

В результате проведенных исследований выявлено, что на качество хромовых покрытий, получаемых из холодного саморегулирующегося электролита хромирования, влияют следующие факторы:

1. Изменение состава электролита и режимов осаждения при работе;
2. Режимы травления;
3. Материал подложки (покрываемой детали).

Разберем результаты исследований по каждому пункту отдельно и определим оптимальные значения факторов для получения качественных хромовых покрытий.

В результате исследования разработанного состава электролита хромирования выявлено влияние неорганической добавки плавиковой кислоты на качество покрытия (рис. 1).

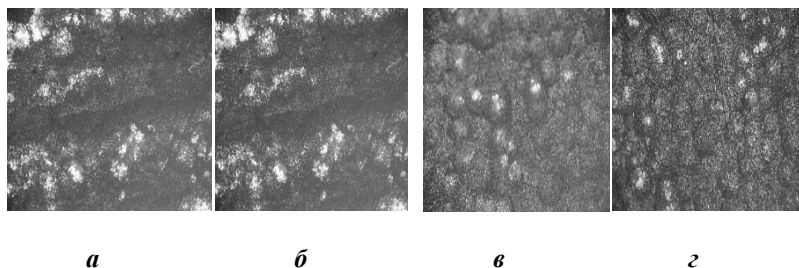


Увеличение 600:1

**Рис. 1. Микрошлифы хромовых покрытий при различном количестве в растворе электролита плавиковой кислоты, г/л:
а – 0,7, б – 0,9, в – 0, г – 1,0**

Из рис. 1 видно, что количество плавиковой кислоты оказывает значительное влияние на качество хромовых покрытий из разработанного электролита. Оптимальное количество плавиковой кислоты, при котором получаются качественные покрытия, находится в пределах 0,7-0,9 г/л.

Дальнейшие исследования влияния режимов осаждения показали, что плотность тока при осаждении хромовых покрытий оказывает влияние на получение безтрещиноватых покрытий (рис. 2).



Увеличение 600:1

**Рис. 2. Микроструктура хромовых покрытий, получаемых при различной плотности тока, А/дм²:
а – 75, б – 150, в – 200, г – 250**

Из рис. 2 видно, что наиболее качественные покрытия получаются при плотности тока в диапазоне 75-200 А/дм². При дальнейшем увеличении плотности тока более 200 А/дм² происходит рост дендритов, начинают появляться на поверхности микротрещины, что исключает возможность использования метода для деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании.

При проведении исследований процесса получения хромовых покрытий, выявлено, что в процессе работы ванны хромирования происходит изменение состава электролита, в частности, накопление трехвалентного хрома, которое оказывает влияние на качество хромовых покрытий. Влияние количества трехвалентного хрома показано на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что оптимальное количество трехвалентного хрома находится в пределах 2-15 г/л, при увеличении концентрации более 15 г/л происходит ухудшение качества покрытия – появляются пустоты, а при увеличении более 20 г/л увеличивается их количество. Это вероятно связано с ухудшением растворимости и выхода водорода из хромового покрытия, что увеличивает хрупкость и снижает качество покрытия. По-

этому необходимо контролировать и, при необходимости, прорабатывать ванну хромирования для поддержания оптимального состава трехвалентного хрома [5].

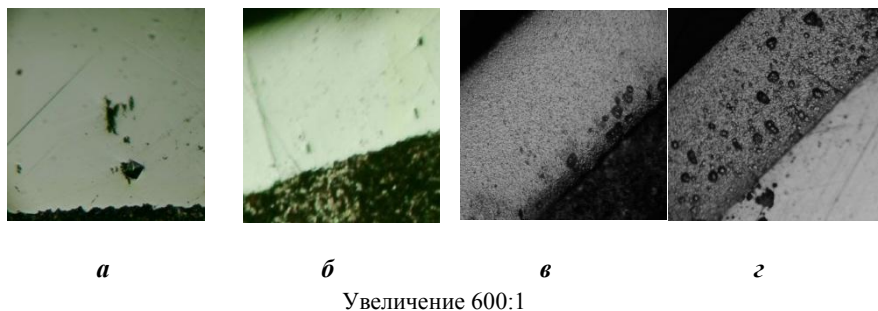


Рис. 3. Микроструктура микрошлифов хромовых покрытий, получаемых при различном количестве трехвалентного хрома, г/л: *a* – 2-9, *б* – 9-15, *в* – 15-20, *г* – более 20 [5]

Также установлено, что одним из важнейших критериев качества деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании, является прочность сцепления. От этого критерия зависит, выдержит ли хромовое покрытие нагрузки при восстановлении детали данным способом, так как при работе золотников давление в гидроприводе может достигать 20-25 МПа, что требует от покрытия высокой прочности сцепления, превышающей нагрузку в 5-10 раз. Исследование прочности сцепления проводили на различных значениях касательного напряжения (рис. 4).



Рис. 4. Результаты испытания качества хромового покрытия в зависимости от касательного напряжения, МПа: *a* – 180, *б* – 270, *в* – 300

Из рис. 4 видно, что прочность сцепления хромового покрытия, полученная при рекомендованных режимах и составе достигает 270 МПа, что с большим запасом достаточно для деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании.

Дальнейшие исследования прочности сцепления показали, что травление перед нанесением хромового покрытия оказывает значительное влияние на прочность сцепления покрытия с подложкой. Результаты исследований показаны на рис. 5.

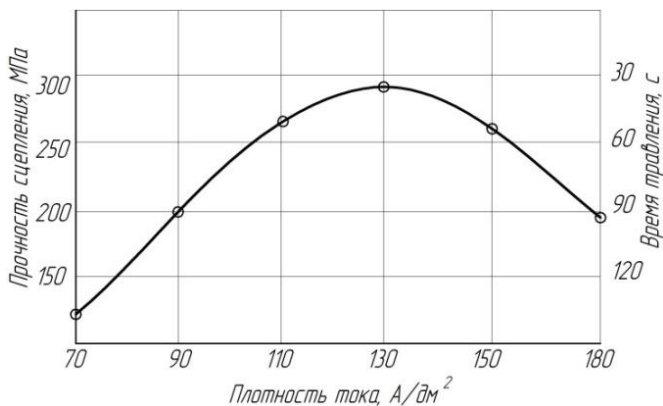


Рис. 5. Влияние плотности тока и времени травления на прочность сцепления

Из рис. 5 видно, что наибольшая прочность сцепления при травлении перед хромированием достигается при значении плотности тока 110-130 А/дм² и времени процесса 30-45 секунд [6, 7].

Для исследований износостойкости были проведены испытания покрытых роликов, при этом также измерялись значения температуры и момента трения. Измерения значений износа показали влияние плотности тока на интенсивность изнашивания пары ролик-колодка и изменение коэффициента трения (рис. 6).

Из рис. 6 видно, что при работе пары трения колодка-ролик оптимальная и стабильная износостойкость и наименьший коэффициент трения достигаются при значениях плотности тока 75-200 А/дм². Уменьшение или увеличение плотности тока от этих значений приводит к увеличению коэффициента трения [7].

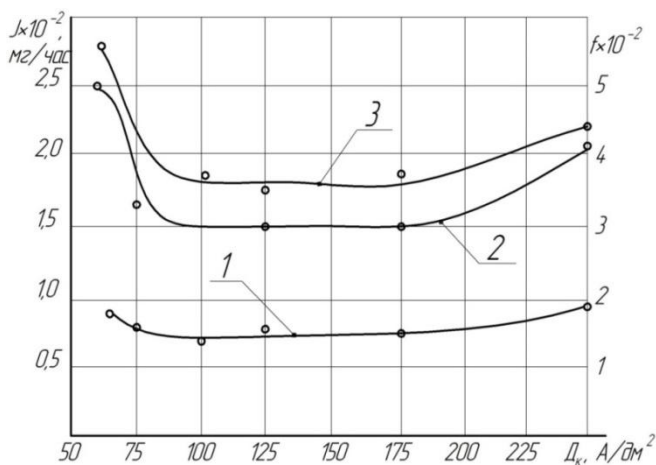


Рис. 6. Влияние катодной плотности тока:
 1 – на интенсивность изнашивания хромовых покрытий,
 2 – на износ контртела, 3 – на изменение коэффициента трения

Выводы

На основании полученных результатов исследований можно сделать выводы, что для получения качественных покрытий из разработанного электролита необходимо соблюдать рекомендации полученных результатов исследований, а именно:

1. Количество плавиковой кислоты 0,7-0,9 г/л;
2. Плотность тока осаждения хрома 75-200 А/дм²;
3. Плотность тока травления 110-130 А/дм²;
4. Количество трехвалентного хрома 2-15 г/л.

Соблюдение данных условий позволит получать хромовые покрытия из разработанного холодного саморегулирующегося электролита хромирования необходимого качества для восстановления деталей, работающих при гидроабразивном изнашивании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котомчин А.Н. К вопросу выбора способа восстановления деталей машин / А.Н. Котомчин, А.Ф. Синельников, Н.И. Корнейчук // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. Т. 17, № 1(71). С. 84-97.

2. *Котомчин А.Н.* Влияние условий эксплуатации дорожно-строительных машин и специализированного автотранспорта на ресурс их узлов и агрегатов / А.Н. Котомчин, Н.И. Корнейчук // Технический сервис машин. 2019. № 2(135). С. 135-142.
3. *Kotomchin A.N.* Study of High-Performance Chromium Electrolyte for Restoration of Automobile and Road-Construction Machinery Parts / A.N. Kotomchin, V.A. Zorin // 2021 Intelligent Technologies and Electronic Devices in Vehicle and Road Transport Complex, TIRVED 2021 – Conference Proceedings, Moscow, 11-12 november's 2021 years. Moscow, 2021.
4. *Котомчин А.Н.* Установка для поддержания рабочей температуры электролитов при восстановлении деталей машин гальваническими покрытиями / А.Н. Котомчин, А.Ф. Синельников // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. Т. 17, № 4(74). С. 500-511.
5. *Котомчин А.Н.* Оптимизация работы ванны хромирования при восстановлении деталей автотранспорта // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2021. Т. 18, № 4(80). С. 390-405.
6. *Котомчин А.Н.* Оптимизация условий электролиза при восстановлении золотников гидрораспределителя р-80 хромированием / А.Н. Котомчин, Н.И. Корнейчук // Вестник Приднестровского университета. Серия: Физико-математические и технические науки. Экономика и управление. 2021. № 3(69). С. 113-119.
7. *Котомчин А.Н.* Производственные рекомендации по применению электролита хромирования в условиях предприятий Приднестровья / А.Н. Котомчин, Н.И. Корнейчук // Мир транспорта и технологических машин. 2021. № 3(74). С. 24-34.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА ГИБРИДНОЙ МАТРИЦЫ УГЛЕПЛАСТИКОВ С ПРИРОДОПОДОБНОЙ СТРУКТУРОЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР

Е.А. Косенко

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Описывается технология получения волокнистых композиционных материалов на основе гибридных полимерных матриц с управляемой природоподобной структурой. Структура полимерных композиционных материалов (ПКМ) формируется путем создания в ней промежуточных слоев из вязкотекучих (вязкоэластических, вязкопластических) материалов (представляющих собой жидкую фазу гибридной матрицы), что позволяет реализовать механизм разрушения, подобный материалам живой природы. Особенности химического и молекулярного строения материалов промежуточных слоев обеспечивают повышение значений показателей механических свойств и минимизацию их потерь при переходе в область экстремально низких температур. Приводятся результаты механических испытаний углепластиков с различными типами гибридных матриц (компонентом жидкой фазы которых являются анаэробный полимерный материал (Loctite 638), силиконовый эластомер (Юнисил 9628) и синтетический воск) по определению их предела прочности при растяжении, относительного удлинения при разрушении и ударной вязкости как при положительной, так и при отрицательных температурах (-30 °C и -50 °C). С использованием метода равномерной оптимизации представлено обоснование выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы по критерию максимизации показателей механических свойств и по критерию минимизации потерь механических свойств при переходе в область отрицательных температур. На основании сравнения результатов равномерной оптимизации и аддитивной свертки показано значения весовых коэффициентов при выборе оптимального компонента гибридной матрицы по критерию минимизации потери механических свойств при переходе в область температуры -50 °C.

Ключевые слова: аддитивная свертка, гибридная матрица, детали машин, обобщенный критерий оптимизация, полимерные композиционные материалы, прочность, равномерная оптимизация, углепластик, ударная вязкость

OPTIMIZATION OF COMPOSITION OF HYBRID MATRIX OF CARBON PLASTICS WITH NATURE-LIKE STRUCTURE IN PRODUCTION OF MACHINE PARTS OPERATING UNDER NEGATIVE TEMPERATURE CONDITIONS

E.A. Kosenko

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University
(MADI)

A technology for obtaining fiber-reinforced composite materials based on hybrid polymer matrices with a controlled nature-like structure is described. The structure of polymer composite materials (PCM) is formed by creating in it intermediate layers of viscous (viscoelastic, viscoplastic) materials (representing the liquid phase of the hybrid matrix), which makes it possible to implement a destruction mechanism similar to materials of living nature. Features of the chemical and molecular structure of the materials of the intermediate layers provide an increase in the values of mechanical properties and minimization of their losses during the transition to the region of extremely low temperatures. The results of mechanical testing of carbon fiber reinforced plastics with various types of hybrid matrices (the liquid phase component of which are anaerobic polymeric material (Loctite 638), silicone elastomer (Unisil 9628) and synthetic wax) are presented to determine their tensile strength, relative elongation at fracture and impact toughness as at positive and at negative temperatures (-30 °C and -50 °C). Using the method of uniform optimization, a rationale is presented for choosing a liquid phase component of the hybrid matrix according to the criterion of maximizing mechanical properties and the criterion of minimizing the loss of mechanical properties upon transition to the area of negative temperatures. Based on a comparison of the results of uniform optimization and additive folding, the values of the weight coefficients are shown when choosing the optimal component of the hybrid matrix according to the criterion of minimizing the loss of mechanical properties upon transition to the temperature range of -50 °C.

Keywords: additive folding, hybrid matrix, machine parts, generalized optimization criterion, polymer composite materials, strength, uniform optimization, carbon plastic, impact toughness

Введение

С повышением требований к технике традиционные конструкционные материалы не всегда отвечают потребностям современной инженерной практики. Широкое применение полимерных композиционных материалов (ПКМ) в различных отраслях промышленности обусловлено возможностью производства изделий, обладающих заданным комплексом свойств, пониженной массой и стойкостью к действию агрессивных

сред [1, 2]. Однако, несмотря на достижения инженеров и ученых в области полимерной науки, деформации твердого тела, механики композитов, основной объем производимых изделий машиностроения остается крайне металлоемким: стремление повысить показатели надежности выражается в разработке новых, но по-прежнему, металлических конструкций; создании новых металлических сплавов и технологий их обработки - при этом проблема высокой металлоемкости решается частично. Расширение областей применения изделий из ПКМ требует разработки их новых составов, структур и способов формования.

Однако расширению использования ПКМ в различных отраслях промышленности, в том числе в дорожно-строительном машиностроении, препятствует недостаточная осведомленность инженерных и научных работников в вопросах их прочности, надежности и долговечности, что влечет нежелание потребителей вкладывать средства в закупку и внедрение изделий из композиционных материалов в связи с рисками, связанными с отсутствием достоверной информации об изменении их характеристик в течение длительного времени, в том числе в переменных условиях эксплуатации [3].

Одним из направлений исследований по проблеме применения ПКМ является расширение температурного диапазона эксплуатации изделий и конструкций из композиционных материалов [4-7], которое является крайне актуальным в условиях наращивания темпов освоения Российской Федерацией Арктической зоны и достижения целей государственной политики Российской Федерации в Арктике. Однако в настоящее время отсутствуют комплексные исследования по влиянию отрицательных температур на изменение эксплуатационных свойств ПКМ.

Особенности структуры и состава живых природных конструктивных материалов, таких как древесина, кость, некоторые виды слюды (в частности, мусковит), ракушка обеспечивают уникальный комплекс их прочностных и деформационных свойств, а также стойкость к воздействию отрицательных температур (например, у лиственницы в качестве сока выступает водный раствор некоего полисахарида – арабиногалактана, замерзающего при очень низких температурах (эвтектика) [8]. Поэтому разработка ПКМ, структура которых подобна живым природным материалам является актуальной научно-практической задачей.

Проведенные исследования [9-12] показали, что добавление в состав матрицы ПКМ анаэробного полимерного материала, силиконового эластомера или синтетического воска, которые в структуре композита образуют промежуточный слой пониженной прочности и формируют самостоятельную жидкую фазу приводит к изменению всего комплекса

свойств конструкционного материала и позволяет реализовать механизмы разрушения аналогичные механизмам разрушения природных материалов [8, 13-16].

Технология производства изделий из ПКМ с гибридной матрицей, заключается в вакуумформовании с использованием препрегов холодного отверждения (предварительно пропитанных связующим холодного отверждения слоев армирующего материала). Компоненты жидкой фазы гибридной матрицы (анаэробный полимерный материал (Loctite 638), силиконовый эластомер (Юнисил 9628) и синтетический воск) наносятся между определенными слоями армирующего материала по заданным схемам, разработанным на основании анализа напряженно-деформированного состояния конструкции изделия. Отверждение осуществляется при комнатной температуре или при умеренном нагреве (80 ± 2 °C) в вакуумном мешке.

Использование в качестве компонента жидкой фазы анаэробного полимерного материала позволяет повысить прочностные свойства ПКМ как при положительной, так и при отрицательных температурах, силиконового эластомера – минимизировать потерю прочностных свойств при переходе в область отрицательных температур, а синтетического воска – повысить относительное удлинение композита при разрушении при положительной температуре (рис. 1, 2) [9].

Углепластики с анаэробным полимерным материалом в составе гибридной матрицы отличаются высокими значениями ударной вязкости после выдержки как в условиях положительной температуры, так и при температурах -30 °C и -50 °C (в течение 30 суток) (рис. 3).

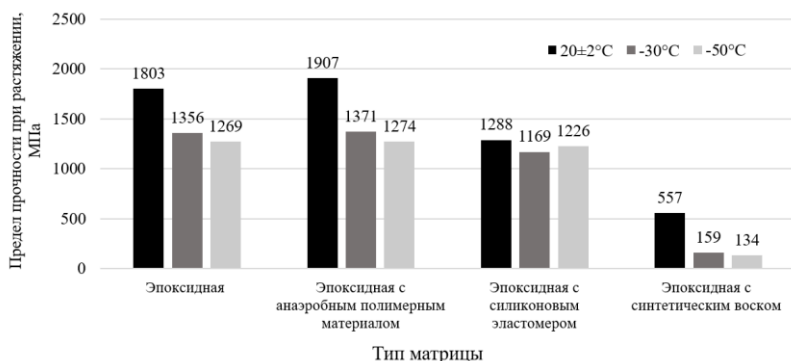


Рис. 1. Средние значения предела прочности при растяжении углепластиков с различными типами гибридных матриц

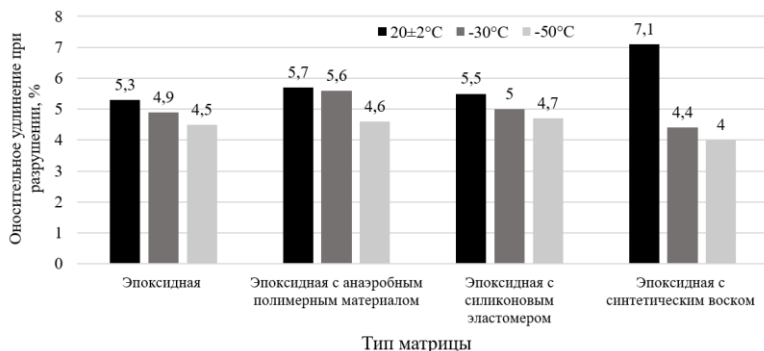


Рис. 2. Средние значения относительного удлинения при разрушении углепластиков с различными типами гибридных матриц

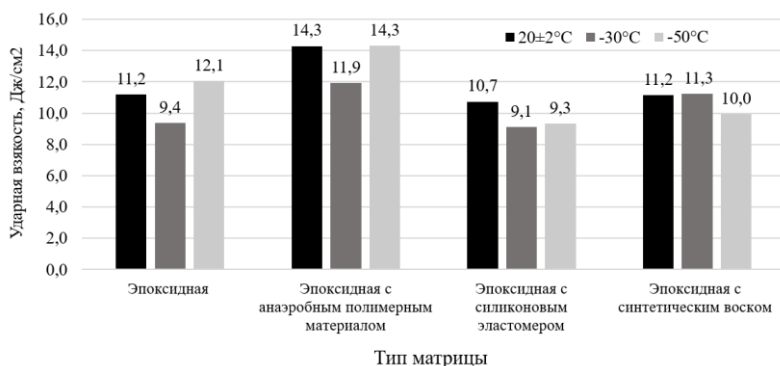


Рис. 3. Средние значения ударной вязкости при радиальном ударе образцов углепластиков с различными типами гибридных матриц

При создании ПКМ, отвечающих комплексу эксплуатационных и технологических требований, исследователи сталкиваются с задачей поиска компромисса при выборе компонентов их состава. При этом улучшение показателей одной группы свойств чаще всего вызывает ухудшение другой [17], что приводит к необходимости решения многокритериальной задачи оптимизации. Выбор метода оптимизации определяется постановкой многокритериальной задачи принятия решений и ожидаемым результатом [18, 19].

Обоснование выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы ПКМ по критерию максимизации комплекса механических свойств в условиях отрицательных температур

Так как критерии задачи оптимизации относятся к одной группе – механическим свойствам, то обоснование выбора компонента гибридной матрицы, обеспечивающего максимальные значения механических свойств в условиях воздействия отрицательных температур, можно осуществить с помощью метода равномерной оптимизации.

При данном методе оптимизации суперкритерий (обобщенный критерий) оптимизации представляет собой сумму частных критериев альтернативных вариантов без учета весовых коэффициентов (или они принимаются равными друг другу).

$$f(x) = \sum_{j=1}^n f_j(x) \rightarrow \max, \quad x \in D, \quad (1)$$

где $f_j(x)$ – нормализованная величина j -го частного критерия; D – область допустимых решений модели.

При решении задачи оптимизации выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы используются нормализованные значения частных критериев, что позволяет избежать одного из существенных недостатков равномерной оптимизации, заключающемся в компенсации малых значений частных критериев большими значениями других. Нормализация значений частных критериев осуществляется по формуле (2)[19].

$$f_i^0(x) = \frac{f_i(x) - f_i^{\min}}{f_i^{\max} - f_i^{\min}}, \quad i = \overline{1, n} \quad (2)$$

где $f_i^{\max} = \max_{x \in D} f_i(x)$, $f_i^{\min} = \min_{x \in D} f_i(x)$, $f_i^{\min} \neq f_i^{\max}$, D – область допустимых решений модели.

Обоснование выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы ПКМ осуществим для значений показателей механических свойств при температуре -30 °С (табл. 1) выражение (3) и при температуре -50 °С (табл. 2), выражение (4).

Численные значения исследуемых критериев представлены на диаграммах (рис. 1-3).

Таблица 1. Нормализованные значения показателей механических свойств исследуемых типов ПКМ при температуре выдержки и испытаний* -30 °С

Тип матрицы	Предел прочности при растяжении	Относительное удлинение при разрушении	Ударная вязкость
Эпоксидная	0,988	0,417	0,094
Эпоксидная с анаэробным полимерным материалом	1,000	1,000	1,000
Эпоксидная с силиконовым эластомером	0,833	0,500	0,000
Эпоксидная с синтетическим воском	0,000	0,000	0,765

*для показателей предела прочности при растяжении и относительного удлинения при разрушении

Таким образом, в соответствии с (1) получим:

$$\begin{aligned} \max\{0,998 + 0,417 + 0,094; 1,000 + 1,000 + 1,000; 0,833 \\ + 0,500 + 0,000; 0,000 + 0,000 + 0,765\} = \quad (3) \\ = \max\{1,509; 3,000; 1,333; 0,765\} = 3. \end{aligned}$$

Таблица 2. Нормализованные значения показателей механических свойств исследуемых типов ПКМ при температуре выдержки и испытаний* -50 °С

Тип матрицы	Предел прочности при растяжении	Относительное удлинение при разрушении	Ударная вязкость
Эпоксидная	0,996	0,714	0,550
Эпоксидная с анаэробным полимерным материалом	1,000	0,857	1,000
Эпоксидная с силиконовым эластомером	0,958	1,000	0,000
Эпоксидная с синтетическим воском	0,000	0,000	0,122

*для показателей предела прочности при растяжении и относительного удлинения при разрушении

Таким образом, в соответствии с (1) получим:

$$\begin{aligned} & \max\{0,996 + 0,714 + 0,550; 1,000 + 0,857 + 1,000; 0,958 \\ & \quad + 1,000 + 0,000; 0,000 + 0,000 + 0,122\} = \\ & = \max\{2,260; 2,857; 1,958; 0,122\} = 2,857. \end{aligned} \quad (4)$$

На основании результатов расчетов (3) и (4) компонентом жидкой фазы гибридной матрицы ПКМ, обеспечивающим наилучший комплекс механических свойств в условиях отрицательных температур, является анаэробный полимерный материал.

Следует отметить, что использование анаэробного полимерного материала в качестве компонента жидкой фазы позволяет повысить значения показателей механических свойств, находящихся в противоречии: предела прочности и ударной вязкости.

Обоснование выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы ПКМ по критерию минимизации потери комплекса механических свойств при переходе в область отрицательных температур

Оценку влияния компонента жидкой фазы на показатели механических свойств важно осуществлять не только с позиции наибольшего получаемого значения, но также с позиции минимизации потерь при переходе в область отрицательных температур.

При решении задачи минимизации обобщенного критерия (минимизация потери механических свойств) выражение (1) примет вид (5):

$$f(x) = \sum_{j=1}^n f_j(x) \rightarrow \min, \quad x \in D, \quad (5)$$

Потеря механических свойств определяется как разница между значениями показателей механических свойств, полученных в результате испытаний при положительной температуре и отрицательных температурах (для показателей предела прочности при растяжении и относительного удлинения при разрушении) и после выдержки при отрицательных температурах (для результатов испытаний углепластиков на ударную вязкость) (рис. 1-3).

Важно учесть тот факт, что при испытаниях на ударную вязкость после выдержки в условиях отрицательных температур у некоторых видов ПКМ наблюдалось увеличение данного показателя (рис. 3). В расчетах нормализованных значений данные величины умножены на «-1».

Таблица 3. Нормализованные значения потерь механических свойств исследуемых типов ПКМ при переходе в область температуры -30 °С

Тип матрицы	Предел прочности при растяжении	Относительное удлинение при разрушении	Ударная вязкость
Эпоксидная	0,787	0,115	0,778
Эпоксидная с анаэробным полимерным материалом	1,000	0,000	1,000
Эпоксидная с силиконовым эластомером	0,000	0,154	0,705
Эпоксидная с синтетическим воском	0,669	1,000	0,000

Таким образом, в соответствии с (5) получим:

$$\begin{aligned} \min\{0,787 + 0,115 + 0,778; 1,000 + 0,000 + 1,000; 0,000 \\ + 0,154 + 0,705; 0,669 + 1,000 + 0,000\} = \quad (6) \\ = \min\{1,680; 2,000; 0,859; 1,669\} = 0,859. \end{aligned}$$

Минимальная сумма нормализованных частных критериев (6) изменения показателей механических свойств ПКМ при переходе в область действия -30 °С соответствует варианту ПКМ, в котором материалом компонента жидкой фазы гибридной матрицы является силиконовый эластомер.

Таблица 4. Нормализованные значения потерь механических свойств исследуемых типов ПКМ при переходе в область температуры -50 °С

Тип матрицы	Предел прочности при растяжении	Относительное удлинение при разрушении	Ударная вязкость
Эпоксидная	0,827	0,000	0,000
Эпоксидная с анаэробным полимерным материалом	1,000	0,130	0,387
Эпоксидная с силиконовым эластомером	0,000	0,000	1,000
Эпоксидная с синтетическим воском	0,632	1,000	0,919

Таким образом, в соответствии с (5) получим:

$$\begin{aligned} \min\{0,827 + 0,000 + 0,000; 1,000 + 0,130 + 0,387; 0,000 \\ + 0,000 + 1,000; 0,632 + 1,000 + 0,919\} = \\ = \min\{0,827; 1,517; 1,000; 2,551\} = 0,827. \end{aligned} \quad (7)$$

Минимальная сумма нормализованных частных критериев (7) изменения показателей механических свойств при переходе в область действия -50°C соответствует варианту ПКМ без компонентов жидкой фазы.

При обосновании выбора компонентов жидкой фазы гибридной матрицы по условию минимизации потери комплекса механических свойств при переходе в область действия -50°C определяющими критериями являются предел прочности при растяжении и относительное удлинение при разрушении, так как именно по этим критериям ПКМ с силиконовым эластомером и без компонентов жидкой фазы в структуре матрицы находятся в противоречии (таблица 4).

Прибегая к использованию весовых коэффициентов для каждого критерия оптимизации, результат выбора оптимального компонента жидкой фазы может быть изменен.

Рассмотрим случай для выбора оптимальных компонентов гибридной матрицы по условию минимизации показателя потери комплекса механических свойств, когда критерию предела прочности при растяжении соответствует весовой коэффициент $\lambda_1 = 0,5$, критерию относительного удлинения при разрушении $\lambda_2 = 0,2$, а критерию ударной вязкости $\lambda_3 = 0,3$. Тогда, в соответствии с методом аддитивной свертки, суперкритерий определяется как взвешенная сумма частных критериев (8).

$$E = \sum_{i=1}^n \lambda_i e_i, \quad \lambda_i \geq 0, \quad \sum_{i=1}^n \lambda_i = 1, \quad 1 \leq i \leq n \quad (8)$$

где λ_i – весовой коэффициент i -го критерия, e_i – i -й критерий оптимизации.

Используя выражение (8) значения таблицы 4 преобразуются и результат выражения (7) изменится и примет вид (9).

$$\begin{aligned} \min\{0,414 + 0,000 + 0,000; 0,500 + 0,026 + 0,116; 0,000 + 0,000 \\ + 0,300; 0,316 + 0,200 + 0,276\} = \\ = \min\{0,414; 0,642; 0,300; 0,792\} = 0,300. \end{aligned} \quad (9)$$

Задав весовые коэффициенты значимости критериев, выбор оптимального компонента жидкой фазы по показателю минимизации потери комплекса механических свойств при переходе в область температуры -50°C изменяется на силиконовый эластомер.

Таким образом, исход решения задачи многокритериальной оптимизации во многом определяется значимостью рассматриваемых критериев.

Заключение

1. Результаты решения многокритериальной задачи оптимизации выбора компонента жидкой фазы гибридной матрицы по условию максимизации комплекса механических свойств в условиях воздействия отрицательных температур показали, что наилучшим компонентом жидкой фазы гибридной матрицы является анаэробный полимерный материал.

2. Решение многокритериальной задачи оптимизации при обосновании выбора компонента жидкой фазы по условию минимизации потери комплекса механических свойств при переходе в область отрицательной температуры $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ показали эффективность внедрения силиконового эластомера в структуру ПКМ.

3. При обосновании выбора компонента жидкой фазы по условию минимизации потери комплекса механических свойств при переходе в область действия температуры $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ углепластики без компонентов жидкой фазы и с силиконовым эластомером в составе матрицы при отсутствии весовых коэффициентов находятся в противоречии по показателям предела прочности при растяжении и ударной вязкости. В случае большей значимости минимизации критерия потери прочности при растяжении оптимальным по заданному условию будет выбор в качестве компонента жидкой фазы силиконового эластомера. В случае большей значимости минимизации критерия потери ударной вязкости – следует отказаться от использования компонентов гибридной матрицы.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FFSM-2020-0011 (2019-1342), экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каблов Е.Н. Композиты: сегодня и завтра // Металлы Евразии. 2015. № 1. С. 36-39.
2. Дориомедов, М.С. Российский и мировой рынок полимерных композитов (обзор) // Труды ВИАМ. – 2020. – № 6-7(89). – С. 29-37.
3. Дасковский М.И. Систематизация базисных факторов, препятствующих внедрению полимерных композиционных материалов в России (обзор) / М.И. Дасковский, М.С. Дориомедов, С.Ю. Скрипачев // Труды ВИАМ. 2016. № 5. С. 44-52.
4. Бузник В.М. Арктическое материаловедение / В.М. Бузник, Е.Н. Каблов. Томск: Издательский Дом Томского гос. ун-та, 2018. Вып. 3. 44 с.

5. Бузник В.М. Состояние и перспективы арктического материаловедения / В.М. Бузник, Е.Н. Каблов // Вестник Российской академии наук. 2017. № 9. С. 827-839.
6. Оценка эксплуатационных характеристик полимерных материалов и изделий в условиях холодного климата / Ф.И. Бабенко, А.А. Герасимов, А.К. Родионов, А.А. Сухов, С.П. Федоров, Ю.Ю. Федоров // Вестник ЯГУ. 2006. № 1. С. 48-53.
7. Маренков И.Г. Перспективы применения пропиточных составов для обслуживания элементов подвески дорожных машин в различных температурных условиях / И.Г. Маренков, Н.И. Баурова // Клеи. Герметики. Технологии. 2021. № 6. С. 40-44.
8. Берлин А.А. Загадки химической физики // Горение и взрыв. 2020. Т. 13, № 3. С. 3-18.
9. Kosenko E.A. Mechanical Properties of Carbon Fiber Reinforced Plastics with Various Types of Hybrid Matrices at Negative Temperatures / E.A. Kosenko, N.I. Baurova, V.A. Zorin // Russian Metallurgy (Metally). 2021. № 2021(13). P. 1705-1708.
10. Косенко Е.А. Исследование деформационных свойств композитов с гибридной матрицей методом динамического механического анализа // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2021. № 10. С.81-89.
11. Косенко Е.А. Моделирование характеристик композиционного материала с «жидкой» матрицей / Е.А. Косенко, В.А. Нелюб // Технология металлов. 2021. № 11. С.28-35.
12. Косенко Е.А. Формирование механических свойств полимерных композиционных материалов с различными типами гибридных матриц / Е.А. Косенко, П.Е. Демин // Технология металлов. 2021. № 10. С. 28-34.
13. Берлин А.А. Об усталостной прочности природных материалов // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2019. № 7. С. 2–3.
14. Полилов А.Н. Технологическая механика композитов, основанная на изучении опыта природы в создании прочных биологических материалов-конструкций / А.Н. Полилов, Н.А. Татусь // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2021. № 1. С. 59–85.
15. Полилов А.Н. Этюды по механике композитов. М: ФИЗМАТЛИТ, 2015. 320 с.
16. Полилов А.Н. Механизмы уменьшения концентрации напряжений в волокнистых композитах // Прикладная механика и техническая физика. 2014. Т. 55, № 1. С. 187-197.
17. Берлин А.А. Полимерные матрицы для высокопрочных армированных композитов (обзор) / А.А. Берлин, Л.К. Пахомова // Высокомолекулярные соединения. 1990. № 7. С. 1347-1382.
18. Титов В.Г. Программа для выбора оптимального состава шихты для изготовления композиционной заготовки / В.Г. Титов, А.Г. Залазинский // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2018. № 3. С. 31-36.
19. Свитачева М.П. О некоторых многокритериальных методах выбора плановых решений // Социально-экономический и гуманитарный журнал Красноярского ГАУ. 2016. № 3. С. 32–38.

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ РЕМОНТНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ С РАЗЛИЧНЫМИ НАПОЛНИТЕЛЯМИ

В.В. Мухин, Н.И. Баурова

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

Одной из главных проблем при эксплуатации дорожно-строительных машин, является образование коррозии. Полимерные композиционные материалы, позволяют, не только восстановить поврежденную деталь, а также защитить место ремонта от коррозионных повреждений. Полимерные материалы, должны защищать не только от контактной коррозии, но и от подпленочной, нитевидной и целевой. Для ремонта поврежденных деталей, элементов, дорожно-строительных машин, применяют полимерные материалы с дисперсными и волокнистыми наполнителями. Для ремонтных материалов очень важными являются эксплуатационные свойства (в частности герметичность) соединений, восстановленных с использованием полимерных композиционных материалов с различными типами наполнителей. В статье приводятся данные о возможной деградации дисперсных и волокнистых наполнителей, которые используются для ремонта элементов дорожно-строительных машин, при различных условиях эксплуатации восстановленных соединений (при низких и высоких температурах, по дорогам с некачественным покрытием или по бездорожью, в условиях повышенной влажности). Представлены результаты микроструктуры образцов после выдержки восстановленных соединений во влажной среде. Также в ходе исследования, соединения восстановленные с использованием дисперсных и волокнистых наполнителей были подвержены воздействию давления в 5 Атм (для контроля утечек в зоне ремонта). Данный эксперимент позволил сделать вывод о качестве эксплуатационных свойств и возможности сохранять герметичность восстановленных соединений. В качестве объекта исследования были использованы наиболее распространенные в машиностроении дисперсные наполнители (алюминиевая пудра и углесодержащий порошок) и волокнистые наполнители (углеткань, стеклоткань).

Ключевые слова: *волокнистые, дисперсные материалы, технологическая наследственность, коэффициент сохранения свойств*

ANALYSIS OF THE PERFORMANCE PROPERTIES OF REPAIR POLYMERIC MATERIALS WITH DIFFERENT FILLERS

V.V. Mukhin, N.I. Baurova

Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University
(MADI)

One of the main problems in the operation of road construction machines is the formation of corrosion. Polymer composite materials allow not only to restore a damaged part, but also to protect the repair site from corrosion damage. Polymeric materials must protect not only from contact corrosion, but also from under-film, filamentary and crevice corrosion. To repair damaged parts, elements, road-building machines, polymeric materials with dispersed and fibrous fillers are used. For repair materials, the operational properties (in particular, tightness) of joints restored using polymer composite materials with various types of fillers are very important. The article provides data on the possible degradation of dispersed and fibrous fillers, which are used to repair elements of road construction machines, under various operating conditions of the restored compounds (at low and high temperatures, on roads with poor quality pavement or off-road, in conditions of high humidity). The results of the microstructure of the samples after exposure of the reduced compounds in a humid environment are presented. Also during the study, joints restored using dispersed and fibrous fillers were subjected to a pressure of 5 Atm (to control leaks in the repair area). This experiment made it possible to draw a conclusion about the quality of operational properties and the ability to maintain the tightness of the restored joints. As an object of study, the most common dispersed fillers in mechanical engineering (aluminum powder and carbon-containing powder) and fibrous fillers (carbon fiber, fiberglass) were used.

Keywords: fibrous, dispersed materials, technological heredity, coefficient of preservation of properties

Дорожно-строительные машины, это техника, которая большую часть времени своей эксплуатации работает в агрессивных условиях, при низких и высоких температурах, в условиях повышенной влажности. Особое влияние на долговечность деталей дорожно-строительных машин оказывает воздействие повышенная влажность воздуха и соприкосновение с жидкостями. После продолжительного контакта с влажными средами на деталях машин появляется коррозия, которая приводит к появлению дефектов в виде трещин.

Для устранения трещин деталей машин, часто применяются полимерные композиционные материалы с различными наполнителями [1-2]. В зависимости от размера трещин применяются либо дисперсные, либо

тканые наполнители. Трещины небольших размеров восстанавливают дисперсно-наполненными полимерными материалами. Трещины и пробоины значительных размеров восстанавливают армированием с использованием тканых наполнителей.

Возможность качественного ремонта деталей машин, а также качество эксплуатационных свойств, зависит от правильного подбора компонентов полимерных композиционных материалов, соблюдения технологии ремонта, а также от условий хранения сырья. Стабильность свойств наполнителей во многом зависит от условий их хранения, а также от интенсивности воздействия различных факторов в процессе хранения [3-5].

Целью настоящей работы является оценка скорости процесса деградации и коррозионной стойкости дисперсных и волокнистых материалов, используемых при ремонте деталей дорожно-строительных машин, а также оценка способности композиционного полимерного материала защитить зону ремонта от возникновения коррозионных повреждений.

Для проведения эксперимента была проанализирована литература, на основании этого анализа, в качестве объектов исследования были выбраны широко применяемые для ремонта машин [1-5], дисперсные наполнители: алюминиевая пудра, углеродосодержащий порошок, и волокнистые наполнители: стеклоткань, углеткань.

Экспериментальные исследования проводились на двух типах образцов.

1. С дефектами размером 5 мм (рис. 1, *а*).
2. С дефектами размером 40 мм (рис. 1, *б*).

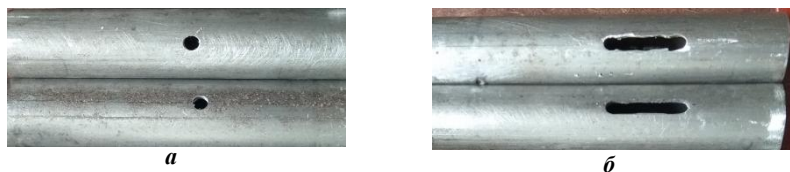


Рис. 1. Фото образцов с дефектами для проведения испытаний
а – размер трещины 5 мм, *б* – размер трещины 40мм

Образцы первого типа восстанавливались дисперсно-наполненными полимерными композиционными материалами. Дисперсными наполнителями служили алюминиевая пудра ПАП 1 и углесодержащий порошок. Концентрация наполнителей составила 10 мас. с.

Образцы второго типа восстанавливались с помощью армирования ткаными наполнителями. Ткаными наполнителями послужили стеклоткань марки ТСП-160 и углеткань марки 12-К.

В качестве связующего для всех типов образцов использовалось эпоксидное связующие ЭД 10 с отвердителем ПЭПА, позволяющим проводить отверждение при комнатной температуре

Образцы, восстановленные дисперсными и ткаными наполнителями, сравнивались с эталонным образцом, восстановленным эпоксидным связующим без наполнителя. (рис. 2, *a*).

Фото образцов, восстановленных различными типами ПКМ приведено на рис. 2.

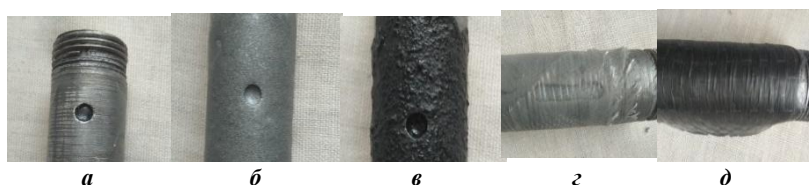


Рис. 2. Фото образцов, восстановленных различными типами ПКМ:

- a* – эпоксидная смола без наполнителя (эталонный образец);
- б* – наполнитель алюминиевая пудра; *в* – наполнитель углеродшток;
- г* – армирование стеклотканью, *д* – армирование углетканью

Образцы, восстановленные полимерными композиционными материалами с наполнителями, выдерживались во влажной среде в течение 120 суток при температуре +25 °С и относительной влажности воздуха 98%. Появление на образцах коррозии контролировалось каждые 30 суток. Возможность образца после восстановления сохранять герметичность так же проверялось каждые 30 суток. Образцы извлекались из влажной среды, и с помощью давления в 1 Атм проверялся возможный пробой.

Проведя во влажной среде 120 суток извлеченные образцы были промыты и просушены в течении трое суток.

Далее проводилась оценка эксплуатационных свойств (в частности влияния коррозионных повреждений на герметичность) соединений, восстановленных с использованием ПКМ с различными типами наполнителей [4-5].

Эксплуатационных свойства полимерных материалов проверялись под давлением. Для этого образцы помещались в ёмкость с водой, при

помощи насоса подавалось давление 5 Атм в течение 60 секунд, и визуально оценивалось наличие повреждения (пробоя) в месте ремонта (рис. 3). Исследованию подвергались образцы, выдержанные в течение 120 суток во влажной среде, что позволило определить эксплуатационные свойства восстановленных соединений после длительного воздействия влаги.

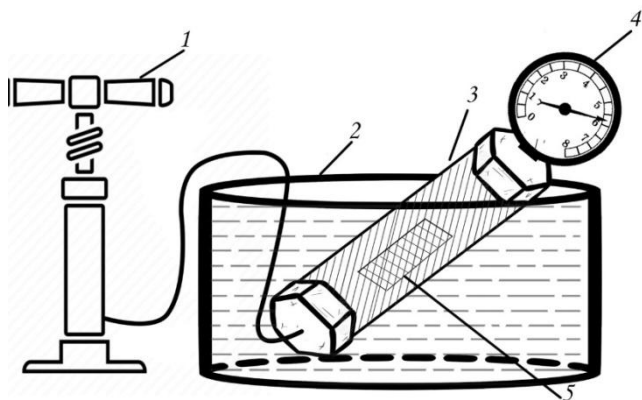


Рис. 3. Схема проверки герметичности соединения, восстановленного с использованием различных типов ПКМ:

- 1 – насос; 2 – емкость с жидкостью;
- 3 – образец, восстановленный с использованием различных типов ПКМ;
- 4 – манометр; 5 – место ремонта образца

Все ремонтные материалы, кроме эталонного образца, восстановленного с помощью эпоксидной смолы без наполнителя, сохранили герметичность, и пробоя обнаружено не было. На основании этого можно сделать вывод, что дисперсно- и волокнисто-наполненные ремонтные материалы обладают хорошими эксплуатационными свойствами, способны сохранять работоспособность восстановленных соединений, и малое количество коррозионных повреждений не оказывают негативного влияния на герметичность восстановленных соединений.

На следующем этапе был сделан срез полимерного покрытия для оценки состояния металла под поверхность покрытия (рис. 4-8).

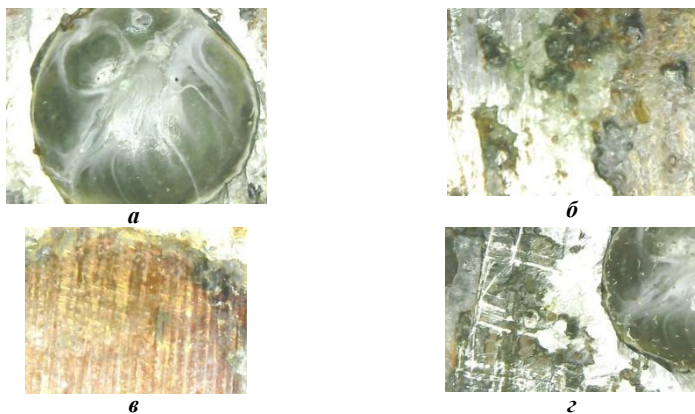


Рис. 4. Фото поверхности образца, восстановленного с использованием эпоксидного материала без наполнителя после 120 дней выдержки в воде:
а – фото места ремонта;

- б* – граница ремонтного состава с материалом восстанавливаемой детали;
в – фото участка металла без покрытия полимерным материалом;
г – фото поверхности металла после удаления ремонтного состава

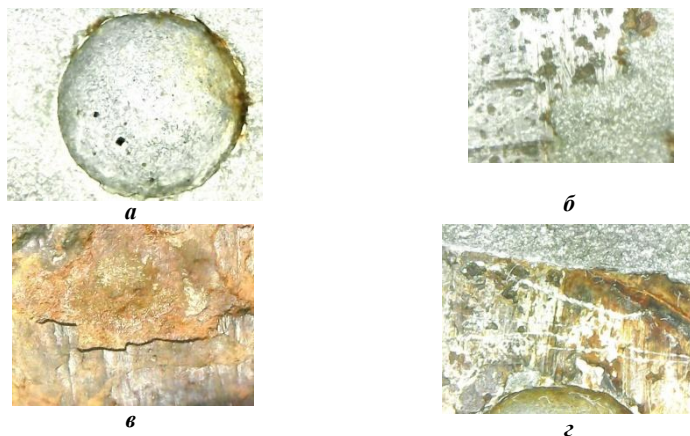


Рис. 5. Фото поверхности образца, восстановленного с использованием ПКМ с алюминиевой пудрой после 120 дней выдержки в воде:

- а* – фото места ремонта;
б – граница ремонтного состава с материалом восстанавливаемой детали;
в – фото участка металла без покрытия полимерным материалом;
г – фото поверхности металла после удаления ремонтного состава

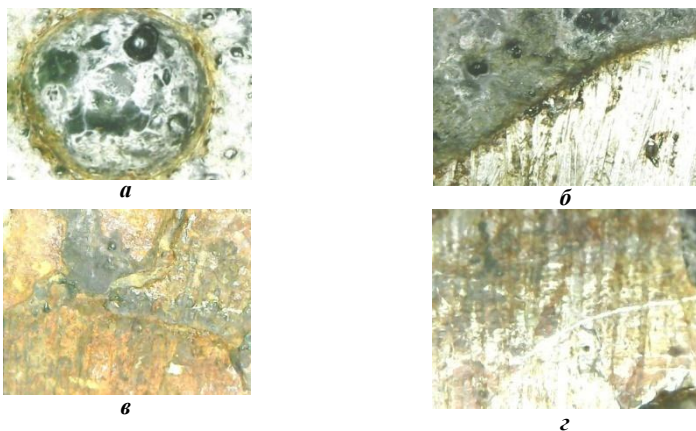


Рис. 6. Фото поверхности образца, восстановленного с использованием ПКМ с углеродсодержащим порошком после 120 дней выдержки в воде:

- а* – фото места ремонта;
б – граница ремонтного состава с материалом восстанавливаемой детали;
в – фото участка металла без покрытия полимерным материалом;
г – фото поверхности металла после удаления ремонтного состава

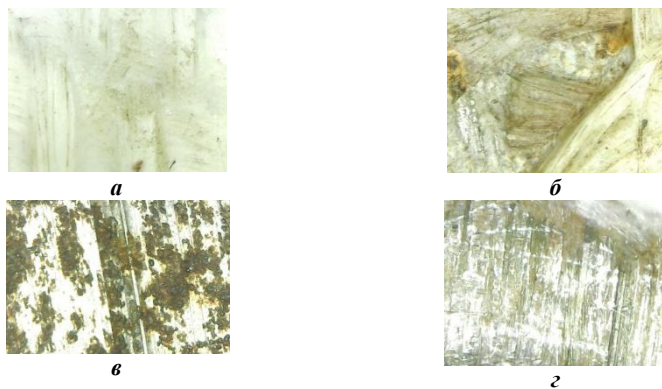


Рис. 7. Фото поверхности образца, восстановленного с использованием ПКМ со стеклотканью после 120 дней выдержки в воде:

- а* – фото места ремонта;
б – граница ремонтного состава с материалом восстанавливаемой детали;
в – фото участка металла без покрытия полимерным материалом;
г – фото поверхности металла после удаления ремонтного состава

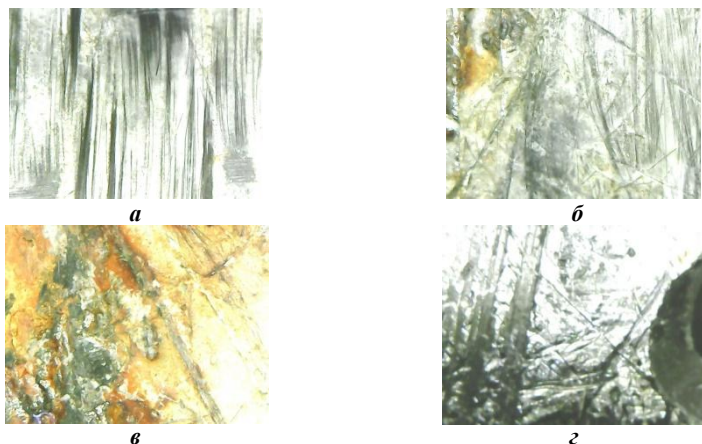


Рис. 8. Фото поверхности образца, восстановленного с использованием ПКМ с углетканью после 120 дней выдержки в воде:

- а* – фото места ремонта;
- б* – граница ремонтного состава с материалом восстанавливаемой детали;
- в* – фото участка металла без покрытия полимерным материалом,
- г* – фото поверхности металла после удаления ремонтного состава

На полученных фотографиях видно:

- отсутствие полимерного материала на поверхности образца привела к сильной коррозии поверхности (рис. 4-8, *в*);

- на всех образцах зафиксировано появление краевой коррозии на границе «полимерный материал – металл». Образцы, восстановленные волокнистыми наполнителями – стеклотканью и углетканью, подверглись меньшему влиянию краевой коррозии.(рис. 7-8, *б*), большее распространение краевая коррозия получила на образцах, восстановленных с использованием ПКМ наполненного углепорошком, и у образца без наполнителя (рис. 4, *б*; рис. 6, *б*);

- после удаления слоя ремонтного материала минимальное количество коррозионных повреждений обнаружено у образцов, армируемых тканными наполнителями (рис. 7-8, *г*);

- из дисперсно-наполненных ПКМ наилучшую стойкость к воздействию влаги продемонстрировали образцы, в которых в качестве наполнителя использовалась алюминиевая пудра.

Разрушение металла при взаимодействии с агрессивной средой происходит на поверхности металла, разрушение полимеров при взаимодействии с агрессивной средой происходит в реакционной зоне.

Таким образом, на основании проведенных исследований можно сделать вывод, что рассмотренные дисперсно- и волокнисто-наполненные полимерные материалы могут быть использованы для ремонта и защиты от коррозионных повреждений деталей машин, работающих при длительном контакте с влагой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Баурова Н.И.* Применение полимерных композиционных материалов при производстве и ремонте машин: учебное пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. М.: МАДИ, 2016. 264 с.
2. *Гузева Т.А.* Методы оценки эксплуатационных свойств полимерных композиционных материалов // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. № 3. С. 17-19.
3. *Мухин В.В.* Экспериментальные исследования материалов, используемых для ремонта элементов дорожно-строительных машин, работающих во влажной среде // Строительные и дорожные машины. 2021. № 11. С. 19-23.
4. *Косенко Е.А.* Методы неразрушающего контроля изделий машиностроения, изготовленных из полимерных композиционных материалов (обзор) // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2020. № 1. С. 12-17.
5. *Карташова В.В.* Контроль качества полимерных покрытий для рабочего оборудования дорожных машин / В.В. Карташова, Е.А. Косенко // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2020. № 3. С. 16-19.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФИЛАМЕНТА ДЛЯ 3D-ПЕЧАТИ

И.С. Нефёлов

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

Рассматривается влияние наполнителей в составе филамента для 3D-печати на прочностные характеристики при растяжении. Анализ результатов испытаний позволил установить, что использование наполнителей позволяет значительно повысить прочность материала при растяжении.

***Ключевые слова:** 3D-печать, аддитивные технологии, прочностные характеристики, пластмассы, ABS пластик, наполнитель*

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF FILLERS ON THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF A FILAMENT FOR 3D-PRINTING

I.S. Nefelov

Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University
(MADI)

The influence of fillers in the composition of a filament for 3D-printing on the tensile strength characteristics is considered. An analysis of the test results made it possible to establish that the use of fillers can significantly increase the tensile strength of the material.

***Keywords:** 3D-printing, additive technologies, strength characteristics, plastics, ABS plastic, filler*

Аддитивные технологии являются одной из самых развивающихся новых технологий в мире. Они широко применяются в различных отраслях промышленности. Одной из наиболее распространенных аддитивных технологий является FDM (FFF) технология 3D-печати [1, 2]. Она заклю-

чается в послойном наплавлении полимерной нити на твердую ровную поверхность. С помощью этой технологии получают различные по габаритам функциональные изделия, мастер-модели, выставочные модели [7].

Одним из преимуществ FDM (FFF) 3D-печати является возможность применения широкой номенклатуры материалов, выбор которых ограничен лишь условиями эксплуатации детали и техническими характеристиками 3D-принтера. Наиболее широкое применение в 3D-печати нашли: акрилонитрилбутадиенстирол (ABS), полилактид (PLA), полипропилен (PP), нейлон и другие термопласты [3, 8]. Однако для того, чтобы использовать данные полимеры для 3D-печати, предварительно необходимо изготовить из них полимерную нить иначе называемую филамент.

На территории России существует достаточно большое число фирм, занимающихся изготовлением филамента. Среди основных производителей можно назвать REC, BestFilament, PrintProduct, SEM, FDplast и др. Независимо от фирмы, технологический процесс является типовым и отличается исключительно режимами и используемыми моделями оборудования[5]. Структура этого процесса показана на рис. 1.



Рис. 1. Технологический процесс изготовления филамента

В результате этого получается тонкая однородная по длине нить. Как правило, для 3D-печати применяются филаменты диаметром 1,75 и 2,85 мм. В зависимости от используемого при изготовлении сырья филамент будет обладать определенными характеристиками. В таблице 1 приведены характеристики наиболее распространенных филаментов.

Таблица 1. Характеристики филаментов для 3D-печати

Характеристика	ABS	PLA
Прочность при растяжении, МПа	29,6	34,8
Ударная вязкость, кДж/м ²	180,14	5,62
Температура эксплуатации, °С	-40...+90	-20...+40

В состав филамента добавляют различного рода наполнители [4]. В основном, их первоначально применяли для обеспечения требуемого цвета пластмассы. Однако основное назначение наполнителя – армирование материала с целью повышения прочностных характеристик. В настоящее время в состав филамента добавляют такие армирующие наполнители, как рубленные стеклянные и углеродные волокна в различном процентном соотношении [6].

Для исследования влияния наполнителя на прочностные характеристики филамента были изготовлены образцы для испытаний на растяжение в соответствии с требованиями ГОСТ 11262-2017 «Пластмассы. Метод испытания на растяжение». Образцы представляют собой лопатку с размерами, указанными на рис. 2. Для сравнения использовалось два материала: чистый ABS пластик и ABS пластик с добавлением 12% рубленных стекловолокон (ABSGF12). Режимы 3D-печати образцов приведены в таблице 2.

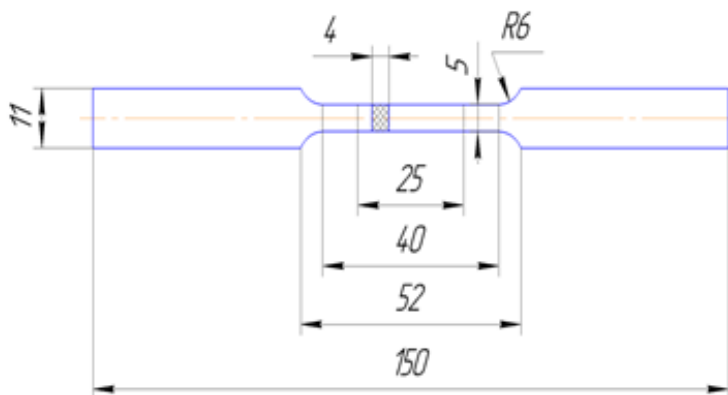


Рис. 2. Образец для испытаний на растяжение

Таблица 2. Режимы 3D-печати образцов

Режимы 3D-печати	ABS	ABSGF12
Скорость, мм/с	30	
Высота слоя, мм	0,1	
Процент заполнения, %	100	
Подача	1	
Температура экструдирования, °С	245	270

Испытания проводились на машине UTC-110M-50 при скорости движения захватов 2,5 мм/мин. Расчет относительного удлинения производился по величине перемещения захватов. Результаты испытаний по средним значениям приведены в таблице 3.

Таблица 3. Результаты сравнительных испытаний ABS и ABSGF12

Характеристики	ABS	ABSGF12
Прочность при растяжении, МПа	34,8	50,3
Модуль упругости, МПа	596	2020
Относительное удлинение, %	6,08	3

Как следует из полученных данных, введение в состав филамента наполнителя в виде рубленных волокон оказывает упрочняющее воздействие. Прочность на растяжение повышается в среднем на 44,5% при одновременном снижении относительного удлинения в 2 раза.

Полученные результаты позволяют оценить целесообразность применения наполнителей в виде рубленных волокон при изготовлении филамента для 3D-печати. Однако необходимо провести дополнительные испытания, в том числе на изгиб и ударную вязкость.

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FSFM-2020-0011, экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Валетов В.А. Аддитивные технологии (состояние и перспективы). СПб.: Университет ИТМО, 2015. 63 с.

2. *Зленко М.А.* Аддитивные технологии в машиностроении: учеб. пособие. СПб. : СПбГУ, 2013. 221 с.
3. *Зорин В.А.* Моделирование свойств ремонтных материалов при длительном воздействии эксплуатационных факторов / В.А. Зорин, Н.И. Баурова // Механизация строительства. 2012. № 1. С. 15-17.
4. *Кондрашов С.В.* Влияние технологических режимов FDM-печати и состава используемых материалов на физико-механические характеристики FDM-моделей (обзор) // Труды ВИАМ. 2019. № 10. С. 34-39.
5. *Мышечкин А.А.* Исследование влияния режимов FDM-технологии на свойства изделий / А.А. Мышечкин, А.А. Шумило // Сборник докладов конференции «Информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике». М., 2019. С. 276-280.
6. *Новиков П.Б.* Влияние различных видов филамента на качество изготавливаемых изделий и работу с 3D-принтером // Материалы XVIII Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Информационные технологии, энергетика и экономика». Смоленск, 2021. С. 166-169.
7. *Попович А.А.* Аддитивные технологии как новый способ создания перспективных функциональных материалов // Металловедение и термическая обработка металлов. 2020. № 1. С. 19-25.
8. *Nefelov I.S.* Durability characterization of joints of plastic products exposed to negative temperatures fabricated using additive technologies / I.S. Nefelov, N.I. Baurova // Polymer Science - Series D. 2021. Vol. 14, № 3. P. 413-416.

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ НЕТКАНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КАЧЕСТВЕ НАПОЛНИТЕЛЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.Г. Тимофеева, Н.И. Баурова

Московский автомобильно-дорожный государственный технический
университет (МАДИ)

В статье рассмотрены вопросы использования вторичного нетканого полимерного материала при производстве и ремонте деталей дорожных и технологических машин. Проведена аналитика данных накопления отходов нетканых материалов за период пандемии Covid-19. Предложены способы продления жизненного цикла изделий транспортных средств.

Ключевые слова: *вторичный нетканый полимерный материал, технологии ремонта дорожных машин, экономика замкнутого жизненного цикла*

FEATURES OF THE STUDY OF SECONDARY NON-WOVEN MATERIALS AS A FILLER FOR POLYMER COMPOSIT MATERIALS

A.G. Timofeeva, N.I. Baurova

Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University
(MADI)

The article describes the use of recycled non-woven polymer material in the production and repair of parts of road and technological machines. An analysis of the data on the accumulation of nonwovens waste during the Covid-19 pandemic was carried out. Methods for extending the life cycle of vehicle products are proposed.

Keywords: *recycled non-woven polymer material, closed life cycle economy, road machinery repair technologies.*

Введение

На протяжении всего жизненного цикла автомобилей и транспортно-технологических машин процесс вторичной переработки материалов их элементов является основополагающим фактором ресурсосбережения и устойчивого развития экологии, должен рассматриваться как ключевой момент от создания машины и до утилизации [1].

Для устойчивого развития и будущего, где отходы являются активами, и любая ценность восстанавливается, в последние годы активно формируется модель циркулярной экономики [2]. Экономика замкнутого жизненного цикла – это модель производства и потребления, которая включает в себя обмен лизинг, повторное использование, ремонт, восстановление и переработку существующих материалов и продукции в течении максимально длительного срока, при этом жизненный цикл изделия увеличивается [3].

Жизненный цикл изделия включает в себя совокупность процессов, выполняемых от момента потребностей общества в определенной продукции до момента удовлетворения этих потребностей и утилизации продукта [4].

Оценка жизненного цикла заключается в объективном процессе подсчета экологических воздействий, связанных с продуктом, процессом или деятельностью путем подсчета и определения использованных: энергии, материалов и выбросов в окружающую среду, подсчета реализации возможностей по введению в действие экологических улучшений. Оценка включает полный жизненный цикл продукта, процесса или вида деятельности, охватывая добычу и переработку сырья, производство, транспортировку и распределение, использование, повторное использование, обслуживание, рециклирование и конечное размещение [4].

Стадии жизненного цикла подъемно-транспортных и технологических машин:

- предпроизводственная стадия;
- производственная стадия;
- логистическая стадия;
- эксплуатационная стадия;
- стадия ремонта/рециклирования/захоронения.

Традиционным видом ремонта в машиностроительной сфере является сварка и дальнейшая термомеханическая обработка поверхности детали до требуемых рабочих размеров. Сварка является универсальным, быстрым и недорогим способом ремонта даже самых ответственных и сложных узлов, однако при этом возрастают риски увеличения концентраторов напряжения в ремонтном соединении, что, в свою очередь, сокращает ресурс детали или узла [5].

Применение ПКМ при производстве и восстановлении изделий транспортно-технологических машин позволяет снизить трудоемкость и, как следствие, повысить темп производственного процесса за счет минимизации механических операций, возможности формирования изделия заданных форм и размеров без припусков на доработку [6].

Большим неиспользованным потенциалом для получения вторичного полимерного сырья является сектор нетканых материалов. В 2020 г. продажи нетканых материалов в России составили 6 452 млн м², что на 34,4% выше уровня 2016 г. (4 800 млн м²) [7]. Данная ситуация вызвана возросшим под влиянием пандемии коронавируса спросом на такие продукты, как медицинские маски и защитная одежда [8, 9]. По оценкам ООН [7] порядка 75% пластиковых изделий не будут переработаны и, скорее всего, попадут на свалки или в водные объекты. Использование переработанного нетканого полипропилена (ПП) в качестве наполнителя ПКМ может стать способом решения проблемы накопления отходов нетканых материалов.

Нетканый материал обычно состоит из отдельных волокон или нитей, переплетенных между собой, но не в определенном порядке, как в случае трикотажного полотна. Нетканые материалы или полотна получают различными способами, например, аэродинамическими способами из расплава, способами прядения из расплава, способами распыления расплава и крепления кордного полотна [10]. Нетканое полипропиленовое полотно производится из гранул полипропилена (международное обозначение PP) и используется в различных отраслях: текстильной промышленности, медицине, строительстве, сельском хозяйстве и т.д.

Изготовленные из волокон полипропилена полотна обладают высокой эластичностью, устойчивостью к двойным изгибам, гипоаллергенностью, имеют высокую стойкость к действию кислот, щелочей, органических растворителей, способностью придания изделиям гидрофобных или гидрофильных свойств.

Известно, что реактопласт не подвергается вторичной переработке с получением материала аналогичного первичному, но в технологиях ремонта транспортных средств выполняет функцию увеличения срока службы изделий путем восстановления поврежденных деталей, и как следствие продлевает жизненный цикл транспортного средства. В этом случае исследование введения в эпоксидную смолу в качестве наполнителя вторичного полимерного материала при ремонте транспортных средств, является экономически и технически целесообразным, т.к. фактически наполнитель это отход, состоящий из волокон ПП (спанбонд/мелтблаун), структура и форма которого способны армировать эпоксидную смолу.

Также большой интерес исследования представляет наполнение ПП вторичным полимерным нетканым материалом, т.к. нетканонаполненный ПП может быть неоднократно переработан и использован для получения новых изделий машиностроения, а это значит, что материал

имеет замкнутый жизненный цикл, к которому стремится вся машиностроительная промышленность.

Заключение

Таким образом, наиболее приоритетным в контексте формирования циркулярной экономики является предотвращение образования отходов, которое в первую очередь сокращает первичное потребление сырьевых и энергетических ресурсов, а также уменьшает негативные эффекты формирования отходов. Способы вторичного использования, такие как ремонт, восстановление и переработка помогают «замкнуть» цикл и поддерживают развитие циркулярной экономики в автомобильно-дорожной отрасли [11, 12].

Материал подготовлен в рамках научных исследований по проекту № FSFM-2020-0011 (2019-1342), экспериментальные исследования проведены с использованием оборудования центра коллективного пользования МАДИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимофеева А.Г. Исследование свойств применяемого в автомобиле- и машиностроении вторичного АБС-пластика, модифицированного кремнийорганическим соединением // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2021. № 4. С. 28-33.
2. Директива 2000/53/ЕС «О транспортных средствах, вышедших из эксплуатации».
3. Трофименко Ю.В. Утилизация автомобилей: научная монография / Ю.В. Трофименко, Ю.М. Воронцов, К.Ю. Трофименко. М.: АКПРЕСС, 2011. 336 с.
4. Гридэл Т.Е. Г83 Промышленная экология: учеб. пособие для вузов / Т.Е. Гридэл, Б.Р. Алленби; пер. с англ. под ред. проф. Э.В. Гирусова. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2012. 527 с.
5. Трофименко Ю.В. Перспективы использования полимерных нетканых композиционных материалов для восстановления работоспособности машин / Ю.В. Трофименко, А.Г. Тимофеева // СТИН. 2022. № 9. С.16-19.
6. Баурова Н.И. Применение полимерных композиционных материалов в машиностроении: учеб. пособие / Н.И. Баурова, В.А. Зорин. М.: ИНФРА-М, 2018. 301 с.
7. Анализ рынка нетканых материалов в России в 2016-2020 гг., оценка влияния коронавируса и прогноз на 2021-2025 гг. URL: <https://marketing.rbc.ru/research/38992/>
8. Advice on the use of masks in the context of COVID-19. World Health Organization, 2020. 28 с.

9. COVID-19 Pandemic Repercussions on the Use and Management of Plastics / Joana C. Prata, Ana L.P. Silva, Tony R. Walker, Armando C. Duarte, Teresa Rocha-Santos. Joana C. Prata, Ana L.P. Silva, Tony R. Walker, Armando C. Duarte, and Teresa Rocha-Santos // Environmental Science & Technology. 2020. No. 54(13). P. 7760-7765.
10. Спанбонд. URL: <https://plastinfo.ru/information/glossary/119/1388/>
11. Экологические инициативы VolvoCars. URL: <https://volvocarautoleader.ru/news/volvo-cars-environmental-initiatives>
12. Долгий путь к переработке пластмасс в автомобильной промышленности. KnaufIndustries Automotive. URL: <https://knaufautomotive.com/ru/pererabotannyye-plastmassy-v-avtomobilnoy-promyshlennosti/>

О СТРАТЕГИИ ОСНАЩЁННОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ СРЕДСТВАМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ПАРКОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Б.Г. Ким, Р.А. Насруллоева, М.В. Абрамов

Владимирский государственный университет
им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

В статье рассматриваются вопросы применения средств технической диагностики машин, варианты стратегии определения количества комплектов проверочного оборудования. Приводится алгоритм установления числа передвижных станций технической диагностики.

***Ключевые слова:** техническая диагностика, алгоритмы расчета потребности в средствах диагностики*

EQUIPPING ORGANIZATIONS ON THE STRATEGY OF EQUIPPING WITH TECHNICAL DIAGNOSTICS OF CONSTRUCTION MACHINERY FLEETS

B.G. Kim, R.A. Nasrulloeva, M.V. Abramov

Vladimir State University named
after Alexander and Nickolay Stoletovs

The article discusses the issues of the use of technical diagnostics of machines, options for the strategy of determining the number of sets of testing equipment, an algorithm for determining the number of mobile stations of technical diagnostics is given.

***Keywords:** technical diagnostics, algorithms for calculating the need for diagnostic tools*

В последние десятилетия наблюдается определенный сдвиг в выпуске машин со встроенными устройствами мониторинга средств диагностики. состояния отдельных их элементов. Однако для прояснения общей картины исправности и работоспособности механизмов требуется приобретение и укомплектование специализированными средствами ре-

монтажных служб [1, 9]. Оснащенность подразделений механизации проверочным оборудованием зависит от ремонтной политики организаций и технических возможностей приобретаемого диагностического оборудования [2, 3, 6, 7, 8]. Однако комплектование проверочным оборудованием ремонтных служб имеет и общие закономерности. К ним относятся подбор оборудования в комплекты, методика расчета общего числа комплектов средств технической диагностики (СТД) машин. Общая схема оснащения организаций и фирм проверочным оборудованием в условиях функционирования системы ППР может проводиться в следующей последовательности.

Этап I. Подготовка списка машин и перечня узлов, агрегатов, других элементов, подлежащих диагностированию при ТО-1.

Этап II. Установление времени проверки отдельных машин и общего времени диагностирования при ТО-1 парка машин.

Этап III. Определение перечня приборов и приспособлений комплектов СТД.

Этап IV. Расчёт количества комплектов диагностического оборудования, используемого при ТО-1.

Аналогично находится количество комплектов для ТО-2 и ТО-3.

Этап V. Проверка возможности совмещения использования комплектов при проведении ТО разных ступеней и различных типов машин.

Этап VI. Подготовка таблицы оснащённости предприятий средствами технической диагностики

Оснащение строительных фирм подобным оборудованием в условиях внедрения системы ПРО строительных машин имеет существенные отличия, связанные с тем, что при комплектовании аппаратуры учитываются не только плановые проверки, но и проверки, направленные на установление объёмов, характера и качества неплановых ремонтов. В этом случае определение комплектов СТД определяется по алгоритму, приведенному на рис. 1.

Определение числа комплектов диагностики исходит из потребности в проверке деталей, узлов и агрегатов машин, качества топлива и рабочих жидкостей. Табель оснащённости организаций может составляться по алгоритму, представленному на рис. 2.

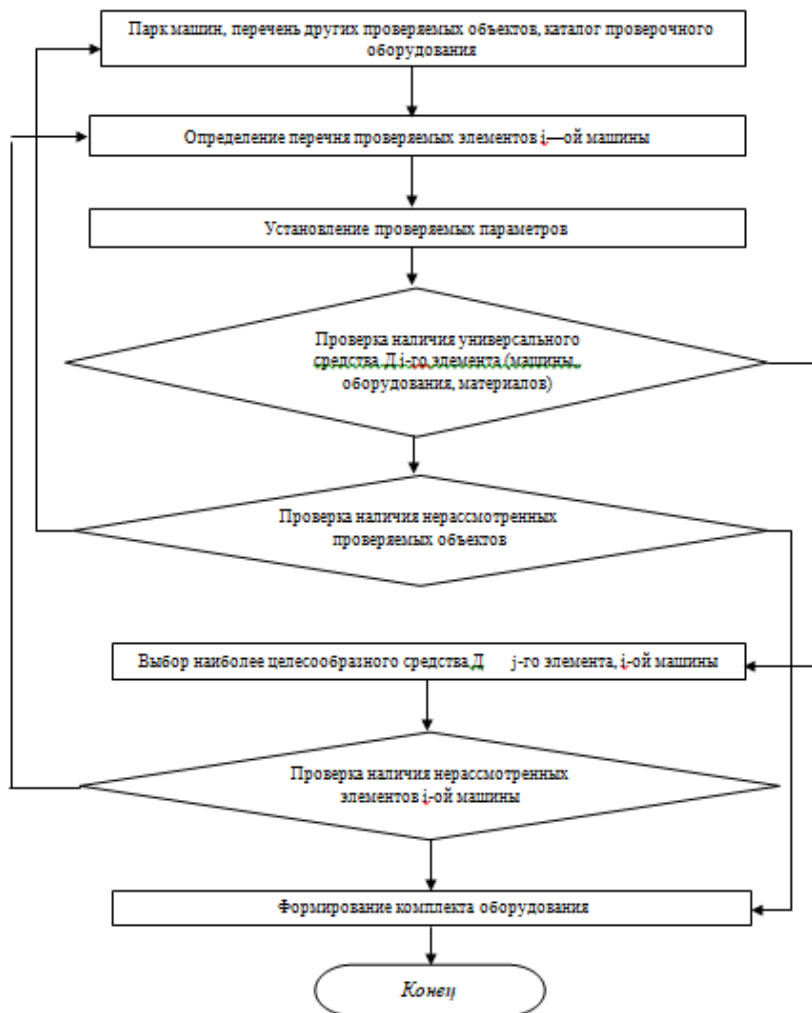


Рис. 1. Блок-схема алгоритма формирования комплектов проверочного оборудования

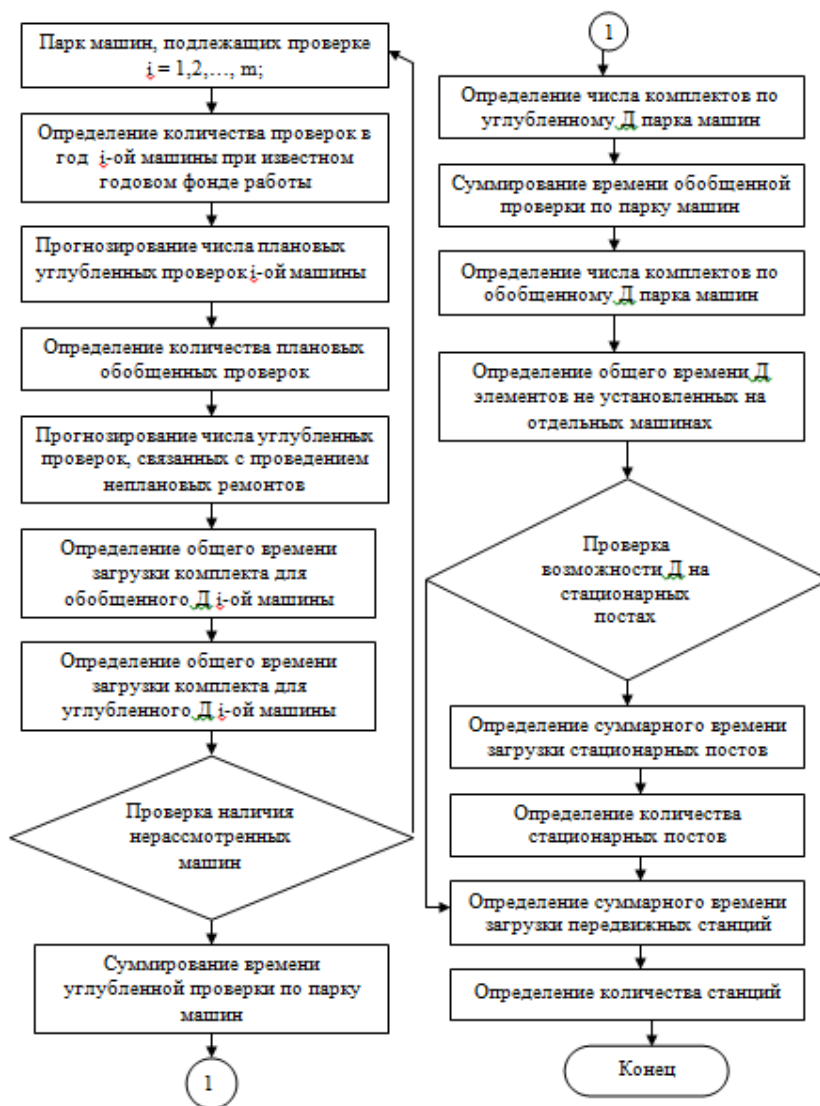


Рис. 2. Блок-схема алгоритма оснащения организаций проверочным оборудованием

Более подробно важнейшие компоненты алгоритма рассматриваются в нижеприведенных методиках.

Здесь может быть принято три основные стратегии проверки.

1. Сплошная проверка оборудования при проведении плановых ремонтно-профилактических воздействий в условиях функционирования системы ППР строительных машин.

2. Применение диагностирования только для определения технического состояния машин и механизмов при их поломках, а также для послеремонтного контроля.

3. Использование методов и средств технической диагностики для проверки машин, оборудования, смазочно-энергетических материалов для проведения как самостоятельного вида ремонтно-профилактических воздействий, на результатах которого базируется формирование работ по ремонту и, отчасти, ТО машин, замене отдельных элементов (деталей, узлов, агрегатов) оборудования. В этом случае обеспечение исправности парка строительной техники осуществляется в рамках системы прогнозируемого ремонтно-профилактического обслуживания (4,5).

В зависимости от принятой системы использования методов технической диагностики установление перечня оборудования, количества комплектов диагностической аппаратуры имеет свои особенности.

Количество комплектов приборов и приспособлений для проверки оборудования при первой стратегии ремонта и ТО может быть определено по следующему соотношению:

$$K_{\kappa} = \sum_{i=1}^M \frac{K_{iu} t_{iu}}{K_{\text{врк}} T_{\text{гк}}} - a, \quad (1)$$

где M - количество проверяемых машин $M = 1, 2, \dots, M$; K_{iu} - количество проверок u -го уровня i -й машины (диагностирование при ТО-1, ТО-2, ТО-3); t_{iu} - нормативное время проверки u -го уровня по i -й машине (час); $K_{\text{врк}}$ - коэффициент использования внутрисменного времени k -го комплекта, зависит от способа использования комплекта, a - поправка на целочисленность.

На стационарном посту значения $K_{\text{врк}}$ можно принять равными 0,75...0,85. При расположении комплекта на передвижных станциях эти значения могут быть приняты от 0,40 до 0,80. Более точно значения коэффициента могут быть заданы, исходя из сосредоточенности и величины технологических комплектов машин, развитости дорожной инфраструктуры и других специфических местных условий, а также в зависи-

мости от принятой стратегии диагностического обслуживания - индивидуального (по достижению определенной наработки отдельной машины), группового (проверяются все или большинство машин технологического комплекта одновременно или сразу друг за другом независимо от времени предыдущей проверки каждой машины).

$T_{ГК}$ - годовой фонд времени κ -го комплекта.

При второй стратегии ремонта и диагностирования оборудования количество комплектов устанавливается по соотношению

$$K_{\kappa} = \sum_{i=1}^M \frac{T_i t_{iu}^a}{\lambda_i K'_{вр\kappa} T_{ГК}} - a, \quad (2)$$

где T_i - годовая наработка i -й машины в маш.-час; t_{iu}^a - средняя продолжительность проверки i -й машины при отказах техники; λ_i - параметр потока отказов i -й машины, 1/маш.-час.

При третьей стратегии использования диагностических средств количество комплектов проверочного оборудования определяется по формуле

$$K_{\kappa} = \left[\left[\sum_{i=1}^M \frac{T_i t_{iu}}{K'_{вр} T_{iu}} \cdot \frac{T_i t_{iu}^a}{K''_{вр} \lambda_i} \right] + \sum T_{эм} \right] \frac{1}{K'_c T_{ГК}} - a, \quad (3)$$

где $K'_{вр}$ - коэффициент использования времени комплектов проверочного оборудования при плановых диагностированиях; $K''_{вр}$ - коэффициент использования времени комплектов проверочного оборудования при неплановых диагностированиях; T_{iu} - периодичность плановых проверок; $T_{эм}$ - время на использование комплектов проверочного оборудования для проверки элементов, установленных на машинах (например, контроль качества отдельно ремонтируемых узлов и агрегатов машин, отвлечение комплекта машин для проверки качества рабочей жидкости на складах ГСМ и т.д.); K'_c - коэффициент совмещения использования комплекта диагностики для проверки машин и других элементов материально-технической системы строительной фирмы. K'_c можно принять равным от 0,70 до 0,90 в зависимости от степени отвлечения комплекта на различные группы объектов проверок.

Комплекты оборудования для стационарных постов и передвижных станций имеют существенные различия. Составление перечня оборудования того или иного комплекта зависит от нескольких технологических и организационных факторов. К ним относятся: состав и структура парков машин, предназначенных к проверке, принятая организационная схема внедрения методов безразборной проверки оборудования, выбранная стратегия диагностирования.

Рассмотрим более подробно эти факторы. Известно, что в настоящее время, находящиеся в эксплуатации строительные машины не подготовлены специально для подключения тех или иных СТД. Номенклатура и количество СТД, выпускаемых целевым назначением для проверок строительных машин мизерны. Однако, как будет указано ниже, приборы, стенды, приспособления нескольких сот наименований, используемых в других отраслях народного хозяйства (в том числе и импортные), могут успешно применяться и для Д узлов и агрегатов строительных машин. Естественно, что отдельные системы, узлы и агрегаты многих машин могут проверяться несколькими приборами и приспособлениями одного назначения. Кроме того, различные аппаратурные средства отличаются друг от друга и диапазоном использования. Это делает необходимым проведение отбора наиболее эффективным для конкретного парка машин СТД. Ранее Б.Г. Ким составил перечень диагностического оборудования, выпускавшегося на момент исследования (стенды, приборы, станции). Комплектование станций и постов ТД может проводиться по двум основным стратегиям.

1. Создание передвижных станций и стационарных постов ТД по функциональному признаку (например, по силовым установкам, гидросистемам и т.п.).

2. Формирование комплектов СТД по группам обслуживаемой техники (например, по автокранам, башенным кранам, землеройным машинам и т.д.). Были также составлены комплекты проверочного оборудования по разным типам строительных машин и основных их системам и узлов.

Кимом Б.Г. были также составлены комплекты проверочного оборудования по разным типам строительных машин и основных их системам и узлов. Были укомплектованы передвижные станции технической диагностики на базе автомобилей УАЗ-452.

Принятие той или иной стратегии обуславливает формирование комплекта средств СТД. Основой выявления оптимального комплекта проверочного оборудования являются технологические карты. Работы по их составлению проводились рядом исследователей, в том числе и авто-

ром. Ким Б.Г. принимал участие в разработке нормативных документов Госстроя РФ [10, 11, 12]. Эти материалы дают законодательную базу под операции внедрения в деятельность ремонтных подразделений методов и средств безразборной проверки оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ким Б.Г.* К методике построения алгоритмов диагностирования строительных машин / Б.Г. Ким, Л.В. Закревская // *Материалы МНТК «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства»*. Тюмень: ТИУ, 2017. С. 142 -146.
2. *Ким Б.Г.* Методика построения оптимальных алгоритмов диагностирования строительных машин // *Известия ВУЗов, сер. «Строительство»*. 1998. № 2. С. 107 -109.
3. *Ким Б.Г.* Методика определения потребного количества стационарных постов технической диагностики строительных машин // *Известия ВУЗов, сер. «Строительство»*. 1999. № 1. С. 110 -112.
4. *Ким Б.Г.* Общая экономико-математическая модель системы прогнозируемого ремонтно-профилактического обслуживания машин / Б.Г. Ким, Р.А. Насруллоева // *Сборник трудов «Механизация и автоматизация строительства»*. Самара, 2021. С. 41–47.
5. *Ким Б.Г.* Квалификационные оценки машин и систем обеспечения их работоспособности // *Сб. трудов МНТК «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства»*. Тюмень: ТИУ, 2015. С. 144-147.
6. *Ремонт дорожных машин, автомобилей и тракторов / под ред. В.А. Зорина*. М.: «Академия», 2019. 512 с.
7. *Локишин Е.С.* Организация ТО и ремонта при строительстве, содержании и ремонте автодорог. М.: «Академия», 2021. 336 с.
8. *Синельников А.Ф.* Организация технического обслуживания и текущего ремонта подъёмно-транспортных, строительных и дорожных машин и оборудования. М.: «Академия», 2020. 336 с.
9. *Кудрявцев, Е.М.* Комплексная механизация строительства. М.: АСВ, 2013. 464 с.
10. *Ким Б.Г.* [и др.]. Методические указания по разработке и внедрению систем управления качеством эксплуатации строительных машин. МДС 12–12. М.: Госстрой России, «Центр проектной продукции в строительстве». 35 с.
11. *Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Ч. 1. Общие требования. СП 12–105–2003*. М.: Госстрой России, «Центр проектной продукции в строительстве», 2004. 12 с.
12. *Ким Б.Г.* [и др.]. Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. МДС 12–20. М.: Госстрой России, «Центр проектной продукции в строительстве», 2004. 35 с.