

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Автотракторный факультет

ISSN: 2710-4486

АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Минск
БНТУ
2021

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

A22

Редакционно-рецензионная коллегия:
декан автотракторного факультета БНТУ, д.т.н., доцент
Д. В. Канский (отв. редактор);
зав. кафедрой «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» БНТУ,
к.т.н., доцент *М. И. Жилевич*;
зав. кафедрой «Тракторы» БНТУ, д.т.н., профессор *В. П. Бойков*;
зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» БНТУ,
к.т.н., доцент *А. С. Гурский*;
зав. кафедрой «Экономика и логистика» БНТУ,
д.э.н., профессор *Р. Б. Ивуть*;
зав. кафедрой «Автомобили» БНТУ, д.т.н., доцент *С. А. Рынкевич*;
зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ,
к.т.н., доцент *М. П. Ивандиков*;
зав. отделением «Автомобиле- и тракторостроение» НИПИ БНТУ,
к.т.н., доцент *А. С. Поварехо*;
зав. кафедрой «Транспортные системы и технологии» БНТУ,
к.т.н., доцент *С. В. Богданович*;
зав. кафедрой «Инженерная графика машиностроительного
профиля» БНТУ, к.т.н., доцент *Т. В. Матюшинец*

В сборнике представлены материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение», состоявшейся на автотракторном факультете Белорусского национального технического университета 25–28 мая 2021 года, тематика которых посвящена вопросам проектирования, производства, эксплуатации автомобильного транспорта, тракторов, мобильных систем и комплексов.

УДК [378+621+625+629+65+744]

ББК 39я43

ISBN 978-985-583-714-6 (Т. 1)

ISBN 978-985-583-713-9

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

**КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЕЙ**

УДК 629.03

**РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕМ
ЭНЕРГИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ В ЕЗДОВЫХ ЦИКЛАХ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММЫ FASTSIM**

**CALCULATION OF ELECTRIC VEHICLE ENERGY CONSUMPTION
IN DRIVING CYCLES BY USING FASTSIM PROGRAM**

Ле Ван Нгиа¹, канд. техн. наук, **В. А. Кусяк**², канд. техн. наук, доц.,

¹ Ханойский университет Техники и Науки, г. Ханой, Вьетнам,

² Филиал БНТУ «Научно-исследовательский политехнический институт», г. Минск, Беларусь

Le Van Nghia¹, Ph.D. in Engineering,

V. Kusyayk, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

¹Hanoi University of Science and Technology, Hanoi, Vietnam,

²Polytechnic Research Institute, Belarusian National Technical University,
Minsk, Belarus

В работе приводятся расчеты потраченных мощностей для преодоления сопротивлений воздуха и качению при движении автомобиля по ездовым циклам с использованием классической теории движения автомобиля и программы FASTSim. Дается сравнение полученных результатов и подтверждается адекватность данной программы.

The paper presents the calculations of the electric vehicle energy consumption (drag power and rolling resistance) during driving cycles moving by using classical car theories and the FASTSim program. Comparisons of the obtained results are given, and the adequacy of this program is confirmed.

Ключевые слова: электромобиль, ездовые циклы, потребление энергии автомобиля, FASTSim, компьютерное моделирование.

Keywords: electric vehicle, driving cycle, vehicle energy consumption, FASTSim, computer simulation.

ВВЕДЕНИЕ

Экология является одной из важнейших задач для развивающихся стран европейско-азиатских регионов. Для уменьшения выбросов

в окружающую среду ведущие мировые производители наладили серийный выпуск автотранспортных средств на электрической тяге. Исследованием данной тематики занимаются ведущие автомобилестроительные концерны и специализированные фирмы. При этом задача по потреблению энергии электрического автомобиля вызывает много интереса, и является базой для дальнейших научных исследований. В данной работе приведен метод и результаты расчета потребления энергии электромобилем по классическим ездовым циклам с использованием программного комплекса FASTSim. База данных программы включает основные параметры известных моделей электрических автомобилей. При выполнении расчетов для других моделей в программе FASTSim должны вводиться основные параметры электромобиля, такие как: полная масса, коэффициент сопротивления воздуха, коэффициент сопротивления качению и т. д.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Future Automotive Systems Technology Simulator: FASTSim является высокоуровневым инструментом для анализа движения автотранспортных средств, который поддерживается «Управлением автомобильных технологий» (NREL) Министерства энергетики США (см. www.nrel.gov/fastsim). FASTSim позволяет сравнивать и оценивать эффективность, производительность, стоимость и время автономной работы легких и тяжелых автотранспортных средств при движении по реальным ездовым циклам.

В качестве объекта исследования выбран электрический автомобиль Nissan Leaf 24 kW (2016), основные параметры [1,2] которого приведены в таблице 1.

В качестве ездовых циклов выбраны типовые скоростные циклы движения автомобилей по городу Ханой (Вьетнам), данные которых представлены на рисунке 1.

Для проверки адекватности используемого программного модуля, проведены расчеты мощностей, потраченные на преодоление сопротивлений воздуха и качению, соответственно по программе FASTSim и с использованием классической теории движения автомобиля.

Таблица 1 – Параметры упрощенной динамической модели автомобиля

Параметры	Значения	Примечание
Полная масса	1613, кг	[1]
Коэффициент сопротивления воздуха	0.315	[1,2]
Лобовая площадь	2.755, м ²	[1,2]
Коэффициент сопротивления качению	0.008	[1,2]
Коэффициент сцепления	0.7	[1]
Мощность двигателя	80, кВт	[1]
Мощность тяговых батарей	86, кВт	[1]
Энергия батарей	24, кВтч	[1]

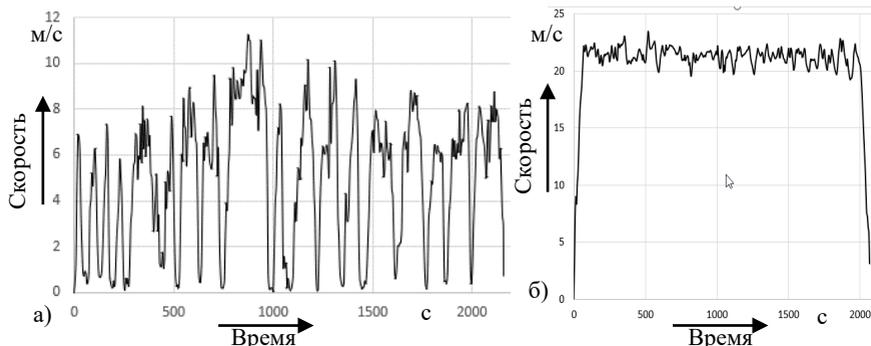


Рисунок 1 – Типовые ездовые циклы автомобилей по городу Ханоя
 а) – внутригородской цикл, б) – магистральный цикл

По классической теории движения автомобиля, мощности, потраченные на преодоление сопротивлений воздуха (P_{aero}) и качению (P_{roll}) рассчитываются по формулам [2]:

$$P_{aero} = 1/2 \cdot \rho \cdot C_D \cdot A \cdot v^3,$$

$$P_{roll} = C_{RR} \cdot m_{total} \cdot g \cdot v,$$

где v – скорость движения автомобиля по циклу (м/с), ρ – плотность воздуха (1,2 кг/м³), C_D – коэффициент сопротивления воздуха, A – лобовая площадь (м²), C_{RR} – коэффициент сопротивления качению, m_{total} – полная масса автомобиля (кг), g – ускорение свободного падения (9,81 м/с²).

Для выполнения расчетов мощностей в программе FASTSim, сначала выбиралась модель автомобиля в разделе «Vehicle Input» – Nissan Leaf 24 kW, затем загружались данные по ездовым циклам и инициировалась имитация движения электромобиля.

Значения мощностей, полученные при использовании разных методов расчета, приведены на рисунках 2 и 3.

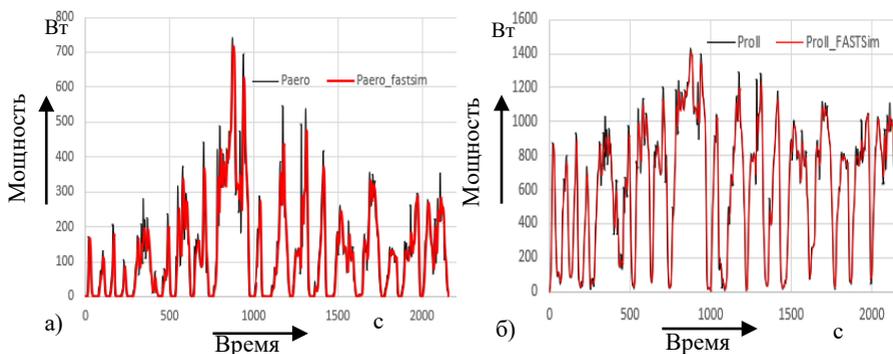


Рисунок 2 – Потраченные мощности при движении автомобиля по внутригородскому ездовому циклу

- а) – мощность, потраченная на преодоление сопротивления воздуха (P_{aero}),
- б) – мощность, потраченная на преодоление сопротивления качению (P_{roll})

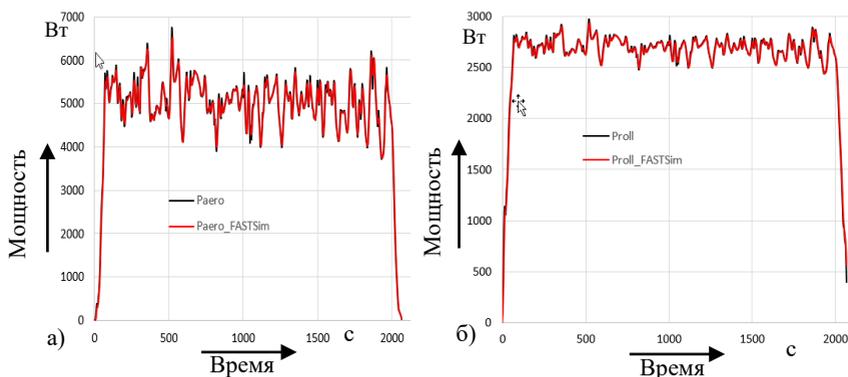


Рисунок 3 – Потраченные мощности при движении автомобиля по магистральному ездовому циклу

- а) – мощность, потраченная на преодоление сопротивления воздуха (P_{aero}),
- б) – мощность, потраченная на преодоление сопротивления качению (P_{roll})

Сопоставление результатов, полученных разными методами расчетов, показывает адекватность программы FASTSim: относительная разность средних значений потребляемых мощностей не превышает 2,5 % (см. таблицу 2).

Таблица 2 – Потребляемые электромобилем мощности

Параметры	Теория	FASTSim	Разность, %
Внутригородской цикл			
P_{aero} , Вт	127.68	124.56	2.44
P_{roll} , Вт	627.85	627.7	0.02
Магистральный цикл			
P_{aero} , Вт	4835.42	4833.48	0.04
P_{roll} , Вт	2622.2	2621.56	0.02

Помимо потребляемой мощности программа FASTSim позволяет производить расчет таких энергетических показателей автомобиля такие как: остаточная емкость батарей в % (SOC – state of charge), эффективность электрического двигателя, мощность фрикционного тормоза и т. д.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Погрешность расчета потребляемой электромобилем мощности в программе FASTSim составляет менее 2,5 %, что подтверждает ее адекватность и возможность дальнейшего использования при разработке конфигурации электромобиля и комплексном моделировании движения по различным ездовым циклам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сазонов, И. С. Теория автомобиля: учеб. пособие / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2017. – 164 с. : ил.
2. EPA, United States Environmental Protection Agency – Transportation, Air Pollution, and Climate Change / [электронный ресурс]: <https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change>. Дата доступа: 19.05.2021.
3. James Larminie, Electric Vehicle Technology Explained / James Larminie, John Lowry. – British: UK, 2003. – 296 p.

Представлено 20.05.2021

УДК 681.587.347

**СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕТАРДЕРА ГМП**

**SYNTHESIS OF HMT RETARDER CONTROL SYSTEMS
ACTUATORS PARAMETERS**

Севрук В. С.¹, инженер-конструктор 1 к.,

Руктешель О. С., д-р техн. наук, проф.,

¹Минский завод колесных тягачей, г. Минск, Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

V. Sevruk¹, design engineer of the 1st category,

O. Ruckteschell², Doctor of technical Sciences, Professor,

²Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Belarus

²Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

На основе анализа существующей методики расчета пружин и параметров различных систем управления ГМП и ретардера производства ОАО МЗКТ производится синтез параметров пружин систем управления ретардера ГМП.

Based on the analysis of the existing spring calculation method and parameters of various control systems of the HMT and retarder produced by JSC MWTP, the synthesis of spring parameters of control systems of HMT retarder is carried out.

Ключевые слова: автомобиль, ГМП, ретардер, пружина.

Key words: car, HMT, retarder, spring.

ВВЕДЕНИЕ

Функции элементов управления узлами ГМП выполняют исполнительные механизмы, неотъемлемой частью которых являются пружины. Как гидравлические, так и пневматические системы управления включают в себя золотники различных типов, которые перемещаются в требуемые положения посредством некоего управляющего усилия. Для задания величины этого усилия, как правило, используются пружины, жесткость которых и определяет то, какое давление жидкости или газа необходимо приложить к торцу золот-

ника. При расчете пружин нужно учитывать множество параметров, такие как требуемые диаметры пружины, ее длина, жесткость и т. д. Многие из этих параметров зависят друг от друга, а некоторые – противоречат друг другу. В связи с этим при расчете конкретной пружины приходится перебирать множество комбинаций ее параметров для того, чтобы получить вариант, полностью удовлетворяющий заданным условиям. В противном случае система управления будет функционировать некорректно. Поэтому задача синтеза параметров пружин является важным элементом создания систем управления ретардером ГМП, а также другими узлами гидромеханической трансмиссии.

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ СИНТЕЗА ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИН

Расчет параметров пружин для систем управления узлами гидромеханической трансмиссии должен производиться, как и для любых других узлов, в соответствии с ГОСТ 13765-86. В данном стандарте приведены общепринятые обозначения всех параметров пружины, а также формулы для их нахождения. Однако ГОСТ дает общую методику расчета, которая не учитывает специфику применения пружины. В частности, в системах управления узлами гидромеханической трансмиссии накладываются ограничения на размеры пружины. Покажем это на примере разрабатываемой системы управления для ретардера производства ОАО МЗКТ.

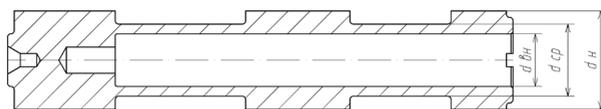


Рисунок 1 – Золотник системы управления ретардером

На рисунке 1 показан один из золотников системы управления ретардером. Слева на торец золотника действует усилие от рабочей жидкости, находящейся под некоторым давлением, а справа находится пружина, которая, сжимаясь, этому усилию противодействует. Как видно из рисунка, золотник имеет относительно большую длину – это необходимо для обеспечения требуемой ширины подводящих к нему гидравлических каналов. Если пружину, воздей-

ствующую на данный золотник, разместить снаружи золотника, то суммарная длина всей системы «золотник-пружина» окажется неприемлемо большой и неподходящей для корпуса, в котором данная система будет работать. Следовательно, с компоновочной точки зрения пружину рационально поместить в специальное внутреннее отверстие золотника с диаметром $d_{вн}$ (см. рисунок 1). Однако в данном случае появляется еще одно ограничение на размеры пружины, а именно на ее наружный диаметр. Это объясняется тем, что увеличение диаметра $d_{вн}$ приводит к увеличению диаметра средней части золотника $d_{ср}$, а это, в свою очередь, приводит к увеличению наружного диаметра золотника d_n (поскольку необходимо сохранить площадь сечения для рабочей жидкости). Однако увеличение наружного диаметра золотника приведет к увеличению рабочих усилий на пружине, ведь усилие от рабочей жидкости F прямо пропорционально ее давлению P и площади сечения S [1]:

$$F = P \cdot S .$$

Как правило, при увеличении рабочих усилий также увеличиваются и размеры пружины. Таким образом, при бессистемном увеличении внутреннего диаметра $d_{вн}$ можно получить «замкнутый круг»: «увеличивается диаметр пружины» → «увеличивается $d_{вн}$ » → «увеличивается F » → «увеличивается диаметр пружины» → «увеличивается $d_{вн}$ » и т.д. Следовательно, при расчете пружины должны быть получены такие значения ее параметров, которые, с одной стороны, позволили бы ей функционировать в соответствии с требуемым алгоритмом работы узла, а с другой стороны, обеспечивали бы ее минимальные размеры. Также необходимо учитывать, что согласно рекомендациям по изготовлению пружин значение индекса пружины (т. е. отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки) должно быть более 4 [2].

Для решения поставленной задачи целесообразно использовать компьютерные средства программирования. Нами была выбрана среда Lazarus, которая является бесплатной средой программирования на языке Pascal, по функциональности практически не уступающая популярной платной среде Delphi [3]. В данной среде была разработана программа для расчета и синтеза параметров пружин.

В главном окне программы (см. рисунок 2) пользователь вводит граничные значения переменных, необходимых для расчета, таких как наружный диаметр, длина, класс, разряд и т. д. (для удобства некоторые из полей сразу заполнены значениями по умолчанию). После заполнения всех полей и нажатия на кнопку «Расчитать пружину» разработанная программа автоматически синтезирует параметры пружины, проверяя их возможные комбинации и вводя в поле результатов оптимальные значения параметров пружины, соответствующие решению заданной многопараметрической задачи.

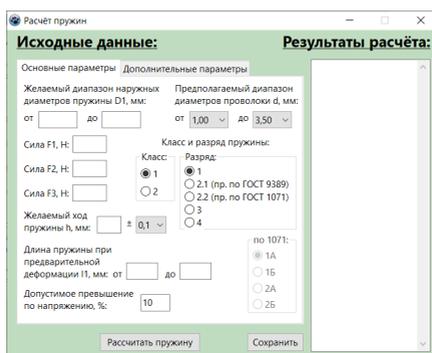


Рисунок 2 – Главное окно программы

При помощи данной программы был произведен расчет ряда пружин для систем управления производства ОАО МЗКТ. После изготовления, установки в соответствующий узел и проверки они показали свою работоспособность, чем подтвердили правильность разработанного программного алгоритма.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволили разработать программу синтеза параметров пружин для систем управления узлами гидромеханической трансмиссии, а также провести проверку результатов ее вычислений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Элементарный учебник физики: учеб. пособие / под ред. Г. С. Ландсберга. – 14-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. – Т. 1: Механика. Теплота. Молекулярная физика. – 612 с.
2. Справочник машиностроителя / под ред. Н. С. Ачеркана. – 2-е изд. – Москва: МАШГИЗ, 1955. – Т. 4. – 851 с.
3. Мансуров, К.Т. Основы программирования в среде Lazarus / К. Т. Мансуров. – 2010. – 772 с.

Представлено 07.05.2021

УДК 629.114.2

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

AUTOMATED MANUAL TRANSMISSION CLUTCH CONTROLS

Г. А. Дыко, канд. техн. наук, доц., **В. А. Сокол**, ассистент,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

H. Dyko, Ph.D.in Engineering, Assistant Professor, V. Sokal, assistant,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В этой статье рассмотрены автоматизированные приводы фрикционного сцепления автомобиля.

This article discusses the automated clutch actuators of a car.

Ключевые слова: трансмиссия, автоматизация, привод сцепления, автоматизированный привод сцепления.

Key words: transmission, automation, clutch drive, automated clutch drive.

ВВЕДЕНИЕ

Основная цель оптимизировать привод сцепления является обеспечение плавного хода (автомобиль трогается с места без рывков), быстрое переключение на повышенную/пониженную передачу (изменение передаточного числа) и быстрое размыкание сцепления.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ПРИВОДЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Автоматизированный привод сцепления широко используется в современных транспортных средствах, в том числе и в грузовых автомобилях. Основное отличие от классического привода сцепления является то, что управление сцеплением осуществляется не водителем, а электронной системой, действующей темп включения – выключение. Решение о включении сцепления принимает водитель, а процесс выполняется без его участия. Привод сцепления может быть электрогидравлическим, электропневматическим, электрическим и др.

В электрическом приводе исполнительными органами являются сервомеханизмы (электродвигатель и механическая передача). Гидравлический привод осуществляется с помощью гидроцилиндров, которые управляется электромагнитными клапанами. Такой вид привода еще называют электрогидравлическим.

При разработке привода, необходимо выбрать основные темпы управления сцеплением-движением.

Применение автоматизированного привода сцепления механической коробки передач в грузовых автомобилях объясняется несколькими причинами:

- обеспечение плавности и полноты включения;
- экономия топлива;
- повышение безопасности водителя;
- поддержание нажимного усилия в заданных пределах в процессе эксплуатации;
- легкость управления и минимальные затраты физических усилий на управление.

В ряде конструкций с электрическим приводом (Easytronic от Opel, Durashift EST от Ford) используется гидромеханический блок с электродвигателем для перемещения главного цилиндра привода сцепления.

Электрический привод характеризуется меньшим энергопотреблением и невысокой скоростью работы – временной промежуток переключения передач находится в пределах 0,3–0,5 секунды. В гидравлическом приводе постоянно поддерживается давление в системе, это требует больших затрат энергии, но обеспечивается более высокая скорость работы (до 0,05 секунды).

Компания Schaeffler выпустили под брендом LuK «умную» технологию автоматизации механических и гидравлических систем сцепления под названием E-Clutch. Созданная технология в зависимости от версии частично либо полностью автоматизирует процесс работы сцепления.

Для разных систем создали три концепта E-Clutch – от небольшого дополнения до практически автономной системы:

1. MTplus («Механическое сцепление плюс») – это небольшое изменение в виде дополнительного привода в линии давления;
2. Clutch-by-wire («Сцепление-по-проводам») – на положение педали сцепления реагирует инновационный силовой регулятор;
3. Electronic Clutch Management («Автоматическое управление сцеплением») – в основе лежит предыдущая технология, но уже без педали.

MTplus – это система частичной автоматизации сцепления. В дополнение к главному цилиндру на педали сцепления используется гидравлический или механический привод, время срабатывания которого достигает 300 миллисекунд для размыкания сцепления, обеспечивая достаточную динамику для основной функции входа и выхода из режима движения накатом.



Рисунок 1 – Конструкция и компоненты автоматизированного привода сцепления [2]

Система Clutch-by-wire работает более автономно. Сила механического сопротивления педали «моделируется» с помощью эмулятора силы. Сигнал о положении педали от индикатора хода поступает на блок управления. Фактическое приведение в действие сцепления осуществляется исполнительным механизмом. Так как между педалью сцепления и рабочим цилиндром сцепления нет ни механической, ни гидравлической связи, поэтому производительность системы зависит от привода, который достигает времени срабатывания 150 миллисекунд для размыкания сцепления, обеспечивая дополнительные функции:

- помощь при трогании с места;
- помощь в пробуксовке;
- функции динамики движения (контроль пробуксовки).

В системе Electronic Clutch Management отсутствует педаль сцепления. Вместо этого, как только водитель меняет передачу, система срабатывает автоматически. Это способствует снижению расхода топлива в каждой ситуации, когда двигатель работает не экономно:

- при езде по городу;
- в пробках;
- на парковке.

Для моделирования переходных процессов, протекающих в трансмиссии при трогании автомобиля и его разгоне, можно использовать модуль Simulink программы MATLAB (рисунок 2).

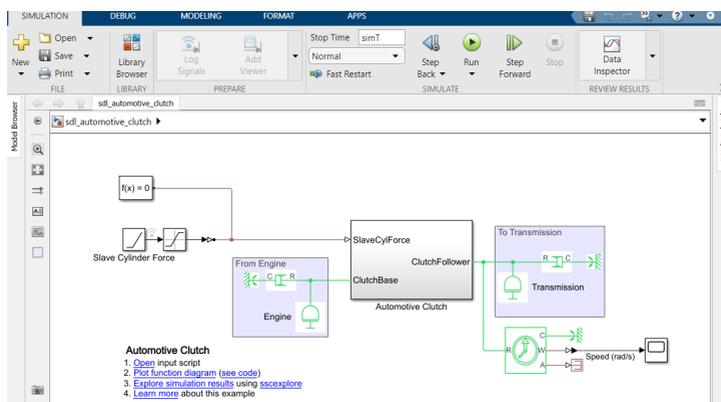


Рисунок 2 – Модель автомобильного сцепления

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автоматизированная механическая коробка передач объединяет в себе преимущества высокой эффективности механической коробки передач и удобство эксплуатации аналогично автоматическим коробкам передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: монография / В. А. Кусяк, О. С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015. – 295 с.

2. Mission CO₂-Reduktion. Die Zukunft des manuellen Schaltgetriebes / Kroll, J.; Hausner, M.; Seebacher, R.: Mission // Schaeffler Kolloquium. Baden-Baden. – 2014 г.

3. Innovative Power on Demand Concepts for Transmission Actuation / Müller, B.; Grethel, M.; Göckler, M. // Innovative Power on Demand Concepts for Transmission Actuation. Schaeffler Kolloquium. Baden-Baden. – 2018 г.

4. Румянцев, Л. А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений / Л. А. Румянцев. – Машиностроение, 1975. – 176 с.

Представлено 07.05.2021

**СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЗАГРУЗКИ
БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ**

DUMP TRUCK LOADING CONTROL SYSTEMS

Б. У. Бусел, канд. техн. наук, доц., **М. О. Горенец**,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

B. Busel, Ph.D. in Engineering, Associate professor, **M. Harenets**,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Идея автоматического контроля загрузки карьерных автосамосвалов появилась более 30 лет назад, но до сих пор не воплощена в жизнь до конца. Препятствием этому является низкая точность взвешивания груза в кузове бортовыми системами автосамосвалов при их погрузке в забое.

The idea of automatically controlling the loading of mining dump trucks appeared more than 30 years ago, but has not yet been fully implemented. An obstacle to this is the low accuracy of weighing the cargo in the body by the on-board systems of dump trucks when they are loaded in the face.

Ключевые слова: системы контроля, оптимизация, загрузка, самосвал.

Key words: control systems, optimization, loading, dump truck.

ВВЕДЕНИЕ

Конструкция большегрузного автомобиля в процессе эксплуатации с грузом может подвергаться предельным по прочности и долговечности статическим и динамическим нагрузкам. Системы контроля загрузки являются одним из способов защиты автомобиля от перегрузок. Такие системы дают оценку:

- веса груза в процессе загрузки и по завершению загрузки;
- воздействия силовых факторов на конструкцию самосвала в процессе загрузки и при движении;
- качества процесса загрузки.

Точность лучших зарубежных фирм «Komatsu» (Япония) и «Caterpillar» (США) составляет $\pm 5\%$, а отечественной системы, разработанной ПО «БелАЗ» и компанией «ВИСТ Групп» (Москва), до $\pm 8\%$. Для обеспечения качественного автоматического контроля загрузки необходима точность в пределах $\pm(2,5-3)\%$ [1, 2].

СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ЗАГРУЗКИ

1. Объединенная система всеобщего контроля (РМС) от «Komatsu».

Система отслеживает более 250 показателей текущего состояния агрегатов автосамосвала на протяжении всего периода его эксплуатации. Благодаря этой системе, персонал ремонтно-технической и эксплуатационной служб имеет доступ к ценной информации о состоянии автомобиля, быстро перегружаемой для анализа с помощью компьютерного интерфейса, установленного на приборном щите автосамосвала. Программное обеспечение системы РМС организует выдачу информации в удобном для персонала виде – таблично-цифровом и справочном, а операторы автосамосвала могут с ее помощью быстро инспектировать состояние двигателя, трансмиссии, весоизмерительного устройства. Самосвалы оснащаются системой фиксации и накопления данных о полезной нагрузке и режимах работы машины. Объем памяти такой системы рассчитан на хранение данных о 2900 рабочих циклах [4].

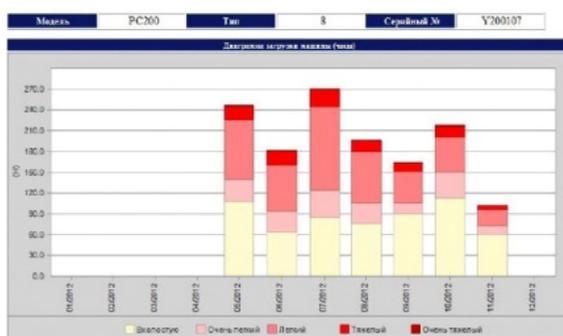


Рисунок 1 – Диаграмма загрузки машины за год (часы)

2. Бортовая система мониторинга и контроля нагрузки (массы) DumperLoad от VEIGROUP.

DumperLoad – это бортовая система мониторинга и контроля нагрузки (массы), производящая измерение веса в кузове карьерного самосвала. Она служит наиболее точным инструментом для взвешивания и может быть внедрена в систему автоматизированного учета предприятий, систему диспетчеризации или совмещена с навигационным оборудованием.

Основные задачи системы:

- многофункциональность: помимо мониторинга и контроля нагрузки автомобиля система способна вести учет загрузок и разгрузок, записывать и надежно сохранять получаемые данные, регистрировать время запуска и останова самосвала;

- экономия: предотвращая перегрузки, весы для самосвала позволяют снизить расходы на его ремонт и преждевременное изнашивание шин, основных агрегатов и узлов;

- полная автоматизация: в управлении комплексом не требуется управление человеком;

- определение производительности самосвала: система DumperLoad оснащена системой передачи данных, которая способна определять производительность автомобиля, исключать его простои.

Контроль загрузки самосвала и дистанционная передача данных о его работе способствуют оптимизации движения материалов и сырья в карьере и тем самым уменьшают затраты на логистику производства.

Многофункциональность системы обеспечена ее техническими особенностями. Это, в частности: мониторинг осевых нагрузок, контроль максимальной нагрузки самосвала, контроль полезной нагрузки самосвала, светосигнализация, циклический учет загрузки и разгрузки, передача и хранение информации [3, 4].

3. Система контроля VIMS™ от «Caterpillar».

Система контроля VIMS третьего поколения в режиме реального времени предоставляет важную информацию о техническом состоянии и полезной нагрузке машины, что позволяет самосвалу 797F работать с максимальной производительностью. Датчики, установленные во всех системах машины, позволяют системе VIMS производить быстрый обмен и контроль данных. Пользователь может од-

новременно просматривать до 10 различных параметров машины. Встроенная система предупреждений различного уровня уведомляет оператора о степени неисправности в системах машины. Эти данные могут использоваться для повышения эффективности программ планового технического обслуживания, увеличения срока службы компонентов, улучшения технической готовности машин и снижения эксплуатационных расходов.

Приведенные фирмой «Caterpillar» данные показывают, что применение системы контроля загрузки позволяет с вероятностью 99 % исключить перегруз самосвала более 20 % по отношению к номинальной грузоподъемности [4].

4. Предприятие «ВИСТ групп».

Система контроля загрузки и топлива для карьерных самосвалов обеспечивает равномерную и точную загрузку самосвалов без недогрузов и перегрузов, существенно повышая среднеэксплуатационную производительность, безопасность эксплуатации и увеличивая срок службы техники, снижая тем самым себестоимость транспортных работ.

Возможности системы:

- измерение веса перевозимого автосамосвалами груза;
- измерение уровня топлива в баке автосамосвала;
- контроль крена и тангажа автосамосвала;
- измерение давления в шинах и выдача тревожного сигнала при повышении или снижении давления;
- отображение параметров работы автосамосвала на интеллектуальной панели водителю;
- выдача световых сигналов машинисту экскаватора о достижении самосвалом оптимальной загрузки;
- автоматический сбор и хранение в журнале регистрации рейсов информации о дате и времени каждой загрузки, весе груза, пробеге, объеме грузоперевозки и т. д.;
- упрощение процедуры заправки цилиндров подвески азотом (с помощью дополнительного режима вывода информации на дисплей «Манометр»);
- контроль состояния цилиндров подвески [4, 5].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедрение системы в цикл работы карьера рекомендовано производителями техники в целях предотвращения перегрузки транспорта. Предотвращение перегрузки подразумевает снижение расходов на ремонт машины и ранний износ шин. В результате чего повышается эффективность производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулешов, А. А. Эффективность и перспективы применения бортовых систем контроля загрузки и учета работы карьерных автосамосвалов / А. А. Кулешов, М. А. Семенов // Горные машины и автоматика. 2000. № 3. С. 35–38.

2. Семенов, М. А. Автоматический контроль загрузки карьерных автосамосвалов / М. А. Семенов, О. М. Большунова, Ю. А. Гаврилов // Записки Горного института. СПб, 2004. Т.157. – С. 131–133.

3. ООО «ВЕИГрупп» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://veigroup.net/produksiya/dumperload/>. – Дата доступа: 19.05.2021.

4. Инструкция по эксплуатации, рекламно-технические материалы по системам контроля веса и ограничения нагруженности транспортных средств фирм KOMATSU, VEIGROUP, Caterpillar, ВИСТ групп.

5. Компания «ВИСТ Групп» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.vistgroup.com.ua/18/>. – Дата доступа: 19.05.2021.

Представлено 07.05.2021

УДК 621.113.066

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ

ASSESSMENT OF AUTOMOTIVE CLUTCH WEAR RESISTANCE

А. А. Байбакова, канд. техн. наук, доц., **Е. А. Блинов**, магистрант,
Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия
A. Baibakova, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
E. Blinov Master student,
Pacific National University, Khabarovsk, Russia

В данной статье применяется графоаналитический метод расчета буксования сцепления с учетом рабочих процессов, происходящих в сцеплении при его буксовании, что позволит качественно улучшить результаты расчетов.

This article uses a graphical-analytical method for calculating clutch slippage, taking into account the work processes occurring in the clutch when slipping, which will qualitatively improve the calculation results.

Ключевые слова: сцепление, работа буксования, надежность, долговечность, износостойкость, срок службы сцепления.

Keywords: clutch, slip operation, reliability, durability, wear resistance, clutch service life.

ВВЕДЕНИЕ

Износостойкость автомобильного сцепления определяет его срок службы. Износ сцепления зависит в основном от работы буксования сцепления.

В литературе имеются расчетные формулы работы буксования, базирующиеся на статистической обработке экспериментальных данных, без учета рабочих процессов в сцеплении.

В данной работе приводится графоаналитический метод работы буксования на основе анализа рабочих процессов в сцеплении.

Как известно, работа буксования происходит как при трогании с места, так и при переключении передач. Наибольшая работа буксования – при трогании автомобиля с места.

Именно для этого случая проводится расчет работы буксования.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Баланс моментов, приложенных к коленчатому валу и первичному валу коробки передач:

$$\text{коленчатому валу: } Mc = Me_{\max} + \varepsilon_m \cdot j_m ;$$

$$\text{первичному валу КП: } Mc = M_{\psi} + \varepsilon_a \cdot j_a ,$$

где $\varepsilon_m, \varepsilon_a$ – соответственно угловое замедление и ускорение коленчатого вала и первичного вала коробки передач.

Графически процесс трогания автомобиля с места можно представить так (рисунок 1):

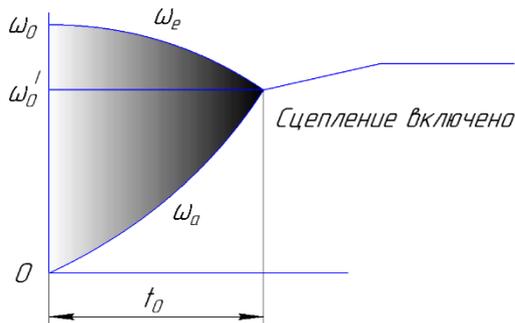


Рисунок 1 – График трогания автомобиля с места

Примем, что закон изменения угловых скоростей коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач линейный, тогда в любой промежуточной точке:

$$\omega_e = \omega_0 - \varepsilon_m \cdot dt .$$

Элементарная работа буксования, совершаемая на коленчатом вале и первичном вале коробки передач за время dt :

$$\text{– на коленчатом вале: } dL_e = Mc \cdot \omega_m \cdot dt ;$$

$$\text{– на первичном вале коробки передач: } dL_a = Mc \cdot \omega_a \cdot dt .$$

Работа буксования за время dt :

$$dL = dL_e - dL_a = Mc \cdot (\omega_m - \omega_a) \cdot dt .$$

Работа буксования за период включения сцепления:

$$L_\delta = Mc \int_0^{t_0} (\omega_m - \omega_a) dt ,$$

где $\int_0^{t_0} (\omega_m - \omega_a) dt$ – угол буксования.

Величина интеграла представляет собой площадь заштрихованного треугольника на рисунке 1.

$$\text{Таким образом: } L_\delta = M_c \cdot \frac{\omega_0 \cdot t_0}{2} .$$

Подставляя значение t_0 , получим:

$$L_\delta = \frac{\omega_0^2 \cdot j_a \cdot j_m}{2 \cdot \left[j_a \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) + j_m \left(1 - \frac{M_\psi}{Mc}\right) \right]} ,$$

где $\omega_0 = 0,75 \cdot \omega_N$ – для дизельных двигателей; $\omega_0 = 0,5 \cdot \omega_N$ – для бензиновых двигателей; ω_N – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности двигателя; M_ψ – момент сопротивления движению при трогании, приведенный к ведущему валу коробки передач (для горизонтальной асфальтовой дороги $\psi = 0,015 \dots 0,020$).

Расчет производится для легковых автомобилей на первой передаче, для грузовых автомобилей на второй передаче.

Работа буксования сцепления получена на основе анализа процесса трогания автомобиля с места и поэтому имеет четкий физический смысл.

Анализ работы буксования, рассчитанный по данной методике, показывает, что L_δ резко возрастает при трогании автомобиля с ме-

ста, при высокой частоте вращения коленчатого вала (ω_e), большой массе автомобиля, с прицепом и при трогании автомобиля с места на высшей передаче (u_{mp}), а также при увеличении j_m , M_ψ , но L_δ уменьшается при увеличении β , M_c .

Работа, рассчитанная по данной методике – минимально возможная, а динамические нагрузки будут максимальными, не зависят от плавности включения (включение мгновенное).

Оценка износостойкости проводится по удельной работе буксования $L_{y\partial}$:

$$L_{y\partial} = L_\delta / F_\Sigma,$$

где F_Σ – суммарная площадь фрикционных накладок сцепления.

Удельная работа буксования при указанных выше условиях обычно находится в пределах:

для легковых автомобилей $[L_{y\partial}] = 50 \dots 70$ Дж/см²;

для грузовых автомобилей $[L_{y\partial}] = 50 \dots 120$ Дж/см²;

для автопоездов $[L_{y\partial}] = 10 \dots 40$ Дж/см².

В зависимости от конструкции сцепления $[L_{y\partial}]$:

для однодискового сцепления 196...245 Дж/см²;

для двухдискового сцепления 147...167 Дж/см².

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данная работа может представлять интерес как для специалистов в области проектирования сцепления, так и для студентов и преподавателей вузов в их научно-исследовательской деятельности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вахламов, В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства / В. К. Вахламов. – М. : Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.

2. Гришкевич, А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / А. И. Гришкевич. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

3. Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. - 376 с.

4. Осепчугов, В. В. Автомобиль. Анализ конструкции и элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

Представлено 01.04.2021

УДК 629.113(075.8)

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ АДЕКВАТНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ
КАЧЕСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
С МЕХАНИЧЕСКОЙ И АВТОМАТИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИЕЙ**

**ENSURING ADEQUATE DYNAMIC QUALITIES OF PASSENGER
CARS WITH MANUAL AND AUTOMATIC TRANSMISSIONS**

Е. В. Волков, канд. техн. наук, доц.,
Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия
E. V. Volkov, Ph.D. in Engineering, Associate profes,
Pacific State University, Khabarovsk, Russia

В настоящее время на легковых автомобилях широкое распространение получили автоматические трансмиссии с гидромеханическими передачами, которые устанавливаются вместо фрикционного сцепления и коробки передач механической трансмиссии. Применение автоматической трансмиссии позволяет улучшить тягово-скоростные свойства автомобиля, поэтому автозаводами предусмотрена комплектация одних и тех же автомобилей различными типами трансмиссий, а также возможность их замены в эксплуатации. В статье рассмотрены вопросы обеспечения адекватных динамических качеств при замене механической трансмиссии на автоматическую.

Currently, automatic transmissions with hydromechanical transmissions, which are installed in the form of a friction clutch and a manual transmission transmission, are widely used in passenger cars. The use of an automatic transmission makes it possible to improve the traction and speed properties of the car, therefore, car factories provide for completing the same cars with different types of transmissions, as well as the possibility of replacing them in operation. The article considers the issues of ensuring adequate dynamic qualities when replacing a manual transmission with an automatic one.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, гидромеханическая передача, гидротрансформатор, приемистость автомобиля, мощность двигателя, мощность сопротивления движению, динамический фактор, максимальное ускорение.

Keywords: car, transmission, hydro-mechanical transmission, torque converter, car pickup, engine power, power of resistance to movement, dynamic factor, maximum acceleration.

Все автомобили, сходящие с конвейера автозавода, проходят полигонные испытания с целью проверки соответствия тягово-скоростных свойств нормируемым или рекомендуемым значениям показателей, а также сравнительной оценки этих показателей у различных автомобилей. Методы оценки тягово-скоростных свойств могут быть использованы для решения двух задач: анализа – определения скоростей, ускорений и предельных дорожных условий, в которых возможно движение автомобиля с заданными конструктивными параметрами; синтеза – определения конструктивных параметров, которые могут обеспечить заданные значения скоростей и ускорений в заданных дорожных условиях.

В нормативных документах, определяющих методы оценки тягово-скоростных свойств автомобилей, приводится комплекс критериев, позволяющих провести их объективную сравнительную оценку в соответствии с ГОСТ, согласно которого основными оценочными показателями тягово-скоростных свойств автомобилей являются максимальная скорость и параметры приемистости: время и путь разгона до заданной скорости и максимально возможные ускорения при разгоне на различных передачах. Эти показатели могут быть определены графическим способом

с использованием тяговых и динамических характеристик, а подтверждены экспериментально.

Максимальная скорость, развиваемая автомобилем на горизонтальном, ровном участке дороги с асфальтобетонным покрытием, определяется путем измерения времени проезда автомобилем мерного участка дороги длиной 1 км. Максимальная скорость автомобиля, как и максимально возможная скорость при данном сопротивлении дороги, также может быть найдена по тяговой и динамической характеристикам.

Максимально возможные ускорения при разгоне на различных передачах рассчитывают, используя динамический фактор автомобиля [1,2]:

$$D_a = (P_T - P_B) / (m \cdot g) = j_a \cdot \delta_{ep} / g + \psi = j_a \cdot \delta_{ep} / g + f + i, \quad (1)$$

где P_T – сила тяги на ведущих колесах, Н; P_B – сила сопротивления воздуха, Н; m_a – масса автомобиля, кг; j_a – ускорение автомобиля, м/с²; ψ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления; f – коэффициент сопротивления качению шин колес; i – уклон (подъем) дороги в долях радиана; δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс.

Коэффициент учета вращающихся масс δ_{ep} показывает, во сколько раз сила (мощность), необходимая для разгона с заданным ускорением вращательно и поступательно движущихся масс двигателя и автомобиля до заданной скорости, больше силы (мощности), необходимой для разгона только поступательно движущейся массы автомобиля.

Из уравнения динамического фактора (1) находят ускорение автомобиля (м/с²) на каждой передаче:

$$j_a = (D_a - f - i) \cdot g / \delta_{ep} = (P_T - P_B) / (m_a \cdot \delta_{ep}) - (f + i) \cdot g / \delta_{ep}$$

или

$$j_a = j_{am} - j_{as} - j_{af} - j_{ai}. \quad (2)$$

Составляющими этого уравнения являются зависимости:
 $j_{am} = M_d \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр} / (m_a \cdot r_d)$ – ускорение, определяемое силой тяги;
 $j_{ав} = K_e \cdot F_a \cdot V_a^2 / (m_a \cdot \delta_{вр})$ – потери ускорения от силы сопротивления воздуха;
 $j_{af} = f_0 \cdot (1 + V_a^2 / 1500) \cdot g / \delta_{вр}$ – потери ускорения от силы сопротивления качению шин колес;
 $j_{ai} = i \cdot g / \delta_{вр}$ – потери ускорения от силы сопротивления движению на подъеме.

В данных выражениях M_d – момент двигателя по внешней скоростной характеристике, Н·м; r_d – динамический радиус колеса, м; $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД трансмиссии; K_e – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; F_a – площадь Миделева сечения автомобиля, м²; V_a – скорость автомобиля, м/с; f_0 – коэффициент сопротивления качению при малых скоростях движения.

Уравнение (2) справедливо только при работе двигателя с полной подачей топлива (на внешней скоростной характеристике). При работе двигателя с не полной подачей топлива (частичной характеристикой) уравнение примет вид:

$$j_a - \Delta j_a = j_{am} - j_{ав} - j_{af} - j_{ai},$$

где Δj_a – нереализованный запас ускорения, который согласно второго закона Ньютона эквивалентен запасу силы тяги, м/с².

Однако сравнительная оценка тягово-динамических свойств различных автомобилей по графикам ускорений $j_a = f(V_a)$ затруднительна, поскольку у них могут отличаться не только максимальные значения ускорения на каждой передаче, но и характер изменения ускорения с изменением скорости. Кроме того, различные автомобили будут иметь различные значения ускорения, определяемые силой тяги, которая зависит от параметров двигателя и трансмиссии, а также составляющих потерь согласно формуле (2). Это особенно касается автомобилей, у которых произведена замена силового агрегата – механическая коробка передач со сцеплением заменена на гидромеханическую передачу (ГМП). В этом случае переобо-

рудованные автомобили будут иметь большие потери в силовом агрегате и различные значения ускорений, определенные силой тяги в заданном режиме. Это связано с тем, что при работе гидropередачи происходит двукратное преобразование энергии: сначала механическая энергия, передаваемая от двигателя, преобразуется в кинетическую энергию потока жидкости в гидротрасформаторе, а затем происходит обратное преобразование и на выходе гидropередачи опять получается механическая энергия. При бесступенчатом изменении передаточного числа в ГМП изменяются параметры приемистости: максимальное значение скорости движения и максимальное ускорение при разгоне, а также время и путь разгона до заданной скорости.

Для определения необходимой мощности двигателя, обеспечивающей заданные динамические качества легковых автомобилей с механической трансмиссией, составляют уравнение динамического равновесия Даламбера–Лагранжа, сущность которого в современном понимании заключается не только в привлечении к рассмотрению дополнительных сил, называемых силами инерции (принцип Даламбера), но и принцип Лагранжа, согласно которому силу (в данном случае мощность) инерции автомобиля определяют через кинетическую энергию (работу). Уравнение динамического равновесия для автомобиля с механической трансмиссией запишется в виде:

$$\sum N = N_d - N_{тр} - N_c = dA / dt , \quad (3)$$

где $\sum N$ – сумма мощностей системы двигатель-трансмиссия-ведущие колеса-дорога-воздушное пространство, Вт; N_d – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, Вт; $N_{тр}$ – мощность потерь в трансмиссии, Вт; N_c – мощность сопротивления движению, Вт; A – работа, совершенная системой (автомобилем), Дж.

Но $N_d - N_{тр} = N_d \cdot \eta_{тр}$, следовательно, уравнение (3) примет вид:

$$\sum N = N_d \cdot \eta_{тр} - N_c = dA / dt . \quad (4)$$

Мощность сопротивления движению N_c , имеющая существенное значение при высоких скоростях движения, складывается из мощностей сопротивления качению N_f , подъему N_n и аэродинамического сопротивления автомобиля N_a :

$$N_c = N_f + N_n + N_a,$$

которые рассчитывают по формулам (Вт):

$$N_f = P_f \cdot V_a = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot r_k \cdot \omega_k = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \cdot V_a;$$

$$N_n = P_n \cdot V_a = m_a \cdot g \cdot i \cdot r_k \cdot \omega_k = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V_a;$$

$$N_a = P_a \cdot V_a^2 = k_B \cdot F_a \cdot V_a^3,$$

где силы сопротивления, Н: P_f – качению; P_n – подъему; P_a – воздуха; α – уклон дороги, град; ω_k – угловая частота вращения колеса, с^{-1} ; r_k – кинематический радиус колеса, м.

Сумму мощностей сопротивления качению и подъему называют мощностью сопротивления дороги и для малых углов уклона (подъема) определяют зависимость:

$$N_d = N_f + N_n = m_a \cdot g \cdot V_a \cdot (f \pm i) = m_a \cdot g \cdot \psi \cdot V_a,$$

где $f \pm i = \psi$ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления.

Суммарную мощность сопротивления движению при достижении автомобилем заданной скорости ($V_{азад}$, м/с) находят по формуле:

$$N_c = m_a \cdot g \cdot V_{азад} \cdot \psi + k_B \cdot F_a \cdot V_{азад}^3 \quad (5)$$

Работа, совершенная автомобилем к моменту разгона до заданной скорости, равна его кинетической энергии и определяется выражением:

$$E_a = 0,5 \cdot m_a \cdot V_{азад}^2 \cdot \delta_{вр} .$$

К вращающимся массам в процессе разгона автомобиля с механической трансмиссией относят вращающиеся и движущиеся возвратно-поступательно поршни и детали кривошипно-шатунного механизма двигателя, агрегатов трансмиссии, ведущих и ведомых колес. При приближенных расчетах для его определения можно использовать зависимость:

$$\delta_{вр} = 1 + (\sigma_1 \cdot u_{кпв}^2 + \sigma_2),$$

$$\delta'_{вр} = 1 + \left[I_n \cdot K_m \cdot u_{тр}^2 \cdot \frac{\eta_{тр}^{AT}}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)} \right] \cdot \left(\frac{dn_n}{dn_t} \right) +$$

$$I_t \cdot u_{тр}^2 \cdot \frac{\eta_{тр}^{AT}}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)} + \frac{\Sigma I_k}{(m_a \cdot r_k \cdot r_\delta)}$$

где $\sigma_2 = \Sigma I_k / r_\delta \cdot r_k \cdot m_a$ – эмпирические коэффициенты; $u_{кпв}$ – передаточное число коробки передач на высшей передаче; I_d – момент инерции двигателя и связанных с ним вращающихся деталей трансмиссии, кг·м²; ΣI_k – момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²; $u_{дк}$ и $u_{гп}$ – передаточное число дополнительной коробки (для полноприводного автомобиля) и главной передачи.

При ориентировочных расчетах для одиночных легковых автомобилей с полной загрузкой можно считать $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$.

Производная

$$\frac{dE_a}{dt} = m_a \cdot \delta_{вр} \cdot V_{азад} \cdot \frac{dV_a}{dt} = m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax},$$

где j_{amax} – максимальное ускорение на высшей передаче, м/с².

С учетом полученного уравнения производной и формулы (5), уравнение (4) запишется в виде:

$$m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - m_a \cdot g \cdot V_{азад} \cdot \psi - k_B \cdot F_a \cdot V_{азад}^3$$

или

$$m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \cdot j_{amax} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - N_c.$$

Если считать обобщающим критерием приемистости максимальное ускорение при разгоне автомобиля до заданной скорости на высшей передаче, то для автомобиля с механической трансмиссией:

$$j_{amax} = \left(N_{дmax} \cdot \eta_{тр} - N_c \right) / \left(m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр} \right). \quad (6)$$

Это связано с тем, что при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, а максимальную мощность двигателя определяют из условия обеспечения максимальной (заданной) скорости движения автомобиля при заданном дорожном сопротивлении ψ , которое для легковых автомобилей в зависимости от их класса находится в диапазоне 0,025–0,04.

На легковых автомобилях применяют прозрачные, нерегулируемые ГТ прямого хода типа НТР (насос–турбина–реактор) с центростремительной турбиной, причем реактор у них установлен на механизме (муфте) свободного хода. Это позволяет работать гидропередаче не только на режиме трансформации момента, но и на режиме гидромуфты. Такие ГТ называют комплексными.

Основными параметрами, по которым оценивают возможность работы гидротрансформатора в трансмиссии автомобиля являются: активный диаметр (наибольший диаметр круга циркуляции), силовое (K_M) и кинематическое ($i_{ГТ}$) передаточное число, коэффициент прозрачности ($\lambda_{ч}$) и КПД ($\eta_{ГТ}$). Величина K_M характеризует способность гидромеханической передачи регулировать величину крутящего момента на ведущих колесах автомобиля в соответствии со скоростным режимом, а величина $\lambda_{ч}$ – способность гидродинамической передачи нагружать двигатель при изменении нагрузки на ведущих колесах. Кинематическое передаточное число гидропередачи изменяется от нуля при трогании автомобиля до величины, близкой

к единице при максимальной скорости. Максимальным считается значение $i_{гтmax} = 0,975$.

Процесс передачи энергии через поток жидкости сопровождается потерями, что приводит к снижению КПД гидropередачи ($\eta_{гт}$), который определяется зависимостью:

$$\eta_{гт} = \frac{N_{гуп}}{N_{н}} = \frac{\omega_{г} \cdot M_{гуп}}{\omega_{н} \cdot M_{н}} = i_{гт} \cdot K_{м}.$$

Для автомобиля с автоматической трансмиссией уравнение динамического равновесия имеет вид:

$$\sum N_{тр}^{AT} = N_{дmax}^{AT} - N_{гт} - N_{тр}^{AT} - N_c = dA / dt, \quad (7)$$

где $\sum N_{тр}^{AT}$ – сумма мощностей системы двигатель–гидротрансформатор–трансмиссия–ведущие колеса–дорога–воздушная среда, Вт; $N_{дmax}^{AT}$ – мощность двигателя для автоматической трансмиссии, Вт; $N_{гт}$ – мощность потерь в гидротрансформаторе, Вт; $N_{тр}^{AT}$ – мощность потерь в механических агрегатах трансмиссии с гидротрансформатором, Вт.

В механических агрегатах трансмиссии автомобиля с гидромеханической передачей – коробке передач, главной передаче и в карданных шарнирах приводных валов потери мощности при ориентировочных расчетах можно условно считать постоянными. Но, в гидродинамических передачах (ГДП) – гидротрансформаторах и гидромуфтах, потери мощности в значительной степени зависят от частоты вращения валов на входе и выходе, и КПД изменяется в широких пределах. В переднеприводном легковом автомобиле с поперечно расположенным двигателем такие агрегаты, как двигатель, гидротрансформатор, коробка передач, главная передача и дифференциал компонуются в одном блоке.

У автомобилей с задними ведущими колесами или полноприводных, имеется еще и карданный вал, потери мощности в карданных шарнирах которого оцениваются дополнительно $\eta_{кард}$. Следова-

тельно, потери мощности в трансмиссии таких автомобилей будут больше, а КПД – несколько ниже, чем у переднеприводных. КПД трансмиссии автомобиля с ГМП будет определяться зависимостью:

$$\eta_{\text{тр}}^{AT} = \eta_{\text{гт}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{пв}} \cdot \eta_{\text{кард}},$$

где $\eta_{\text{пв}}$ – КПД карданных шарниров приводных валов; $\eta_{\text{тр}}^{AT}$ – КПД автоматической трансмиссии.

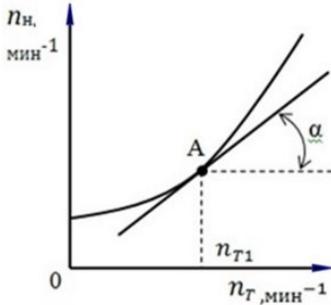
С учетом этого можно записать:

$$N_{\text{дтmax}}^{AT} - N_{\text{гт}} - N_{\text{тр}}^{AT} = N_{\text{дтmax}}^{AT} \cdot \eta_{\text{тр}}^{AT}.$$

Тогда уравнение (6) для расчета максимального ускорения для автомобиля с автоматической трансмиссией запишется в виде:

$$j_{\text{атmax}}^{AT} = \left(N_{\text{дтmax}}^{AT} \cdot \eta_{\text{тр}}^{AT} - N_{\text{с}} \right) / \left(m_{\text{а}} \cdot V_{\text{азад}} \cdot \delta'_{\text{вр}} \right), \quad (8)$$

где $\delta'_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс автомобиля с ГМП.



Для автомобиля с гидропередачей из-за отсутствия жесткой связи между ведущими колесами и вращающимися деталями двигателя, а также наличия дополнительных элементов конструкции (насоса, турбины, реактора и рабочей жидкости), коэффициент учета вращающихся масс рассчитывают по формуле:

Рисунок 1 – Графический метод определения значения $dn_{\text{н}}/dn_{\text{т}}$

$$dn_{\text{н}} / dn_{\text{т}} = f(n_{\text{т}}),$$

где $I_{\text{н}}$ – момент инерции насосного колеса и жестко связанных с ним деталей двигателя, кг·м²; $I_{\text{т}}$ – момент инерции турбины и жестко связанных с ней деталей трансмиссии, кг·м²; $dn_{\text{н}} / dn_{\text{т}}$ – производ-

ная приращений частоты вращения насосного и турбинного колес гидropередачи.

Производную dn_n / dn_T находят путем графического дифференцирования основной кинематической характеристики силовой установки ДВС-СР-ГТ, как показано на рисунке 1. Масштабы по осям координат n_n и n_T должны быть обязательно одинаковыми. В этом случае для прозрачных ГТ:

$$dn_n / dn_T = f(n_T) = tg\alpha_i,$$

где α_i – угол между осью n_T и касательной к кривой dn_n / dn_T в данной точке А.

Отсчет угла производят от положительного направления оси абсцисс против часовой стрелки. Затем строят зависимость $dn_n / dn_T = f(n_T)$, по которой для выбранных значений n_{Ti} определяют величины dn_n / dn_T и передаточное число $i_{ГТ}$, а по нему – соответствующее значение K_m по безразмерной характеристике гидropередачи.

Точно определить значение производной dn_n / dn_T , как и других параметров при расчете коэффициента учета вращающихся масс, затруднительно, поэтому при приближенных расчетах параметров приемистости автомобиля с ГМП пренебрегают процессами, происходящими до начала трогания и неустановившегося разгона, а коэффициент учета вращающихся масс рассчитывают по эмпирической формуле:

$$\delta'_{ep} = 1 + \bar{b}_1 \cdot u_{кп}^2 \cdot K_m \cdot \frac{dn_n}{dn_T} + \bar{b}_2,$$

где \bar{b}_1 и \bar{b}_2 – эмпирические коэффициенты.

Произведение $K_m \cdot dn_n / dn_T$ можно принять для прозрачных гидротрансформаторов равным 0,9 при $1,5 > \Pi > 1,2$ и 0,6 при $2,5 > \Pi > 1,5$ (Π – коэффициент прозрачности) [2].

Для выполнения условия равенства ускорений на высшей передаче автомобилей с механической и автоматической трансмиссией при заданной скорости, необходимо приравнять правые части уравнений (6) и (8):

$$\cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t\right).$$

Поделив почленно параметры числителя на параметры знаменателя, получаем:

$$N_{дmax} \cdot C_1 + C_2 = N_{дmax}^{AT} \cdot C'_1 + C'_2,$$

где $C_1 = \eta_{тр} / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр})$, $C_2 = N_c / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta_{вр})$,

$C'_1 = \eta_{тр}^{AT} / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta'_{вр})$, $C'_2 = N_c / (m_a \cdot V_{азад} \cdot \delta'_{вр})$ – эмпирические коэффициенты.

Учитывая небольшую разницу в значениях коэффициентов $\delta_{вр}$ и $\delta'_{вр}$, можно записать:

$$N_{дmax}^{AT} = N_{дmax} \cdot \eta_{тр} / \eta_{тр}^{AT}.$$

Таким образом, в случае замены механической трансмиссии легкового автомобиля на автоматическую, для обеспечения адекватных динамических качеств необходимо правильно подобрать параметры гидротрансформатора, от которых зависит КПД автоматической трансмиссии ($\eta_{тр}^{AT}$) и скорректировать максимальную мощность двигателя $N_{дmax}^{AT}$ в сторону ее увеличения.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М. : Стандарты, 1990. – 46 с.

2. Гришкевич, А. И. Автомобили: Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск : Высш. шк., 1986. – 208 с.

3. Литвинов, А. С., Фаробин, Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» – М. : Машиностроение, 1989. – 237 с.

4. Волков, Е. В. Теория движения автомобиля: монография. Е. В. Волков. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2018. – 204 с.

Представлено 20.04.2021

УДК 621.313

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С ВЫСОКОЙ АВТОНОМНОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ ГОРОДСКОГО ДВИЖЕНИЯ

DESIGNING AN ELECTRIC VEHICLE WITH HIGH AUTONOMY
IN URBAN TRAFFIC

А. Ю. Рячкин,

Омский государственный технический университет,

г. Омск, Российская Федерация

A. Ryachkin,

Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation

*В статье рассматривается перспектива создания электромо-
биля с высокой автономностью в условиях городского движения
и повышение интереса к электрическим машинам.*

*The article discusses the prospect of creating an electric car with
high autonomy in urban traffic and increasing interest in electric cars.*

*Ключевые слова: электрокар, электромобиль, электрическая
машина, аккумуляторные батареи, автономность.*

*Key words: electric car, electric car, electric car, rechargeable bat-
teries, autonomy.*

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность использования электромобилей (ЭМ) на сегодняшний день весьма высока. ЭМ смогут решить ряд глобальных проблем: уровень шумового фона в городах, выхлопные газы и избыточное тепло, высокие затраты на топливо.

Научная новизна: в работе для оценки тягово-эксплуатационных свойств ЭМ предложена усовершенствованная методика для проектирования транспортных средств с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), а также предложен способ оценки автономности для установленных режимов движения, с учетом сопротивления воздуха.

ТЕОРИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В первую очередь была определена разница эксплуатационных затрат между автомобилем с ДВС и ЭМ, которая составила 4,3 раза (404 рубля и 94,7 рублей для того чтобы проехать на автомобиле с ДВС и ЭМ 100 км). Предлагается следующая гипотеза: оснастить ЭМ двумя аккумуляторами по 100 кВт, чтобы увеличить запас хода ЭМ летом в городских условиях до 900 км.

РАСЧЕТ ТЯГОВО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭМ

Был выполнен расчет тягово-эксплуатационных характеристик ЭМ с массой 1250 кг и максимальной скоростью 220 км/ч.

Расчетное значение максимальной эффективной мощности двигателя зависит от внешних условий и максимальной скорости машины:

$$N_{emax} = \frac{f_{c.min\ реал} \cdot G \cdot V_{max}}{\eta_{cy} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{к.д}} = \frac{0,211 \cdot 1250 \cdot 9,81 \cdot 61,11}{0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,95} = 173532 \text{ Вт},$$

где $f_{c.min\ реал}$ – сопротивление прямолинейному движению, которое должна преодолевать машина на максимальной скорости; $G = m \cdot g$ – вес машины, Н; V_{max} – максимальная скорость машины, м/с; η_{cy} – КПД силовой установки; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; $\eta_{к.д}$ – КПД колесного движителя.

Для известных значений угловой частоты вращения вала электрического двигателя были определены зависимости эффективной мощности, свободной мощности и свободного момента двигателя по существующей методике [2].

Для определения тяговых возможностей ЭМ была определена зависимость удельной силы сопротивления движению с учетом силы аэродинамического сопротивления, диапазон изменения удельной силы от 0,025 до 0,220.

Характеристиками разгона ЭМ являются время и скорость. Тяговая характеристика ЭМ позволяет определять величину ускорения и изменение скорости в течение времени. Результаты расчетов представлены на рисунке 1.

Приемистость ЭМ оценивается временем и длиной пути разгона ее до максимальной скорости в заданных дорожных условиях. Характеристики разгона приведены на графике (рисунок 1). Для определения длины пути разгона используется метод графического интегрирования.

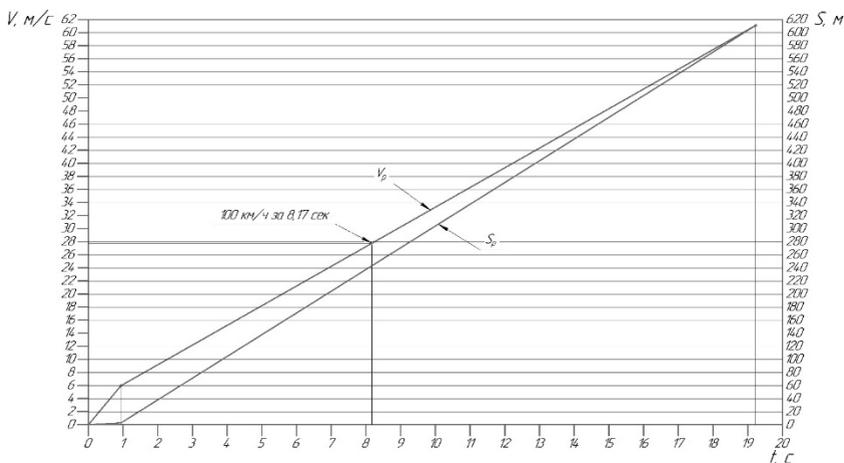


Рисунок 1 – График разгона и пути гусеничной машины

Путь разгона машины пропорционален площади, ограниченной графиком скорости $V = V(t)$ и осью времени, следовательно, можно записать:

$$S_p = F_{\Sigma} \cdot m_S = 29584,7352 \text{ мм}^2 \cdot 0,0208 \frac{\text{М}}{\text{мм}^2} = 616,5 \text{ м},$$

где F_{Σ} – полная площадь, ограниченная графиком скорости и осью времени; m_S – масштаб пути.

Общий путь разгона электрической машины до максимальной скорости служит оценочной характеристикой приемистости машины. Изменяя принимаемые инженерные решения можно проследить изменения приемистости по значению пути разгона. Это значение можно использовать как критерий оптимизации при проектировании силовой установки, трансмиссии, а также колесного движителя машины.

Tesla используют 100 кВт аккумуляторную батарею и заявляют, что их машины проходят до 500 км [1]. Одна батарея весит примерно до 400 кг. Для проектируемого ЭМ предлагается установить 2 таких батареи и увеличить запас хода до 900 км.

Максимально пройденный путь при постоянной скорости зависит от удельной силы сопротивления движению:

$$S_i = \frac{E}{F} = \frac{E_{АКБ} \cdot \eta_{к.д} \cdot \eta_{св} \cdot \eta_{мп}}{f_i \cdot m \cdot g} = \frac{7,2 \cdot 10^8 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99}{f_i \cdot 1250 \cdot 9,81}.$$

Значения заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Максимально пройденный путь при определенной скорости

V, км/ч	S, км
10	2142,614
60	1409,615
120	669,567
220	253,556

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы получена методика оценки тягово-эксплуатационных свойств ЭМ, оценена приемистость и автономность ЭМ при различных скоростях установившегося движения. Показано расчетным путем возможность проектирования од-

носкоростной трансмиссии для ЭМ, при этом получены следующие характеристики: разгон от 0 до 100 км/ч за 8,17 с, разгон до максимальной скорости 220 км/ч за 19,23 с. Автономность при скорости 60 км/ч составила 1409,615 км, что в 3 раза выше характеристики ЭМ Tesla Model S.

ЛИТЕРАТУРА

1. Батарея Tesla S & X [Электронный ресурс]. – URL: <https://ion-cars.ru/battery-tesla-model-s-x/> (дата обращения: 25.10.2020).

2. Теория транспортных средств специального назначения : методические указания по курсовому проектированию / сост. И. П. Залознов. – Омск : ОмГТУ, 2016. – 48 с.

Представлено 18.05.2021

УДК 629.3.021

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К МОДЕЛЬНОМУ РЯДУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

DEVELOPMENT OF REQUIREMENTS FOR THE TORQUE CON- VERTERS MODEL RANGE

Д. С. Белабенко

Минский завод колесных тягачей, г. Минск, Беларусь

D. Belabenko

Minsk wheel tractor plant, Minsk, Belarus

В случае проектирования гидродинамического трансформатора (ГДТ) для применения совместно с единственной моделью двигателя внутреннего сгорания (ДВС) разработка технического задания (ТЗ) относительно проста. Разработка модельного ряда ГДТ требует решения новых задач, связанных с рациональным выбором диапазона параметров ДВС, совместно с которыми будут работать ГДТ.

In the case of designing a torque converter for use in conjunction with a single model of an internal combustion engine, the development of

requirements is relatively simple. The development of the torque converter model range requires solving new problems related to the rational choice of the range of internal combustion engine parameters that the torque converter will work with.

Ключевые слова: гидротрансформатор, двигатель внутреннего сгорания, совместимость, модельный ряд.

Key words: torque converter, internal combustion engine, compatibility, model range.

ВВЕДЕНИЕ

В [1–4] были проанализированы подходы к созданию модельных рядов ГДТ. Модельные ряды ГДТ в литературе предлагается формировать исходя из диапазона или конкретных значений их параметров. Параметры: коэффициент трансформации в стоповом режиме (K_0), максимальный коэффициент момента насосного колеса (λ_{MAX}), коэффициент прозрачности (Π), активный диаметр (Da) [1–3]. Модельные ряды ГДТ зарубежных компаний содержат модели, отличающиеся K_0 и Da . Коэффициенты λ_{MAX} и Π – зависимые. Отсутствует информация об учете характеристик ДВС при разработке модельных рядов. Также количество моделей увеличивают за счет изменения Da . Учет характеристик ДВС и редукторной части гидромеханических передач (ГМП) может быть целесообразен, позволит сформировать более актуальное ТЗ.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Первым подходом при разработке ТЗ может быть учет характеристик единственного ДВС, с которым предполагается использовать проектируемый ГДТ. Такой подход можно считать целесообразным при планировании серийного выпуска нового изделия или единичного выпуска с несущественной доработкой существующей лопастной системы.

Второй подход связан с проектированием модельного ряда ГДТ, предназначенного для работы в широком мощностном диапазоне ДВС. Целесообразность такого подхода связана с массовым производством, при этом каждая модель ГДТ может использоваться с несколькими ДВС в определенном диапазоне их мощностных параметров. Разработка модельного ряда кроме решения технических

вопросов требует экономического обоснования, которое в данной работе не рассматривается. Разработанная методика [4] позволяет провести оценку рациональности модельного ряда ГДТ без привлечения экономических расчетов, которые должны проводиться соответствующими специалистами.

Как видно, увеличение количества моделей по энергоемкости ГДТ в большей степени, чем увеличение моделей по прозрачности, позволяет достигнуть снижения оценочных показателей.

Зависимость оценочных показателей от количества моделей по различным параметрам позволяет определить рациональное направление выбора количества ГДТ в модельном ряду. В таблице 1 для примера приведены оценочные показатели суммы расстояний и квадратов расстояний между моделями ГДТ и работающими совместно с ними моделями ДВС в соответствии с методикой [4].

В таблице 2 показано количество моделей ГДТ в модельном ряду, которые будут использоваться с выбранным списком ДВС.

Таблица 1 – Оценочные показатели модельного ряда ГДТ

Сумма расстояний/квадратов расстояний					
Энергоемкость	Прозрачность				
	3	4	5	6	7
3	83/38	72/29	71/30	66/27	66/26
4	69/30	56/21	57/21	51/18	50/18
5	63/29	51/20	51/20	45/17	45/17
6	60/28	47/19	47/19	41/16	40/16
7	58/28	45/19	45/19	39/16	38/16

Таблица 2 – Количество используемых моделей ГДТ

Количество моделей, используемых/всего					
Энергоемкость	Прозрачность				
	3	4	5	6	7
3	31/45	35/60	44/75	49/90	56/105
4	38/60	44/80	52/100	61/120	70/140
5	43/75	54/100	63/125	71/150	79/175
6	50/90	63/120	71/150	81/180	85/210
7	54/105	69/140	76/175	85/210	93/245

С увеличением количества моделей количество используемых моделей увеличивается, но уменьшается относительное их количество по сравнению со всеми возможными моделями.

В соответствии с [5] ТЗ разрабатывается одновременно с оформлением договора на выполнение опытно-конструкторской работы. Поэтому этап исследования в соответствии с разработанной методикой [4] должен проводиться до разработки ТЗ. Результатом этого этапа является ряд технических требований к модельному ряду ГДТ. По методике [4] следует выбрать несколько модельных рядов с наилучшими оценочными показателями.

Экономический расчет должен учитывать количество используемых моделей ГДТ (издержки конструирования), количество моделей по энергоемкости и прозрачности (издержки производства), оценочные показатели [4] (издержки эксплуатации).

ТЗ должно включать следующие требования к модельному ряду ГДТ: коэффициенты λ_{MAX} , Π , K_0 и Da .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработка модельного ряда целесообразна при массовом производстве ГМП и применении с широкой гаммой ДВС, диапазон характеристик которых будет оставаться неизменными на протяжении длительного времени.

Экономическое обоснование разработки модельного ряда должно основываться на результатах технических расчетов, содержащих оценочные показатели, количество используемых моделей и моделей по энергоемкости и прозрачности.

Разработанная методика позволяет определить требования к модельному ряду ГДТ при составлении ТЗ с учетом информации о технических характеристиках широкой гаммы ДВС.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Балабенко, Д. С. Перспективы развития гидромеханических передач в Республике Беларусь в разрезе опыта ОАО «МЗКТ» / Д. С. Балабенко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]. – 2016. – Вып. 5. – С. 50–56.

2. Белабенко, Д. С. Расчетное построение модельного ряда гидромеханических трансформаторов для семейства гидромеханических передач ОАО «МЗКТ» в мощностном диапазоне 150...480 кВт / Д. С. Белабенко, С. А. Романенко, К. И. Друтько // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]. – 2016. – Вып. 5. – С. 57–63.

3. Белабенко, Д. С. Расчетное построение модельного ряда гидромеханических трансформаторов для семейства гидромеханических передач ОАО «МЗКТ». Применение программного комплекса FlowVision при разработке лопастной системы / Д. С. Белабенко, С. А. Романенко, В. В. Шмелев // 7-я Междунар. науч. конф. по военно-техн. Проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения, Минск, 20–22 мая 2017 г. : сб. науч. ст. : в 3 ч. / Гос. военно-промышленный комитет Респ. Беларусь. – Минск : Четыре четверти, 2017. Ч. 1. – С. 203–216.

4. Белабенко, Д. С. Построение модельного ряда гидродинамических трансформаторов на основе компьютерного моделирования / Д. С. Белабенко, Д. В. Чешенок // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : Материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 26–29 мая 2020 г. : в 2 т / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: отв. ред. Д. В. Капский [и др.]. – Минск : Белорус. нац. техн. ун-т, 2020. – Т. 1. – С. 71–75.

5. Порядок выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и опытно-технологических работ по созданию научно-технической продукции: СТБ 1080-2011. – Введ. 28.10.2011. – Минск : Госстандарт Республики Беларусь, 2011. – 23 с.

Представлено 15.05.2021

УДК 629.113

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

MODERN METHODS FOR SIMULATION OF WORK VARIOUS VEHICLE SYSTEMS

Н. Р. Михальцевич,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Беларусь

M. Mikhaltsevitch,

Belarusian national technical university, Minsk, Belarus

В статье рассмотрены современные методики проектирования и испытаний при конструировании современных автомобилей, которые позволяют ускорить процесс разработки и испытаний современных систем автомобиля.

The projects introduces modern methods for design and simulation in the process of design vehicles, which allow to speed up the development and testing process of modern vehicle systems.

Ключевые слова: автомобиль, моделирование, Amesim, Hills – стенд.

Keywords: vehicle, simulation, Amesim, Hills-simulation.

ВВЕДЕНИЕ

Современные потребности покупателей, постоянное появление новых требований в области экологии, безопасности, динамических и топливно-экономических характеристик автотранспорта требует от производителей разработки и внедрения в производство новых моделей в кратчайшие сроки. Однако для отработки и наладки работы многих систем требуется производство большого количества опытных образцов с различными характеристиками, их дальнейшее испытание, анализ полученных результатов и постановка в производство. Данный процесс занимает большое количество времени и требует значительных финансовых вложений, что в конечном итоге повышает стоимость готового продукта и увеличивает время

разработки. В связи с этим необходимо использовать новые подходы в проектировании и испытании новых систем и автомобилей.

Наиболее рационально использовать пакеты моделирования, затем производить отработку на стендах моделирования и затем адаптацию к транспортному средству. В статье предлагается алгоритм проектирования и моделирования работы систем автомобиля с помощью современного оборудования.

МЕТОДЫ РАЗРАБОТКИ И МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

На первом этапе необходимо разработать алгоритм работы современной системы автомобиля, отработать процесс его работы, ввести все параметры работы системы. Для этого лучше всего использовать пакет Mathlab, который позволит разработать алгоритм работы, отладить его работу, определить необходимые входящие данные и исходящие сигналы управления для исполнительных механизмов. На основании данного алгоритма работы, будет получена рекомендация о использовании необходимой сенсорной базы и исполнительных механизмах, а также получен предварительный результат работы разрабатываемой системы.

Далее необходимо провести процесс моделирования работы системы с учетом массово-габаритных параметров транспортного средства и с учетом влияния работы всех систем автомобиля в комплексе. На данном этапе используем пакет моделирования Amesim. Данный пакет позволяет создать модель транспортного средства, используя готовые блоки различных систем автомобиля. Свойства данных систем задаются индивидуально и могут гибко меняться. Система, которая разрабатывается, составляется с помощью простейших механических, гидравлических, электрических элементов. Свойства данных элементов задаются индивидуально и могут гибко изменяться. На рисунке 1 представлена модель автомобиля, разработанная для испытания тормозной системы автомобиля.

На представленной схеме, готовые блоки автомобиля – двигатель, трансмиссия, ходовые системы, отдельно разработана тормозная система и АБС. В результате моделирования, получаем характеристики работы разрабатываемой системы и делаем вывод о ее работоспособности и правильности работы по заданному алгоритму.

му. Пакет позволяет синхронизировать разработанный ранее алгоритм работы в пакете Matlab. Если результаты моделирования устраивают разработчиков, то можно переходить к следующему этапу.

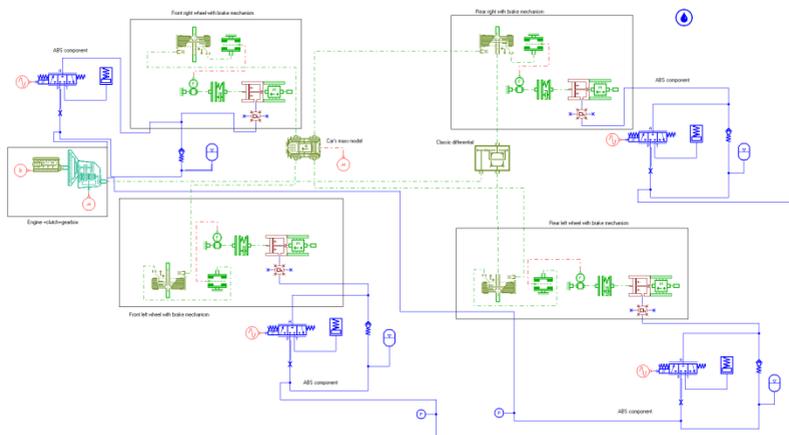


Рисунок 1 – Модель автомобиля в пакете Amesim

Моделирование процесса работы разрабатываемой системы с помощью стенда полунатурального моделирования (HILS-стенд). Данный этап позволяет провести полунатуральное моделирование работы и подготовить систему для дальнейших испытаний на тестовом автомобиле. Данное моделирование дает практически готовый результат, и в дальнейшем требуется только доработка работы системы, связанная с особенностями массовых и габаритных размеров автомобиля и нюансов эксплуатации. HILS-стенд представляет собой модель, которая состоит из бегового барабана, шин, тормозных механизмов, программного обеспечения и коммутирующего модуля. Для описания свойств, движущегося транспортного средства используется так называемая велосипедная модель автомобиля. Переход от реального автомобиля к испытательному оборудованию показан на рисунке 2.

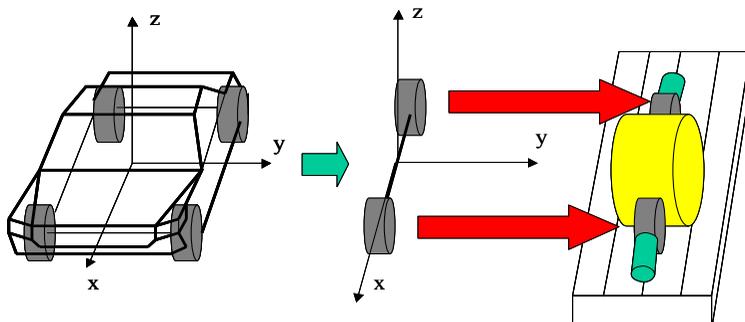


Рисунок 2 – Переход от автомобиля к HILS-стенду

Стенд позволяет соединить компьютерную модель системы с натуральными исполнительными элементами и в процессе моделирования гибко изменять параметры системы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенный алгоритм разработки и испытаний новых систем транспортных средств, позволит ускорить процесс их разработки и снизить конечную стоимость готовой продукции, что является одним из важнейших факторов для успешной конкуренции в современных рыночных условиях.

Представлено 17.05.2021

УДК 004.43

**ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ПОЛНОГО
КОМПЛЕКТА ДОКУМЕНТАЦИИ ГИДРОСИСТЕМ
ПРИ КОЛЛАБОРАТИВНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

SOFTWARE FOR DEVELOPING A COMPLETE SET
OF DOCUMENTATION OF HYDRAULIC SYSTEMS FOR
COLLABORATIVE DESIGN OF AGRICULTURAL EQUIPMENT

М. С. Мароха,

Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»,
г. Гомель, Беларусь
M. Marokha,
Scientific and Technical Center of Combine Harvester Construction,
JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus

В данной статье описываются работа плагинов в Creo Parametric созданные с использованием Java и его модуля Jlink, которые позволяют решить проблемы, с которыми сталкивается инженер-конструктор при проектировании гидросистемы.

This article describes how plug-ins in Creo Parametric, built using Java and its Jlink module, work to solve the problems a design engineer faces when designing a hydraulic system.

Ключевые слова: гидросистема, рукава высокого давления, трубопроводы, инфообъекты, 3D-модель, вспомогательная модель, проектирование

Key words: hydraulic system, high pressure hoses, pipelines, info objects, 3D model, auxiliary model, design

ВВЕДЕНИЕ

Современную самоходную сельскохозяйственную высокопроизводительную технику сложно представить без использования гидросистем. Одним из важнейших элементов гидросистемы является рукава высокого давления (РВД). Поэтому при их проектировании очень важно учесть максимально количество параметров, для наиболее оптимальной реализации гидросистемы. При этом реше-

ние ключевых задач, в число которых входят пространственная компоновка трубопроводов, подбор необходимых РВД и создание конструкторской документации, вызывает определенные трудности.

Зачастую плотную компоновку трубопроводов сложно представить на листе чертежа, в плоскости. На 2D-чертеже трудно увидеть ошибки расположения РВД, а если ошибка обнаруживается лишь на стадии производства, то цена исправления такой ошибки увеличивается в разы. Это делает целесообразным использование средств 3D-проектирования. Они позволяют подробно рассмотреть модель будущего изделия и выявить ошибки конструирования еще до изготовления опытного образца.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Современную самоходную сельскохозяйственную высокопроизводительную технику сложно представить без использования гидросистем. Одним из важнейших элементов гидросистемы является рукава высокого давления (РВД). Поэтому при их проектировании очень важно учесть максимально количество параметров, для наиболее оптимальной реализации гидросистемы. При этом решение ключевых задач, в число которых входят пространственная компоновка трубопроводов, подбор необходимых РВД и создание конструкторской документации, вызывает определенные трудности.

Зачастую плотную компоновку трубопроводов сложно представить на листе чертежа, в плоскости. На 2D-чертеже трудно увидеть ошибки расположения РВД, а если ошибка обнаруживается лишь на стадии производства, то цена исправления такой ошибки увеличивается в разы. Это делает целесообразным использование средств 3D-проектирования. Они позволяют подробно рассмотреть модель будущего изделия и выявить ошибки конструирования еще до изготовления опытного образца.

Уже более десяти лет в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» (НТЦК) используется система 3D-моделирования Creo Parametric (Creo), которая обладает набором инструментов для проектирования разнообразных типов изделий. Одним из таких инструментов является модуль «Трубопроводы» (Piping), с помощью которого конструкторы могут осуществить процесс прокладки и создание РВД в сборке.

Проектирование РВД возможно только в сборке, поскольку РВД состоит из фитингов и шланга (резиновой части рукава), который имеет свою траекторию. Следует отметить, что, как правило, прокладка РВД происходит уже после выполнения компоновки изделия, а значит, зоны возможного расположения участков уже определены.

Перед началом проектирования РВД в пространстве необходимо определить геометрические параметры создаваемого трубопровода. Для этого необходимо нажать кнопку на панели инструментов «Создать трубу» и после ввода наименования трубопровода и наименования типоразмера появится диалоговое окно *Параметры трубы*.

В процессе проектирования пользователь определяет ряд параметров: максимальную длину всей магистрали и минимальную длину отдельного прямолинейного участка, количество перегибов, минимальный и максимальный радиусы гибов, минимальный и максимальный углы поворота траектории и т. п. Кроме геометрических параметров (наружный и внутренний диаметры для трубопроводов круглого сечения или высота и ширина для магистралей с прямоугольным сечением). Можно определить трубопровод жестким или гибким, также можно задать характер мест перегибов: как изгиб с постоянным радиусом, как соединение встык, как установку фитинга (уголок, патрубков, агрегат, у которого вход и выход расположены под углом). Можно определить для магистрали все перечисленные варианты перегибов, а далее по результатам проектирования выбрать для конкретного места оптимальный способ соединения.

После прокладки РВД, определив какие используются фитинги и в зависимости от типа резины шланга, а также с учетом необходимой длины рукава можно определить какой РВД необходимо заказать у поставщика.

Однако существует сложная проблема, которая заключается в том, что в конструкции комбайна могут применяться рукава с одинаковыми характеристиками (одинаковые рукава), однако имеющие различные траектории. Соответственно в 3D-модели они будут представлены разными объектами, а для спецификации они должны иметь одинаковые атрибуты (обозначение, наименование, наименование файла). Однако так как все данные при выполнении проектирования в коллаборативном режиме (проектирование выполняется группой конструкторов, работающих с единой сборкой

одновременно) необходимо хранить в единой базе (в НТЦК хранятся в Windchill), то существует проверка на уникальность атрибутов, следовательно, все модели рукавов должны меть разные атрибуты несмотря на абсолютно одинаковые характеристики.

Для выхода из данной ситуации в Creo создаются модели вспомогательные (MB), которые имеют обозначение и наименовании файла состоящее из обозначения сборки, в которой рукав применяется и номер рукава. Такие модели не попадают в спецификацию (имеют раздел спецификации «Отсутствует») и не имеют составной части, следовательно, нельзя получить корректную спецификацию и вынести позиции на чертеже.

Проблема является общей для рукавов, поскольку с точки зрения спецификации это один объект, а с точки зрения использования модели этот объект может быть проложен в пространстве используя тысячи вариантов.

Для решения этих проблем в Creo существуют такие модели как инфообъекты – это модели, которые не имеют геометрии, но имеют составную часть, в которой содержится вся атрибутивная информация. При добавлении их в сборку конструктору необходимо только указать количество рукавов. Благодаря инфообъектам можно получить спецификацию. Но возникает проблема выноски позиций на чертеже. Так как инфообъекты не имеют геометрию, то вынести позиции нельзя (позиции выносятся только на те объекты, которые имеют твердое тело), а так как вспомогательные модели имеют геометрию, но у них нет позиций в спецификации (т. к. нет составных частей), то позиции на чертеже тоже поставить невозможно.

В описанной схеме работы конструктора есть еще и другая не менее важная проблема. В случае изменения длины рукава конструктору необходимо следить за составом инфообъектов в данной сборке и при необходимости изменять его: удалять «старый» инфообъект и добавлять новый. Данный процесс является трудоемким так как конструктору необходимо постоянно контролировать структуру сборки (тот ли используется инфообъект), так как в случае покупки рукава не правильной длины его нельзя будет использовать в сборке комбайна.

Для решения данных проблем в Creo автором был создан плагин с использованием Java и его модуля Jlink, который вызывается при

нажатии на кнопку «Гидравлика» (описывается и создается в плагине) на панели «Инструменты». Данный плагин позволяет проанализировать структуру сборки гидросистемы. При выполнении анализа проверяется, какие фитинги стоят в сборке и в случае их не правильного использования выдается сообщение (В НТЦК не применяются рукава с типом резины шлага 1СН) (рисунок 1).

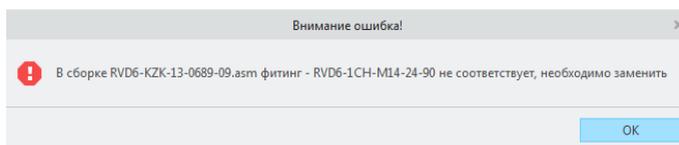


Рисунок 1 – Ошибка неправильного применения фитинга

После выполнения анализа появляется окно (рисунок 2).

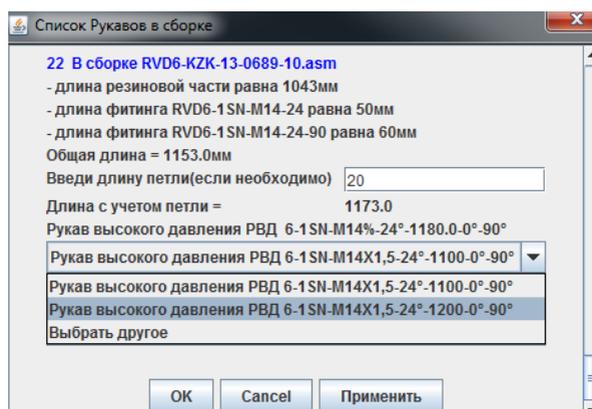


Рисунок 2 – Анализ сборки гидросистемы

В данном окне отображается информация о составе РВД-сборки, обозначение и длина фитингов, длина шланга, тип резины, общая длина рукава (равна длине фитингов и длине шланга). Дополнительно реализовано поле, в котором конструктор может внести длину петли (запас шланга), также отображается общая длина с учетом длины петли и выпадающий список возможных вариантов выбора рукава в соответствии с его параметрами.

Если в базе нет подходящих рукавов, то отображается надпись «Рукава с данными характеристиками в базе нет». В таком случае необходимо внести в Библиотеку комплектующих Windchill новый РВД, после чего он уже будет предложен для выбора.

После того как конструктор в поле для ввода длины петли ввел значение и нажал кнопку «Применить», то программа выполнит поиск уже по новым данным и подберет возможные варианты рукава, а также появится надпись о том, что длина петли изменилась и необходимо проверить выбор рукава (рисунок 3).

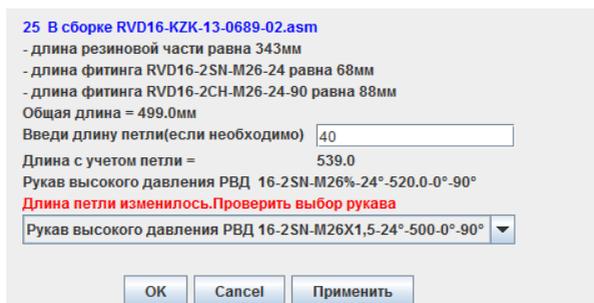


Рисунок 3 – Предупреждение об изменении длины РВД

Если в процессе проектирования изменилась длина шланга, то при вызове плагина появится соответствующая надпись о том, что длина шлага изменилась и необходимо проверить правильность выбора рукава (рисунок 4).

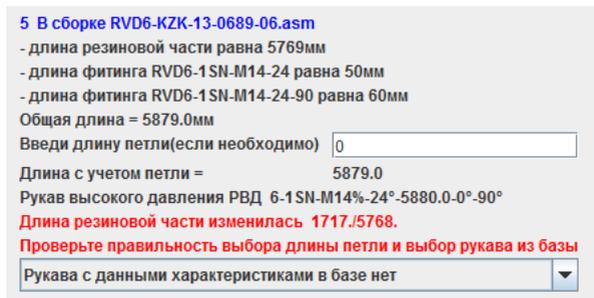


Рисунок 4 – Предупреждение об изменении длины

После того как был сделан выбор соответствующих рукавов конструктор нажимает кнопку «Ок» программа автоматически добавляет соответствующие инфообъекты в сборку.

В процессе проектирование конструктор может в любое время вызвать плагин, выбрать соответствующий рукав и в случае необходимости будет добавлен инфообъект. Если в процессе проектирования были внесены изменения и есть необходимость изменить ранее выбранный рукав, то плагин автоматически при выборе нового инфообъекта с нужными теперь характеристиками удалит старый. Когда сборка гидросистемы полностью спроектирована и добавлены соответствующие инфообъекты, конструктор автоматически в Windchill рассчитывает позиции, проверяет полученную спецификацию и создает чертеж в Creo Parametric. С помощью второго плагина, который вызывается при нажатии на кнопку «Получить позиции» из Windchill позиции переносятся в Creo, включая вспомогательные модели РВД. Также была настроена дополнительная таблица спецификации, которая вызывается при нажатии на кнопку «Спецификация гидравлика» и выносятся таблица РВД на чертеже (рисунок 5). Если позиция на какой-либо из РВД не указана, то это означает что для рукава с данными характеристиками не был найден подходящий рукав в Библиотеке комплектующих Windchill.

№	Наименование РВД	Наименование рукава
42	РВД6-КЭК-13-0689-18МВ	Рукав высокого давления РВД6
43	РВД6-КЭК-13-0689-20МВ	Рукав высокого давления РВД6
44	РВД6-КЭК-13-0689-01МВ	Рукав высокого давления РВД6
	РВД12-КЭК-13-0689-01МВ	Рукав высокого давления РВД12
	РВД12-КЭК-13-0689-02МВ	Рукав высокого давления РВД12

Рисунок 5 – Таблица РВД

При работе конструктора комплекс описанных выше плагинов поможет подобрать правильный РВД, а также в случае изменения длины или фитинга, подобрать новый рукав. При этом уходит необходимость следить за инфообъектами находящимися в сборке, что уменьшит процент человеческой ошибки. Данный комплекс плаги-

нов автоматизирует работу с расставкой позиции на чертеже и позволяет получить корректную спецификацию.

Плагины позволяют по 3D-модели сборки гидросистемы получить спецификацию, с использованием централизованно хранящихся в Библиотеке рукавов, гидроаппаратуры и т. д., а также обновлять выше названную спецификацию в случае изменения пространственной компоновки и соответственно изменение длины РВД, а также в автоматизированном режиме получать позиции гидросистемы с автоматической простановкой позиций на чертеже.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При работе конструктора комплекс созданных плагинов поможет подобрать правильный РВД, а также в случае изменения длины или фитинга, подобрать новый рукав. При этом уходит необходимость следить за инфообъектами находящимися в сборке, что уменьшит процент человеческой ошибки. Данный комплекс плагинов автоматизирует работу с расставкой позиции на чертеже и позволяет получить корректную спецификацию.

Плагины позволяют по 3D-модели сборки гидросистемы получить спецификацию, с использованием централизованно хранящихся в Библиотеке рукавов, гидроаппаратуры и т. д., а также обновлять выше названную спецификацию в случае изменения пространственной компоновки и соответственно изменение длины РВД, а также в автоматизированном режиме получать позиции гидросистемы с автоматической простановкой позиций на чертеже.

Представлено 17.05.2021

УДК 631.35

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОВЕДЕНИЯ СИСТЕМАТИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ 3D-МОДЕЛЕЙ СБОРОК И ДЕТАЛЕЙ
В СРЕДЕ CREO PARAMETRIC ВО ВЗАИМОДЕЙСТВИИ
С PDM WINDCHILL**

EFFICIENCY OF CONDUCTING SYSTEMATIC CONTROL OF 3D
MODELS OF ASSEMBLIES AND PARTS IN CREO PARAMETRIC
ENVIRONMENT IN INTERACTION WITH PDM WINDCHILL

И. А. Кольцова¹, Н. В. Грудина², ст. преп.,

¹Научно-технический центр комбайностроения

ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Беларусь

²УО «Гомельский государственный технический
университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Беларусь

I. Koltsova¹, N. Grudina², Senior Lecturer,

¹Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering
of JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus

²Educational Institution «Gomel State Technical University
named after P.O. Sukhoi», Gomel, Belarus

Для улучшения качества проектируемых 3D-моделей сельскохозяйственной техники в Научно-техническом центре комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» организовано проведение систематического контроля сборок, деталей на стадиях проектирования. Мотивация проведения контроля. Выявление несоответствий. Типовые несоответствия, которые часто встречаются.

To improve the quality of developed 3D models of agricultural machinery, conducting of systematic control of assemblies and parts at the design stages has been organized in the Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering. Motivation of control. Identification of inconsistencies.. Typical inconsistencies that are common.

Ключевые слова: проектирование 3D-модели сборок, деталей, программное средство Creo Parametric, PDM Windchill, устранение несоответствий (ошибок), контроль 3D-модели.

Key words: key words: development of 3D model of assemblies, parts, Creo Parametric software, PDM Windchill, elimination of inconsistencies (errors), control of 3D-model.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании изделий сельскохозяйственной техники важное место занимает проведение контроля качества проектирования 3D-моделей сборок, деталей, узлов верхнего уровня, заполнения на 3D-моделях атрибутивной информации.

В Научно-техническом центре комбайностроения (далее – НТЦК) ОАО «Гомсельмаш» уже 100 % проектируемых изделий разрабатываются с использованием 3D-моделей. Все конструкторские подразделения работают с единым программным средством – Creo Parametric (далее – Creo). Данные сохраняются в едином информационном пространстве в системе управления жизненным циклом изделия PDM Windchill (далее – Windchill), обеспечивающую многопользовательскую, коллективную работу над проектами в режиме реального времени.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Профилактический контроль 3D-моделей направлен на систематическую проверку состава сборочных единиц (узлов), систематическое выявление несоответствий при проектировании деталей, сборочных единиц, повышение эффективности работы с большими сборками, получение правильной электронной структуры изделия (далее – ЭСИ). Качество проектирования обеспечивается предупреждением и своевременным выявлением несоответствий на всех этапах проектирования деталей, сборочных единиц, узлов (далее – ДСЕ).

Новые разрабатываемые изделия создаются на базе ранее созданных изделий, ДСЕ. Следовательно, при выполнении команды «Сохранить как...», «Сохранить» в Windchill несоответствия, ошибки в 3D-моделях благополучно копируются на вновь проектируемую технику.

Старые несоответствия (ошибки) в 3D-моделях переносим на новые 3D-модели вновь проектируемой техники, на последующие модели. Поэтому стоит задача, своевременно исправлять, корректировать несоответствия, поддерживать актуальность 3D-моделей.

Контроль, выявление несоответствий проводились на модельном ряде 3D-моделей молотилок самоходных зерноуборочных комбайнов:

- на базе платформы машины КЗС-1218 созданы молотилки КЗК-3219-0100000 и КЗК-3321-1-0100000, КЗК-810-1-0100000;
- молотилки КЗК-1119Р-0100000, КЗК-16-6-0100000 и КЗК-2124-1-0100000 созданы на базе платформы машины КЗС-1624-1.

Остановимся подробно на контроле сборок 3D-моделей молотилок зерноуборочных комбайнов «КЗК-3219-0100000Э» «Молотилка самоходная», «КЗК-810-1-0100000Э» «Молотилка самоходная». Старые несоответствия (ошибки) по 3D-моделям при проверке выявлены на новых моделях зерноуборочного комбайна.

Несоответствия по 3D-моделям, которые были на базе комбайна КЗК-3219, наследуются на поколение комбайнов (на модельный ряд) этой группы, на все последующие модели, если их не исправить.

Потребность проведения систематического контроля, проведение анализа результативности работ, по оптимизации 3D-моделей ДСЕ, сборок верхнего уровня «КЗК-3219-0100000ЭМС» «Молотилка самоходная», «КЗК-810-1-0100000ЭМС» «Молотилка самоходная» и дальнейшего проведения работ по оптимизации структуры сборки и корректировки имеющихся несоответствий была мотивирована:– большим количеством входящих элементов (состав), приблизительно 38 тысяч элементов (проверяется в Creo функциональностью Bill of Materials);

- актуализацией данных, параметров по 3D-моделям в соответствии с современными ТНПА (техническими нормативными правовыми актами) ГОСТ 2.052, ГОСТ 2.056, ГОСТ 2.057, ИН325-2111-2017 «Методика трехмерного проектирования с использованием программных средств Creo, Windchill», СТП 325-683-2017 «Требования к электронной структуре изделия. Описание процессов разработки электронного изделия» [1–3];

- необходимостью иметь актуальные 3D-модели и версии ДСЕ, находящихся в одном информационном пространстве в Windchill;

- большим объемом оперативной памяти компьютера, требующимся для загрузки модели в рабочую область;

- уменьшение, сокращения времени при регенерации при работе с большими сборками, сборками верхнего уровня; при констру-

тивных изменениях уменьшение затрат времени при регенерации моделей;

– необходимостью заполнения (исправления) атрибутивной информации или исправлений имеющиеся атрибутивных параметров моделей;

– «вылетами Creo» с фатальными ошибками в Creo; не корректным формированием ЭСИ, конструкторской документации (спецификаций) в Windchill;

– не возможность осуществлять дальнейшее проектирование. При выполнении команды «Сохранить как...» при наличии «Циклических ссылок» создание новых объектов (3D-моделей) не выполняется.

Для улучшения качества 3D-моделей ДСЕ конструкторам следует в Creo убрать несоответствия:

– устранить циклические ссылки;

– проверить привязки (функциональность «Просмотр привязок» в Creo);

– устранить ошибки в зависимостях, желательно сразу после их возникновения; разорвать зависимости (рисунок 1);

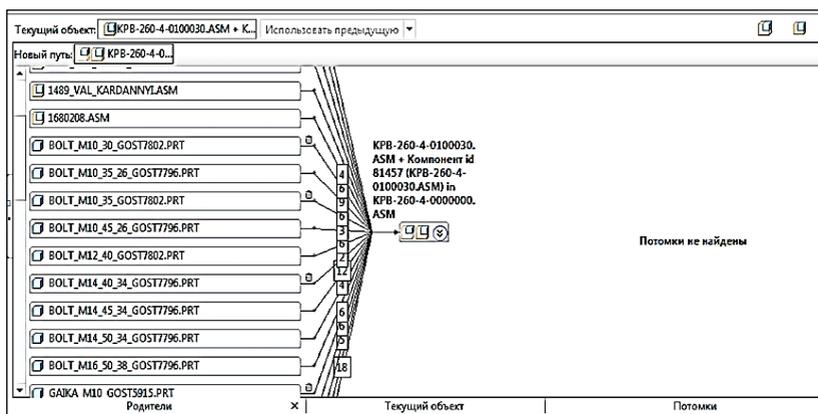


Рисунок 1 – Просмотр привязок, несоответствия зависимостей в сборке в Creo

– устранить сбойные элементы и их потомки; устранить подавленные компоненты и их потомков (в сборках/деталях) и подавлен-

ные элементы в элементах геометрического построения (линии, дуги и др.) [4];

- заменить ДСЕ со статусом «Запрещено к применению» (это касается, шайбы, гайки, болты – крепеж со статусом «Запрещено к применению» в Windchill);

- удалить на 3D-моделях старую не актуальную информацию, старые связи, уравнения (англ. relation);

- откорректировать массу и плотность ДСЕ;

- выполнять в Сгео верификационные команды «Инструменты» «Контроль геометрии»; контроль пересечений и зазоров.

Устранение несоответствий в 3D-моделях, эта коллективная работа, позволяющая ускорить процесс проектирования и сделать его более эффективным.

Опытные данные после выполнения исправлений 3D-моделей (таблица 1).

Таблица 1 – Анализ времени загрузки и памяти компьютера 3D-модели КЗК-810-1-0100000ЭМС «Молотилка самоходная»

Наименование параметра	До проведения Изменений	После частичного удаления несоответствий
Время загрузки	38 мин	28 мин
Объем оперативной памяти компьютера необходимый для загрузки	21 Гб	18,5 Гб

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исправленные несоответствия сегодня – качественная 3D-модель верхнего уровня комбайна завтра.

Несоответствия следует исправлять, так как они клонируются с одной 3D-модели на другую. Чем позднее обнаруживается необходимость перепроектирования, тем больше затраты. Если изделие приходится перепроектировать, возвращая его со стадии серийного производства, то затраты на внесение изменений в конструкцию могут увеличиться на порядки.

Проведенные работы по корректировке 3D-моделей, устранению несоответствий позволили сократить время загрузки и объем потребляемой оперативной памяти компьютера.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 2.052-2015 «Единая система конструкторской документации. Электронная модель изделия».
2. ГОСТ 2.056-2014 «Единая система конструкторской документации. Электронная модель детали».
3. ГОСТ 2.058-2014 «Единая система конструкторской документации. Электронная модель сборочной единицы».
4. Интернет-ресурс: https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/russian.

Представлено 23.04.2021

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЖИДКОСТИ СО СТЕНКАМИ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ**

COMPUTER SIMULATION INTERACTION OF FLUID
WITH THE WALLS OF ROAD TANK

А. О. Шукюров¹, мл. научн. сотр., **А. А. Калина**², канд. техн. наук,
доц., **А. Л. Кисельков**¹, зам. нач. отдела,

¹ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Shukurov¹, junior researcher, A. Kalina², Ph.D. in Engineering, Asso-
ciate professor, A. Kiselkov¹, deputy chief of department,

¹State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

²Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрен пример компьютерного моделирования (виртуальных испытаний) одностороннего взаимодействия жидкости и конструкции (Fluid structure interaction – далее FSI). Представлены основные этапы создания и настройки компьютерной модели, описания граничных и начальных условий проведения виртуальных испытаний на примере автомобильной цистерны. Моделирование и расчет выполнены в программе ANSYS Workbench, расчетные исследования поведения жидкости проведены в приложении ANSYS CFX.

The article provides an example of computer simulation (virtual testing) of one-way fluid structure interaction. The main stages of creating and setting up a computer model, describing the boundary and initial conditions for conducting virtual tests on the example of a road tank are presented. Simulation and calculation were carried out in the ANSYS Workbench, computational studies of fluid behavior were carried out in the ANSYS CFX application.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, FSI, прочностной расчет,

напряженно-деформированное состояние, связанный расчет, ANSYS, ASYS Fluent.

Key words: computer modeling, virtual testing, finite element method, FSI, strength analysis, stress-strain state, coupled analysis, ANSYS, ASYS Fluent.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы расчетных исследований взаимодействия конструкций/сооружений с жидкостью актуальны при решении прикладных задач [1]. Основная сложность моделирования заключается в необходимости получения совместного решения уравнений движения жидкости и динамики конструкции. Существуют аналитические и полуэмпирические методы [2]. При использовании вышеуказанных методов, в расчетных моделях присутствует значительное количество допущений для объектов с простейшей геометрией. При расчете реальных конструкций подобные упрощения существенно снижают точность получаемых результатов. Поэтому рекомендуется использование методов и средств численного моделирования [3, 4].

В настоящее время эффективным подходом при оценке работоспособности сложных конструкций является компьютерное моделирование, которое позволяет на стадии проектирования нового изделия провести ряд виртуальных испытаний, эквивалентных натурным, но при этом с меньшими материальными и временными затратами.

Соответствие результатов виртуальных испытаний результатам натурных испытаний обусловлено корректным созданием компьютерной модели, применением соответствующих методов моделирования и исходных данных.

ОПИСАНИЕ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Моделирование связанного расчета выполнялось при помощи метода конечных элементов. На основании исходной компьютерной модели создавалась конечно-элементная модель емкости цистерны для прочностного расчета в ANSYS Transient structural и объема жидкости для гидродинамического расчета в ANSYS CFX. В ANSYS CFX проводился гидродинамический расчет для режима тор-

можения. Полученные значения давления на стенки цистерны передавались в модуль ANSYS Transient structural. В результате расчета были получены показатели НДС автомобильной цистерны. Проведен анализ полученных результатов.

АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является цистерна с жидкостью (рисунок 1).

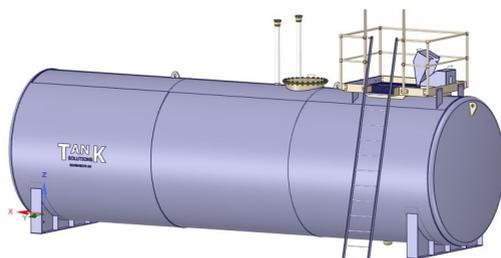


Рисунок 1 – Исходная компьютерная трехмерная геометрическая модель цистерны

Компьютерная трехмерная геометрическая модель взята из открытого источника [5]. На начальном этапе подготовки модели были устранены интерференции и зазоры, убраны элементы конструкции, не влияющие на конечный результат расчета. Данные преобразования позволяют создать подготовленную к расчетам геометрическую модель емкости цистерны для прочностного расчета (ANSYS Transient structural) и модель объема воды для гидродинамического расчета (ANSYS CFX) (рисунок 2).

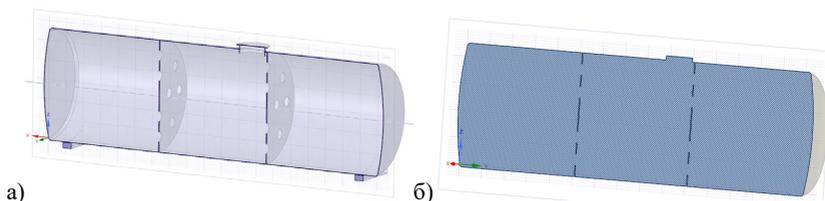


Рисунок 2 – Упрощенная компьютерная трехмерная геометрическая модель емкости цистерны (а) и объема воды (б)

ЗАДАНИЕ/ИЗМЕНЕНИЕ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

Физико-механические свойства материалов для стенок бака принимались линейными и были взяты из библиотеки ANSYS [3, 4].

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

В среде программного комплекса ANSYS в модуле ANSYS Transient structural, на основе твердотельной геометрической модели емкости цистерны и объема жидкости (рисунок 2 а, б) созданы расчетные конечно-элементные модели (рисунок 3).

Средний размер стороны элемента емкости цистерны и объема жидкости составил 100 мм. [3, 4, 6].

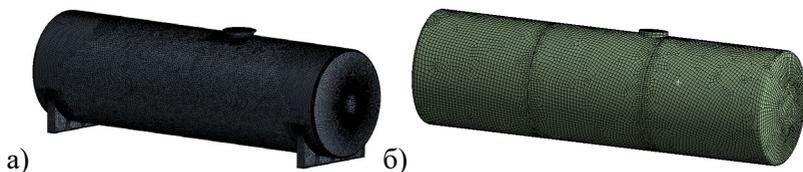


Рисунок 3 – Конечно-элементные модели емкости цистерны (а) и объема воды (б)

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ, ЭКСПОРТ ЗНАЧЕНИЙ ДАВЛЕНИЯ

Для моделирования поведения жидкости при экстренном торможении в модуле ANSYS CFX задавались следующие граничные условия: расчет выполнялся в трансцендентной постановке. Расчетное время составило 10 с. Шаг по времени составил 0,05 с.

Для моделирования жидкости применялась модель идеальной несжимаемой жидкости, описываемая уравнениями Эйлера с использованием элементов второго порядка. Модель турбулентности была принята типа $k-\epsilon$.

Граничные условия для расчета цистерны задавались для режима экстренного торможения со скорости 40 км/ч график ускорения для данного режима показан на рисунке 4.

В постпроцессоре ANSYS CFX визуализировано колебание жидкости в баке при экстренном торможении (рисунок 5). После, давление жидкости экспортируется в модуль ANSYS Transient structural.

На рисунке 6 показаны граничные условия для статического расчета Transient structural.



Рисунок 4 – История нагружения цистерны при экстренном торможении

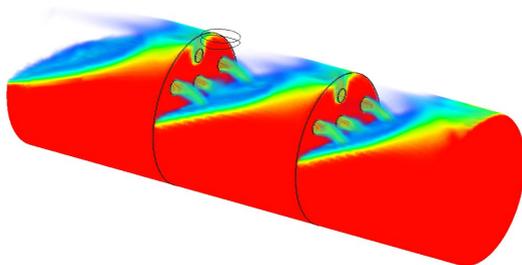


Рисунок 5 – Визуализация расчетов в постпроцессоре

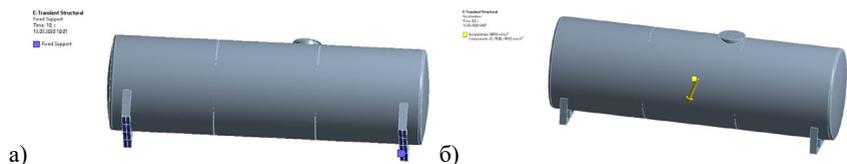


Рисунок 6 – Граничные условия для статического расчета (а – фиксация цистерны, б – задание ускорения торможения)

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

На рисунках 7–8 показаны результаты связанного расчета ANSYS CFX и Transient Structural, максимальные перемещения стенки цистерны составили 2,6 мм, а напряжения на стенке бака составляют 107 МПа, что не превышает предел текучести стали для изготовления цистерн 225 МПа (с учетом коэффициента запаса) [7].

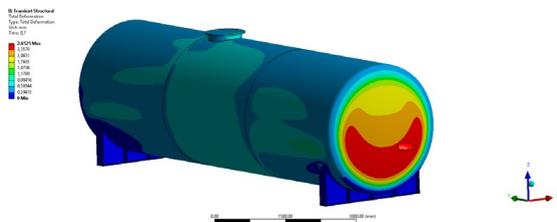


Рисунок 7 – Распределения перемещений цистерны в режиме торможения

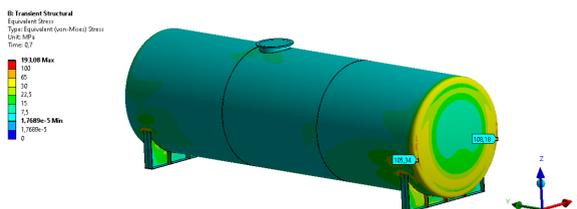


Рисунок 8 – Распределение эквивалентных напряжений в цистерне по результатам расчета

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлено моделирование связанного расчета ANSYS CFX и ANSYS Transient Structural. Были проведены расчетные исследования цистерны для режима экстренного торможения. Описан порядок настройки модуля ANSYS CFX с последующей передачей давления жидкости в модуль Transient Structural. Результаты расчетов показали существенное динамическое влияние жидкости на стенки цистерны. Так напряжения на нижней грани передней стенки бака составили 107 МПа, а суммарные перемещения – 2,6 мм. Применение связанного расчета весьма перспективно. Использование FSI позволяет проводить более точные расчеты для реальных режимов эксплуатации. Кроме того, появляется возможность анализировать тип и форму волнорезов, для гашения колебания жидкости и проведения последующего расчета долговечности сварных соединений и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гири́н, С. Н., Гордлеев, С. Д. Проблемы эксплуатационной прочности автомобильных цистерн для перевозки жидких грузов //

Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – №31. – с. 141–144.

2. Петросян, А. С. Дополнительные главы гидродинамики тяжелой жидкости со свободной границей / А. С. Петросян. – М. : ИКИ РАН, 2010. – 127 с.

3. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 640 с., ил.

4. ANSYS в руках инженера : практическое руководство. – Изд. 2-е, испр. – М. : Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.

5. GRABCAD [Электронный ресурс]. – Режим доступа: Grabcad.com/library/on-ground-fuel-tank-55kl-platform-and-ladder-1/ – Дата доступа: 25.03.2021.

6. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике. – М. : Мир, 1975. – 539 с.

7. ГОСТ РФ 50913-96. Автомобильные транспортные средства для транспортирования и заправки нефтепродуктов. Типы, параметры и общие технические требования.

Представлено 25.05.2021

УДК 620.3

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МЕТАЛЛИЧЕ-
СКИХ БАЛОК ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ УДАРНОМ
НАГРУЖЕНИИ**

EXPERIMENTAL STUDIES OF PLASTIC DEFORMATION
OF METAL BEAMS UNDER DYNAMIC SHOCK LOADING

А. В. Омелюсик, А. В. Шмелев, канд. техн. наук., **В. И. Ивченко,**
С. В. Хитриков; О. В. Дробышевская,

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,

A. Amialiusik, A. Shmaliou, Ph.D. in Engineering, V. Ivchenko,
S. Hitrikov, O. Drobyshevskaya,

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

State Scientific Institution «Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus», Minsk, Belarus

Представлено описание разработанной испытательной установки для исследований пластического деформирования металлических балок при ударном нагружении. Приведены результаты экспериментального определения остаточного прогиба стальных балок сечением $40 \times 40 \times 2$ на представленной установке. Даны рекомендации по использованию результатов эксперимента при расчетной оценке прочности балочных конструкций транспортных средств при ударном нагружении.

A description of the developed test setup for studying the plastic deformation of metal beams under shock loading is presented. The results of the experimental determination of the residual deflection of steel beams with a cross section of $40 \times 40 \times 2$ on the presented installation are presented. Recommendations are given on the use of the results of the experiment in the design assessment of the strength of beam structures of vehicles under shock loading.

Ключевые слова: скорость деформации, динамическое нагружение, металлические балки, Правила ООН № 66.

Keywords: strain rate, dynamic loading, metal beams, UN Regulation No. 66.

ВВЕДЕНИЕ

Компьютерное моделирование краш-тестов машин и их конструкций нашло широкое применение в процессе разработки и сертификации новой техники. В частности, при оценке безопасности пассажирских транспортных средств при аварийном режиме – опрокидывании, в соответствии с требованиями Правил ООН № 66 [1] и др., допускается замена натуральных испытаний расчетными исследованиями при обеспечении достоверности результатов.

Силовые конструкции пассажирских транспортных средств представлены, как правило, стальными балками квадратного и прямоугольного сечения. Для получения достоверных результатов расчетных исследований по определению значений деформаций силовых конструкций при ударном нагружении необходимо учитывать упрочнение металла, вызванное высокой скоростью деформирования [2, 3]. При этом материал балок содержит остаточные пластические деформации, созданные при их изготовлении. Поэтому наиболее целесообразным является определение свойств материала балок в ходе экспериментальных исследований их образцов при ударном нагружении.

Известны работы [3, 4] по экспериментальной оценке деформаций отдельных секций автобусов. Их недостаток – наличие вероятности смещения точек приложения нагрузки и изменение направления ее действия, что приводит к невысокой повторяемости эксперимента. Таким образом актуальна задача разработки испытательной установки и методики проведения испытаний, позволяющей проводить относительно простые в реализации исследования с использованием доступной аппаратуры и обеспечивающей скорость деформации материала в наиболее нагруженных зонах образцов металлических балок, соответствующую скоростям деформации материала, возникающим при краш-тестах транспортных средств [3].

ОБОРУДОВАНИЕ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Основным видом нагружения балочных элементов силовой структуры пассажирских транспортных средств при опрокидывании является изгиб с прогрессирующей пластической деформацией и образованием пластического шарнира в наиболее нагруженной зоне. Разработанная установка обеспечивает такой вид нагружения путем реализации трехточечного изгиба образца балки при ударном нагружении. Общий вид установки представлен на рисунке 1.

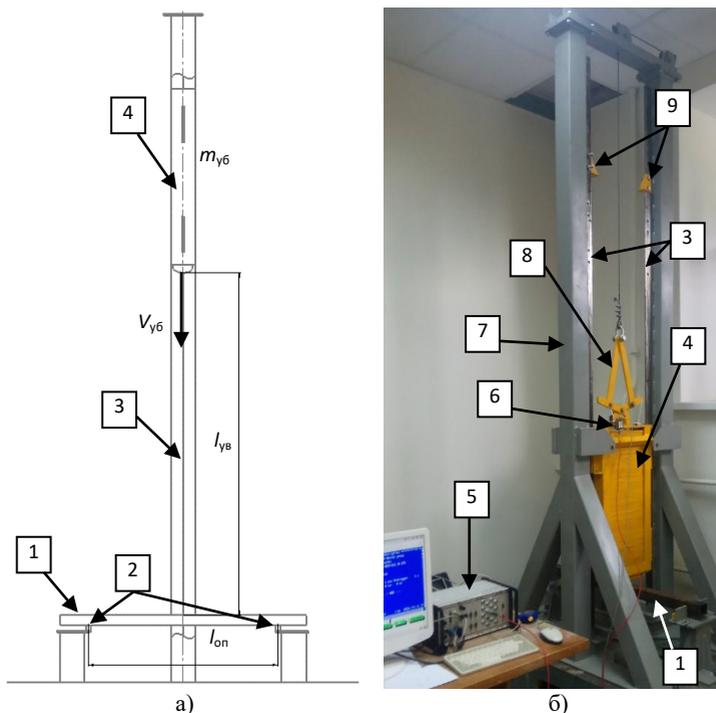


Рисунок 1 – Испытательная установка

а – схема; б – фото;

- 1 – образец, 2 – опоры, 3 – направляющие (ближняя не отображена), 4 – ударный блок, 5 – регистрирующая аппаратура, 6 – датчик ускорений, 7 – рама стенда, 8 – захват, 9 – упоры

На испытуемую металлическую балку воздействует ударный блок массой m_{yb} (кг), движущийся со скоростью V_{yb} (м/с) (рисунок 1, а). Таким образом, ударный блок воздействует на балку с энергией, Дж:

$$E_{yb} = \frac{m_{yb} V_{yb}^2}{2}. \quad (1)$$

Расчетная скорость V_{yb} зависит от высоты падения груза и определяется по формуле:

$$V_{yb} = \sqrt{2gl_{yb}}, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с², l_{yb} – ударная высота (расстояние от нижней кромки бойка ударного блока до верхней поверхности балки, м) (рисунок 1, а).

Предусмотренная конструкцией установки возможность регулировки массы ударного блока и высоты его сбрасывания позволяет обеспечить требуемые значения энергии ударного блока и скорости его удара для достижения необходимой величины упруго-пластической деформации балки.

Преимуществом способа исследований с применением данного испытательного стенда по сравнению с опрокидыванием отдельной секции силовой структуры автобуса является более высокая чистота проведения эксперимента. Это достигается за счет возможности гибкого управления параметрами процесса ударного нагружения испытуемого образца, включая стабильность зон и характера приложения нагрузки.

Технические характеристики испытательной установки представлены в таблице 1.

Основными результатами испытаний, используемыми в последующих вычислениях, являются скорость ударного блока в начале удара V_{yb} (м/с) и остаточный прогиб балки Π_3 (мм).

Скорость ударного блока в момент столкновения с образцом определяется по результатам интегрирования процесса изменения вертикального ускорения ударного блока, измеряемого датчиком

ускорений Testo 435-4 и регистрируемого системой CORRSYS-DATRON $\mu\text{cep-10}$.

Таблица 1 – Технические характеристики установки

Наименование параметра	Условное обозначение	Единица измерения	Значение
Масса ударного блока	$m_{уб}$	кг	24...150 (изменяется кратно 1,5 кг)
Ударная высота	$l_{ув}$	м	0...1,43 (наличие 5-ти ступеней с интервалом 0,2 м)
Расстояние между опорами под образцом	$l_{оп}$	м	0,17...1

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования выполнены для образцов балок из стали 20 сечением $40 \times 40 \times 2$ мм. Исходные параметры настройки испытательной установки: ударная высота $l_{ув} - 1,19$ м, масса ударного блока $m_{уб} - 102$ кг, расстояние между опорами образца $l_{оп} - 0,75$ м.

Определение остаточного прогиба образцов балок осуществлялось с помощью штангенрейсмаса, его среднее значение составило 164 мм. По итогам испытаний были получены зависимости вертикального ускорения ударного блока от времени. При их интегрировании в программе пре-/постпроцессоре LS-PrePost была определена скорость ударного блока в момент столкновения с образцом, которая составила 4,46 м/с.

На рисунке 2 представлен внешний вид образцов балок после натурного эксперимента.



Рисунок 2 – Внешний вид образцов балок после испытаний
а – общий вид, б – образование пластического шарнира

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛА БАЛКИ

При компьютерном моделировании высокоскоростного нагружения конструкций транспортных средств для задания механических свойств конструкций применяются модели материалов, учитывающие эффект динамического упрочнения. Таким образом, искомыми являются параметры модели материала, описывающие этот эффект. Их определение выполняется путем итерационных расчетов на основе компьютерного моделирования описанного выше стенового испытания. Целью является получение расчетного прогиба образца балки, соответствующего экспериментальному Π_3 (мм), при воздействии ударного блока со скоростью V_{yb} (м/с).

В качестве исходных значений искомых параметров модели материала могут применяться параметры материала-аналога. Полученные значения используются при расчетной оценке прочности силовых конструкций, например, структуры пассажирских транспортных средств при оценке соответствия требованиям Правил ООН № 66.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлено описание разработанной установки для исследований пластического деформирования балок при динамическом ударном нагружении. Приведены результаты испытаний балок из стали 20. Даны рекомендации по использованию результатов эксперимента при расчетной оценке прочности балочных конструкций транспортных средств при ударном нагружении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила ЕЭК ООН № 66(02) / Пересмотр 1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры. Комитет по внутреннему транспорту ЕЭК ООН. – Введ. 03.09.97., посл. измен. 09.11.05 – Минск : Госстандарт: БелГИСС, 2006. – 74 с.
2. Волошенко-Климовицкий, Ю. Я. Динамический предел текучести / Ю. Я. Волошенко-Климовицкий. – Москва. – 179 с.

3. Vincze-Pap, S. Applied virtual (VT) technology on bus superstructure roll-over tests / S. Vincze-Pap, A. Csiszár // Design, Fabrication and Economy of Metal Structures. International Conference Proceedings 2013, Miskolc, Hungary, April 24-26, 2013, pp. 551-560

4. Рогов, П. С. Разработка методики обеспечения пассивной безопасности кузовов автобусов в условиях опрокидывания при проектировании : дис. канд. тех. наук : 05.05.03 / П. С. Рогов. – Н. Новгород, 2015. – 189 л.

Представлено 13.05.2021

УДК 629.3.023

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РАМЫ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

COMPUTER SIMULATION OF THE LOAD ON THE FRAME OF AN ELECTRIC TRUCK

А. Л. Кисельков, зам. нач. отдела, **Э. В. Лисовский**, зав. сектором,
П. С. Литвинюк, мл. научн. сотр., **С. А. Шляжко**, научн. сотр.,
А. О. Шукюров, мл. научн. сотр.

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,

A. Kiselkov, deputy chief of department, E. Lisouski, head of the sector,
P. Litviniuk, junior researcher, S. Shliazhka, researcher,
A. Shukurov, junior researcher

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

Статья посвящена определению напряженно-деформированного состояния рамы электромобиля при основных нагрузочных режимах и определению зон с наименьшей усталостной долговечностью. Описаны подходы по адаптации исходной геометрической под создание конечноэлементной сетки, моделированию рессорной и пневматической подвесок, созданию болтовых соединений. Статья содержит описание режимов нагружения, результаты расче-

тов: напряженно-деформированное состояние конструкции, зоны минимальной долговечности. Приведены рекомендации по снижению металлоемкости конструкции.

The article shows the determination of the stress-strain state of the frame of an electric vehicle at the main load modes and the determination of the zones with the least fatigue life. The approaches to adapting the initial geometric for the creation of a finite element mesh, modeling of spring and air suspension, and the creation of bolted connections are described. The article contains a description of loading modes, calculation results: stress-strain state of a structure, zones of minimum durability. Recommendations for reducing the metal consumption of the structure are given.

Ключевые слова: *компьютерное моделирование, виртуальные испытания, метод конечных элементов, прочность, рама, грузовой автомобиль, ANSYS.*

Key words: *computer modeling, virtual testing, finite element method, strength, frame, cargo truck, ANSYS.*

ВВЕДЕНИЕ

Развитие автомобильного транспорта требует разработки все более совершенных конструкций автотранспортных средств, обладающих высокими технико-эксплуатационными характеристиками при условии снижения металлоемкости конструкции. Разработка электротранспорта является одним из наиболее перспективных направлений в области машиностроения, поскольку все больше внимания уделяется снижению загрязнений от выхлопных газов и снижению шума, особенно это актуально в крупных городах.

В связи с развитием компьютерной техники и программного обеспечения развиваются численные методы оценки эксплуатационных свойств несущих конструкций автомобилей. Применение технологий компьютерного моделирования позволяет ускорить процесс доводки и минимизировать возможные ошибки, допущенные на этапе конструирования.

Современные программные средства позволяют разрабатывать достаточно сложные и подробные компьютерные модели, с помощью которых можно получить достаточный объем результатов для

качественной и количественной оценки нагруженности конструкций автомобилей.

ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЙ

Объектом исследования является элементы рамы грузового среднетоннажного электромобиля (рисунок 1) грузоподъемностью 3,8 т.

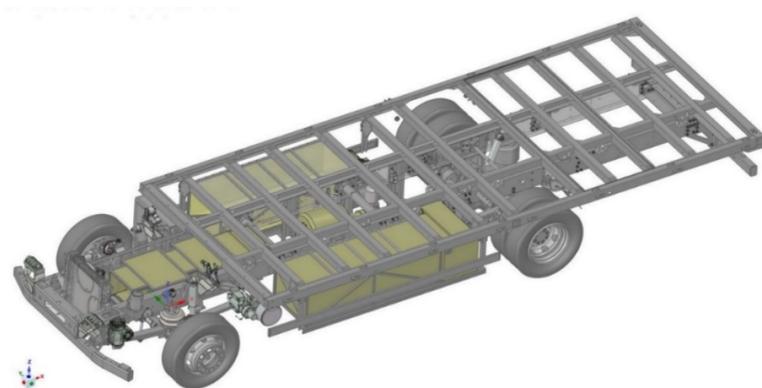


Рисунок 1 – Трехмерная модель шасси автомобиля

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

Конечно-элементная модель рамы (рисунок 2) создавалась по трехмерной электронной геометрической модели с внесением необходимых упрощений и изменений с использованием программного комплекса ANSYS Workbench. В конечно-элементной модели использовались трех и четырех узловые элементы первого порядка типа оболочка с шестью степенями свободы в узле. В элементах подвески моделировались рессоры и пневмоэлементы. Свойства материалов, использованных в расчете – линейные [1–2].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РЕЖИМОВ

Расчет проводился для следующих случаев нагружения: статические вертикальные нагрузки, вертикальные нагрузки с коэффициентом динамики 2, диагональный переезд препятствия высотой 150 мм, диагональный переезд препятствия высотой 100 мм. По-

Для оценки усталостной долговечности несущих элементов конструкции использовался режим моделирования диагонального переезда препятствия высотой 100 мм. [5]. Расчет проводился с использованием программного обеспечения nCode DesignLife.

На основании значений предела прочности (σ_b) используемых в конструкции рамы материалов алгоритмами программного обеспечения были сгенерированы усталостные кривые материалов (кривые Веллера) (рисунок 4).

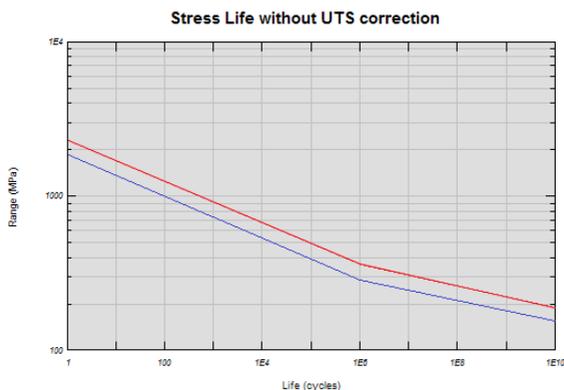


Рисунок 4 – Кривые Веллера для используемых сталей

По результатам усталостных расчетов минимальная долговечность наблюдается в зоне задней подвески (рисунок 5). Полученные результаты расчета удовлетворяют необходимым требованиям по долговечности конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Продемонстрировано применение современных методических и программных средств численного анализа в решении задачи оценки показателей прочности и долговечности рамы грузового электромобиля. Оценка напряженного-деформированного состояния несущих конструкций выполнена с использованием программного обеспечения ANSYS Workbench, расчет усталостной долговечности проведен в приложении nCode DesignLife.

Результаты расчетов позволили определить зоны конструкции с высоким запасом прочности и долговечности. С целью снижения

массы рамы были внесены изменения в конструкцию крепления батарейных отсеков – уменьшено сечение горизонтальных несущих балок.

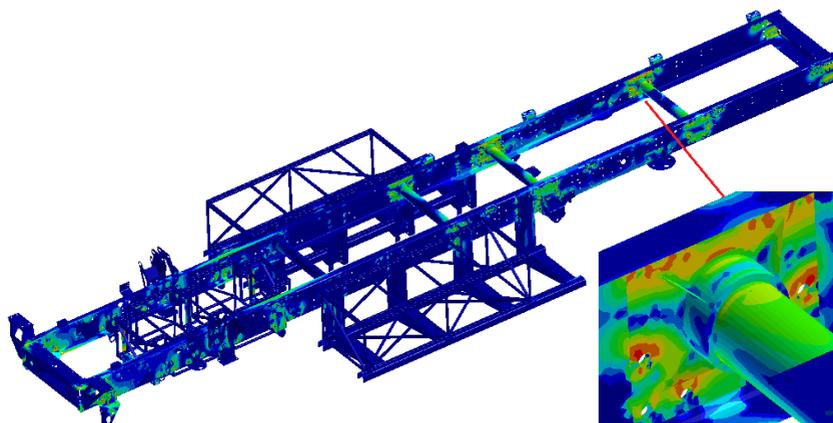


Рисунок 5 – Циклическая долговечность рамы

ЛИТЕРАТУРА

1. Басов, К. А. ANSYS: справочник пользователя. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 640 с., ил.
2. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – Изд. 2-е, испр. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272 с.
3. Шмелев, А. В. Совершенствование методов схематизации случайных процессов нагружения и расчета усталостной долговечности несущих конструкций грузовых автомобилей: дис. к-та техн. наук: 01.02.06 / А. В. Шмелев. – Минск, 2010.
4. Соппротивление пластической деформации металлов и сплавов. Справочник / П. И. Полухин, Г. Я. Гунн, А. М. Галкин – М. : Металлургия, 1983. – 352 с., ил.
5. ГОСТ 25.502-79 Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 28 с.

Представлено 15.05.2021

УДК 621.01

**КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТНЫМ
ИССЛЕДОВАНИЯМ КОНСТРУКЦИЙ И СИСТЕМ
МЕХАНИЗИРОВАННЫХ ПАРКОВОК АВТОМОБИЛЕЙ**

AN INTEGRATED APPROACH TO COMPUTATIONAL STUDIES
OF STRUCTURES AND SYSTEMS OF MECHANIZED
CAR PARKING

Д. А. Швец, зав. сектором, **А. Н. Колесникович**, нач. отдела,
ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,
Shvets D. A., Head of Sector, A. N. Kalesnikovich, Chief of department,
The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

В статье представлен комплексный подход к расчетным исследованиям конструкций и систем механизированных парковок автомобилей, включающий расчеты и исследования кинематических, динамических свойств, показателей нагруженности и прочности в неявной и явной постановке, расчет усталостной долговечности. Приведен алгоритм проектирования несущей металлической конструкции механизированной парковки. Предложены методы и средства оценки основных параметров и характеристик механизированных парковок с применением компьютерного моделирования.

The article presents an integrated approach to computational studies of structures and systems of mechanized car parking, including calculations and studies of kinematic, dynamic properties, load and strength indicators in an implicit and explicit statement, calculation of fatigue life. An algorithm for designing a supporting metal structure for a mechanized parking lot is presented. Methods and means of assessing the main parameters and characteristics of mechanized parking lots using computer modeling are proposed.

ВВЕДЕНИЕ

Традиционные способы размещения автомобилей на плоскостных стоянках не удовлетворяют современным требованиям эффективного использования городских территорий. Механизированная автомобильная стоянка (механизированная парковка) – автомобильная стоянка, в которой для размещения и транспортировки автомобилей применяются специальные механизированные устройства (без участия водителей) [1]. Механизированные парковки позволяют эффективнее использовать пространство, в том числе сложной конфигурации, выделенное для парковки автомобилей [2]. По сравнению с обычными стоянками механизированные парковки экономят до 90 % площади земли.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В Республике Беларусь производятся два типа механизированных парковочных систем – роторная (карусельная) парковка и парковка лифтовая (башенного типа) [3,4].

Роторная парковка предназначена для размещения автомобилей на поддоне в системе двухстороннего кругового оборота. Особенностью данного вида парковок является эффективное использование пространства на участках с плотной застройкой. Рассчитана на парковку небольшого количества автомобилей, поэтому время постановки/выдачи автомобиля минимально.

Лифтовая парковка обладает одной из наибольших скоростей движения грузонесущей платформы среди механизированных парковочных систем за счет применения скоростных лифтовых устройств, при этом места хранения автомобилей расположены рядом с лифтовым устройством, которое оснащается разворотными механизмами, обеспечивающими поворот автомобиля на угол 180° .

Механизированные парковки, являются сложными техническими объектами, требующими проведения детальных исследований при обосновании рассматриваемых конструктивных и технологических решений. Современные программные комплексы позволяют методами моделирования и виртуальных испытаний провести эффективно сравнительную оценку выбранных вариантов и принятых технических параметров и при необходимости провести их оптимизацию.

Одним из основных элементов автомобильных парковок является ее несущая металлическая конструкция. Это наиболее металлоемкий узел, следовательно, оптимизация ее конструкции по обеспечению прочности при минимальном весе является одной из первоочередных задач при проектировании. Алгоритм проектирования несущей металлической конструкции механизированной парковки представлен на рисунке 1.

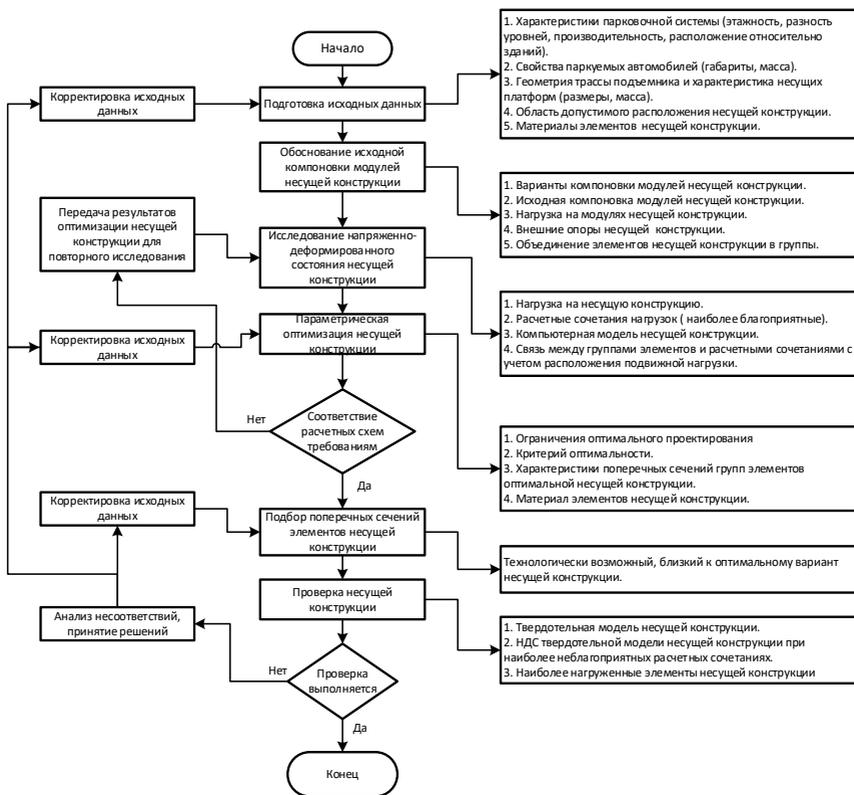


Рисунок 1 – Алгоритм проектирования несущей конструкции механизированной парковки

С целью сокращения времени разработки парковки и количества вариантов технических решений, оценку основных параметров

и характеристик систем парковки необходимо производить с применением компьютерного моделирования, а именно программ CAD-моделирования (Computer Aided Design) – NX, Creo, CATIA, предназначенных для разработки конструкторской документации и компьютерных трехмерных геометрических моделей парковок и программ CAE-моделирования (Computer Aided Engineering), основанных на численных методах решения дифференциальных уравнений и позволяющих провести полный комплекс расчетных исследований и виртуальных испытаний. Наибольшее распространение получили следующие CAE-программы:

Matlab – базовая программа модельно-ориентированного проектирования для моделирования и отладки алгоритмов управления различных систем парковок;

ADAMS – моделирование эксплуатационных режимов нагружения и определения нагрузок, действующих на несущие конструкции парковок;

ANSYS – расчет напряженно-деформированного состояния конструкций под действием эксплуатационных нагрузок;

NCODE Design Life – оценка ресурса конструкций по критериям усталостной долговечности.

Комплексный подход к расчетным исследованиям конструкций и систем парковок, включает расчеты и исследования кинематических, динамических свойств, расчет показателей нагруженности и прочности в неявной и явной постановке, расчет усталостной долговечности. Схема выполнения расчетных исследований и виртуальных испытаний конструкций и систем в составе механизированной парковки представлена на рисунке 2.

Весь объем расчетных исследований конструкций и систем разделен на три этапа: 1) исследование кинематических и динамических свойств, нагруженности; 2) расчет прочности; 3) расчет усталостной долговечности.

Разработанные методические рекомендации позволяют реализовать комплексный подход к оценке кинематических и динамических свойств, нагруженности, прочности, усталостной долговечности несущих конструкций парковочных систем на базе комплексного компьютерного моделирования эксплуатационных процессов.

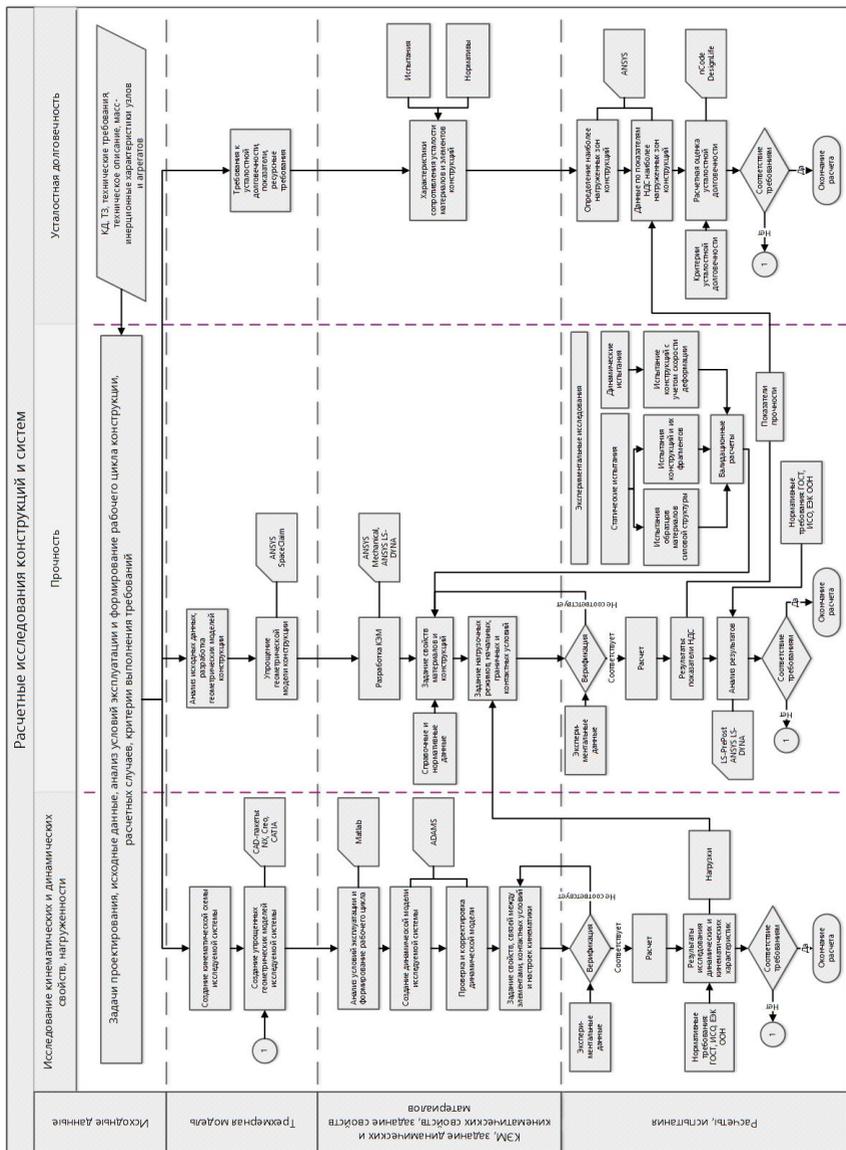


Рисунок 2 – Схема выполнения расчетных исследований и виртуальных испытаний конструкций и систем в составе механизированной парковки

ЛИТЕРАТУРА

1. Гнездилов, С. Г. Развитие классификации и терминологии в области механизированных автомобильных стоянок / С. Г. Гнездилов, Е. О. Быстров, А. В. Вершинский [и др.] // Подъемно-транспортное дело. – 2009. – №5–6.

2. Стоянки автомобилей: СНиП 21-02-99 (РФ). – Введ. 01.07.2000. – Москва : ФГУП ЦПП, 2003. – 15с.

3. Парковка роторная ПР-10, ПР-12. – 2020. – Режим доступа: <https://www.liftmach.by/catalog/parkovka-rotornaya-pr-10-pr-12/>. – Дата доступа: 02.07.2020.

4. Парковка лифтовая ПЛ-25 (башенного типа). – 2020. – Режим доступа: <https://www.liftmach.by/catalog/parkovka-liftovaya-pl-25-bashennogo-tipa/>. – Дата доступа: 02.07.2020.

Представлено 26.05.2021

УДК 629.113

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТРОБУСА НА МАРШРУТЕ

MODELING OF METROBUS ROLING STOCK MOVEMENT ON ROUTE

А. А. Корпач, канд. техн. наук, проф.,

А. А. Корпач, канд. техн. наук, доц.,

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

A.O. Korpach, Ph.D in Engineering, Professor,

Korpach O.A., Ph.D in Engineering, Associate Professor,

National Transport University, Kyiv, Ukraine

Для определения эксплуатационных свойств автобуса на маршруте метробуса предложено моделировать его движение с использованием ездового цикла, который состоит из отдельных участков с различными режимами движения.

To determine performance properties of bus on metrobus route proposed to modeling its movement using driving cycle, which consists of individual sections with different modes of movement

Ключевые слова: метробус, моделирование, ездовой цикл.

Key words: metrobus, modeling, drivin cycle.

ВВЕДЕНИЕ

Метробус – это сложная транспортная система скоростного автобусного сообщения, включающая выделенные полосы, физически отделенные от остальной проезжей части; автобусный парк, который обычно состоит из автобусов повышенной вместимости; системы мониторинга и управления движением, включая возможность предоставления автобусам преимущественного права на пересечениях дорог; меры для ускорения посадки и высадки пассажиров, приобретение проездных билетов [1].

Такая система требует комплексного подхода к определению маршрута, подбора подвижного состава, а также режимов его движения.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОБУСА НА МАРШРУТЕ МЕТРОБУСА

В последнее время математическое моделирование широко используется для оценки эксплуатационных свойств автомобиля при движении его в различных условиях. Применение расчетных методов с использованием современной вычислительной техники способствует решению большинства практических задач по анализу и оценке тех или иных конструктивных или эксплуатационных мероприятий, направленных на улучшение эксплуатационных показателей автотранспортных средств, уменьшает необходимое количество трудоемких экспериментальных исследований.

Для оценки показателей эксплуатационных свойств, в частности, топливной экономичности автотранспортных средств, целесообразно использовать ездовые циклы, которые наиболее полно отражают реальные условия эксплуатации. Они состоят из последовательных участков, которые включают разгон, движение с постоянной скоростью, замедление и работу двигателя в режиме минимальной частоты вращения холостого хода. При математическом моделировании

движения автобуса необходимо задаться усредненным маршрутом с типичными фазами движения, полученным с использованием реальных эксплуатационных данных и оценивать на его основе расход топлива.

Весь маршрут метробуса целесообразно разделить на отдельные части, которые обычно соответствуют участкам между остановками для посадки и высадки пассажиров, проезда перекрестков со светофорным регулированием, поворотом налево, пересечением с трамвайными колеями.

Каждый такой участок маршрута имитируется участком ездового цикла (рисунок 1), который включает в себя разные фазы движения: I – остановка для посадки и высадки пассажиров, перед перекрестком, трамвайными колеями; II – разгон; III – движение с установившейся скоростью; IV – замедление до полной остановки.

Учитывая, что автобусы на линии метробуса двигаются по выделенной (физически) полосе и случайные остановки практически исключены, то ездовой цикл, который состоит из таких отдельных участков позволяет точно воспроизвести маршрут и режимы движения автобуса.

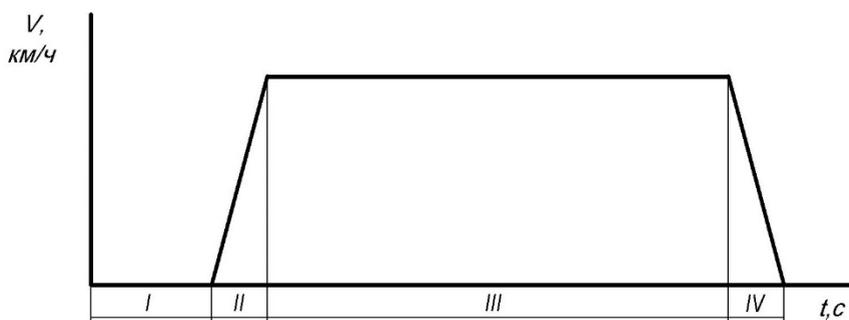


Рисунок 1 – Схема участка ездового цикла

В дальнейшем, используя аналитические зависимости, которые базируются на решении дифференциального уравнения движения автомобиля, можно определить показатели эксплуатационных свойств автобуса при всех режимах движения на каждом участке и цикле в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для определения эксплуатационных свойств автобуса на маршруте метробуса предложено моделировать его движение с использованием ездового цикла, который состоит из отдельных участков с различными режимами движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сахно, В. П. До вибору маршрута метробуса у місті Києві / В. П. Сахно, А. О. Корпач, О. А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2021. – Випуск 1 (48). – С. 315–325.

Представлено 30.03.2021

УДК 629.3

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ ПРИ ПОВОРОТЕ САМОСВАЛА СО СДВОЕННЫМИ КОЛЕСАМИ НА ПОВЕРХНОСТИ С РАЗНЫМИ КОЭФФИЦИЕНТАМИ СЦЕПЛЕНИЯ

**CALCULATED ESTIMATION OF POWER COSTS CHANGE WHEN
TURNING A DUMP WITH DUAL WHEELS ON A SURFACE WITH
DIFFERENT COEFFICIENTS OF FRICTION TIRE WITH ROAD**

А. Н. Колесникович, А. Г. Выгонный, канд. техн. наук.,

А. А. Гончарко, Алексей Л. Кравченко,

Александр Л. Кравченко,

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,

A. Kalesnikovich, A. Vygonnyu, Ph.D. in Engineering, A. Hancharka,
Aliaksei Krauchonak, Aliaksandr Krauchonak.

The Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus,
Minsk, Belarus

Исследуется изменение мощностных и силовых характеристик привода колес карьерного самосвала при движении в повороте, вы-

званное переменной значений коэффициентов сцепления шин с опорной поверхностью. Рассмотрен диапазон изменения коэффициентов сцепления 0.12–0.70. Расчеты выполнены путем компьютерного моделирования процесса криволинейного движения самосвала в программном комплексе ADAMS. Свойства шины описывались моделью Пачейка.

The change in the power and power characteristics of the wheel drive of a mining dump truck during cornering, caused by the change in the values of the adhesion coefficients of tires to the supporting surface, is investigated. The range of adhesion coefficient variation 0.12–0.70 is considered. The calculations were carried out by computer modeling of the curvilinear motion of a dump truck in the ADAMS software package. The tire properties were described by the Pacejka model.

Ключевые слова: динамическая модель, коэффициент сцепления шин, компьютерное моделирование.

Key words: dynamic model, tire adhesion coefficient, computer simulation.

ВВЕДЕНИЕ

С целью обеспечения высокой грузоподъемности транспортных машин применяются сдвоенные колеса. Традиционно такие решения используются для задних осей двухосных машин. Однако на карьерном самосвале БЕЛАЗ-75710 для обеспечения максимальной грузоподъемности 450 т сдвоенные колеса использованы и на передней оси.

Недостатком применения сдвоенных колес является наличие нежелательной циркуляции мощности при движении по криволинейной траектории [1]. Она вызвана появлением в пятне контакта дополнительных касательных сил на наружной и внутренней шине в результате разных линейных скоростей движения колес относительно центра поворота. Таким образом, необходима дополнительная мощность на преодоление момента, создаваемого парой этих сил и препятствующего движению сдвоенного колеса по криволинейной траектории. Эта мощность зависит от коэффициента сцепления шин и коэффициента продольного проскальзывания шин относительно опорной поверхности [2]. Величина указанных сил сопротивления, а, следовательно, и мощность возрастают с увеличе-

нием расстояния между двояными шинами, что особенно характерно для карьерной техники, имеющей шины большой размерности.

При разработке систем рулевого управления и подвески самосвала необходимо оценивать и учитывать описанные выше особенности работы двояной шины, оказывающие влияние на их нагруженность, а также КПД привода машины. С этой целью выполняется компьютерное моделирование движения карьерного самосвала в программном комплексе ADAMS [3]. Для учета указанных особенностей работы шин применялась модель шины Пачейка [4]. Для оценки потерь мощности и изменения описанных сил сопротивления движению в различных дорожных условиях собственных карьерной технике рассматривается диапазон изменения коэффициентов сцепления 0,12–0,7 [5].

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Необходимые технические характеристики карьерного самосвала БЕЛАЗ-75710, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики карьерного самосвала [6]

Показатели	Значения
Полная масса груженого самосвала, т	810
Радиус поворота по оси следа переднего внешнего колеса, м, не более	19,8

Для анализа затрачиваемой мощности на поворот производился расчет крутящих моментов на ступице колеса и частот вращения всех колес самосвала. Исследуемые режимы установившегося движения с постоянной скоростью 10км/ч:

- движение прямо;
- поворот налево с поворотом только переднего моста на 15° (далее – «поворот 1»);
- поворот налево с поворотом переднего и заднего мостов на 15° (далее – «поворот2»).

Результаты моделирования приведены на рисунках 1–3.

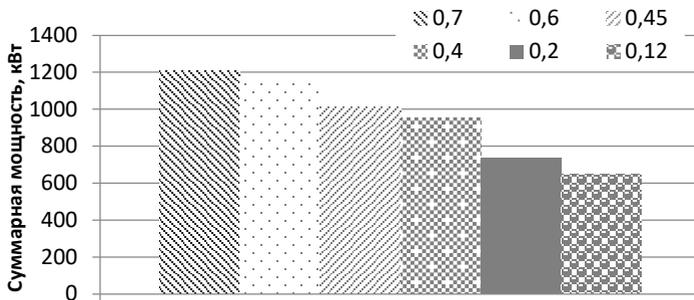


Рисунок 1 – Зависимость суммарной требуемой мощности привода сдвоенных колес самосвала от коэффициентов сцепления шин на скорости 10 км/ч при повороте с минимальным радиусом.

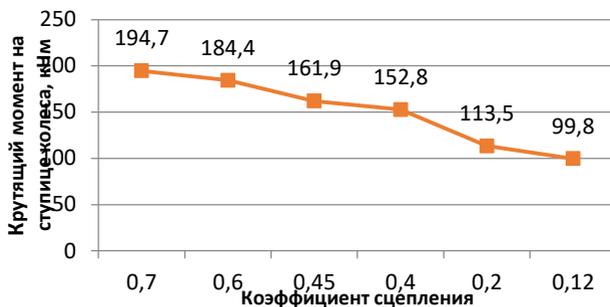


Рисунок 2 – Зависимость крутящих моментов привода сдвоенных колес самосвала от коэффициентов сцепления шин на скорости 10 км/ч при повороте с минимальным радиусом.

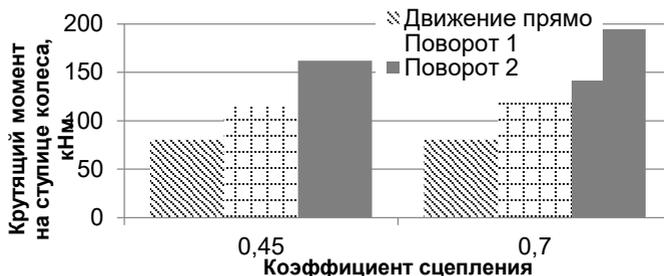


Рисунок 3 – Значения крутящих моментов привода сдвоенных колес самосвала при движении прямо, повороте переднего моста на 15° (поворот 1), повороте переднего и заднего мостов на 15° (поворот 2)

Как видно из рисунка 1, требуемая суммарная мощность привода двойных колес самосвала на скорости 10 км/ч при повороте с минимальным радиусом в зависимости от коэффициентов сцепления шин возрастает 1,8 раза. При этих же условиях (рисунок 2) крутящие моменты возрастают в 1,9 раза.

Из рисунка 3 следует, что по сравнению с прямолинейным движением крутящие моменты при коэффициенте сцепления 0,7 и повороте с минимальным радиусом возрастают в 2,4 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе компьютерного моделирования движения карьерного самосвала выполнена оценка влияния значений коэффициентов сцепления шин с опорной поверхностью на силовые и мощностные показатели в приводе двойных колес карьерного самосвала.

Расчетами установлено, что увеличение коэффициента сцепления шин с 0,12 до 0,7 при минимальном радиусе и скорости движения 10 км/ч приводит к увеличению требуемой для поворота значений мощности и крутящих моментов привода двойных колес в 1,8 и 1,9 раза соответственно. При повороте с минимальным радиусом по сравнению с прямолинейным движением по опорной поверхности с коэффициентом сцепления 0,7 необходимая величина крутящих моментов возрастает в 2,4 раза. Эти результаты следует учитывать при расчетах нагрузочной способности привода двойных колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Совершенствование привода двойных колес карьерного автотранспорта / Бобровник А. И., Поздняков Н. А., Варфоломеева Т. А., Гедроить Г. И. Современные проблемы проектирования автомобилей. Материалы международной научно-практической конференции. – Минск : БНТУ, 2015 г.

2. Автомобильный справочник: пер. с англ. – 2-е изд., прераб. и доп. – М. : ЗАО «КЖИ», 2004. – 992с.

3. Мелентьев, В. С. ADAMS/View, ADAMS/PostProcessor: Краткий справочник пользователя : учебн. пособие / В. С. Мелетьев, А. С. Гвоздев. – Самара : Изд-во Самар.гос.аэрокосм. ун-та, 2006. – 106 с.

4. Tire modelling and simulation thesis [Electronic resource]. – 2016. – Mode of access: <https://ru.scribd.com/document/99085614/tire-modelling-and-simulation-thesis>. – Date of access: 24.07.2018.

5. Мариев, П. Л. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы / П. Л. Мариев, А. А. Кулешов, А. Н. Егоров, И. В. Зырянов. – СПб. : Наука, 2004. – 429 с.

6. ОАО «БЕЛАЗ» // Характеристики серии Белаз-7571 [Электронный ресурс]. – 2021. – Режим доступа <https://belaz.by/products/products-belaz/dumpers/dump-trucks-with-electromechanical-transmission/dumpers-series-7571/> – Дата доступа: 16.04.2021г.

Представлено 26.05.2021

УДК 629.113

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НЕРОВНОЙ ДОРОГИ НА КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

TO DETERMINING THE TANGENTIAL REACTIONS OF THE UNEVEN ROAD ON THE CAR WHEELS

В. М. Поляков, канд. техн. наук, доц.,

С. М. Шарай, канд. техн. наук, доц.,

А. А. Разбойников, канд. техн. наук, асс.,

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

V. Poliakov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

S. Sharai, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

A. Razboynikov, Ph.D. in Engineering, Assistant,

National Transport University, Kiev, Ukraine

Предложена методика определения тангенциальных реакций дороги на колеса автомобиля. Она позволяет учитывать свойства шины, ее скольжение и отрыв от неровной дороги.

A method for determining the tangential reactions of the road on the car wheels is proposed. It allows to take into account properties of the tire, its sliding and separation from uneven road.

Ключевые слова: неровная дорога, коэффициент трения, шина, радиус качения, автомобиль.

Keywords: uneven road, friction coefficients, tire, rolling radius, car.

ВВЕДЕНИЕ

При движении автомобиля по неровной дороге (даже с постоянной скоростью) его колеса могут испытывать угловые ускорения. Это будет сопровождаться действием инерционных моментов, которые влияют на тангенциальные реакции дороги [1].

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НЕРОВНОЙ ДОРОГИ НА КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

Заменяя взаимодействие элементов ходовой части автомобиля силами взаимосвязи (рисунок 1), на основе сведений из работы [2], составлено уравнение вращательного движения колеса:

$$J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - R_n \cdot a_{ш} - R_t \cdot r_d, \quad (1)$$

где J_k – моменты инерции колеса автомобиля относительно оси его вращения, кг/м²; ω_k – угловая скорость вращения колеса автомобиля, рад/с; M_k – момент на колесе (крутящий или тормозной), Н·м; R_n , R_t – соответственно нормальная и тангенциальная реакции дороги на колесо автомобиля, Н; $a_{ш}$, r_d – соответственно снос нормальной реакции R_n на колесо автомобиля и его динамический радиус, м.

С одной стороны, радиус качения колеса (r_k) зависит от кинематических параметров движения ($r_k = v_k / \omega_k$). Угловая скорость вращения колеса (ω_k) определяется из уравнения (1), а его поступательная скорость (v_k) – геометрической суммой проекций скорости его центра (V). С другой стороны, изменение радиуса качения (r_k)

зависит от тангенциальной реакции дороги (R_τ) или момента на колесе (M_K) [3].

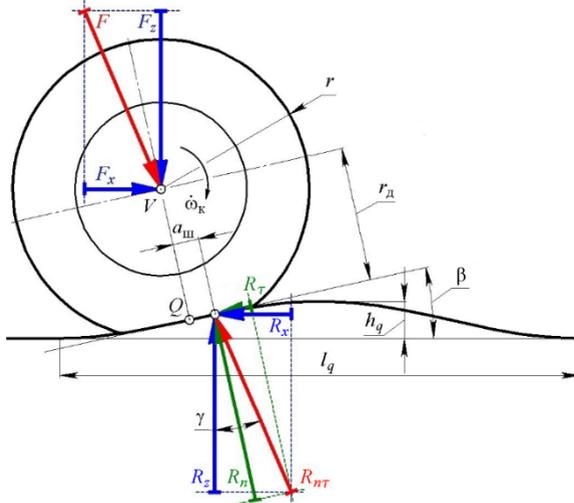


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на колесо автомобиля при его качении по дорожной неровности гармоничного профиля

Указанные зависимости в [4] записано

$$r_K = r_K^0 + \lambda_\tau \cdot R_\tau; r_K = r_K^0 + \lambda_M \cdot M_K, \quad (2)$$

где r_K^0 – радиус качения колеса в свободном режиме, м; λ_τ , λ_M – коэффициент тангенциальной эластичности шины соответственно по силе (м/Н) и по моменту (м/(Н·м)).

Но, как отмечают авторы работы [5]: «...за 60 лет шины сильно изменились» (в указанной работе авторы предполагают, что значения коэффициентов тангенциальной эластичности шин (входят в (2)), определены с рисунков 3 и 4 монографии Е.А Чудакова [4] 1950 года и переходят из одного учебника в другой).

В работах [2, 6] также используется коэффициент окружной жесткости шины $c_{ш}^0$, который для легковых автомобилей нахо-

дится в пределах от 70000 Н·м/м до 100000 Н·м/м, а радиус качения записан как

$$r_k = r_k^0 - M_k / c_{\text{ш}}^0 .$$

С учетом рекомендаций А.С. Литвинова: «... изменение радиуса качения следует связывать не с величиной и направлением момента, приложенного к колесу, а с величиной и направлением касательной реакции...» [5], а также на основе сведений из работ [2, 6] тангенциальную реакцию дороги запишем как

$$R_{\tau} = c_{\text{ш}}^0 \cdot (r_k^0 - r_k) / r_d .$$

Следует отметить, что полученное уравнение справедливо лишь в условиях отсутствия скольжения шины относительно дороги. Известно, что максимальное значение (по модулю) тангенциальной реакции дороги на шину ограничивается силой сцепления [6], т. е. $|R_{\tau}| \leq |\phi_x| \cdot R_n$. Поточное значение коэффициента продольного сцепления шины с дорогой (ϕ_x) может быть определено моделью методов парабол, которая по данным [7] одна из наиболее точных.

С учетом выше изложенного, тангенциальную реакцию дороги на колесо автомобиля в общем виде запишем

$$R_{\tau} = \begin{cases} c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} & , \text{ если } \left| c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} \right| \leq |\phi_x| \cdot R_n \\ \phi_x \cdot R_n & , \text{ если } \left| c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} \right| > |\phi_x| \cdot R_n \end{cases} . \quad (3)$$

Уравнение (3) позволяет определить тангенциальную реакцию опорной поверхности дороги на эластичную шину с учетом ее скольжения и отрыва от опорной поверхности. Оно может быть использовано как при исследованиях движения автомобиля по ровным дорогам, так и по дорогам с неровностями.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена методика определения тангенциальных реакций неровной дороги на колеса автомобиля, учитывающая коэффициенты окружной жесткости шин, изменение их радиусов качения, а также текущие значения коэффициентов сцепления шин с дорогой и значения ее нормальных реакций на колеса автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер, Я. М. К расчету вертикальных колебаний автомобиля / Я. М. Певзнер // Автомобильная промышленность. – 1976. – №1. – С. 21–24.
2. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: в 3 ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів : навчальний посібник / В. П. Сахно, А. П. Костенко, М. І. Загороднов. – Донецьк : ТОВ «Цифрова типографія», 2014. – 444 с.
3. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля : монография. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Чудаков, Е. А. Теория автомобиля : учеб. – Изд. 3-е, переработ. и доп. – М. : Машгиз, 1950. – 343 с.
5. Волков, В. П. Оценка радиуса качения ведущих колес по параметрам разгона автомобиля / В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, И. М. Баранник, В. В. Митасов // Український метрологічний журнал. – 2013. – №4. – С. 38–42
6. Тарасик, В. П., Бренч М. П. Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие. – Изд 2-е, испр. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 448 с.
7. Рыжих, Л. А. Особенности качения колеса в режиме торможения при изменении темпа наполнения тормозной камеры / Л. А. Рыжих, Д. Н. Леонтьев, А. А. Чебан // Вісті автомобільнодорозного інституту. – 2009. – Вип. 1. – С. 140–145.

Представлено 26.03.2021

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЛИЯНИЯ
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКОСТИ В АВТОЦИСТЕРНЕ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ**

USING THE DYNAMIC EFFECT OF LIQUID SLOSH
IN A TANK VEHICLE TO IMPROVE BRAKING EFFICIENCY

В. П. Сахно¹, д-р техн. наук, проф., **Д. М. Попельш**², асп.,
¹Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина,
²Государственное предприятие «Государственный автотранспорт-
ный научно-исследовательский и проектный институт»,
г. Киев, Украина

V. Sakhno¹, Doctor of Science in Engineering, Professor,
D. Popelysh², Postgraduate Student,

¹National Transport University, Kiev, Ukraine

²State Enterprise «State Road Transport Research Institute,
Kiev, Ukraine

В данной работе рассмотрена возможность преобразовывать негативное влияние перемещения жидкости на тормозные показатели автопоезда-цистерны в положительный эффект.

The article considers the possibility of converting the negative effect of fluid movement into a positive effect for the braking performance of a tank vehicle combination.

Ключевые слова: автопоезд, автоцистерна, частично заполненная цистерна, торможение.

Key words: vehicle combination, tank vehicle, partially filled tank, braking.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ перемещения жидкости внутри частично наполненной автоцистерны с помощью механической эквивалентной модели в процессе торможения автопоезда показал, что помимо негативно-го влияния на тормозные показатели, существуют и потенциально положительные характеристики этого явления.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЛИЯНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЦИСТЕРНЕ НА ТОРМОЗНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОПОЕЗДА

Рассмотрим автопоезд, который экстренно тормозит на ровной горизонтальной поверхности. Автопоезд оборудован системой антиблокировки колес и системой распределения тормозного усилия, которые позволяют при торможении максимально использовать силу сцепления каждого колеса с опорной поверхностью. Для целей изучения динамического влияния жидкого груза на автоцистерну пренебрежем силами сопротивления качению колес и сопротивлению воздуха, и тогда сила торможения с учетом принятых условий будет равна [1]:

$$P_m = P_u = Z_1 \cdot \mu + Z_2 \cdot \mu + Z_6 \cdot \mu = (Z_1 + Z_2 + Z_6) \cdot \mu, \quad (1)$$

где Z_1, Z_2, Z_6 – нормальные реакции опорной поверхности на передней, задней осях тягача и ходовой тележке полуприцепа соответственно; μ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; P_u – силы инерции автопоезда.

Разделим вес автопоезда на составляющие и выражение (1) примет следующий вид:

$$(Z_1 + Z_2 + Z_6) \cdot \mu = \frac{(G + G_1 + G_2)}{g} \cdot J, \quad (2)$$

где G, G_1, G_2 – вес тягача, полуприцепа и груза соответственно; J – ускорение автопоезда.

Так как сумма нормальных реакций опорной поверхности на все оси автопоезда равна весу автопоезда, то замедление во время экстренного торможения будет зависеть только от коэффициента сцепления:

$$J = g \cdot \mu. \quad (3)$$

Для описания поведения жидкости в цистерне используем механическую эквивалентную модель [2], согласно которой масса жид-

кого груза m при перемещении в цистерне принимает участие в замедлении и выражение (2) преобразуется к виду:

$$(Z_1 + Z_2 + Z_6) \cdot \mu = \left(\frac{G + G_1 + G_2}{g} - m \cdot \cos \left(\sqrt{\frac{k}{m}} t \right) \right) \cdot J. \quad (4)$$

Отсюда следует, что замедление во время экстренного торможения автоцистерны становится зависимым от течения времени t с момента начала торможения:

$$J(t) = \frac{g \cdot \mu}{1 - m \cdot g \cdot \cos \left(\sqrt{k/m} \cdot t \right) / (G + G_1 + G_2)}. \quad (5)$$

Анализ выражений (4) и (5) показывает, что замедление автомобиля с жидким грузом с первоначального момента торможения будет большим, чем при торможении с эквивалентным жестко закрепленным грузом до тех пор, пока выражение $\cos \left(\sqrt{k/m} \cdot t \right)$ не достигнет значений ≤ 0 , т. е. теоретически движение жидкости относительно цистерны приводит к уменьшению тормозного пути S_T (рисунок 1).

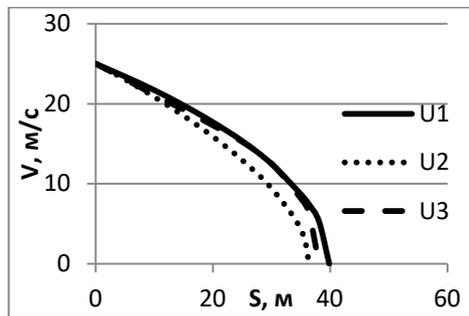


Рисунок 1 – Диаграммы тормозного пути

$U1$ – торможение автопоезда с жестко закрепленным грузом, $U2$ – торможение автопоезда с односекционной цистерной, $U3$ – торможение автопоезда с цистерной с тремя секциями

Сокращение S_T в этом случае объясняется тем, что часть суммарной кинетической энергии автопоезда во время торможения тратится на преодоление сопротивления внутреннему перемещению жидкости, что может дать положительный с точки зрения торможения эффект, если расположить волнорезы внутри цистерны с наклоном, как показано на рисунке 2.

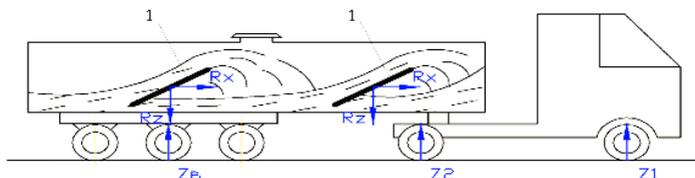


Рисунок 2 – Использование перемещения жидкости внутри цистерны для повышения эффективности тормозных показателей автопоезда за счет волнорезов (поз.1), которые расположены под наклоном

При торможении жидкость, смещаясь вперед, набегаёт на наклонные волнорезы цистерны, благодаря чему на них возникает реакция R , составляющая которой R_z увеличивает сумму реакций опорной поверхности $Z_1 + Z_2 + Z_x$, и как следствие, силу P_T .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические исследования показали, что перемещение жидкости внутри цистерны может не только отрицательно влиять на тормозные свойства автоцистерны, но в некоторых случаях иметь и положительный эффект. Однако следует отметить, что реализация подобного решения на практике не будет столь однозначным и необходимы дальнейшие исследования, в том числе экспериментальные.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин : учеб. / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
2. Автоматическое определение режима торможения автопоезда с частично наполненной цистерной / В. П. Сахно, Д. М. Попельш, С. М. Томчук // Автошляховик України. – 2020. – № 4.

Представлено 22.03.2021

УДК 629.113

**ОЦЕНКА РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ
НА МАРШРУТЕ ДВИЖЕНИЯ
ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА**

**ASSESSMENT OF REAL TRAFFIC CONDITIONS
ON PUBLIC TRANSPORT ROUTE**

А. Н. Тимков, канд. техн. наук, доц.,
Д. М. Ященко, канд. техн. наук, доц., **И. О. Самбуренко**, асп.,
Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина
A. Timkov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
D. Yashchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
I. Samburenko, graduate student
National Transport University, Kiev, Ukraine

С течением времени вследствие многих обстоятельств дорожные условия, в которых работает автобус, существенно меняются. Поэтому, синтезированные типичные ездовые циклы рано или поздно теряют свою репрезентативность. Это обуславливает необходимость периодического пересмотра ездовых циклов. Сегодня возникают сложности при оценке показателей эффективности автобусов используемых при перевозке пассажиров в крупных городах.

Over time, due to many circumstances, the road conditions in which the bus operates change significantly. Therefore, the synthesized typical driving cycles sooner or later lose their representativeness. This makes it necessary to periodically review the driving cycles. Today, difficulties arise in assessing the efficiency indicators of buses used in the transportation of passengers in large cities.

Ключевые слова: автобус, условия движения, ездовой цикл, эффективность.

Key words: bus, driving conditions, driving cycle, efficiency.

ВВЕДЕНИЕ

Преимущества пассажирского автопоезда с комбинированной силовой установкой лучше всего реализуются при его движении

в городском цикле с большим количеством остановок и торможений. При экспертном оценивании свойств пассажирского автопоезда следует предоставлять наибольшее предпочтение параметрам, которые наиболее соответствуют реальным условиям эксплуатации – ездовым циклам и/или эксплуатационным маршрутам.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ НА МАРШРУТЕ ДВИЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА

В работе проведено определение реальных дорожных условий в г. Киеве на маршруте движения общественного транспорта. Маршрут соединяет узловой пересадочный центр пересечения наземных линий транспорта с подземными. Наземные линии доставляют пассажиров из так называемых «спальных районов», что характерно сегодня для крупных городских агломераций. На маршруте есть регулируемые и нерегулируемые перекрестки, пешеходные переходы и тому подобное препятствия, которые снижают среднюю скорость движения транспорта. Вследствие частых остановок эффективность работы традиционной силовой установки в ДВЗ сильно снижается. В результате экспериментальных наблюдений получены различные графические зависимости, в качестве примера показан график скорости автобуса на маршруте (рисунок 1).

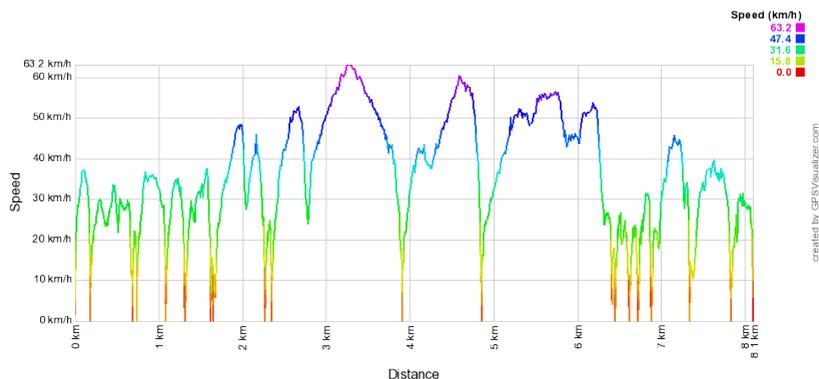


Рисунок 1 – Распределение скорости на маршруте

С целью оценки реальных условий движения на маршруте движения общественного транспорта были проведены наблюдения и измерения скорости движения автобусов. Маршрут начинался

от станции метро Минская и заканчивался на остановке ул. Мельникова (ж/м Троещина). Основные параметры движения: протяженность маршрута 9,2 км; среднее время движения 21 мин 17 с; время, проведенное в движении 17 мин 08 с; время, потраченное на остановки 4 мин 9 с; средняя скорость движения 25,94 км/ч; максимальная скорость движения 63,2 км/ч. Сбор данных о маршруте происходил с помощью мобильного GPS приемника. Обработка полученных данных происходила с использованием онлайн программы GPS Visualizer, которая создает карты и профили географических данных. Она является бесплатной и простой в использовании, но мощной и чрезвычайно гибкой в настройке. Ввод данных может быть в форме данных GPS (пути и путевые точки), маршрутов движения, уличных адресов или простых координат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Оценка скоростного режима движения пассажирского автопоезда будет положена в основу моделирования и дальнейшего исследования эксплуатационных свойств пассажирского автопоезда, состоящего из трех однотипных автобусов с различными типами силовых установок и пассажирских прицепов, при его работе в системе скоростного транспорта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Омельницький, О. Є. Аналіз конструкції метробусів / О. Є. Омельницький // Автошляховик України. – 2018, № 3, С.7–11.
2. Колесникович А.Н., Выгонный А.Г. Устойчивость прицепного автопоезда повышенной длины (25,25 м) при прямолинейном движении // Актуальные вопросы машиноведения, Том 7. – 2018. – С. 96–100.
3. Sokil V., Lyashyk O., Sokil M., Popovich P., Vovk Y., Perenchyk O. Dynamic effect of cushion part of wheeled vehicles on their steerability / International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2018; 15(1): 4880–4892.

Представлено 22.03.2021

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ВЕЕР В НАУКЕ
О ДЕТАЛЯХ МАШИН**

**APPLICATION OF FAN TECHNOLOGY IN THE SCIENCE OF
MACHINE DETAILS**

А. А. Назаров, канд. техн. наук, доц., **Л. О. Даминов**, асс.,
Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан
A. Nazarov, Ph.D in Engineering, Associate Professor,
L. Daminov, assistant,
Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

Учитывая, что механические трансмиссии, работающие в открытом виде, не имеют постоянной системы смазки, материалы проверяются на термостойкость, хрупкость, вибрацию, бикритичность, надежность и долговечность. Студенты будут анализировать местную и зарубежную литературу в ходе своих исследований и выбирать материал на основе отраслевых стандартов.

Considering that mechanical transmissions operating in the open form do not have a permanent lubrication system, the materials are tested for heat resistance, brittleness, vibration, bicriticality, reliability and durability. Students will analyze local and foreign literature in the course of their research and select material based on industry standards.

Ключевые слова: деталей машин, технология Веер, технология, привод, образование, методика.

Keyword: machine parts, fan technology, technology, drive, education, methodology.

На основе технологии Веер, в зависимости от количества студентов в группе, она делится на несколько подгрупп и разбивается на отдельные разделы при задании курсового проекта на небольшие группы. Помимо индивидуальной реализации курсового проекта, студенты проводят исследования по выбранной теме в небольших группах.

В группе мы делим 27 студентов на 9 подгрупп. В каждой небольшой группе 3 студента составляют команду и работают над своим собственным заданием. В конце семестра, перед защитой курсового проекта, каждая малая группа выступает с докладом о результатах выполнения данного им задания. Материалы презентации будут обсуждаться с участием студентов группы. Поощряется активное участие студентов. Каждый раздел, который необходимо выполнить по заданию курсового проекта, распределяется по группам. Например, пусть перед группой поставлена задача завершить проект по теме «Проектирование конвейерной ленты с двухступенчатым цилиндрическим колесным редуктором». Курсовой проект требует эффективного использования научного, учебного, учебно-методического инструментария, современных программ информационных технологий, передового зарубежного опыта.

Первая группа проводит исследования в соответствии с результатами анализа схем, приведенных в задании, изучение условной маркировки в кинематических и технологических схемах одолженного конвейера производства на основе соответствующих нормативных актов и конструктивных нормативных документов, тщательное изучение режима работы конвейера, выбор электродвигателя, выбор конструкции конвейера.

Вторая группа занимается проектированием и проверочными расчетами механической трансмиссии открытого типа в структуре учреждения. Каждая подгруппа может получить результаты расчетов в предыдущих разделах из расчетов одного из необязательных членов группы в процессе выполнения задания. В течение семестра студенты также параллельно выполняют свои индивидуальные задания.

В зависимости от условий эксплуатации механическая трансмиссия может быть в открытом или закрытом виде. Механический удлинитель открытого типа может быть опциональным – червяки, зубчатый, цепным, ременным и другим круглым, как показано в инструкции. Студенты этой группы будут проводить исследования по типам, функциям, преимуществам и недостаткам открытых передач, материалам, используемым при их приготовлении, а также проверять их согласованность, сравнивать расчетные значения по стандарту, принимать наиболее целесообразные решения, то есть

выбирать тип материала с высокой эффективностью и качеством в зависимости от условий работы.

Третья группа изучает типы валентных клапанов, их материалы, конструкторские и инспекционные расчеты, формирование валентной конструкции, методы расчета и проектирования валентных клапанов, а также требования к ним. Необходимы использование зарубежной литературы при формировании конструкции валов, анализ проблем, связанных с валами и стрелами в производстве, поиск, анализ научно-исследовательских работ, проводимых в этой области, составление корпусов по данной тематике. Кроме того, желательно будет провести работы по автоматизации процесса проектирования валов и стрел.

Студенты выполняют проектные чертежи в следующей последовательности:

1. Изучают основные нормативные документы;
2. Разбираются в этапах проектирования в проектной документации;
3. Изучают общие правила составления инженерных чертежей;
4. Изучают правила зарисовки деталей при помощи пошагового руководства;
5. Изучают использование нормативных документов при формировании конструкции, правила использования литературы, копирования и принятия наиболее эффективных решений;
6. Осваивают правила сбора и разделения деталей;
7. Знакомятся с правилами задания знаков в условных технологических и кинематических схемах.

Как было отмечено выше, каждый из членов малой группы подготовил презентационные материалы по окончании данных им заданий, проделанная работа будет обсуждаться в рамках группы не менее чем за две недели до защиты курсового проекта. При разделении задач на группы необходимо применять дифференцированный подход в зависимости от их сложности.

Выводы и предложения по проекту. В сводном разделе необходимо оценить важность реализации проекта на основе научных, научно-технических фундаментальных знаний по общепрофессиональным дисциплинам, направленных на решение профессиональных задач для будущей профессиональной инженерной иннова-

ционной деятельности, сделать выводы о методах, используемых в исследованиях, и сформированных навыках в расчетах проектирования различных ОМС, при этом особое внимание будет уделено решениям, найденным с помощью творческого подхода.

В процессе проектирования используется научный подход, так как он не только накладывает знания по теории машин и механизмов, но и требует знаний по естественно-научным, общенаучным и специальным дисциплинам, а также профессиональных знаний по эксплуатации проектируемых машин. Кроме того, она предназначена для решения задач, поскольку студенты сталкиваются со сложной задачей проектирования, анализа и синтеза реальной машины. Выполнение проекта также основано на осуществлении самостоятельного анализа и синтеза с использованием личного опыта. При распределении заданий среди студентов необходимо реализовать дифференцированный подход в зависимости от уровня их сложности.

Таким образом, правильно организованный курсовой проект по дисциплине «Детали машин» поможет студентам систематизировать теоретические знания, использовать их на практике в будущей инженерной инновационной деятельности, развить свои творческие способности, повысить свой творческий потенциал в процессе комплексного решения профессиональных задач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ишмухаммедов, Р. Ж. Инновацион технологиялар ердамида таълим самарадорлигини ошириш йўллари. – Т. : Низомий номидаги ТДПУ, 2005. – 216 с.
2. Ишмухаммедов, Р., Абдукодиров, А., Пардаев, А. «Таълимда инновацион технологиялар» (таълим муассасалари педагог-ўқитувчилари учун амалий тавсиялар). Ўзбекистон Республикаси президентининг «Истеъдод» жамғармаси, Тошкент, – 2008. – 180 с.
3. Назаров, А. А. Совершенствование методики подготовки студентов к инновационной инженерной карьере / Докторская диссертация по педагогическим наукам. – Карши, 2020. – 138 с.
4. А. Назаров и др. Методы проведения курсового проекта по деталям машин / ТЕСТИРОВАНИЕ инженерного менеджмента /

https://ejmcm.com/article_3873.html / май–июнь 2020 года. – ISSN: 0193–4120 – Страница № 26595–26598.

5. Назаров, А. А. Принципы образования, развивающие инновационный подход к инженерной профессиональной деятельности. / European Journal of Research and Reflection in Educational Sciences. – Vol. 8, No. 8,2020 ISSN 2056-5852 / <https://www.idpublications.org/wp-content/uploads/2020/07/>.

Представлено 30.04.2021

УДК 62-235

ЗАВЕРШЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ТЕМЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»

COMPLETION OF THE COURSE PROJECT ON "MACHINE PARTS"

А. А. Назаров, канд. техн. наук, доц.,
Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан
A.A Nazarov., Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

Известно, что курсовой проект рассматривается как неотъемлемая часть учебного процесса и выполняет три неразрывные функции: дидактическую, развивающую и воспитательную. Дидактическая функция педагога-будущего инноватора у студентов проявляется в формировании умений и навыков получения сложных эча профессиональных задач в инженерной деятельности, применении знаний.

It is known that the course project is regarded as an integral part of the learning process and it performs three inseparable functions: didactic, developmental and educational. The didactic function of the educator-the future innovation in the students is manifested in the formation of skills and skills of obtaining complex echa of professional issues in engineering activities, the application of knowledge.

Ключевые слова: инновации, курсовой проект, агрегация, технология Элпигич, технология, привод, образование, методика.

Keyword: innovation, course project, aggregation, fan, technology, drive, unit, education.

ВВЕДЕНИЕ

Как отмечалось выше, задача подготовки специалистов к профессиональной деятельности инновационного инженера может быть решена на основе современных методологических подходов и методов обучения, которые в последнее время были достигнуты на основе всеобщего образования наук. Это делается наглядно и эффективно, в частности, в процессе выполнения курсового проекта по теме «Детали машин».

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Предлагаемые нами методики 5320300-технологические машины и оборудование будут способствовать развитию следующих навыков от ДТС и квалификационных требований к профессиональной деятельности бакалавров в области образования:

- разработка проектной и программной документации;
- формирование навыков определения рабочих параметров и работоспособности технологических машин и оборудования;
- развивать навыки применения современных парадигм и методологий, инструментальных и вычислительных средств на практике в соответствии со специализацией подготовки специалистов.

Курсовой проект предназначен для закрепления, систематизации, обобщения знаний, полученных студентами в ходе лекционных, лабораторных и практических занятий, формирования умений, навыков, квалификаций и необходимых компетенций, а также использования их для комплексного решения профессиональных задач в профессиональной деятельности инновационного инженера. Реализация курсового проекта является одной из основных и обязательных форм обучения по общепрофессиональным дисциплинам, воспитывает творческое техническое мышление, культуру интеллектуального труда, обучает самостоятельной работе в образовательной сфере.

В нашей научно-исследовательской работе 5320300 – технологические машины и оборудование направления образования с целью развития определенных навыков, связанных с научно-исследовательской, проектной, эксплуатационной и сервисной, производственно-технологической и организационно-управленческой деятельностью, представленных в ДТС и квалификационных требованиях, нами разработана методика реализации курсового проекта по дисциплине «Детали машин» в поддержку технологии «Елпигич» из инновационных образовательных технологий.

ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ «ЕЛПИГИЧ»

Эта технология сложна и многогранна, направлена на изучение проблемных тем.

Суть технологии заключается в том, что бунду дается единая порция информации по разным отраслям предмета. Например, определяются плюсы и минусы, преимущества и недостатки, выгоды и убытки.

Технология «Елпигич» находится на разных этапах изучения предмета:

- в начале – свободная активизация своих знаний;
- в процессе изучения предмета – глубокие знания и понимание его основ;
- на стадии завершения – полученные знания можно применять по порядку.

Основные понятия, с которыми вы столкнетесь в технологии «Елпигич»:

- добродетель – это положительное качество.
- дефект-несовершенство, несоответствие правилам, критериям.

Помимо образования, технология «Веер» имеет воспитательный характер:

- умение работать в командах, группах;
- умение обсуждать проблемы, ситуации с разных точек зрения;
- умение находить компромиссные решения;
- уважение к мнению других;
- доброта;
- творческий подход к работе;
- активность;

– умение концентрировать внимание на проблеме также позволяет формировать такие качества, как мастерство.

Курсовой проект выполняется самими студентами самостоятельно, индивидуально, по согласованию с руководителем, на основании задания, согласно варианту. В ходе курсового проекта студенты используют знания, полученные при изучении высшей математики, физики, теоретической механики, информатики и информационных технологий, математических и естественных наук. Используются также общенаучные дисциплины: материаловедение и технология строительных материалов, сопротивление материалов, чертежная геометрия и инженерная графика, теория машин и машиностроение, опираясь на знания и умения, приобретенные по предмету стандартизация и технические измерения.

Когда говорят о творческом потенциале – в науке и искусстве под этим понимается открытие. Творческий потенциал – это качество, свойственное талантливым личностям, но иногда даже обычные люди совершают замечательные открытия. Творческий потенциал – это также способность получать новые решения для обычных предметов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Государственный образовательный стандарт непрерывного образования Республики Узбекистан 5320300 – государственный образовательный стандарт направления подготовки бакалавра по специальности «Лабораторные машины и оборудование». Уздт-362011: 2015. 40-Б.

2. Министерство высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан. 5320300 – технологические машины и оборудование квалификационные требования бакалавра. Азр О'МТВ № 603, 24.08.2017. 13-В.

3. Назаров, А. А. К завершению курсового проекта по теме детали машин. Учебно-методическое пособие. Против, 2015. – 24 с.

4. Назаров, А. А. Методика реализации курсовых проектов из деталей машин при подготовке студентов к инновационной инженерной деятельности. Образование, наука и инновации. №1. 2019.

5. Исмухаммедов, Р. С. Пути повышения эффективности образования с использованием инновационных технологий. – Т. : ТДПУ им. Низами, 2005. – 216 с.

6. Исмухаммедов, Р., Абдукодиров, А., Пардаев, А. «Инновационные технологии в образовании» (практические рекомендации для педагогов образовательных учреждений). Фонд «Талант» президента Республики Узбекистан, Ташкент, 2008 г. – 180 с.

7. Назаров, А. А. «Детали машин» как основа специальных дисциплин будущей профессиональной деятельности инженеров. Инновационные проекты и программы В психологии, педагогике и образовании. Международной научно-практической конференции. Стерлитамак, Российская Федерация агентство международных исследований. 2019. – 67–69 с.

8. Назаров, А. А. Роль дисциплины «Детали машин» в формировании профессиональной квалификации инженера. Восточноевропейский научный журнал (ISSN: 2199-7977) Ausgabe 3–2018. – Pp. 330–333.

Представлено 30.04.2021

УДК 62-235

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ИННОВАЦИОННОЙ ИНЖЕНЕРНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

DEVELOPMENT TRENDS IN INNOVATIVE ENGINEERING

А. А. Назаров, канд. техн. наук, доц., **О. С. Нурова**, ст. преп.,

О. Х. Тогаев, студент,

Каршинский инженерно-экономический институт,

г. Карши, Узбекистан

A. Nazarov, Ph.D in Engineering, Associate Professor,

O. Nurova, Senior Lecturer, O. Togaev, student

Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

Инновациям также дана конкретная классификация в диссертации (гlossарий понятий, терминов, комментариев), созданной

для педагогов и психологов: инновации – важный элемент развития образовательного процесса. Это проявляется в накоплении и формальном изменении традиций внедрения различных инициатив и инноваций в сфере образования. Их совокупность приводит к глобальным изменениям в образовании на том или ином уровне, трансформации его содержания и качества.

Innovations are also given a specific classification in the dissertation (glossary of concepts, terms, comments), created for teachers and psychologists: innovation is an important element of the development of the educational process. This is reflected in the accumulation and formal change in the traditions of implementing various initiatives and innovations in the field of education. Their combination leads to global changes in education at a particular level, the transformation of its content and quality.

Ключевые слова: инновация, образования, инновационной инженерной деятельности, учебно-научно-инновационного комплекса.

Keywords: innovation, education, innovative engineering activity, educational, scientific and innovative complex.

ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование конечных результатов инновационной деятельности в виде нового содержания, методов, организационных форм образовательного процесса в сфере образования или технических средств образования, применяемых в практической деятельности, либо новых подходов к оказанию социальных услуг в сфере образования, их совершенствование можно назвать инновационным. Обычно инновация – это решение традиционной задачи с использованием нового метода, накопление информации и доказательств в течение длительного времени, а результат их восприятия, новое качество с инновационными свойствами, проявляется в ситуациях, которые возникают. В основе инновационных образовательных процессов лежат проблемы педагогики, имеющие два крайних значения: изучение педагогического опыта и поднятие его на уровень внедрения достижений психолого-педагогической науки в практику [1, 9–11].

Дана общая классификация областей применения инноваций и их видов. А. Д. Гоксшанд сделал предложение. Инновационная ин-

инженерная деятельность определяется как создание информации (товаров, работ, услуг) с новым или новым потребительским свойством и организация их производства; разработка новых методов (технологий) производства, популяризации и использования продукции или модернизация существующих. А. Д. Гохшанд инновация представляет собой инженерную деятельность в форме внедрения достижений науки и техники в хозяйственное (гражданско-правовое) потребление [2, 56–62].

Инновационная инженерная деятельность – это проектирование и создание новых техник и технологий, которые представлены в фирменном облике изделия, имеют экономический, социальный и иной эффект и являются конкурентоспособными в результате этого [3].

Исходя из анализа определений, данных инновационной инженерной деятельности, для продолжения нашего исследования приведем следующее определение: инновационная инженерная деятельность – это процесс проектирования, создания новых методов и технологий, которые представлены в виде продукта товара, то есть формализованы как свойство, то есть имеют техническую документацию или образцы производства, то есть являются производственными объектами. Инновационная инженерная деятельность играет решающую роль в обеспечении того, чтобы экономика страны занимала передовые позиции в мире и отражала новые формы, новые проявления унификации образования, технологии и производства [4].

Основными особенностями инновационной инженерной деятельности являются следующие выражения:

- развитие творческих аспектов деятельности (находить творческие и нестандартные решения профессиональных задач, быстро выявлять потребность среди большого количества информации);

- интеграция инженерных функций и видов деятельности (эффективное согласование функций материально-технических запасов и конструкторов при проектировании и организации производства продукции и технологий, умение самостоятельно принимать решения, ориентируясь на потребности рынка);

– профессиональная эффективная коммуникация (готовность эффективно работать в одной команде с представителями других профессий при решении профессиональных задач).

В состав работ по инновационной деятельности входят, прежде всего, следующие задачи инновационного типа:

- фундаментальные и научно-исследовательские исследования;
- практические исследования, опытно-конструкторские и технологические работы;
- приобретение новых или усовершенствованных технологий;
- освоение новых или усовершенствованных товаров и услуг;
- осуществление производства товаров, работ, услуг с использованием результатов научно-технической деятельности и их реализация на потребительском рынке [5]ю

В заключение можно сказать, что для успешного осуществления инновационной инженерной деятельности необходимо сочетать функции образовательных, научных и производственных учреждений в различных формах с целью перевода экономики страны на путь инновационного развития.

Для реализации основной цели учебно-научно-инновационного комплекса необходимо комплексно решать задачи совершенствования образовательной, научной и инновационной деятельности.

ВЫВОДЫ

Выделяются вопросы, связанные с совершенствованием образовательной деятельности:

- 1) повышение качества образования на основе формирования профессорско-преподавательского состава и непосредственного участия студентов в инновационной деятельности и внедрения инновационных образовательных технологий;
- 2) развитие научно-исследовательской и инновационной деятельности высшего учебного заведения как основы основ образовательного процесса;
- 3) широкое использование результатов научно-исследовательских и инновационных структур учебно-научно-инновационного комплекса в научной работе бакалавров, магистров, докторантов.

Для решения указанных проблем необходимо наряду с другими создать непрерывную многоуровневую систему образования

в учебно-научно-инновационных комплексах. Она охватывает профессиональные колледжи, технические вузы, послевузовское образование, то есть образование, которое осуществляется в зависимости от качества приобретаемой квалификации, на разных уровнях, за разные периоды времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Наумкин, Н. И., Грошева, Е. П., Купряшкин, В. Ф., Нуязин, Е. А., Пивкин, Д. В. О необходимости подготовки бакалавров к инновационной инженерной деятельности в свете реализации новых версий образовательных стандартов // Современные наукоемкие технологии. – 2016. – № 8–1. – С. 131–134; URL: <http://top-technologies.ru/ru/article/viewid=36117> (дата обращения: 11.02.2019).

2. Nazarov, A. A. Principles of education that develop an innovative approach to engineering professional activities. // European Journal of Research and Reflection in Educational Sciences // Vol. 8 No. 8, 2020 ISSN 2056-5852.

3. Nazarov, A. A. Improving the methodology of preparing students for innovative engineering careers / Doctor of Philosophy (PhD) dissertation on pedagogical sciences / – Karshi. 2020. – 138 p.

4. A. Nazarov and others. Methods for Conducting a Course Project on Machine Parts / TEST INgineering management. / https://ejmcm.com/article_3873.html / May–June 2020. ISSN: 0193-4120 Page No. 26595 – 26598.

Представлено 30.04.2021

УДК 681.32

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КАЛИБРОВКИ
ХОЛОДНОПРОКАТНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ПРОКАТКИ
ТРУБ, ИСПОЛЗУЕМЫХ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
СИСТЕМАХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**

OPTIMIZATION OF CALIBRATION PARAMETERS OF COLD
ROLLING TOOLS FOR ROLLING PIPES USED IN HYDRAULIC
SYSTEMS OF MACHINES AND MECHANISMS

С. В. Пилипенко¹, канд. техн. наук,

В. У. Григоренко², д-р техн. наук, проф.,

¹УО Полоцкий государственный университет,
г. Новополоцк, Беларусь

²Национальный технический университет
«Днепровская политехника», Днепр, Украина

S. Pilipenko¹, Ph.D in Engineering,

V. Grigorenko², Doctor of technical Sciences, Professor,

¹Polotsk State University, Novopolotsk, Belarus

²Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

Предложен метод оптимизации параметров инструмента для холодной пильгерной прокатки, обеспечивающий необходимое распределение Q-фактора вдоль конуса деформации для получения требуемого типа текстуры металла для труб из титанового сплава Ti-3Al-2.5V. Метод позволяет оптимизировать параметры калибровки (маршрут прокатки, начальный конус оправки с криволинейной образующей, степень наклона гребня калибра и оправки) для получения требуемого типа текстуры металла холоднокатаного проката трубы из титанового сплава Ti-3Al-2.5V.

A method is proposed for optimizing the parameters of the tool for cold pilger rolling, which provides the necessary distribution of the Q-factor along the deformation cone to obtain the required type of metal texture for pipes made of titanium alloy Ti-3Al-2.5V. The method allows you to optimize the calibration parameters and (rolling route, initial taper of a mandrel with a curved generatrix, the degree of slope of the

ridge of the gauge and mandrel) to obtain the required type of metal texture of cold-rolled pipes from titanium alloy Ti-3Al-2.5V.

Ключевые слова: холоднокатаные трубы, титановый сплав Ti-3Al-2.5V, тип текстуры, холоднокатаная прокатка труб, начальный конус оправки, степень наклона фланца, калибр и оправка, Q-фактор.

Keywords: cold rolled tubes, titanium alloy Ti-3Al-2.5V, texture type, cold pilger roll rolling of tubes, initial taper of the mandrel, degree of slope of the flange, gauge and mandrel, Q-factor.

ВВЕДЕНИЕ

Трубопрокатные изделия из титановых сплавов применяются в ответственных частях машин и механизмов в аэрокосмической, атомной, отраслях, в судостроении, в элементах трансмиссии и тормозных систем, и даже в двигателях наземного электротранспорта [1]. Титановые сплавы типа Ti-3Al-2.5V имеют гексагональную плотноупакованную решетку, с ярко выраженной анизотропией механических свойств. Контролируя распределение истинной деформации по толщине стенки к истинной деформации по среднему диаметру (Q-фактор), как из прохода в проход станов холодной прокатки труб, так и вдоль рабочего конуса каждого отдельного прохода, можно трансформировать изначальную хаотическую ориентацию зерен металла трубы либо в радиальную, либо в тангенциальную. Получив необходимую структуру, можно дополнительно улучшить технологические параметры трубопроводов.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью данной работы являются исследования влияния степени крутизны гребня калибра и степени крутизны образующей оправки стана ХПТ на распределение Q-фактора вдоль конуса деформации при различных значениях начальной конусности оправки ($2\text{tg}\alpha$) с криволинейной образующей. Подбор оптимальных параметров прокатки труб из титанового сплава Ti-3Al-2.5V, используемых в гидравлических системах машин и механизмов

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ

Изначально, после горячей прокатки трубы из сплава Ti-3-2.5V имеют хаотическую ориентацию зерен (рисунок 1, а), далее, после холодной пильгерной прокатки, в зависимости от распределения Q-фактора из прохода в проход (и вдоль конуса деформации в каждом проходе) можно получить либо радиальную структуру (высокое значение Q-фактора, рисунок 1), либо тангенциальную структуру (высокое значение Q-фактора) [1–3].

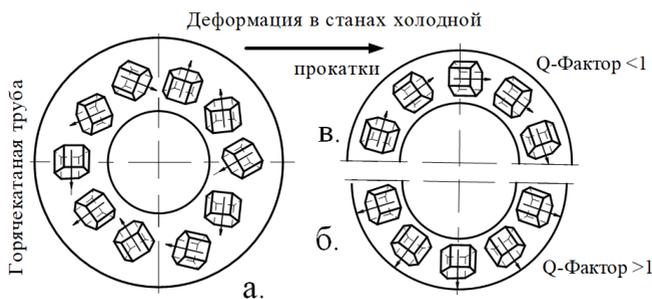


Рисунок 1 – Влияние холодной прокатки на возможную на текстуру металла труб [4, 5]

а – труба после горячей деформации; б – высокое значение Q-Фактора во время холодной деформации, радиальная структура; в – низкое значение Q-фактора во время холодной деформации, тангенциальная структура

Величину Q-фактора в любом контрольном сечении конуса деформации (рисунок 2) можно определить из зависимости:

$$Q = \frac{\ln \frac{S_x}{S_{x-\Delta x}}}{\ln \frac{D_x - S_x}{D_{x-\Delta x} - S_{x-\Delta x}}}, \quad (1)$$

где D_x и S_x – толщина стенки и диаметр трубы в сечении x после деформации за двойной ход клетки; $D_{x-\Delta x}$ и $S_{x-\Delta x}$ – диаметр и толщина стенки трубы в сечении до деформации; x – координата сечения от начала зоны редуцирования; $x - \Delta x$ – расстояние, на которое сдвигается сечение x , в ходе деформации за двойной ход клетки.

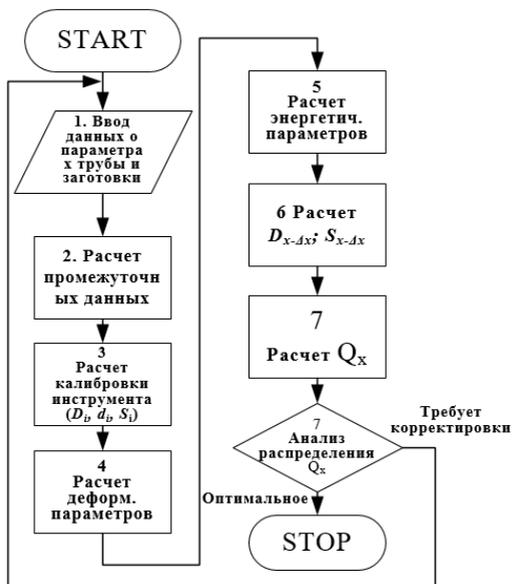


Рисунок 2 – Предложенный алгоритм ведения расчета параметров процесса ХПТ

Множественными исследованиями доказано [1–4], что из-за ориентации зерен, трубы с радиальной структурой имеют следующие преимущества: повышенную усталостную прочность; повышенную пластичность; при данной величине предела прочности, повышенное значение предела текучести и более высокую вязкость.

ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ

Для расчетного исследования распределения Q-фактора вдоль конуса деформации выбран следующий маршрут стана ХПТ-55: 38,1×2,2–32,1×1,47 мм. Относительное обжатие по площади поперечного сечения ε_S составляет 42,99 %. Относительное обжатие по диаметру ε_D равно 15,75 %. Относительное обжатие по толщине стенки ε_s составляет 33,18 %. Максимально возможная начальная конусность оправки $2tg\alpha$ равна 0,0101. Величина Q-фактора за проход Q_S составляет 1,078. Для моделирования был создан программный продукт «Q-Factor. Cold pilger tube rolling» (рисунок 2), который не только рассчитывает калибровку инструмента и рассчитыва-

ет силовые параметры деформации, а и позволяет оптимизировать характер на распределения Q-фактора вдоль конуса деформации (рисунок 3).

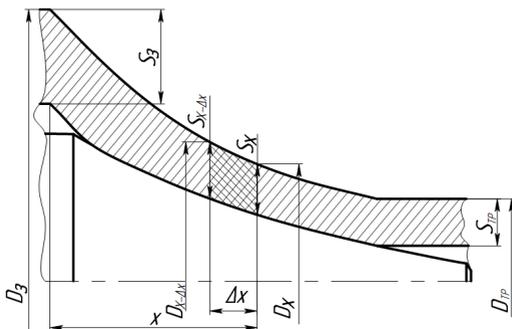


Рисунок 3 – Схема к определению $D_{x-\Delta x}$ и $S_{x-\Delta x}$ в произвольно выбранном сечении конуса деформации стана ХПТ
 D_x и S_x – геометрические параметры рассматриваемого сечения
 $D_{x-\Delta x}$ и $S_{x-\Delta x}$ – геометрические параметры рассматриваемого сечения до деформации; Δx – смещение рассматриваемого сечения за двойной ход клетки

Оценка влияния степени крутизны гребня вала на распределение Q-фактора представлена на рисунке 4.

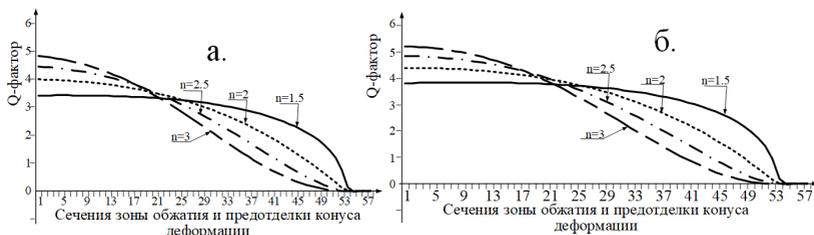


Рисунок 4 – Влияние степени крутизны образующей гребня калибра на распределение Q-фактора вдоль зон обжатия и предотделки конуса деформации (маршрут – $38,1 \times 2,2-32,1 \times 1,47$, величина подачи t составляет 5)
 а – $2 \operatorname{tg} \alpha$ составляет 0,01; б – $2 \operatorname{tg} \alpha$ составляет 0,008

ВЫВОДЫ

Представлен алгоритм программы «Q-Factor. Cold pilger tube rolling» позволяющий оптимизировать параметры калибровки хо-

однопрокатного инструмента для прокатки труб, используемых в гидравлических системах машин и механизмов. Анализ влияния степени крутизны образующей гребня калибра на распределение Q-фактора вдоль зон обжатия и предотделки конуса деформации показывает, что для данного сортамента труб предпочтительным является использование степеней крутизны n , равных 1,5. При этом, распределение Q-фактора становится равномерным по длине конуса деформации, снижение Q-фактора ниже единицы наступает в более поздних сечениях. В этом случае металл находится в более выгодных условиях, с точки зрения обеспечения необходимого типа структуры металла титановых труб из сплава Ti-3Al-2.5V, используемых в гидравлических системах машин и механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1 Pilipenko, S. V. A deformation mode in a cold rolling condition to provide the necessary texture of the Ti-3Al-2.5V alloy / S. V. Pilipenko, V. U. Grigorenko, V. A. Kozechko, O. O. Bohdanov / *Naukovyi visnyk Natsionalnoho hirnychoho universytetu*. – 2021. – №1. – p. 78–83. DOI: 10.33271/nvngu/2021-1/078.

2. Bohdanov O. Model of surface roughness in turning of shafts of traction motors of electric cars / O. Bohdanov, V. Protsiv, V. Derbaba, S. Patsera *Naukovyi visnyk Natsionalnoho hirnychoho universytetu*. – 2020. – №1. – p. 41–45. – DOI: 10.33271/nvngu/2020-1/041.

3. Пилипенко, С. В. Анализ влияния технологических факторов процесса холодной прокатки труб на изменение распределения Q-фактора вдоль конуса деформации / С. В. Пилипенко // *Известия вузов. Цветная металлургия*. – № 3. – 2019. – С. 30–35.

4. Forney, C. E. Ti 3Al 2,5V Seamless tubing engineering guide [Текст] / С.Е. Forney, S.E. Meredith. – Washington : Sandvik Special Metals Corp, 1990. – 144 p.

5. Forney, C. E. Ti 3Al 2,5V seamless tubing engineering guide [Текст] / С. Е. Forney, Н. S. Schemel. – Washington : Sandvik Special Metals Corp, 1987. – 115 p.

Представлено 20.04.2021

**ПОВЫШЕНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ
БЕЗОПАСНОСТИ АВТОБУСОВ**

IMPROVEMENT OF CONSTRUCTIVE SAFETY OF BUSES

А. Рябчинский, д-р техн. наук, проф., **О. Грачева**, магистрант,
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет, г. Москва, Россия
A. Ryabchinsky, Doctor of Engineering Science, Professor,
O. Gracheva, Master,
Moscow Automobile and Road Construction State Technical University,
Moscow, Russia

В статье рассматривается проблема обеспечения конструктивной безопасности автобусов. Проведен анализ нормативных документов, действующих на территории Российской Федерации, регламентирующих технические требования к автобусам, используемым для междугороднего сообщения. Представлен перечень мероприятий по совершенствованию нормативно-правовой базы, действующей на территории Российской Федерации по регламентации конструктивных параметров автобусов.

The article deals with the problem of ensuring the constructive safety of buses. The analysis of normative documents in force in the territory of the Russian Federation regulating technical requirements for buses used for intercity traffic. A list of measures to improve the regulatory framework in force in the Russian Federation to regulate the design parameters of buses is presented.

Ключевые слова: безопасность дорожного движения, междугородний автобус, конструктивная безопасность междугородних автобусов, ремни безопасности, детские удерживающие системы, перевозка пассажиров в междугородних автобусах.

Key words: road safety, intercity bus, constructive safety of intercity buses, seat belts, child restraint systems, transportation of passengers in intercity buses.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОБУСОВ

Уровень безопасности дорожного движения в Российской Федерации остается низким, в результате чего риск пострадать в дорожно-транспортном происшествии в 5–7 раз выше, чем в странах с развитой автомобилизацией. При этом более 20 % всех травм участники получают по причине недостаточно высокого уровня конструктивной безопасности автотранспортных средств (АТС) и неудовлетворительной эксплуатационной безопасности автомобилей на дорогах. Основополагающей причиной аварийности является отсутствие системы управления обеспечением безопасности дорожного движения, что делает невозможным целенаправленную разработку, нормирование и своевременную реализацию необходимых мероприятий, в том числе по обеспечению безопасности АТС.

Рассмотрим в качестве примеров важнейшие и уже давно назревшие мероприятия по повышению конструкционной и эксплуатационной безопасности автобусов, которые в большей степени влияют на тяжесть травмирования водителей и пассажиров автобусов, и не реализуется из-за отсутствия как координации деятельности по обеспечению безопасности дорожного движения в стране, так и управляющего органа.

Автобусы уже много лет становятся участниками резонансных ДТП, в которых пассажиры гибнут и получают тяжелые травмы, в том числе и дети. При расследовании таких ДТП, как правило, считают виновным водителя или неудовлетворительные погодные (дорожные) условия и техническое состояние автобуса, а информацию о неудовлетворительной конструктивной безопасности автобусов, как правило, опускают.

Рассмотрим меры по совершенствованию нормативно-правовой базы в Российской Федерации по регламентации конструктивных параметров автобусов, которые могли бы позволить существенно снизить число и тяжесть травмирования пассажиров автобусов и тем самым повысить безопасность автобусных перевозок. Одним из основных направлений реализации Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2025 года является повышение защищенности от дорожно-транспортных происшествий и их последствий для наиболее уязви-

мых участников дорожного движения, прежде всего детей и пешеходов. К наиболее уязвимым участникам дорожного движения можно отнести пассажиров автобусов. Автобусы, предназначенные для междугородних (туристических) перевозок являются достаточно распространенным видом специального транспорта в РФ, учитывая большую территорию страны и относительно невысокий уровень оснащения населения личными автомобилями.

Какие мероприятия требуется реализовать в части повышения конструктивной безопасности для снижения числа пострадавших в междугородних автобусах.

1. Использование для маршрутных перевозок автобусов категории М3.

В городах РФ и для междугородних перевозок широко используются автобусы категории М2, массой менее 3,5 тонн (типа «Газель»), которые являются потенциально опасными из-за небольшой массы.

В странах с низкими потерями при ДТП для выполнения маршрутных перевозок используются автобусы большой массы категории М3, даже в городах, имеющих в основном неширокую проезжую часть дорог (Париж и др.), поэтому нам надо для повышения безопасности уходить от использования автобусов малой массы при выполнении маршрутных перевозок.

2. Использование в автобусах диагонально-поясных ремней безопасности (РБ).

Оснащение автомобилей современными конструкциями ремней безопасности и их использование является одной из самых эффективных средств по снижению числа и тяжести травмированных водителей и пассажиров при ДТП.

В автомобилях используют диагонально-поясные (трехточечные) и поясные (двухточечные) ремни безопасности, а для удержания детей – четырехточечные в школьных автобусах, пятиточечные (ранцевые) ремни безопасности в детских удерживающих сиденьях. Поясные ремни безопасности являются наименее эффективными, поэтому их установка на сиденьях, обращенных вперед в автомобилях массой менее 3,5 т международными правилами запрещается.

Требования безопасности к конструкции автомобилей и их комплектующим в РФ регламентируются Техническим регламентом

Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» (утвержден решением комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 года №877), который в основном базируется на Правилах ООН. Важнейшим требованием, влияющим на тяжесть травмированная участников ДТП, являются требования по оснащению отдельных категорий автотранспортных средств определенными типами ремней безопасности.

Действующим в стране Техническим регламентом допускается применять поясные ремни безопасности на всех сидениях (за исключением передних боковых), в микроавтобусах. При этом технический регламент допускает не оснащать ремнями безопасности автобусы категории М2 и М3, которые не относятся к классам В и Ш и используются для междугородних перевозок сидящих пассажиров на расстояние менее 50 км.

Регулярно в РФ происходят резонансные ДТП с участием автобусов с максимальной массой до 3,5 т с гибелью более 5–7 пассажиров из-за отсутствия в них современных конструкций ремней безопасности.

Назрела необходимость внесения поправок в ТР ТС 018/2011 с учетом требований Правил ООН №16 и запрета эксплуатации автобусов массой до 3,5 т (типа «Газель» и др.), не оборудованных диагонально-поясными ремнями безопасности для перевозок на расстоянии более 5 км от черты города, а на расстоянии более 5 км использовать автобусы, оборудованные ремнями безопасности.

Анализ конструктивной безопасности автобусов, эксплуатируемых в ряде зарубежных стран показывает, что автобусы классов В и Ш стали оснащаться диагонально-поясными ремнями безопасности, несмотря на то что, это не обязательное требование Правил ООН №16. Считаем целесообразным внести в технический регламент требования об обязательном оснащении новых автобусов, используемых для междугородних (туристических) перевозок, диагонально-поясными РБ.

Безопасность детей при перевозке в автобусах в настоящее время не регламентируется. Из п. 22.9 ПДД, определяющего условия перевозки детей, автобусы вообще исключены из новой редакции этого пункта, редакция которого требует срочной переработки.

Для возможности безопасной перевозки детей рекомендуется выделить 5–7 мест с регулируемой верхней точкой крепления диагонально-поясного ремня безопасности для перевозки детей, чей рост превышает 90 см, а также оборудовать эти сидения системой крепления ISOFIX для перевозки детей от 0 до 3 лет с использованием детских удерживающих сидений.

3. Повышение ударно-прочностных свойств автобусов.

Анализ статистики ДТП с участием автобусов показывает, что основными травмоопасными видами ДТП являются фронтальные столкновения автобусов (до 70 %) и опрокидывания (до 20 %).

Для оценки безопасности верхней части автобуса при опрокидывании в техрегламенте используются Правила ООН № 66, которые, как показали наши исследования требуют корректировки.

Для возможности объективной оценки ударно-прочностных свойств автобуса при опрокидывании в используемую в Правилах № 66 методику необходимо внести поправки и испытания проводить в условиях падения автобуса с высоты не 0,8 м, а 1,2 м. При оценке безопасности автобусов в таких условиях испытаний можно будет исключить тяжелые последствия ДТП автобусов с опрокидыванием, которые характерны в настоящее время.

Что касается соответствия прочностных свойств междугородних автобусов уровню, обеспечивающему безопасность пассажиров при фронтальных столкновениях, то обязательная оценка могла бы проводиться в первую очередь для автобусов массой менее 3,5 т, используя краш-тесты, описанные в Правилах ООН № 94. Такие испытания на данный момент обязательны только для категории транспортных средств М1 массой до 2,5 т. Для автобусов большей массы (более 3,5 т), учитывая их потенциально более высокий уровень безопасности, можно бы было ограничиться использованием более жестких требований к уровню безопасности сидений и специальных удерживающих систем.

4. Обеспечение травмобезопасности сидений автобусов.

Требования к конструктивным параметрам сидений, устанавливаемых на автобусах категории М2 и М3 регламентированы Правилами ООН № 17, 80, 107 и реализованы в Техническом регламенте Таможенного союза.

Требования к сидениям по Правилам ООН № 17 (являются наиболее жесткими) распространяются на сидения автобусов, не охватываемые Правилами ООН № 80, т. е. на сидения автобусов класса А и I, в которых допускается перевозка стоящих пассажиров. В последних разрешена перевозка стоящих пассажиров, у которых отсутствуют средства для предотвращения травмирования при ДТП, тогда как для сидячих пассажиров регламентированы чрезмерно жесткими правилами к прочности сидений, т. е. пассажиры изначально находятся в неравных условиях по безопасности во время поездки.

Поэтому на наш взгляд целесообразно распространить менее жесткие требования Правил ООН № 80 на сидения автобусов класса А и I, а сидения автобусов классов В, II и III, в которых перевозятся сидячие пассажиры, доводить до уровня требований Правил ООН № 17.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования и анализ позволяют сформулировать следующие основные направления совершенствования нормативной базы (техрегламента «О безопасности колесных транспортных средств») по регламентации конструктивных параметров междугородних автобусов:

- ограничить (запретить) использование автобусов массой до 3,5 т для маршрутных перевозок;
- для оценки ударно-прочностных свойств автобуса при опрокидывании использовать Правила ООН № 66 с применением повышенного уровня нагрузки верхней части кузова при испытаниях;
- для оценки ударно-прочностных свойств автобуса категории М2 массой менее 3,5 т использовать краш-тесты на базе требований Правил № 94;
- для оценки безопасности сидений и ремней безопасности использовать Правила ООН № 14, 16, 17.
- сидения междугородних автобусов оснащать диагонально-поясными ремнями безопасности;
- выделять специальные безопасные места в междугородних автобусах для перевозки детей в возрасте старше 4 лет и соответ-

ственно их оснащать диагонально-поясными РБ с регулируемой по высоте верхней точкой крепления;

– для перевозки детей в междугородних автобусах в возрасте от 0 до 3 лет использовать детские удерживающие устройства, одобренные креплением ISOFIX.

– ввести поправки в п.22.9 ПДД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила ООН.

2. Рябчинский, А. И. Обеспечение конструктивной безопасности АТС в РФ: состояние и пути повышения // Журнал автомобильных инженеров. – 2016. – № 3. – С. 44–50.

3. Технический регламент таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» 018/2011.

4. Рябчинский, А. И., Кононенко, Н. В., Шубенкова, О. А. Совершенствование нормативно-правовой базы в РФ по регламентации конструктивных параметров и правил пользования ремнями безопасности и детскими удерживающими устройствами // Труды НАМИ. – 2018. – № 2 (273). – С. 48–51.

Предоставлено 10.04.2021

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

**МЕРОПРИЯТИЯ, ПОВЫШАЮЩИЕ
РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОРШНЕЙ ДИЗЕЛЕЙ
ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ**

**MEASURES INCREASING THE PERFORMANCE OF PISTON
DIESELS FROM ALUMINUM ALLOYS**

А. А. Предко¹, мл. научн. сотр.,

А. Н. Петрученко², канд. техн. наук, доц.,

¹ГНУ «Физико-технический институт» НАН Беларуси,
г. Минск, Беларусь

²ОАО «УКХ «Минский моторный завод», г. Минск, Беларусь

A. Predko¹, junior researcher,

A. Petruchenko², Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

¹State Scientific Institution Physical Technical Institute of the National
Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus,

²OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Mangement Company,
Minsk, Belarus

Выполнен анализ мероприятий, повышающих ресурс поршней из алюминиевых сплавов. Омечается перспективность использования азотирования первой кольцевой канавки, что позволит не только увеличить ресурс поршня, но и снизить его массу.

The analysis of measures that increase the resistivity of pistons made of aluminum alloys is carried out. The prospects of using nitriding of the first annular support are noted, which will allow not only to increase the piston resource, but also to reduce its weight.

Ключевые слова: работоспособность, алюминий, дизель, температура, поршень.

Keywords: working capacity, aluminum, diesel, temperature, piston.

ВВЕДЕНИЕ

Одно из направлений развития современного двигателестроения проектирование и производство двигателей с высокими уровнями литровой мощности при общем снижении расходов топлива и масла и соблюдении требований экологической безопасности.

Форсирование двигателей сопряженно с ростом тепловых и термических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, кроме этого уменьшается удельный расход топлива. Наибольшие проблемы с обеспечением требуемых прочностных показателей возникают с поршнями, которые подвергаются интенсивным тепловым и механическим нагрузкам. По сложившимся в последние десятилетия традициям поршни автотракторных дизелей изготавливают из алюминиевых сплавов. Поршни из алюминиевых сплавов имеют малую массу (как минимум на 30 % меньше по сравнению с чугунными), высокую теплопроводность (в 3–4 раза выше теплопроводности чугуна), что обеспечивает, нагрев днища поршня не более 250–350 °С [1], и улучшает наполнение цилиндров, хорошие антифрикционные свойства.

Отмеченные преимущества, не смотря на ряд недостатков, остаются привлекательными для большинства производителей автотракторных дизелей, поэтому поиск и разработка конструкторских и технологических решений, допускающих увеличение уровня тепловых и механических нагрузок поршней из алюминиевых сплавов, а также снижение расходов топлива и масла является важной научно-технической задачей.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Конструкторские решения, направленные на обеспечение работоспособности поршня из алюминиевого сплава предусматривают оптимизацию геометрии самого поршня с учетом неравномерного нагрева и охлаждения поверхностей поршня, распределения сплава в осевом и радиальных направлениях и разных коэффициентов линейного расширения материалов поршня и гильзы и снижение температуры поршня уменьшение зазоров и количества газов, прорвавшихся в картер.

Для интенсификации отвода теплоты свод поршня опрыскивают маслом из специально предусмотренных для этих целей форсунок или из отверстий, выполненных в кривошипной или поршневой головках шатуна. Данный подход не приводит к существенному снижению тепловой нагруженности двигателя, в следствие, ограниченности времени контакта масла с теплоотдающей поверхностью, применяется в дизелях с форсированием по среднему эффективно-

му давлению (p_e) 1–1,2 МПа [2]. Значительно увеличивается время контакта и площадь теплоотдающей поверхности в случае выполнения в головке поршня кольцевого канала, применяется в дизелях с p_e до 1,4–1,5 МПа. Эффективность этого подхода к снижению температуры поршня можно увеличить за счет формы и расположения кольцевого канала.

Снизить температуру в зоне первого компрессионного кольца можно увеличив высоту жарового пояса, возможности такого решения ограничены, так как растет высота поршня, что приводит либо к повышению высоты и массы двигателя, либо к увеличению угла качания шатуна, что отрицательно сказывается на динамике двигателя.

Совершенствование процесса сгорания зачастую связано с разработкой новых камер сгорания или с уменьшением высоты жарового пояса, в результате значительно повышается температура кромок камеры сгорания, снижается устойчивость канавки под первое компрессионное кольцо.

Работоспособность канавки повышают за счет нерезиновой вставки. Изготовленная из аустенитного чугуна и закрепленная в поршне с помощью *alfin*-процесса кольцевая опора многократно увеличивает долговечность первой кольцевой канавки. Существуют конструкции поршней, у которых ширина опоры предусматривает расположение двух колец. Такой подход к увеличению долговечности кольцевой канавки способствует повышению массы поршневого комплекта.

Альтернативой нерезиновой вставки может быть либо анодирование кольцевой канавки, либо ее азотирование.

Толстый слой корунда Al_2O_3 имеет высокую поверхностную твердость, но из-за значительного коэффициента трения [3] вероятен сильный износ поршневого кольца.

Ионно-плазменное азотирование поверхности технически чистого алюминия, марки А7, по данным работы [4] способствует увеличению твердости поверхностного слоя до 1173 НВ, что в 4,3 раза превышает твердость основного материала. Показано, что износостойкость азотированного сплава в условиях испытания с контртелом из стали ШХ15 диаметром 6 мм, длиной пробега 80 м при

нагрузке 1 Н увеличилась в 40 раз, а коэффициент трения был снижен в 3 раза.

Установлено, что улучшение механических и трибологических характеристик азотированных образцов обусловлено именно обработкой на поверхности нитрида алюминия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный анализ показал, что в дизелях с поршнями из алюминиевых сплавов азотирование первой канавки позволит отказаться от нерезиновой вставки и улучшить условия работы первого компрессионного кольца и снизить массу поршня.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костин, А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. – Л.: Машиностроение. Ленград. отд-ние, 1979. – 222с.

2. Чайнов, Н. Д. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для вузов / Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; под ред. Н. Д. Чайнова. – Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – 536 с.

3. Visuttipitukul, Patama & Aizawa, Tatsuhiko & Kuwahara, Hideyuki. (2003). Advanced Plasma Nitriding for Aluminum and Aluminum Alloys. *Materials Transactions*. – MATER TRANS. 44. 2695-2700. 10.2320/matertrans.44.269.

4. Крысина, О. В., Азотирование поверхности технически чистого алюминия в плазме несамостоятельного тлеющего разряда с полым катодом / О. В. Крысина, В. В. Денисов, Е. В. Островерхов, О. С. Толкачев // Взаимодействие излучений с твердым телом: сб. статей. – Минск, 2017. – С. 250–252.

Представлено 01.04.2021

УДК 629.113.004

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОТОПЛИВА И ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА В АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

USE OF BIOFUEL AND HYDROGEN FUEL IN ROAD TRANSPORT

Р. В. Колодницкая, канд. техн. наук, доц.,
А. П. Кравченко, д-р техн. наук, проф., **К. Н. Корникова**, асс.,
Государственный университет «Житомирская политехника»,
г. Житомир, Украина
R. Kolodnytska, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
A. Kravchenko, Doctor of Technical Sciences, Professor,
K. Kornikova, assistant,
State University "Zhytomyr Polytechnic", Zhytomyr, Ukraine

Выполнен анализ использования биотоплива и водородного топлива в автомобильном транспорте. Представлены результаты моделирования расхода топлива и ездового цикла автомобиля на топливных элементах.

The analysis of the use biofuels and hydrogen fuel in road transport was carried out. The results of modeling the fuel consumption and the driving cycle of the vehicle with the fuel cells are presented.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, биотопливо, топливный элемент, водород.

Key words: automotive transport, biofuels, fuel cell, hydrogen.

ВВЕДЕНИЕ

Использование биотоплива (БТ) и водорода на автомобильном транспорте продиктовано возможностью снижения вредного воздействия на окружающую среду уменьшением выбросов углекислого газа на планете. Биодизель является доминирующим видом биотоплива в Европе и Азиатско-Тихоокеанском регионе (на его долю приходилось 81 % и 74 % биотоплива соответственно в 2019 году), в то время как этанол является основным топливом в Северной Америке (86 %) и Южной Америке (74 %) от общего объема [1]. В таблице 1 показано производство БТ в 2019 г.

Таблица 1 – Производство БТ* в 2019 г. (Бритиш Петролиум)

Страна	Германия	Франция	Нидерланды	Испания	Великобритания
2016 г	60	49	29	22	10
2019 г.	64	51	35	30	11

*Тысяча баррелей эквивалента нефти в день

Биодизельное топливо целесообразно использовать для городских автобусов, что снижает выбросы сажи. Для дальних поездок автобусов выгоднее использовать водород.

В Китае крупнейший в мире рынок автобусов на топливных элементах (АТЭ) с использованием водорода. В 2020 году в Китае продано около 3600 автобусов на топливных элементах. В Европе к концу 2020 года в эксплуатации использовалось 115 АТЭ, так же 350 автобусов запланированы на 2021 год. Национальная дорожная карта Кореи включает 2000 АТЭ к 2022 году и 40000 – к 2040 году, при этом производитель автомобилей Hyundai будет лидером. В автобусной промышленности Японии, как и в Корее, АТЭ доминирует одна компания: Toyota. Автомобили Toyota Sora (для АТЭ) работают на двух модулях топливных элементов Mirai мощностью 114 кВт, интегрированных с никель-металлогидридной батареей. К 2030 году ожидается, что на дорогах Японии появится 1200 АТЭ [1].

АВТОМОБИЛЬ НА ВОДОРОДЕ

Модель автомобиля на водородных топливных элементах была разработана в университете «Житомирская политехника» [2]. Автомобиль тестировался, используя программу ADVISOR. Структурная схема автомобиля показана на рисунке 1.

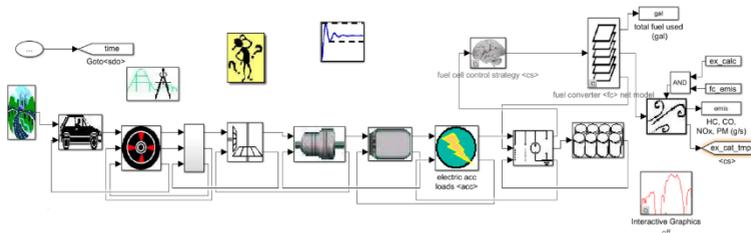


Рисунок 1 – Структурная схема автомобиля в ADVISOR

Для расчета энергоэффективности использования топливных элементов применялась методика [3]. В таблице 2 показана зависимость теплоты сгорания водорода от температуры.

Таблица 2 – Зависимость высшей (HHV), низшей (LHV) теплоты сгорания и энтальпии водорода [кДж / моль] от температуры (адаптировано из [3])

t, °C	0	25	50	100	200	400	1000
LHV	241.6	241.8	242.1	242.6	243.5	246.9	249.3
HHV	286.6	285.8	285.0	283.4	280.0	265.8	195.3
Энтал. (g)	229.7	228.6	227.5	225.2	220.4	210.3	177.5
Энтал. (l)	241.3	237.1	233.1	225.2	210.0	199.0	308.3

Около 60 % химической энергии топлива в транспортном средстве с водородным топливным элементом теряется на преобразование в электрическую энергию топливным элементом [4]. Результаты моделирования показывают возможность снижения расхода топлива. С помощью программы ADVISOR была рассчитана зависимость удельного расхода топлива от мощности батареи топливных элементов (рисунок 2). Диапазон от 10 до 40 кВт подходит для транспортного средства.

С помощью программы ADVISOR было протестировано семь циклов езды. Один ездовой цикл представлен на рисунке 3.

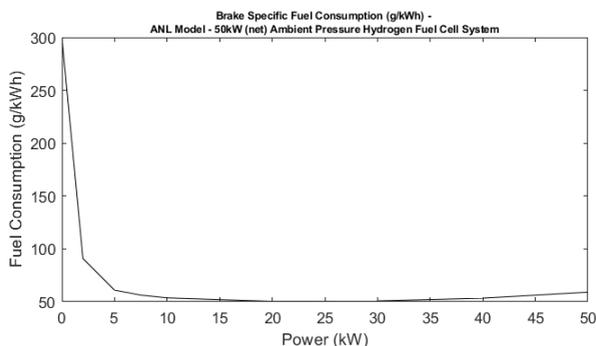


Рисунок 2 – Зависимость удельного расхода топлива, г/(кВт·час) от мощности

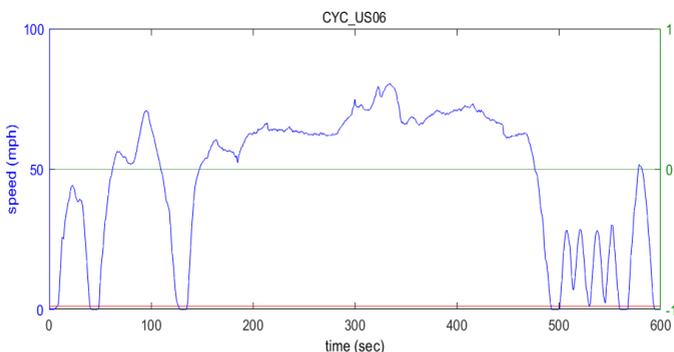


Рисунок 3 – График скорости для ездового цикла (CYC_US06) в зависимости от времени

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вследствии значительного снижения вредного воздействия на окружающую среду автомобили на водородных топливных элементах являются на сегодня наиболее перспективными на автомобильном транспорте.

ЛИТЕРАТУРА

1. The Fuel Cell Industry Review – 2020. (www.FuelCellIndustryReview.com).
2. Kolodnytska R. Fuel cell vehicles in Ukrainian perspective / R. Kolodnytska, A. Kravchenko, A. Ilchenko, O. Vasylyev // International Conference on Sustainable Materials and Energy Technologies ICSMET 2019. 12–13 September 2019, Coventry UK, p. 30. (www.isest.org).
3. Kabza, A. Fuel Cell Formulary. 2016. (www.kabza.de).
4. Fletcher, T., Thring, R., 2016. Intional journal of hydrogen energy – 2016. № 41, pp. 21503–21515.

Представлено 20.05.2021

**ТУРБИНА С ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ ПОТОКА
ГАЗА НА ВХОДЕ**

TURBINE WITH THROTTLE GAS FLOW AT THE INLET

Г. М. Кухаренок¹, д-р техн. наук, проф.,
А. В. Предко², мл. научн. сотр., **Д. В. Гаркуша**¹, магистрант,
¹Белорусский национальный технический университет,
²ОАО «Управляющая компания холдинга «Минский моторный
завод», г. Минск, Беларусь
H. Kukharonak¹, Doctor of Technical Sciences, Professor,
A. Predko², junior researcher, D. Harkusha¹, Master's Degree Student,
¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus
²OJSC «Minsk Motor Plant» Holding Mangement Company,
Minsk, Belarus

В работе рассматривается центробежная турбина с двойным спиральным конфузуром и дросселированием газов на входе, принципы работы предлагаемой конструкции, подходы и численные исследования с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD). Численное моделирование показало, что дросселирование газов на входе в турбину является эффективным методом регулирования производительности турбины и может быть реализовано в турбокомпрессорах малоразмерных дизелей.

The paper considers a centrifugal turbine with a double spiral confuser and gas throttling at the inlet, the operating principles of the proposed design, approaches and numerical studies using computational fluid dynamics (CFD) methods. Numerical modeling has shown that throttling of gases at the turbine inlet is an effective method for regulating turbine performance and can be implemented in turbocharger of small diesel engines.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, биотопливо, топливный элемент, водород.

Key words: automotive transport, biofuels, fuel cell, hydrogen.

ВВЕДЕНИЕ

Современные дизели, соответствующие жестким экологическим требованиям норм Евро-5 и Евро-6, немислимы без применения регулируемого турбонаддува.

Одним из методов регулирования наддува малоразмерных дизелей можно считать дросселирование газов на входе турбины. Принцип регулирования основан на изменении проходного сечения улитки конфузора путем изменения проходного сечения каналов 2 и 3 при перемещении заслонки 4 (рисунок 1). При небольших частотах вращения коленчатого вала или малых нагрузках на двигатель открыт только канал 2. Малое поперечное сечение обеспечивает высокую скорость отработавших газов на выходе из улитки и как следствие высокую частоту вращения колеса газовой турбины 1. При достижении желаемого давления наддува регулирующая задвижка 4 плавно открывает канал 3, скорость течения газов, а вместе с тем частота вращения колеса турбины и давление наддува уменьшаются.

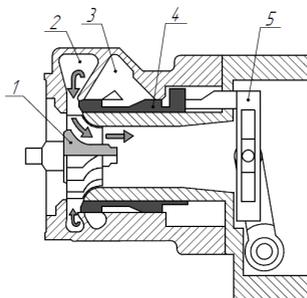


Рисунок 1 – Турбина с дросселированием потока газа

Существование данного способа регулирования давления наддува хоть и упоминается в зарубежной литературе [4] и некоторых переведенных на русский язык источников [2], но описан он недостаточно подробно, а также не известно о реальных примерах использования такой турбины, не говоря уже о серийном применении, что послужило поводом к более детальному изучению турбины с дросселированием потока газа, созданию объемной модели, про-

ведению компьютерного моделирования параметров течения газа и его дальнейшего анализа.

3D МОДЕЛЬ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Разработана 3D твердотельная модель радиальной турбины, состоящая из корпуса с двумя спиральными конфузорами, рабочего колеса и механизма дросселирования потока.

Моделирование газовых потоков проводилось с использованием CFD пакета *Flow Simulation*. Математическая модель и методы постановки граничных условий описаны в [1, 3].

При моделировании потоков в качестве граничных условий задавались давлением и температурой газов на входе в турбину $P_{вх} = 203480$ Па, $T_{вх} = 800$ К; на выходе из турбины $P_{вых} = 101325$ Па, $T_{вых} = 298$ К (выпуск газов в окружающую среду); частотой вращения рабочего колеса $n_m = 1000000$ мин⁻¹. В качестве переменного параметра принята степень открытия дополнительного конфуза L %.

3D модель и граничные условия показаны на рисунке 2.

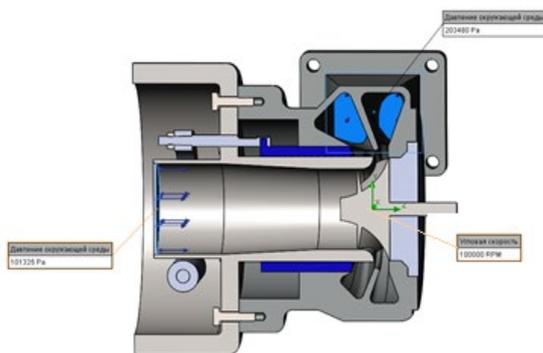


Рисунок 2 – Твердотельная модель турбины с дросселированием газов и граничные условия моделирования

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

При численном моделировании основное внимание уделялось газовому потоку на входе в рабочее колесо, а также прогнозировались общий уровень производительности и диапазон регулирования турбины. При перекрытии дополнительного канала, скорость тече-

ния газа в основном конфузоре возрастает и на контрольной поверхности максимальное значение ее достигает 440 м/с. В случае, когда второй канал направляющего аппарата открыт, скорость потока газа падает и не превышает 300 м/с.

В качестве параметров оценки эффективности дросселирования применялись площадь проходного сечения $F_{сеч}$, средняя скорость потока на входе в колесо $V_{ср}$, плотность газа ρ , теоретический M_m и действительный M_0 расходы газа, коэффициент расхода μ , эффективное проходное сечение $\mu F_{сеч}$. Результаты проведенного моделирования представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результатов моделирования

$L, \%$	$F_{сеч}, \text{м}^2$	$V_{ср}, \text{м/с}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$M_m, \text{кг/с}$	$M_0, \text{кг/с}$	μ	$\mu F_{сеч}, \text{м}^2$
0	0,101	331,8	0,87	0,2901	0,2256	0,77	0,078
20	0,142	238,4	0,87	0,2906	0,2437	0,84	0,117
40	0,176	191,9	0,86	0,2908	0,2529	0,87	0,153
60	0,187	182,1	0,85	0,2911	0,2557	0,88	0,164
80	0,195	175,6	0,85	0,2912	0,2588	0,89	0,173
100	0,201	175,3	0,83	0,2912	0,2612	0,90	0,179

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана 3D твердотельная модель радиальной турбины с дросселированием потока газа на входе, позволяющая определять конструктивные параметры турбины методом компьютерного моделирования.

2. Определены зависимости параметров потока газа на входе в рабочее колесо от степени открытия дополнительного конфузора, позволяющие проводить оценку эффективности дросселирования

3. Рассмотренный принцип регулирования турбины позволяет в достаточном диапазоне изменять скорость газа на входе в колесо, что обеспечивает требуемое давление наддува на всех режимах работы двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алямовский, А. А. «SOLIDWORKS Simulation и FlouEFD. Практика, методология, идеология.» – СПб.:ДМК-Пресс, 2020. – 658 с.

2. Bosch «Системы управления дизельными двигателями» перевод с немецкого. – За рулем, 2006. – 474 с.

3. Jiao K, Sun H, Li X, Wu H, Krivitzky E, Schram T, et al. Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design. Appl Energy vol. 86 No. 11, 2009. 2494–2506 с.

4. P. Hoecker, F. Pflüger, Dr. J.W. Jaisle, Dr. S. Münz «Modern turbocharging designs for passenger car diesel engines». – BorgWarner Turbo System, 2017 г. – 16 с.

Представлено 25.03.21

УДК 621.43

**КАНАЛИЗАЦИОННЫЕ ГАЗЫ И ИССЛЕДОВАНИЕ
ВОЗМОЖНОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ
ИХ ПРИМЕНЕНИЯ**

**SEWAGE GASES AND THE STUDY OF THE POSSIBILITY
AND FEASIBILITY OF THEIR USE**

Г. А. Вершина, канд. техн. наук, доц., **О. С. Быстренков**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
G. Vershina, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
O. Bystrenkov, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

В статье рассмотрены основные процессы, применяемые при переработке биомассы и возможность их применения при переработке канализационных отходов. Рассмотрен опыт зарубежных предприятий в данном процессе. Проанализировано и рассчитано количество отходов в год по РБ.

The article discusses the main processes used in the processing of biomass and the possibility of their use in the processing of sewage waste. The experience of foreign enterprises in this process is considered. The amount of waste per year in the Republic of Belarus was analyzed and calculated.

Ключевые слова: нефть, газ, метан, биомасса, канализационные газы, биогаз, биометан, анаэробный реактор.

Keywords: petroleum, gas, methane, biomass, sewage gases, biogas, biomethane, anaerobic reactor.

ВВЕДЕНИЕ

Как показывают последние расчеты, даже при нынешних объемах уровня потребления нефти миру хватит всего на 53 года, а газа – примерно на 60 лет.

Однако отмечается, что эти данные не берут в расчет трудноизвлекаемые запасы мало/нерентабельных месторождений и нефтегазоносных участков, расположенных в сложных геологических условиях. Авторы отмечают, что разработка новых и усовершенствование уже известных на сегодня технологий извлечения трудноизвлекаемых запасов, развитие геологоразведки для поиска новых месторождений, а также поиск новых способов обработки мало/нерентабельных месторождений и нефтегазоносных участков, расположенных в сложных геологических условиях, могут спасти нефтяную отрасль.

Но существует и другая, противоположная точка зрения. Часть экспертного сообщества уверена в том, что добыча углеводородов станет слишком дорогим удовольствием, и отрасль умрет еще до того, как закончатся имеющиеся запасы.

И в том и в другом случае надо понимать, что запасы нефти не безграничны, а поиски путей добычи топлив из возобновляемых источников ведется повсеместно с давних лет.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ГАЗОВ

Одним из таких источников могут стать канализационные газы (продукты брожения сточных вод городской канализационной сети).

К примеру, к 2020 году в Британии 15 % энергоносителей должны быть получаемы из возобновляемых источников, а содержимое канализации является одним из них [1]. Как утверждают специалисты отрасли, фекалии способны стать источником стабильных поставок газа.

Соединенное Королевство ежегодно производит 1,73 млн. тонн канализационных отходов, которые потенциально могут быть использованы для производства биогаза. Компания British Gas совместно с Thames Water и Scotia Gas Network планирует начать производство биометана, получаемого из фекалий. Этим газом в качестве эксперимента будут снабжаться 130 домов в местечке Дидкот, в графстве Оксфордшир.

Процесс газификации отходов канализации (как и любой другой биомассы) осуществляется тремя способами [2]: каталитической газификацией, биометанацией и метаногенезисом. Процесс образования газа в первом случае – способом каталитической газификации является термохимической (экзотермической) трансформацией биомассы. Реакция проводится в контролируемых условиях при малом доступе кислорода и высокой температуре. Способ биометанации – процесс микробиологического воздействия на биомассу. Метаногенезис – это производство метана и диоксида углерода, осуществляющееся в метаногенах, посредством биологического процесса по способу ЕРА. В зависимости от условий, в которых проводится процесс газификации, биомасса может быть трансформирована в смесь газов, известную как производственный газ. Производимый газ может быть очищен гидротермическим способом, охлажден, профильтрован и освобожден от твердых частиц и частиц конденсата. Биометан может быть также получен посредством переработки биомассы в анаэробных реакторах. Анаэробный реактор оптимизирует анаэробное брожение биомассы в биохимическом процессе, который производит биометан или биогаз, состоящий из 55–75 % чистого CH_4 и CO_2 .

Анаэробный процесс может происходить в природных условиях или в контролируемой среде на заводах по производству биогаза. В зависимости от типа отходов и конструкции реактора, может быть получен биометан, состоящий более чем на 95 % из чистого метана.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В РБ ежегодно производится 350 тысяч тонн канализационных отходов, которые потенциально могут быть источником 20 миллионов кубометров биогаза (при расчетах принято значение выхода биогаза с тонны биомассы 65 м^3). Это, при годовом потреблении

газа по РБ 20 миллиардов кубометров, может покрыть 0,1 % потребления по стране.

Применение может быть целесообразным в отдельных районах страны со смыслом автономности района.

ЛИТЕРАТУРА

1. Rhcylinder.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rhcylinder.ru/product-3-lng-cylinder-for-vehicle/159923/>. – Дата доступа: 14.05.2021.

2. Cyberleninka.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/biometan-iz-biomassy-kak-vozobnovly-aemuu-ekologicheskij-istochnik-topliva/>. – Дата доступа: 14.05.2021.

Представлено 25.03.2021

УДК 621.431

**ОБЗОР ДЕЙСТВУЮЩИХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТРЕБОВАНИЙ ПО ОГРАНИЧЕНИЮ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ
ВЕЩЕСТВ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДВИГАТЕЛЕЙ
ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

**OVERVIEW OF CURRENT AND UPCOMING REQUIREMENTS
OF EXHAUST EMISSION LIMITATIONS FOR PASSENGER
CARS ENGINES**

А. А. Корпач¹, канд. техн. наук, проф.,

А. А. Левковский², канд. техн. наук,

¹Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

²ООО «Виннер Импортс Украина ЛТД» г. Киев, Украина

А. Корпач¹, Ph.D. in Engineering, Professor,

О. Levkivskyi², Ph.D. in Engineering,

¹National Transport University, Ukraine, Kyiv,

²Limited Liability Company «Winner Imports Ukraine LTD»,
Ukraine, Kyiv

Рассмотрены экологические требования к выбросам вредных компонентов с отработавшими газами автомобильных двигателей действующие в странах Европы, выполнен анализ их изменений и перспектив дальнейшего совершенствования.

Considered environmental requirements for the emission of harmful components with exhaust gases of automotive engines which adopted in Europe, provided an analysis of their changes and prospects for further improvement.

Ключевые слова: двигатель, экологический стандарт, вредные выбросы.

Keywords: engine, environmental regulation, pollution.

ВВЕДЕНИЕ

Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами автомобильных двигателей является актуальной научно-практической задачей. На сегодняшний день стандартизацией и контролем токсичности отработавших газов автомобильных двигателей занимается ряд

международных и региональных организаций: Европейская экономическая комиссия (ECE) в ЕС; Агентство по охране окружающей среды (EPA) в Северной Америке; Совет по воздушным ресурсам Калифорнии (CARB) в штате Калифорния США; Министерство охраны окружающей среды (MEP) в Китае; Центральный совет по контролю загрязнений (CPCB) в Индии. Требования экологических стандартов направлены на дальнейшее совершенствование систем управления двигателем и очистки отработавших газов с целью снижение выбросов вредных веществ.

ОБЗОР ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ

В большинстве стран Европы действуют экологические нормы ЕВРО, которые были внедрены в пять этапов начиная с 1992 года. С 2015 года действует актуальный стандарт ЕВРО-6 [1] а в 2025 планируется внедрение нового экологического стандарта ЕВРО-7. Стандарты ЕВРО регламентируют выбросы как для двигателей с принудительным воспламенением, так и с воспламенением от сжатия.

Основные изменения в стандарте ЕВРО-6 для ДВС с воспламенением от сжатия коснулись снижения на 56 % выбросов оксидов азота (NO_x). Ограничения выбросов NO_x для данного типа двигателей было впервые внедрено в стандарте ЕВРО-3, в сравнении с которым снижено на 84 %. Суммарные выбросы оксидов углерода и оксидов азота ($\text{HC}+\text{NO}_x$) в актуальном стандарте снизились на 26 % в сравнении с предыдущим, и на 83 % в сравнении с ЕВРО-1. Выбросы монооксидов углерода (CO) не изменялись, начиная с стандарта ЕВРО-4. Количественные выбросы твердых частиц с отработавшими газами (PN) впервые принятые в стандарте ЕВРО-5, остались без изменений (таблица 1).

Современная стратегия снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателей с воспламенением от сжатия заключается в окислении CO и HC в CO_2 и H_2O при помощи двухкомпонентных каталитических нейтрализаторов с платино-палладиевым покрытием. Применение рециркуляции отработавших газов позволяет снизить объем кислорода и температуру в камере сгорания для ограничения выбросов NO_x . Последующая нейтрализация образовавшихся оксидов азота выполняется в результате ре-

акции с аммиаком (NH_3) в селективном каталитическом нейтрализаторе с комбинированным медно-цеолитовым и платиново-палладиевого покрытием активной поверхности. Так же для нейтрализации NO_x применяются накопительные нейтрализаторы с покрытием активной поверхности оксидом бария (BaO) [2].

Таблица 1 – Сравнение стандартов ЕВРО-5 и ЕВРО-6

Вредные вещества	ДВС с принудительным воспламенением		ДВС с воспламенением от сжатия	
	ЕВРО-5	ЕВРО-6	ЕВРО-5	ЕВРО-6
СО, мг/км	1000	1000	500	500
НС, мг/км	100	100	–	–
NMHC, мг/км	68	68	–	–
NO_x , мг/км	60	60	180	80
HC + NO_x , мг/км	–	–	230	170
PN, частиц/км	–	6×10^{11}	6×10^{11}	6×10^{11}

Для снижения выбросов твердых частиц с отработавшими газами применяются сажевые фильтры, в которых частицы сажа накапливаются в режимах, когда температура отработавших газов недостаточна для полного окисления углерода с последующим окислением в диоксид углерода при подходящих температурных условиях. При необходимости блок управления ДВС может принудительно увеличивать температуру отработавших газов путем подачи дополнительной дозы топлива на такте расширения. Также для снижения температуры окисления углерода некоторые производители применяют дополнительные углеводородные присадки к топливу.

Основные изменения экологических требований для двигателей с принудительным воспламенением коснулись количества выбросов твердых частиц, которые до внедрения ЕВРО-6 для данных типов двигателей не регламентировались. Данное решение вызвано широким применением топливных системы с непосредственным впрыском в цилиндры ДВС с целью снижения расхода топлива. При непосредственном впрыске топлива выбросы твердых частиц возрастают в сравнении с традиционным впрыском во впускной коллектор. Первые 3 года после принятия ЕВРО-6, для адаптации автопроизводитель, было увеличено допустимое количество твердых частиц в отработавших газах до 6×10^{12} частиц/км.

Выбросы оксидов азота для данного типа двигателей в стандарте ЕВРО-6 не изменились в сравнении с ЕВРО-5, но на 60 % ниже чем в ЕВРО-3. Выбросы СО и НС не изменились, начиная с ЕВРО-4. Дополнительно начиная ЕВРО-5 измеряются массовые выбросы не метановых углеводородов (NMHC) (таблица 1).

Нейтрализация выброс NO_x СО и СН с отработавшими газами двигателей с принудительным воспламенением выполняется при помощи восстановления оксидов азота и окисления монооксидов углерода и углеводородов в каталитическом нейтрализаторе с покрытием активной поверхности родиевым и платино-палладиевым сплавом. Накопление и последующее окисление твердых частиц происходит в сажевых фильтрах, принцип действия которых аналогичный установленным в двигателях с воспламенением от сжатия [2].

Прогнозируется что в перспективном экологическом стандарте ЕВРО-7 будет дополнительно снижено массовые выбросы NO_x и СО для обоих типов двигателей, внедрено ограничения на компоненты отработавших газов, которые раньше не учитывались (например, нетоксичные парниковые газы), уменьшено минимальный размер твердых частиц (с 23 нм в текущем стандарте до 10 нм в перспективном) [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедрение современных экологических стандартов с более жесткими требованиями к выбросам вредных компонентов с отработавшими газами автомобильных двигателей стимулирует дальнейшее совершенствование конструкции ДВС что в свою очередь позволяет снизить негативное влияние автомобилей на окружающую среду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Commission regulation (EU) № 459/2012: Official Journal of the European Union. 2012. P. 142/16 – 142/24
2. A technical summary of Euro 6/VI vehicle emission standards: International Council on Clean Transportation. – 2016. – 16 p.
3. Views on proposals for Euro 7 emission standard. European Automobile Manufacturers' Association: 2020. – 18 p.

Представлено 30.03.2021

ТРАКТОРЫ, МОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.333

**ПОСТРОЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ
АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ЭЛЕКТРОБУСА**

**CONSTRUCTION OF THE MECHANICAL CHARACTERISTICS
OF THE ELECTRIC BUS ASYNCHRONOUS MOTOR**

Ю. Е. Атаманов, канд. техн. наук, доц., **В. Н. Плищ**, ст. преп.,
А. Д. Хилько

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

Yu. Atamanov, PhD in Engineering, Associate Professor,

V. Plishch, Senior Lecturer, A. Khilko

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Предложена методика построения механической характеристики асинхронного электродвигателя с векторной системой управления для электрического транспорта. Приведен пример расчета механической характеристики двухзвенного электробуса.

A technique for constructing the mechanical characteristics of an asynchronous electric motor with a vector control system for electric transport is proposed. An example of calculating the mechanical characteristics of a two-link electric bus is given.

Ключевые слова: механическая характеристика, двигатель асинхронный, управление, троллейбус.

Keywords: mechanical characteristics, asynchronous motor, control, trolleybus.

ВВЕДЕНИЕ

При определении динамического фактора и исследовании разгонных свойств электрического транспорта (ЭТ) необходимо знать механическую характеристику тягового электродвигателя (ТЭД). Достаточно подробно методика построения естественной и искусственных характеристик ТЭД рассмотрены профессором Б. И. Фираго [1, 2]. Однако методика позволяет строить механическую характеристику при фиксированных значениях частоты. При моделировании движения электробуса и построении динамической

характеристики необходимо знать непрерывную зависимость момента от частоты вращения во всем диапазоне регулирования скорости вращения ротора электродвигателя. В связи с этим предложена методика, позволяющая моделировать на этапе проектирования механическую характеристику (МХ) электродвигателя для решения задач по определению разгонных свойств ЭТ.

В настоящее время на ЭТ широкое распространение получили векторные системы управления ТЭД. Они предусматривают две зоны регулирования скорости:

- 1) диапазон постоянного момента $0 \leq \omega \leq \omega_{0ном}$;
- 2) диапазон постоянной мощности $\omega_{0ном} \leq \omega \leq \omega_{max}$.

При векторном управлении МХ близки к линейным зависимостям и для их построения достаточно знать несколько точек.

В первом диапазоне регулирования данные точки можно определить следующим образом [2]:

$$M = 0; \quad \omega_0 = \frac{\omega_1}{p_n}; \quad (1)$$

$$M = \frac{3}{2} \cdot p_n \cdot K_r \cdot i_{1y} \cdot \Psi_{2m}; \quad \omega = \frac{\omega_{эл}}{p_n}, \quad (2)$$

где ω_0 – синхронная угловая скорость ротора, рад/с; ω_1 – угловая частота асинхронного электродвигателя (АД), рад/с; p_n – число пар полюсов; K_r – коэффициент магнитной связи ротора; i_{1y} – моментная составляющая вектора тока статора по оси y , А; Ψ_{2m} – амплитудное значение потокосцепления ротора, Вб; ω , $\omega_{эл}$ – механическая и электрическая угловые скорости ротора, рад/с.

Потокосцепление Ψ_{2m} принимается постоянной величиной и равной его номинальному значению $\Psi_{2m} = \Psi_{2ном,m}$.

Во втором диапазоне регулирования Ψ_{2m} является переменной величиной и уменьшается пропорционально частоте тока статора. Амплитудное значение потокосцепления ротора представим в виде:

$$\Psi_{2m} = \frac{\Psi_{2ном,m}}{\alpha}, \quad (3)$$

где α – относительная частота.

Используя (1–3), получены искусственные механические характеристики АД, которые представлены на рисунках 1–3.

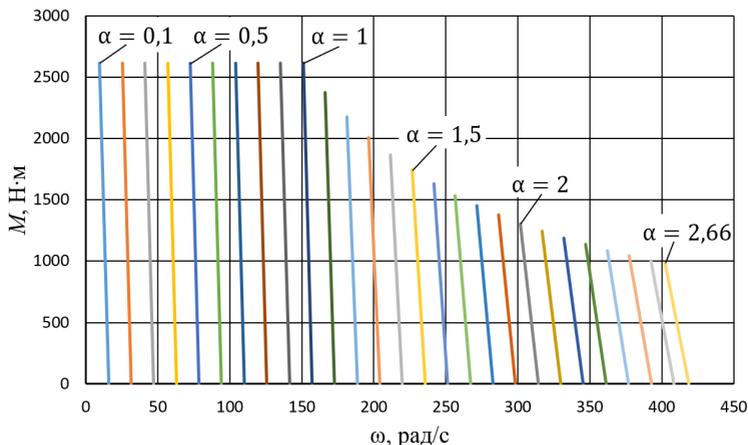


Рисунок 1 – Искусственные механические характеристики АД при максимальном моменте M_{\max}

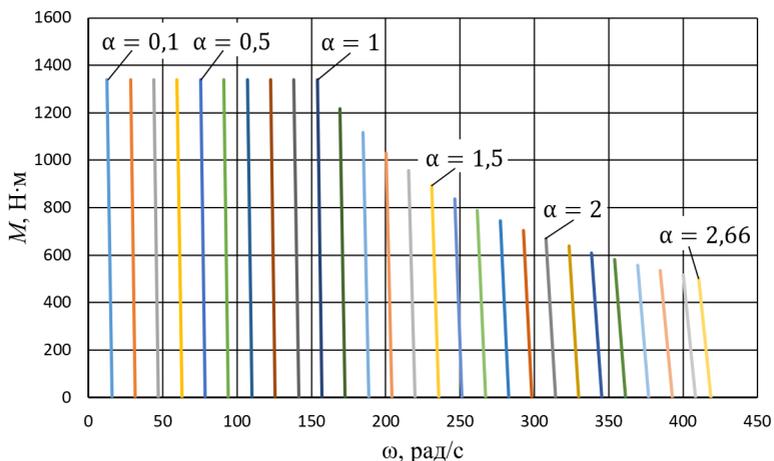


Рисунок 2 – Искусственные механические характеристики АД при потребном моменте $M_{\text{потр}}$

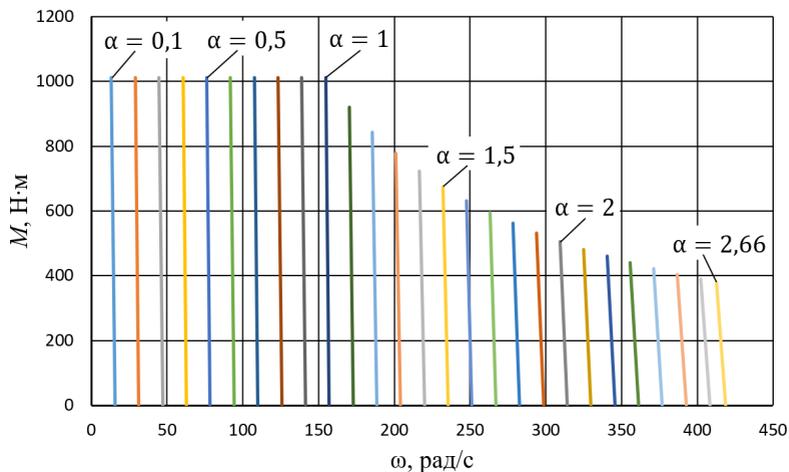


Рисунок 3 – Искусственные механические характеристики АД при номинальном моменте $M_{ном}$

В таблице 1 приведены максимальные значения искусственных механических характеристик, построенные по (1–3).

На участке $\alpha = 0,1-1$ функциональную зависимость представим в виде прямой линии:

$$M(\omega) = M_{ном}, \quad (4)$$

где $M_{ном}$ – потребный момент ТЭД.

На участке $\alpha = 1$ и выше при регулировании обеспечивается режим постоянной мощности. В работе [6] установлено, что для этого участка целесообразно механическую характеристику электродвигателя описывать степенной функцией. Используя свойства степенной функции, механическую характеристику для этого участка целесообразно представить в виде:

$$M = M_{ном} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^k, \quad (5)$$

где k – коэффициент учитывающий тип системы управления ТЭД.

Таблица 1 – Максимальные значения искусственных МХ

α	M_{\max}		$M_{\text{потр}}$		$M_{\text{ном}}$	
	ω , рад/с	M , Н·м	ω , рад/с	M , Н·м	ω , рад/с	M , Н·м
0,1	9,59	2600,25	12,57	1327,54	13,34	1000,10
0,2	25,30	2600,25	28,28	1327,54	29,05	1000,10
0,3	41,01	2600,25	43,99	1327,54	44,75	1000,10
0,4	56,72	2600,25	59,70	1327,54	60,46	1000,10
0,5	72,42	2600,25	75,40	1327,54	76,17	1000,10
0,6	88,13	2600,25	91,11	1327,54	91,88	1000,10
0,7	103,84	2600,25	106,82	1327,54	107,59	1000,10
0,8	119,55	2600,25	122,53	1327,54	123,29	1000,10
0,9	135,26	2600,25	138,24	1327,54	139,00	1000,10
1	150,96	2600,25	153,94	1327,54	154,71	1000,10
1,1	166,06	2362,77	169,34	1205,76	170,18	908,08
1,2	181,16	2164,86	184,73	1104,27	185,65	831,40
1,3	196,25	1997,41	200,13	1018,40	201,12	766,52
1,4	211,35	1853,87	215,52	944,80	216,59	710,91
1,5	226,44	1729,48	230,91	881,01	232,06	662,71
1,6	241,54	1620,63	246,31	825,19	247,54	620,54
1,7	256,64	1524,59	261,70	775,94	263,01	583,33
1,8	271,73	1439,22	277,10	732,16	278,48	550,25
1,9	286,83	1362,84	292,49	692,99	293,95	520,65
2	301,93	1294,09	307,89	657,74	309,42	494,02
2,1	317,02	1231,90	323,28	625,84	324,89	469,92
2,2	332,12	1175,35	338,67	596,85	340,36	448,01
2,3	347,22	1123,73	354,07	570,37	355,83	428,01
2,4	362,31	1076,40	369,46	546,11	371,30	409,67
2,5	377,41	1032,86	384,86	523,78	386,77	392,80
2,6	392,50	992,67	400,25	503,17	402,25	377,23
2,66	402,57	967,56	410,52	490,29	412,56	367,50

При $k = -1$ получаем идеализированную систему управления ТЭД. Для определения потребного момента электродвигателя при разгоне воспользуемся известной зависимостью из теории автомобиля [3] и применяемую при исследованиях в области электрического транспорта [4]:

$$M_{\text{номр}} = \frac{r_k}{u_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{мп}}} \cdot \left[m_a \cdot g \cdot \left(\psi + \frac{\delta_{n.m}}{g} \cdot \frac{d}{dt} \right) + k_{\omega} \cdot A_n \cdot v^2 \right], \quad (6)$$

где r_k – радиус колеса электробуса, м; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии электробуса; $\eta_{тр}$ – К.П.Д. трансмиссии электробуса; m_a – технически допустимая максимальная масса электробуса, кг; g – коэффициент ускорения свободного падения; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы; dv/dt – ускорение электробуса, м/с²; k_{ω} – коэффициент сопротивления воздуха; $A_{л}$ – лобовая площадь электробуса, м²; v – скорость электробуса, м/с.

Для определения коэффициента k воспользуемся методом наименьших квадратов. Результаты расчета коэффициента k с использованием данных таблицы 1 и среды MS Excel приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты определения коэффициента k для различных систем управления и величин моментов ТЭД

	Векторное управление	Скалярное управление
M_{\max}	-1,008	-1,863
$M_{\text{потр}}$	-1,016	-1,958
$M_{\text{ном}}$	-1,021	-1,983

Для примера построим механические характеристики двигателя электробуса с использованием зависимостей (4–6). Расчет проведем для электробуса пассажироместностью 153 человека. Ускорение при разгоне определялось из условия разгона электробуса до 40 км/ч за 15 с. Потребный момент ТЭД по (6) ($r_k = 0,469$ м; $u_{тр} = 9,81$; $\eta_{тр} = 0,941$; $m_a = 28000$ кг; $g = 9,81$ м/с; $\psi = 0,01163$; $\delta_{п.м} = ,09$; $dv/dt = 0,741$ м/с²; $k_{\omega} = 0,4$; $A_{л} = 6,6163$ м²; $v = 11,111$ м/с) составил 1328 Н·м.

Результирующая потенциальная механическая характеристика АД для двухзвенного электробуса пассажироместностью 153 человека и электродвигателем ТАД 155-04-БУ1 ТУ ВУ 700002725.142-2018 [5] представлена на рисунке 4. На данном рисунке точками представлены данные для аппроксимации, приведенные в таблице 1, непрерывными линиями по функциональным зависимостям (4–5). Наибольшее отклонение между функциональными зависимостями и расчетными точками для аппроксимации (таблица 1) не превысила 0,265 %.

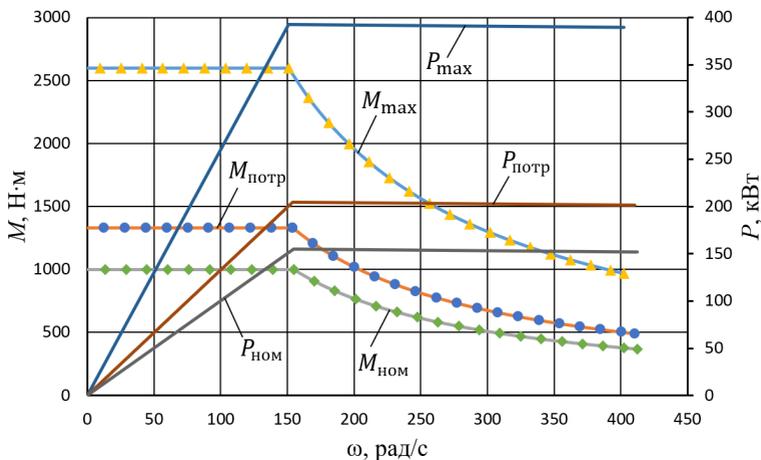


Рисунок 4 – Механическая характеристика АД

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследований установлено что механическую характеристику АД можно представлять в виде двух функциональных составляющих: в диапазоне $\alpha = 0,1-1$ зависимостью $M(\omega) = M_{ном}$,

а в диапазоне $\alpha = 1-2,7$ – $M = M_{ном} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}}\right)^k$. Коэффициенты k

для полученных зависимостей приведены в таблице 2. Установлено что на участке $\alpha = 0,1-1$ для двухзвенного электробуса пассажироместимостью 153 человека, потребный момент равен $M_{потр} = 1328$ Н·м, что составляет $1,328M_{ном}$. На втором участке потребная мощность ТЭД составила $P_{потр} = 204,4$ кВт, что составляет $1,321P_{ном}$. Наибольшая погрешность между функциональными зависимостями и расчетными точками для аппроксимации (таблица 1) составила 0,265 %. Предложенная модель позволит более эффективно исследовать тягово-скоростные свойства электробуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Мн. : Техноперспектива, 2006. – 363 с.

2. Фираго, Б. И. Векторные системы управления электроприводами: учеб. пособие / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев. – Минск : Вышэйшая школа, 2016. – 159 с.

3. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

4. Атаманов, Ю. Е. Теория подвижного состава городского электрического транспорта: учебно-метод. пособие для студентов специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт» / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2013. – 267 с.

5. mez.by [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mez.by/catalog/tyagovye-dvigateli/tyagovyy-asinkhronnyy-dvigatel-s-nezavisimym-okhlazhdeniem-tad-155-04-bu1/> – Дата доступа: 16.05.2021.

6. Атаманов, Ю. Е. Определение механических характеристик частотно-регулируемого асинхронного двигателя электробуса по закону стабилизации потокосцепления ротора / Ю. Е. Атаманов, В. Н. Плищ, А. Д. Хилько // Автотракторостроение и автомобильный транспорт, Минск, 26–29 мая 2020 г. : в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т ; редкол.: Д. В. Капский (отв. редактор) [и др.]. – Минск, 2020. – Т. 1. – С. 155–163.

Представлено 26.05.2021

УДК 65:629.45

К РАЗРАБОТКЕ ЭКСТЕРЬЕРА И КОЛОРИСТИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПРИГОРОДНЫХ ПОЕЗДОВ

TO THE DEVELOPMENT OF THE EXTERIOR AND COLOR
SOLUTIONS OF SUBURBAN TRAINS

А. В. Расторгуева, магистрант,
Г. А. Таяновский, канд. техн. наук., доц.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
A. Rastorgueva, masters student,
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Сформулирована концепция и методологические положения изысканий в области разработки формы и колористического решения экстерьера перспективных пригородных поездов для нужд республики.

The concept and methodological provisions of research in the field of developing the shape and coloristic solution of the exterior of promising suburban trains for the needs of the republic are formulated.

Ключевые слова: экстерьер, поезд, концепция, колористика.

Keywords: exterior, train, concept, coloristics.

ВВЕДЕНИЕ

В нашей стране большой объем пригородных пассажироперевозок осуществляется железнодорожным транспортом. С появлением производственных мощностей налажен выпуск более современных, чем эксплуатируемые, составов с числом секций от четырех до семи, которые предназначены для специфики конкретных маршрутов перевозок. Такие составы на электро- или дизельной тяге оказались существенно более эффективными, в сравнении с традиционными, по многим аспектам их потребительского качества. С целью обеспечения высокой конкурентоспособности перспективных составов, на базе уже отработанных новых несущих и ходовых систем звеньев, актуальны разработки фирменных конструктивных отличий,

повышающих упомянутое качество по показателям безопасности, эргономики, аэродинамики и художественно-эстетической образности.

КОНЦЕПЦИЯ И МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

В работе, в соответствии с принятой целевой задачей, сформулированы концепция и методологические положения изысканий в области разработки формы и колористического решения экстерьера перспективных пригородных поездов.

Принцип отбора из поисковых вариантов состава поезда для заданного маршрута состоит в достижении по упомянутым критериям наилучших оценок потребительского качества с графической количественной иллюстративной характеристикой в виде радара конкурентоспособности [1], представления твердотельных компьютерных моделей и вербального описания обладающих мировой новизной патентоспособных будущих промышленных образцов, которые могут быть реализованы на отечественном производстве, с подачей заявки на получение охранного документа в патентное ведомство нашей страны.

РЕШАЕМЫЕ ЗАДАЧИ

Выполнен анализ современных зарубежных разработок пригородных внутрирегиональных пассажирских поездов для природно-климатических условий, близких к особенностям нашей республики. Выделены характерные конструктивно-компоновочные и пространственно-планировочные особенности составов и их звеньев, проанализированы запатентованные промышленные образцы.

Разработаны система форм многомерных матриц декомпозиции объекта исследования и его свойств в контексте структуры разделов стандарта на оценку потребительского качества, с применением оригинального алгоритма экспертной оценки художественно-эстетического восприятия объекта, количественная численная физически рациональная оценка которых затруднена.

Продолжение данной работы будет заключаться в изыскании описаний новых вариантов экстерьера и авторского алгоритма его колористики применительно к специфике конкретных маршрутов и функционального предназначения пассажирского состава.

ва, например, при обеспечении связи мегаполиса и национального аэропорта и др.

Далее, в соответствии с описанными общими принципами методики исследования, выявляются наилучшие варианты для производства перспективных конкурентоспособных составов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, принята концепция и методологические положения изысканий в области разработки формы и колористического решения экстерьера перспективных пригородных поездов для нужд республики по критериям безопасности, эргономики, аэродинамики и художественно-эстетической образности с обеспечением четкой выраженности государственной и фирменной принадлежности, обеспечивающих синергетическое воздействие на потребителя благодаря комплексу брендовых признаков.

УДК 631.354.2.076: 629.3.063.6

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ КЗС-4118К, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗОМОТОРНОМ ТОПЛИВЕ

**EXPERIENCE OF OPERATION OF GRAIN HARVESTERS
KZS-4118K FUNCTIONING ON GAS ENGINE FUEL**

О. В. Рехлицкий, гл. конструктор, **А. А. Дакука**, нач. отдела,
А. Н. Тумаров, зав. сектором,

Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Беларусь

O. Rekhlytski, Chief Designer, A. Dakuka, Head of the Design Department, A. Tumarov, Head of Sector,
Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering
of JSC “Gomselmash”, Gomel, Belarus

В Гомельской области в течение двух сезонов эксплуатируется уникальная группировка зерноуборочных комбайнов, работающих

на газомоторном топливе, опыт эксплуатации которой ставит перед агропредприятиями и поставщиками топлива задачи по развитию соответствующей инфраструктуры.

In the Gomel region, a unique group of grain harvesters working on gas engine fuel has been in operation for two seasons, the operating experience of which sets tasks to agricultural enterprises and fuel suppliers for developing the appropriate infrastructure.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, газомоторное топливо, заправка, емкость, эксплуатация.

Key words: grain harvester, gas engine fuel, refueling, capacity, operation.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день из всех видов топлива для двигателей внутреннего сгорания наиболее экологически чистым является компримированный природный газ (КПГ). Не только как топливо с минимальным выделением вредных веществ с отработанными газами, но и как топливо с одним из наименьших «углеродных следов». Учитывая введение ЕС и многими другими странами так называемого углеродного налога, учитывающего объем выделенных парниковых газов в процессе производства конкретного продукта, с целью снижения затрат на его уплату, для производителей продукции, экспортируемой в указанные регионы мира, в ближайшее время станет актуальным вопрос применения при производстве материалов и оборудования с минимальным «углеродным следом». В этой связи, учитывая объемы экспорта в ЕС зерна как Украиной, так и Российской Федерацией, и, соответственно, размеры подлежащего уплате таможенного углеродного налога, можно спрогнозировать возрастание спроса на все виды сельскохозяйственной техники, работающей на КПГ, и на зерноуборочную технику, как наиболее энергоемкое звено в технологической цепочке производства зерна, в первую очередь.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОМОТОРНЫХ КОМБАЙНОВ В РБ

В 2015–2019 годах ОАО «Гомсельмаш» проведены исследования перспектив использования газомоторного топлива на рынках сель-

скохозяйственной техники, преимущественно Российской Федерации. В развитие аванпроекта в рамках договора с Гомельским областным исполнительным комитетом выполнена НИР «Разработать, изготовить и испытать экспериментальный образец перспективного зерноуборочного комбайна на газовом топливе», проведен комплекс работ по постановке на производство первого и до настоящего времени единственного в своем роде газомоторного зерноуборочного комбайна КЗС-4118К [1, 2, 3].

В 2019 году агропредприятиям Гомельской области поставлено 8, а 2020 году – 20 единиц данной техники. Еще десять машин будут поставлены к уборке урожая в 2021 году. С учетом проходящего ресурсные испытания образца КЗС-4118К № 0001 общий парк газомоторных зерноуборочных комбайнов составит 39 шт.

28 комбайнов в 2020 году были распределены в 13 хозяйств Гомельской области: 3 хозяйства по 4 комбайна, 1 хозяйство – 3 комбайна, 4 по 2 комбайна, 5 хозяйств по 1 машине. Бесперебойную заправку КПП обеспечивал филиал «Гомельское УМГ» ОАО «Газпром трансгаз Беларусь».

Следует отметить, что за время эксплуатации с 2017 по 2020 годы не произошло ни одного отказа ни по газовому двигателю GSM-IS12G-350 производства фирмы Cummins, ни по газобаллонному оборудованию. Опыт эксплуатации подтвердил все преимущества, присущие компримированному природному газу – экономическую эффективность, безопасность и экологичность.

В тоже время стали все отчетливее проявляться вопросы, связанные с необходимостью дальнейшего развития инфраструктуры поставщика КПП для обеспечения своевременной, быстрой и полной заправки топливных емкостей машин по месту их дислокации в период сельскохозяйственных работ.

Все зерноуборочные комбайны, кроме одного работали на удалении от ближайшей АГНКС от 25 до 140 км. Согласно проведенным исследованиям при нахождении потребителя от ближайшей АГНКС на расстоянии 20 км и более, «рентабельнее и гораздо удобнее доставлять газ передвижными автогазозаправщиками (ПАГЗ) [6]. В 2020 году ОАО «Газпром трансгаз Беларусь» для заправки парка действующих комбайнов было использовано 8 ПАГЗ с объемом емкостей от 3500 до 6300 м³.

ГБО комбайна КЗС-4118К включает в себя 8 баллонов номинальной емкостью 227 м³ каждый, скомпонованных в кассеты и расположенных на верхней и боковой поверхностях рамы самоходной молотилки (рисунок 1) [4, 5].

Общий геометрический объем баллонов составляет 1816 л и вмещает до 430 м³ сжатого природного газа по ГОСТ 27577-2000 при давлении 20 МПа. В тоже время, по данным ОАО «Газпром трансгаз Беларусь» объем заправки одного комбайна составлял от 370 до 400 м³. Кроме того, при использовании ПАГЗ емкостью 6300 м³ КПП производилась заправка 5–6 комбайнов КЗС-4118К, что соответствовало опорожнению заправщика на 40 %.

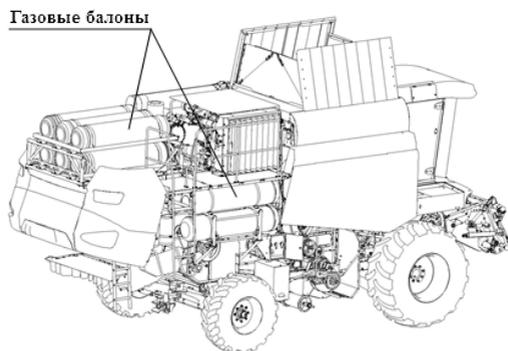


Рисунок 1– Размещение газовых баллонов на самоходной молотилке комбайна КЗС-4118К.

Из работы [6] также известно, что ПАГЗ пассивного типа, основанные на принципе перетекания газа в емкости транспортного средства за счет разницы в давлении, даже при разделении ПАГЗа на уменьшающиеся в объеме секции, не обеспечивают опорожнение емкостей заправщика более, чем на 60 %. Для достижения степени опорожнения 85–95 % должны применяться ПАГЗ активного типа, оборудованные компрессорными установками. Но наибольший эффект как по опорожнению, так и степени использования полезного объема полуприцепа передвижного автогазозаправщика дает комплексное применение передвижной или стационарной АГНКС и ПАГЗ, позволяющее получить значения обоих показателей на уровне 95 %. При этом необходимо обеспечить достаточную произ-

водительность заправочного оборудования для сокращения времени заправки до 7–10 минут, в том числе за счет использования высокопроизводительной заправочной арматуры, как в составе заправляемой с/х техники, так и ответных частей или переходников в составе ПАГЗ.

Производство ПАГЗ активного типа освоено, например, группой компаний, РариТЭК, РФ [7]. Производство стационарных АГНКС и ПАГЗ пассивного типа освоил в Беларуси ОАО «Новогрудский завод газовой арматуры» [8, 9].

Таким образом, известны несколько вариантов повышения эффективности использования емкости ГБО потребителя КПП путем применения различных технических средств поставщиком компримированного газа. Однако, учитывая, огромное народнохозяйственное значение применения данного вида топлива, необходимо выработать оптимальное комплексное решение совместными усилиями эксплуатирующих технику агрохозяйств, поставщика КПП, изготовителя газомоторной техники и местных органов власти, поставив во главу угла безусловное увеличение парка газифицированной сельскохозяйственной уборочной техники при опережающем развитии соответствующей инфраструктуры доставки и заправки топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение газомоторных зерноуборочных комбайнов КЗС-4118К, работающих на КПП, соответствует современным и перспективным подходам к вопросам экологии и экономики. Этот вид топлива обеспечивает соответствие двигателя уровню действующего в ЕС экологического норматива Stage V без применения дополнительных дорогостоящих устройств и реагентов, при этом снизив расходы на топливо от 40 до 60 % в зависимости от режима работы комбайна. Дальнейшее увеличение парка и успешная эксплуатация комбайнов с газомоторными двигателями обусловлены адекватным развитием инфраструктуры обеспечения потребителей компримированным газом и согласованным взаимодействием эксплуатирующих сельскохозяйственных предприятий, поставщика КПП, ОАО «Гомсельмаш» и региональной исполнительной власти.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рехлицкий, О. В. Использование альтернативных видов топлива. Результаты разработки, стендовых и полевых испытаний зерноуборочного комбайна КЗС-4118К / О. В. Рехлицкий, Г. В. Ермольчик. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе-сегодня и завтра: Сборник тезисов докладов 1-ой международной научно-практической конференции : Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2017. – С. 173–182.
2. Рехлицкий, О. В. Особенности эксплуатации зерноуборочного комбайна КЗС-4118К. Безопасная эксплуатация газобаллонного оборудования / О. В.Рехлицкий, Г. В. Ермольчик. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе-сегодня и завтра: Сборник тезисов докладов 2-ой международной научно-практической конференции : Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2018. – С. 64–65.
3. Ермольчик, Г. В. Использование CNG и LNG в качестве перспективного моторного топлива для сельскохозяйственных машин / Инновационные технологии в агропромышленном комплексе-сегодня и завтра: сборник тезисов докладов 3-й международной научно-практической конференции: Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2019. – С. 45–47.
4. Самоходный зерноуборочный комбайн с силовой установкой на газообразном топливе // Патент на полезную модель RU 190375. – Опубликовано: 28.06.2019: Бюл. № 19.
5. Самоходный зерноуборочный комбайн с силовой установкой на газообразном топливе // Патент на полезную модель RU 190376. – Опубликовано: 28.06.2019: Бюл. № 19.
6. Ганиев, И.Р. Особенности применения дожимных компрессоров на ПАГЗ/Транспорт на альтернативном топливе, № 4/ 2015. – С. 24–28.
7. URL: <https://raritek.ru/bitrix/templates/.default/img/Буклеты/Листовка%20ПАГЗ.pdf> (дата обращения: 18.05.2021).
8. URL: <https://xn--80aeixqh1b.xn--90ais/produkcija/item/zpravshchik-peredvizhnoy-avtomobilny-gazovy-pagz-16280-25-124486> (дата обращения: 19.05.2021).

9. URL: https://metan.by/news/by/443/?sng=1&type=pda&PAGEN_3=3
(дата обращения: 19.05.2021).

Представлено 19.05.2021

УДК 629.01

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО
ДВИЖЕНИЯ ДВУХЗВЕННОГО ЭЛЕКТРОБУСА
С ВАРИАНТАМИ СТРУКТУРНО-КОМПОНОВОЧНЫХ
СХЕМ И ПРИВОДОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС**

**MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE CURVILINEAR
MOTION OF A TWO-LINK ELECTRIC BUS WITH VARIANTS
OF STRUCTURAL AND LAYOUT SCHEMES
AND DRIVING WHEEL DRIVES**

К. О. Кругленя, магистрант,
Г. А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
К. Kruglenya, magister,
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Разработано аналитическое описание криволинейного движения двухзвенного электробуса с различными вариантами структурно-компоновочной схемы и привода его ведущих колес.

An analytical description of the curvilinear motion of an electric bus with various variant of the structural layout scheme and the drive of its wheels is developed.

Ключевые слова: электробус, криволинейное движение, управляемость, устойчивость.

Key words: electric bus, curved movement, controllability, stability.

ВВЕДЕНИЕ

Компоновочные схемы, структуры ходовых систем электробусов отличаются большей вариативностью, чем у двухзвенных автобусов. Поэтому рациональный по критериям уровня функциональных свойств выбор таких схем и значений параметров общей компоновки электробусов представляет актуальную научно-практическую задачу. Для решения одной из подобных задач применительно к маневровому свойству двухзвенного электробуса большой пассажироместимости разработана обобщенная плоская расчетная схема и математическая модель криволинейного движения состава, с учетом вариантов электропривода ведущих колес. Модель позволяет оценить влияние параметров компоновки и схемы привода колес на показатели маневренности электробуса.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОБУСА

Плоская динамическая система двухзвенного состава электробуса при криволинейном движении приведена на рисунке 1.

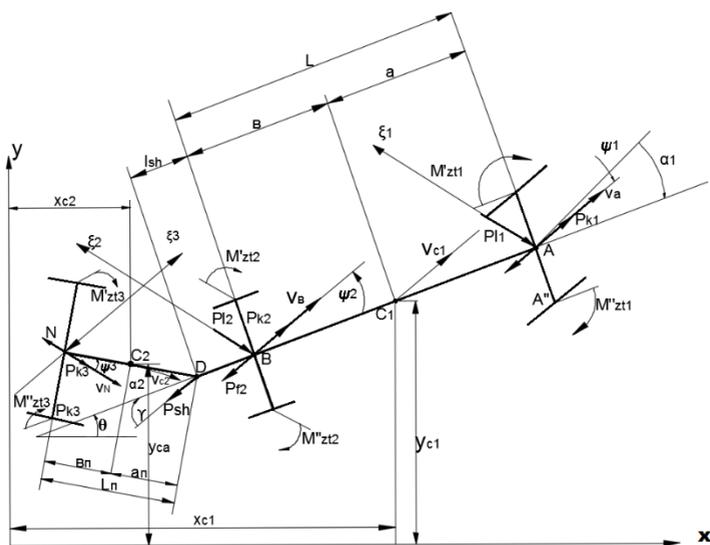


Рисунок 1 – Обобщенная расчетная схема криволинейного движения электробуса

Контакты деформируемых шин с опорной поверхностью представляют собой неголономные связи [1]. Поэтому, для возможности решения, динамические уравнения движения дополняют наложенными кинематическими связями, суть которых в допущении об отсутствии боковых скольжений осей и мостов электробуса в направлениях, нормальных векторам действительных скоростей [1].

Динамические уравнения движения для первого звена массой m_1 электробуса (для универсальности модели – при колесной формуле первого звена 4×4) приведены далее:

$$\begin{aligned}
 m_1 \cdot \ddot{x}_c &= (P_{k1} - P_{f1}) \cdot [\cos(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)] + (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \\
 &\quad (\cos\beta - \psi_2 \cdot \sin\beta) - P_{sh} \cdot \cos(\gamma + \beta) - k_{y1} \cdot \psi_1 \cdot \\
 &\quad [\sin(\alpha + \beta) - \psi_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)] - k_{y2} \cdot \psi_2 (\sin\beta + \psi_2 \cdot \cos\beta); \\
 L_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= M_{дв} - M_{12}; \quad L_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{12} - M_{23} \\
 m_1 \cdot \ddot{\beta}_c &= a \cdot (P_{k1} - P_{f1}) \cdot \sin\alpha - \psi_1 \cdot \cos\beta - b \cdot (P_{k2} - P_{f2}) \cdot \psi_2 - \\
 P_{sh} \cdot (1_{sh} + b) \cdot \sin\gamma - a \cdot k_{y1} \cdot \psi_1 (\cos\alpha + \psi \cdot \sin\alpha) - b \cdot k_{y2} \cdot \psi_2 - \sum_1^4 M_{ci}.
 \end{aligned}$$

В уравнениях обозначено: P_{f1} , P_{k1} , ψ_1 , k_{y1} – соответственно, силы сопротивления качению, тяговая реакция ведущего колеса, угол увода и коэффициент увода колес j -ой оси или моста звена; M_{ci} – момент сопротивления повороту i -го колеса; P_{sh} – реакция в шарнире связи звеньев. Остальные обозначения ясны из рисунка 1.

Для получения уравнений кинематических связей напишем выражения для скоростей точек A и B (рисунок 1) в проекциях на оси координат. Затем, спроектируем скорость точки A на направление ξ_1 , а скорость точки B – на ξ_2 и примем $\sin\psi = \psi$, $\cos\psi = 1$, в силу малости углов, далее проведем эквивалентные преобразования и получим уравнения кинематических связей:

$$\begin{aligned} & \dot{x}_c \cdot [\sin(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)] - \dot{y}_c \times \\ & \times [\cos(\alpha + \beta) + \psi_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)] - a \cdot \beta [\cos\alpha + \psi_1 \cdot \sin\alpha] = 0; \\ & \dot{x}_c \cdot [\sin\beta + \psi_2 \cdot \cos\beta] - \dot{y}_c \cdot [\cos\beta + \psi_2 \cdot \sin\beta] + a \cdot \dot{\beta} = 0. \end{aligned}$$

Аналогично составим динамические уравнения и получим выражения кинематических связей для второго звена электробуса, условно разрезав состав по шарниру связи секций (т. D) и учитывая, что реакция в шарнире по отношению ко второму звену направлена в противоположную сторону, согласно третьему закону Ньютона.

Определим реакции и моменты, входящие в полученные уравнения. Силы сопротивления качению колес определяются выражением $P_{fi} = f \cdot G_{ki}$, где f – коэффициент сопротивления качению;

G_{ki} – вес, приходящийся на колесо. Моменты сопротивления повороту колес электробуса при качении по криволинейной траектории радиусом R_i можно определить из выражения [1] $M_{ci} = \mu \cdot \chi \cdot L \cdot G_{ki}$, где μ – коэффициент сопротивления повороту, незначительно линейно уменьшающийся с ростом кривизны траектории колеса; χ – коэффициент, учитывающий форму пятна контакта шин с опорной поверхностью, можно принять равным 0,25; L_i – длина пятна контакта шины электробуса с дорогой.

Касательные силы тяги ведущих мостов P_{ki} (для первого звена, в общем случае схемы привода, P_{k1} и P_{k2} определим с учетом динамической крутильной системы привода ведущих колес (два варианта) первого звена (рисунок 2 а, б), все элементы которой приведены к валу или валам тяговых электродвигателей. Второе звено может быть, как с ведомой осью, так и с ведущим мостом или с бортовым приводом от двух электродвигателей.

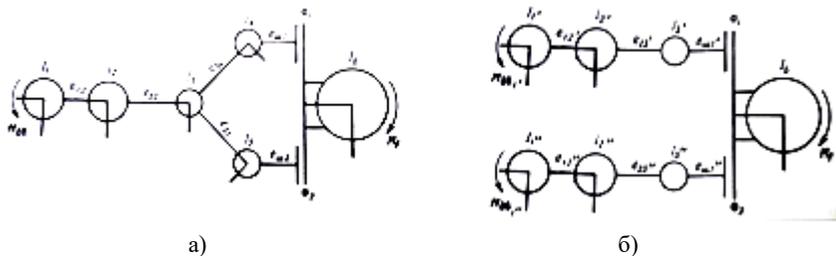


Рисунок 2 – Варианты динамической крутильной система электропривода ведущих колес первого звена электробуса

- а) при двух ведущих мостах с одним электродвигателем;
- б) при одном порталном ведущем мосте с двумя электродвигателями

На рисунке обозначены: I_1 – момент инерции ротора тягового электродвигателя; I_2 – момент инерции ведомых частей трансмиссии до ведущего моста; I_3 – момент инерции деталей ведущего моста; I_4 – момент инерции переднего ведущего колеса с приводом; I_5 – момент инерции ведущих колес с их приводом; I_6 – момент инерции, соответствующий поступательно движущейся массе звена электробуса; e_{12} , e_{23} – податливости соответствующих участков трансмиссии; e_{34} – податливость привода к передним колесам; e_{35} – податливость привода к задним колесам; $e_{ш1}$ – податливость шин передних колес; $e_{ш2}$ – податливость шин задних колес; Φ_1 и Φ_2 – модели сцепления колес с дорогой в виде фрикционных муфт, имитирующие буксование передних и задних колес электробуса.

Движение масс этой динамической системы (рисунок 2а) описывается следующей системой уравнений:

$$C_\varphi = M_\varphi / \varphi;$$

$$L_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{12} - M_{23}$$

$$e_{i,i+1} \cdot M_{i,i+1} = \omega_i - \omega_{i+1}; \quad L_i \cdot \dot{\omega}_i = M_{i-1,i} - M_{i+1,i};$$

$$L_i \cdot \dot{\omega}_i = M_{i-1,i} - M_{i+1,i};$$

$$L_6 \cdot \dot{\omega}_6 = M_{ш1} + M_{ш2} - M_f; \quad i=2, 3, 4, 5.$$

Преобразуем последнее уравнение для крутильной динамической системы, которое описывает движение агрегата в направлении скорости центра масс v_c (рисунок 1), применительно к случаю криволинейного движения. Спроектировав все силы на это направление и учитывая, что $\cos \psi_c = 1$, получим

$$m_1 \cdot \dot{v}_c = (P_{k1} - P_{f1}) \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha) + (P_{k2} - P_{f2}) + P_{\delta 1} \cdot (\sin \alpha + \psi_1 \cdot \cos \alpha) + P_{\delta 2} \cdot \psi_2 - P_{kp} \cdot \cos \gamma.$$

Умножив левую и правую части этого выражения на радиус качения колес и разделив обе части на передаточное число трансмиссии, получим последнее уравнение рассматриваемой системы в случае криволинейного движения электробуса:

$$I_6 \cdot \dot{\omega}_6 = M_{ui} \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha) + M_{u2} \cdot \left\{ \frac{r_k^o}{i} [P_{f1} \cdot (\cos \alpha + \psi_1 \cdot \sin \alpha + P_{f2} + P_{sh} \cdot \cos \gamma) - P_{\delta 1} \cdot (\sin \alpha + \psi_1 \cdot \cos \alpha) - P_{\delta 2} \cdot \psi_2] \right\}.$$

Выражение в фигурных скобках – момент сопротивления поворота первого звена электробуса при криволинейном движении. Касательную силу тяги ведущих колес мостов найдем по выражению

$$P_{ki} = M_{ui} / r_{ki}^o.$$

Угловая скорость, соответствующая поступательной скорости центра масс агрегата, связана с угловыми скоростями ведущих колес ω_4 и ω_5 зависимостью

$$\omega_6 = \omega_i \cdot (1 - \delta_i).$$

Момент на ведущем колесе в функции буксования выражается из известной эмпирической зависимости [2]:

$$\delta_i = \left(-\frac{1}{k} \right) \cdot \ln(1 - M_i / M_{imax}),$$

где r_{ki}^o – радиус качения колеса в ведомом режиме на твердой опорной поверхности; φ – коэффициент сцепления; M_{max} – максимальный крутящий момент на колесе по сцеплению; M_i – текущее значение крутящего момента.

При численном интегрировании приведенных систем уравнений, с учетом полученных последних дополнительных выражений, аналогичных систем и выражений для второго звена, определяются все неизвестные, характеризующие криволинейное движение электробуса. Ширина коридора его движения определяется траекториями двух крайних габаритных точек (рисунок 1) и измеряется разностью расстояний из мгновенного центра поворота до этих точек. Уровень маневренности оценивается отношением габаритной ширины электробуса к ширине габаритной полосы поворота, называемым фактором маневренности. Радиусы поворота, ширина коридора движения и другие траекторные показатели электробуса определяют устойчивость и управляемость состава. Координаты крайних точек по бортам первого звена электробуса связаны с координатами центра масс электробуса и углом поворота остова соотношениями

$$x_{A'''} = x_c + (a \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot B_1 \sin \beta);$$

$$y_{A'''} = y_c - (0,5 \cdot B_1 \cos \beta - a \cdot \sin \beta);$$

$$x_{B'''} = x_c - (b \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot B_2 \sin \beta);$$

$$y_{B'''} = y_c - (0,5 \cdot B_2 \cos \beta - b \cdot \sin \beta).$$

Мгновенные радиусы кривизны, описываемые характерными точками звеньев электробуса, определяются для выбранной l -ой точки машины по выражению:

$$R_i = \frac{(\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) \cdot \sqrt{\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2}}{\ddot{y}_i \cdot \dot{x}_i + \ddot{x}_i \cdot \dot{y}_i}.$$

Таким образом, полученные системы уравнений позволяют исследовать траекторные параметры криволинейного движения электробуса с учетом характеристик электродвигателей, схемы трансмиссии, шин, геометрических параметров общей компоновки двухзвенного состава, а также процессы разгона, торможения электробуса и нагруженность трансмиссии электробуса как при прямолинейном, так и при криволинейном движении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов, А. С., Фаробин, Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

Представлено 15.04.2021

УДК 629.114. 2

К ВЫБОРУ ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Т

O THE CHOICE OF A TRACKED MACHINE SUSPENSION

Г. А. Таяновский, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Рассмотрены аспекты выбора варианта и параметров резино-жгутовых торсионных элементов подвески гусеничного хода машины, предназначенной для работы на заснеженных опорных поверхностях.

The aspects of choosing the option and parameters of rubber-harness torsion elements of the suspension of the caterpillar track of the machine designed to work on snowy supporting surfaces are considered.

Ключевые слова: подвеска, торсион, гусеничная машина, ратрак.

Key words: suspension, torsion bar, tracked vehicle, snow truck.

ВВЕДЕНИЕ

При создании снегоуплотнительных машин – ратраков (рисунок 1) важная часть работ состоит в выборе параметров ходовой системы и подвески гусеничного резино-тросового обвода.

В работе рассмотрены отдельные методические положения выбора рациональных параметров резино-жгутовой подвески, обладающей рядом преимуществ, благодаря своей простоте и приемлемым характеристикам при работе в подвеске ратрака.

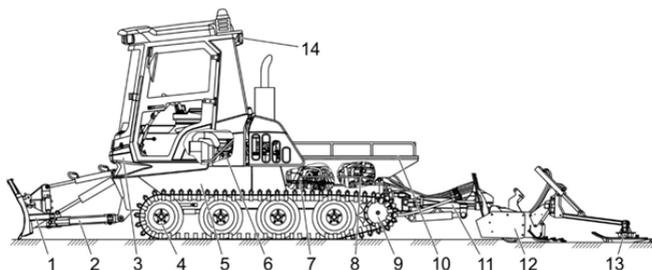


Рисунок 1 – Машина снегоуплотнительная – ратрак

- 1 – отвал; 2 – подъемный механизм; 3 – кабина; 4 – ходовая система; 5 – рама;
6 – двигатель; 7 – раздаточный редуктор; 8 – гидросистема; 9 – бортовой редуктор;
10 – грузовая платформа; 11 – ЗНУ; 12 – снегоуплотнительное оборудование;
13 – прокладчик лыжни; 14 – электрооборудование

ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗИНОВО-ЖГУТОВОГО ТОРСИОННОГО МОДУЛЯ

Устройство упругого модуля, его установка, деформации жгута при закручивании торсиона показаны на рисунках 2а и 2б.

Расчетная схема торсионного модуля с указанными конструктивными параметрами и видами упругих характеристик при закручивании внутренней трубы относительно неподвижной, приведенные к оси торсиона показаны на рисунке 3.

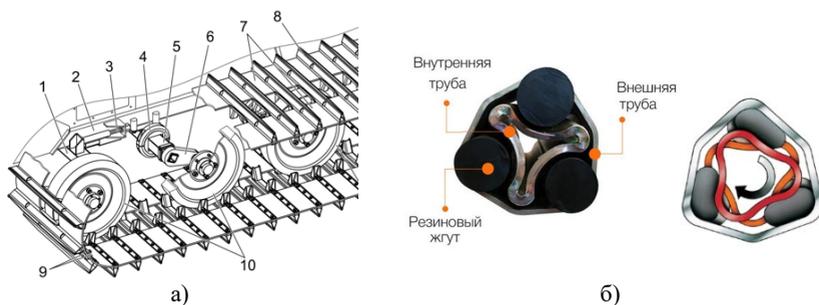


Рисунок 2

- 1 – натяжная ось; 2 – рама; 3 – винт; 4 – полуорлик; 5 – корпус оси;
6 – кривошип; 7 – лента; 8 – грунтозацеп; 9 – планка; 10 – каток

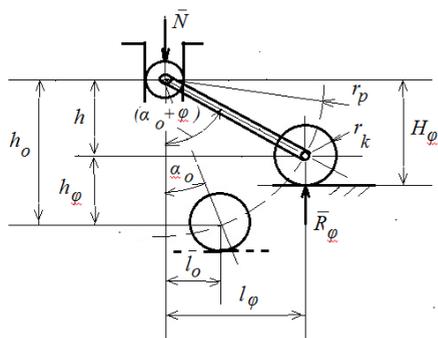


Рисунок 3

Резино-жгутовая подвеска при равной энергоемкости, обладает меньшим весом: и лучшими компоновочными возможностями, в сравнении с торсионной подвеской. Есть и особенность: перегрузки ее недопустимы из-за опасности разрушения жгутов и посадки жестко при преодолении уступов на пересеченной обледенелой поверхности. Проектирование рационального резино-жгутового модуля подвески включает этапы:

- 1) выбор конструктивно-размерной схемы и параметров жесткости, статической и динамической деформаций модуля;
- 2) проектный расчет модуля с определением числа, диаметра и длины его упругих элементов – жгутов;
- 3) проверочные испытания с определением упругой характеристики модуля;
- 4) расчет напряжений в упругом элементе и других деталях модуля подвески при статическом нагружении и максимальной динамической просадке;
- 5) расчет на долговечность жгута модуля подвески.

Типовые кривые упругого нагружения – закручивания модуля резино-жгутовой (МРЖ) подвески нелинейны и прогрессивно нарастают при увеличении угла закручивания φ , они, с малой погрешностью, аппроксимируются участком параболической кривой.

Рассмотрим основные статические характеристики МРЖ (рисунок 3). При известной экспериментальной кривой нагружения МРЖ – $M_\varphi = a\varphi^2 + b\varphi$, найдем зависимости: $h_\varphi = f(\varphi)$ и $R_\varphi = f(\varphi)$. При угле установки МРЖ перед натяжением гусеницы – α_0 получим:

$$l_0 = r_p \cdot \sin\alpha_0, \quad h_0 = r_p \cdot \cos\alpha_0.$$

После установки машины на опорную поверхность рычаг МРЖ окажется повернутым относительно ненагруженного состояния на угол φ . Сверху на корпус торсиона будет действовать сила N от корпуса машины, а на каток – реакция под катком R_φ , создавая момент M_{l_φ} , который уравнивается упругим моментом от деформированных жгутов M_φ . При этом $M_{l_\varphi} = R_\varphi \cdot l_\varphi$, $l_\varphi = r_p \cdot \sin(\alpha_0 + \varphi)$, а так как $M_{l_\varphi} = M_\varphi$, то, подставив их выражения и выразив из последнего уравнения R_φ , получим

$$R_\varphi = (a \cdot \varphi^2 + b \cdot \varphi) / (r_p \cdot \sin(\alpha_0 + \varphi)).$$

Выразим также величины (см. рисунок 2): h , h_φ , H_φ , а также угловую жесткость МРЖ C_φ :

$$\begin{aligned} h &= r_p \cdot \cos(\alpha_0 + \varphi), \\ h_\varphi &= h_0 - h = r_p \cdot [\cos\alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \varphi)]; \\ H_\varphi &= r_p \cdot \cos(\alpha_0 + \varphi) + r_k; \quad C_\varphi = M_\varphi / \varphi. \end{aligned}$$

Результаты расчетов по приведенным выражениям для одного из вариантов МРЖ показаны на рисунках 4, 5. Как следует из рисунков, все зависимости существенно нелинейны, что необходимо учитывать при использовании в подвеске гусеничных машин резино-жгутовых торсионных элементов.

Полученные результаты необходимы при разработке общей компоновки подвески и гусеничной машины в целом, например, ратрака,

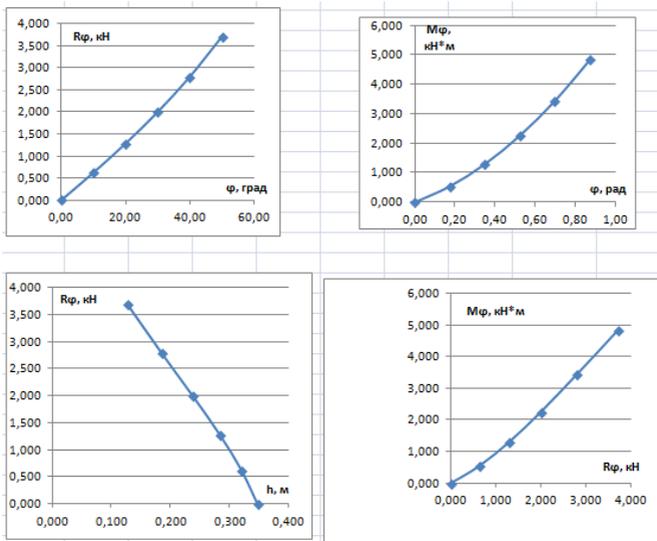


Рисунок 4

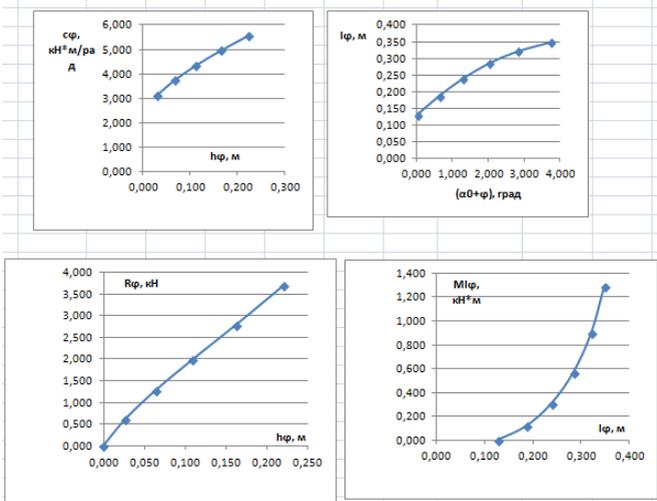


Рисунок 5

ВЫВОДЫ

Рассмотренный широкий спектр задач динамики движения гусеничного ратрака с подвеской с МРЖ показал существенное влияние характеристик последних на важнейшие эксплуатационные свойства таких машин в составе агрегатов с различным оборудованием.

УДК 004.946

СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРУДА КОНСТРУКТОРА ПРИ РАБОТЕ С БОЛЬШИМИ СБОРКАМИ

TOOLS AND METHODS TO IMPROVE DESIGNER PRODUCTIVITY FOR LARGE ASSEMBLIES

С. В. Карabanькова, вед. инж.-прогр.,
Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»,
г. Гомель, Беларусь
S. Karabankova, Leading Software Engineer,
Scientific and Technical Center for Combine Engineering,
Gomselmash OJSC, Gomel, Belarus

Статья посвящена исследованию вопроса цифровизации проектирования. Автор раскрывает преимущества, которые предоставляет интеллектуальное программное обеспечение 3D CAD фирмы PTC – Creo Parametric при работе с большими сборками. В статье отмечено, что использование инструментальных средств по управлению большими сборками, в т. ч. работа с упрощенными представлениями, позволяет увеличить производительность работы конструктора за счет оптимизации работы компьютера.

The article is devoted to the study of the issue of design digitalization. The author reveals the advantages that PTC - Creo Parametric's intelligent 3D CAD software provides when working with large assemblies. The article notes that the use of tools for managing large assemblies, including working with simplified views, allows you to increase the productivity of the designer by optimizing the computer.

Ключевые слова: конструктор, проектирование, 3D модель, модель сборки, большая сборка, сборка верхнего уровня, упрощенное представление.

Key words: constructor, design, 3D model, assembly model, large assembly, top-level assembly, simplified view.

ВВЕДЕНИЕ

В современных условиях создание новой высокотехнологичной и наукоемкой научной продукции в области сельскохозяйственного машиностроения в максимально короткие сроки разработки и при постоянном совершенствовании выпускаемой техники возможно только при высоком уровне оснащённости конструкторских и технологических подразделений современными программными и аппаратными средствами.

Конструктору-проектировщику для продуктивной работы требуются высокопроизводительные инструментальные средства по управлению большими сборками.

Программное обеспечение Creo Parametric фирмы PTC располагает набором средств для проектирования и управления от средних до очень больших сборок и создания упрощенных представлений изделий (Shrinkwrap).

СРЕДСТВА И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРУДА КОНСТРУКТОРА ПРИ РАБОТЕ С БОЛЬШИМИ СБОРКАМИ

Основополагающим фактором, оказывающим влияние на результативность разработки новой продукции, и определяющим фактором эффективности работы конструктора является снижение сроков конструкторской разработки изделия и постановки его на производство, от рождения конструкторской мысли и воплощения ее в электронную 3D модель до создания экспериментального образца.

Для достижения высокого качества проектирования и получения детализированных цифровых моделей в НТЦК ОАО «Гомсельмаш» внедрены мощное интеллектуальное программное обеспечение 3D CAD – Creo Parametric и PTC Windchill – система, предназначенная для управления жизненным циклом изделия (PLM), данными об

изделии (PDM), а также для обеспечения совместной работы главных компоновщиков узлов разных уровней.

Внедрение системы Windchill обеспечило формирование централизованного хранилища информации и распределенных прав доступа, что позволяет всем участникам рабочих групп получать максимально полные и актуальные данные о каждом конкретном изделии в режиме реального времени.

На базе электронных 3D-моделей созданы оптимальные условия для проведения технических инженерных расчетов динамики, прочности и надежности с использованием современных пакетов конечно-элементного анализа. По их результатам вносятся корректирующие изменения заблаговременно, до выпуска комплекта конструкторской документации (КД) для изготовления опытного образца.

Однако при проектировании больших и сложных изделий,ковыми являются зерноуборочная, кормоуборочная техника, универсальные энергетические средства, разнообразные адаптеры традиционные методы моделирования Creo Parametric, рассчитанные на настольные рабочие станции, становятся явно недостаточными ввиду ощутимой «неповоротливости» сборок верхнего уровня. Большие сборки – сборки верхнего уровня – содержат огромное количество компонентов, как правило, от 30 до 40 тысяч, многие из которых обладают сложной геометрией. Также большие сборки включают значительное количество динамически изменяющихся узлов («гибкие элементы» в терминах Creo). Кроме этого необходимо учитывать то, что проектирование отдельных узлов большой сборки выполняется разными группами разработчиков.

При работе со сборками верхнего уровня ежедневно возникают проблемы и трудности, замедляющие творческую деятельность конструктора. Система (Creo с загруженной большой сборкой) существенно эксплуатирует центральный процессор компьютера и, как следствие, недопустимо долго выполняет загрузку модели в рабочую область (30–40 минут), регенерацию, а также другие операции, необходимые конструктору при внесении изменений в модель непосредственно им либо его коллегами по разработке проекта. Также ввиду большой нагрузки системы, большого объема данных компьютер может зависать несколько раз в день. Таким образом, снижается отказоустойчивость системы в целом.

Избежать подобных ситуаций при работе с большими сборками, снизить временные трудозатраты при ожидании загрузки электронной 3D модели в рабочую область возможно. Для этого в Creo Parametric 4.0 доступны специальные технологии – создание упрощенных представлений.

Использование упрощенных представлений позволяет снизить нагрузку на процессор и освободить рабочую память компьютера. Это адекватное решение для работы с массивными сборками.

Использование упрощенных представлений позволяет увеличить производительность работы конструктора за счет оптимальной работы компьютера. Упрощенные представления позволяют сосредоточиться проектировщику непосредственно на деталях и узлах, которые необходимы для решения текущей задачи, и абстрагироваться от менее значимых компонентов.

Упрощенное представление удаляет детали из главной сборки, делая ее более легкой. Благодаря упрощенному представлению возможно:

- упростить отображение изделия путем показа меньшего количества деталей (как включая, так и исключая признаки).
- выбрать «рабочую область», чтобы ограничить отображение изделия выбранной частью геометрии детали.
- включить или исключить выбранные поверхности из отображения изделия.

Для одной сборки можно создать несколько упрощенных представлений.

В практике проектирования сельскохозяйственной техники в НТЦК неоднократно возникают ситуации, когда для загрузки полной сборки верхнего уровня комбайна требуется объем оперативной памяти 20–22 Гб. В такой ситуации загрузка модели в рабочую область проектировщика длится долго 30–35 минут, что является непозволительно долгим процессом и ведет к росту временных потерь высококвалифицированных специалистов.

Практическое применение упрощенных представлений было апробировано на отдельных крупных узлах молотилки самоходной КЗК-16-1-0100000. Для исследования были взяты сборки: установка кабины, установка системы выгрузки, очистка, бункер, установка соломоизмельчителя. Для выбранных сборок были созданы упро-

щенные представления и проведен сравнительный анализ полученных данных.

В отличие от главного представления упрощенное представление узла содержит меньшее количество деталей. Например, в упрощенном представлении узла «Установка кабины» достаточно оставить только внешние детали сборки, которые важны компоновщику для дальнейшего ее использования при компоновке сборки верхнего уровня.

В таблице 1 отражены результаты сравнения параметров главного и упрощенного представлений для рассматриваемых узлов.

Таблица 1. Сравнение главных и упрощенных представлений

Обозначение и наименование узла	Время загрузки		Объем используемой ОП компьютера	
	Главное представление	Упрощенное представление	Главное представление	Упрощенное представление
Установка кабины	1 мин 12 сек	19 сек	3,4 Гб	1,3 Гб
Установка системы выгрузки	16 сек	7 сек	2,7 Гб	0,8 Гб
Очистка	4 мин 34 сек	2 мин 15 сек	9,4 Гб	6,3 Гб
Бункер	48 сек	20 сек	3,6 Гб	1,4 Гб
Установка соломоизмельчителя	36 сек	11 сек	2,9 Гб	0,7 Гб

Полученные упрощенные представления отдельных узлов были использованы вместо их главных представлений в сборке верхнего уровня молотилки самоходной. Результат использования упрощенных представлений – значительное снижение времени загрузки сборки верхнего и нагрузки на память компьютера. Результаты в таблице 2.

Каждое упрощенное представление может соответствовать области или уровню детализации, в которой работают отдельные структуры или группы. Можно упростить сборку исключением из нее компонентов в некотором отдельном представлении или подстановкой одного компонента (детали или сборки) вместо другого.

Подстановки могут упростить рабочую среду, сохраняя в то же время критическую геометрию.

Таблица 2. Результаты применения упрощенных представлений в сборке верхнего уровня молотилки самоходной КЗК-16-1-0100000

Наименование показателя	До оптимизации	При использовании упрощенных представлений
Время загрузки	19 минут	9 минут 27 сек
Объем ОП компьютера	18,5 Гб	14,1 Гб

Работа с упрощенными представлениями требует определенных временных затрат, согласованности между компоновщиками узлов и главным компоновщиком, но вместе с тем дает ощутимый результат в рамках полного процесса проектирования всего комбайна в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате практического применения упрощенных представлений при работе с электронными 3D моделями больших сборок – сборок верхнего уровня сельскохозяйственной техники – отмечено:

- значительное снижение временных затрат на ожидание загрузки 3D моделей сборок в рабочую область за счет снижения нагрузки на процессор и рабочую память компьютера;
- увеличение производительности работ проектировщиков;
- повышение качества проработки изделия, т. к. упрощенные представления позволяют сосредоточиться проектировщику непосредственно на деталях и узлах, которые необходимы для решения текущей задачи, и абстрагироваться от менее значимых компонентов.

Представлено 18.05.2021

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАКТОРА
С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

**DETERMINATION OF FUEL CONSUMPTION OF A TRACTOR
WITH AN ELECTROMECHANICAL POWER TRAIN**

Ч. И. Жданович¹, канд. техн. наук, доц., **Н. В. Калинин**²,

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

¹ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной
академии наук Беларуси», г. Минск, Беларусь,

СН. Zhdanovich¹, Ph.D. in Engineering, Associate professor, N. Kalinin²,

¹ Belarusian national technical University, Minsk, Belarus,

²State Scientific Institution "Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus", Minsk, Belarus

Предложена методика для определения расхода топлива трактора с электромеханической трансмиссией и выполнен расчет для различных передаточных отношений механической части трансмиссии трактора.

A method is proposed for determining the fuel rate of a tractor with an electromechanical power train, and a calculation is made for various gear ratios of the mechanical part of the tractor power train.

Ключевые слова: удельный расход топлива, расход топлива, сила тяги на крюке, тяговый КПД трактора.

Key words: specific fuel consumption, fuel rate, drawbar pull, traction efficiency of a tractor.

ВВЕДЕНИЕ

Для трактора, оборудованного тяговым асинхронным генератором и тяговым асинхронным электродвигателем (ТАД), методика определения силы тяги на крюке приведена в [1], тягового КПД – в [2]. Дополним методику [1] и [2] таким образом, чтобы можно было определить расход топлива трактора, после чего определим расход топлива трактора класса 5.

ПОРЯДОК ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА

Как и в [1], [2], для каждой передачи расчет выполняем во всем диапазоне частот регулирования ТАД f_1 , выбирая из него отдельные частоты $f_{1,i}$ либо взяв $f_{1,i}$ с определенным шагом изменения частоты Δf (например, 1 Гц). По [1] при каждой частоте $f_{1,i}$ определяются: сила тяги на крюке $F_{кр,i}$, действительная скорость движения трактора $v_{д,i}$ и буксование; тяговый КПД трактора $\eta_{т,i}$ определяется согласно [2]. При этом учитываются ограничения по допустимому буксованию, допустимому режиму работы ТАД и максимальной мощности ДВС $P_{e,max}$, которая может быть передана в трансмиссию. Далее определяется мощность ДВС $P_{e,i}$, которую ДВС должен будет передать в трансмиссию, чтобы развить $F_{кр,i}$ и $v_{д,i}$.

В электромеханической трансмиссии коленчатый вал ДВС не связан механически с колесами, поэтому можно произвольно изменять его частоту вращения n_e в соответствии с требуемой мощностью ДВС P_e без привязки к частоте вращения колес трактора. В таком случае если $P_{e,i} = P_{e,max}$, то обороты ДВС $n_{e,i}$ будут соответствовать оборотам ДВС n_{ep} при максимальной мощности, удельный расход топлива ДВС $g_{e,i}$ будет соответствовать удельному расходу топлива g_{ep} при $P_{e,max}$ и n_{ep} . Если $P_{e,i} < P_{e,max}$, то $n_{e,i} \neq n_{ep}$ и $g_{e,i} \neq g_{ep}$. Для ДВС должен быть задан закон изменения $n_e(P_e)$ таким образом, чтобы обеспечить минимальный удельный расход топлива g_e . Чтобы определить, как изменять n_e в зависимости от P_e исходя из обеспечения минимально возможного расхода топлива g_e при требуемой мощности P_e , можно использовать экспериментальные скоростные характеристики работы ДВС на частичных режимах или для большей точности снять такие характеристики при работе ДВС с используемым тяговым генератором. Зависимость $n_e(P_e)$ и зависимость $g_e(P_e)$ либо $g_e(n_e)$ можно представить таблицей, либо аппроксимировать функцией.

Согласно [3], на определенном участке характеристики ТАД может потребить больше мощности, чем может получить от ДВС. Если на тракторе установлены накопители энергии, то такой режим работы ТАД возможен, а мощность, передаваемая в трансмиссию, будет равна сумме мощностей $P_{e,max}$ и $P_{доп}$, где $P_{доп}$ – мощность, передаваемая в трансмиссию от накопителей энергии. Тогда $P_{e,i} = P_{e,max}$, $n_{e,i} = n_{ep}$ и $g_{e,i} = g_{ep}$.

Зная удельный расход топлива $g_{e,i}$, г/(кВт·ч), и определив тяговый КПД трактора $\eta_{T,i}$ по [2], можно найти тяговый удельный расход топлива $g_{кр,i}$ по [4, с. 24]:

$$g_{кр,i} = g_{e,i} / \eta_{T,i}.$$

Мощность на крюке $P_{кр,i}$, кВт, можно определить по [5, с. 144], часовой расход топлива $G_{T,i}$, кг/ч – по [4, с. 65]:

$$P_{кр,i} = P_{e,i} \cdot \eta_{T,i}, \quad G_{T,i} = g_{e,i} \cdot P_{e,i} \cdot 10^{-3}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА

Расчет выполним для трактора 5-го класса с ТАД и генератором, аналогичными [6, с. 82], при $P_{\text{емакс}} = 190$ кВт, как и в [1], [2].

Согласно [1], [2], при расчете на всем диапазоне регулирования ТАД для каждого передаточного отношения трактора на графиках зависимости мощности P_e от силы тяги на крюке $F_{кр}$ [2, рисунок 5], тягового КПД η_T от $F_{кр}$ [2, рисунки 3, 4] и $F_{кр}$, соответствующей действительной скорости v_d движения трактора [1, рисунки 3, 9], можно выделить участок DC ($D'C'$), на котором $P_e = P_{\text{емакс}}$, точка D соответствует максимальной скорости трактора для выбранной передачи, точка C – скорости, для которой буксование равно заданному предельно допустимому. На участке DC ($D'C'$) от точки D (D') до точки C (C') $F_{кр}$ возрастает, а скорость – уменьшается. На других участках графиков $P_e < P_{\text{емакс}}$ ([2, рисунок 5]) – необходимо ограничивать мощность ДВС, чтобы не превысить допустимое буксование; при этом η_T и v_d ниже, чем на участке DC ($D'C'$), а плуги, агрегатируемые с данным трактором, позволяют трактору работать на участке DC ($D'C'$). По этим причинам оцениваем тяговые качества трактора именно на участке DC ($D'C'$).

На участке DC ($D'C'$) $P_e = P_{\text{емакс}}$, поэтому $n_e = n_{ep}$, $g_e = g_{ep}$. График $g_{кр}$ представим на рисунке 1 для передаточных отношений механической части трансмиссии, равных 71, 83, 103 и 140.

В [2] и [1] рассматривается также случай, когда при тех же ТАД и генераторе $P_{\text{емакс}}$ несколько выше (220 кВт, а не 190). В этом случае при режиме работы ТАД со скольжением, не превышающем номинальное, на участке DC P_e будет несколько меньше $P_{\text{емакс}}$ [2,

рисунок 6] и, соответственно, немного изменятся значения n_e и g_e – при $P_e < P_{e\max}$ $n_e \neq n_{ep}$ и $g_e \neq g_{ep}$. То же будет, если взять не более мощный ДВС, а менее мощный тяговый электродвигатель.

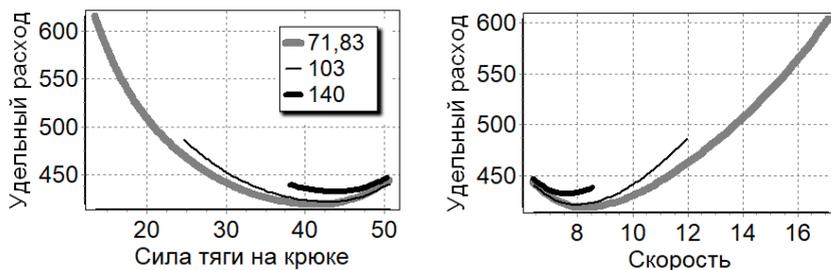


Рисунок 1 – Зависимость $g_{кр}$, г/(кВт·ч), от $F_{кр}$, кН, и $v_{д}$, км/ч, для передаточных отношений механической части трансмиссии трактора, равных 71,83, 103 и 140

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена методика для определения расхода топлива трактора, оборудованного электромеханической трансмиссией с тяговыми асинхронными генератором и двигателем, и проведен по ней расчет для трактора 5-го класса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жданович, Ч. И., Калинин, Н. В. Реализация тяговых возможностей трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // *Механика машин, механизмов и материалов*. – 2021. – № 1. – С. 5–14.
2. Жданович, Ч. И., Калинин, Н. В. Тяговый КПД трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // *Актуальные вопросы машиностроения: сб. научн. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С. Н. Поддубко [и др.]*. – 2020. – Вып. 9. – С.131–135
3. Жданович, Ч. И., Калинин, Н. В. Анализ эффективности использования накопителей энергии на тракторе с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // *Наука и техника*. – 2017. – № 1. – С. 73–82.

4. Анилович, В. Я., Водолажченко, Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – Москва : Машиностроение, 1976. – 456с.

5. Тракторы: Теория: учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В. В. Гуськова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 376 с.

6. Тракторы XXI века: состояние и перспективы / С. Н. Поддубко [и др.]. – Минск : Беларуская навука, 2019. – 207с.

Представлено 19.05.2021

УДК 004.91

**КОНФИГУРИРОВАНИЕ – КАК ЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ
РАЗРАБОТКИ ПРОДУКТОВ ОРИЕНТИРОВАННЫХ
НА ИНДИВИДУАЛЬНОГО ПОТРЕБИТЕЛЯ**

**CONFIGURATION AS AN EFFECTIVE SOLUTION
FOR THE DEVELOPMENT OF PRODUCTS ORIENTED
TO AN INDIVIDUAL CUSTOMER**

В. С. Артюшков, инж.-прогр.,
Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»,
г. Гомель, Беларусь
V. Artyushkov, software engineer,
Scientific and technical center of combine harvester construction OJSC
«Gomselmash»), Gomel, Belarus

Новый подход в формировании конструкторской документации. Используя конфигуратор изделий Windchill/Creo, получаем новый способ привлечения клиентов и взаимодействия с ними. Благодаря возможностям «выбора» потенциальные потребители могут самостоятельно персонализировать нужный заказ. Данная технология упрощает и позволяет расширить предложения для клиентов и создают новые способы продажи готовых изделий.

A new approach to the formation of design documentation. Using the Windchill / Creo Product Configurator, we have a new way of attracting and interacting with customers. Thanks to the possibilities of "choice", potential consumers can independently personalize the desired order. This technology simplifies and expands customer offerings and creates new ways of selling finished products.

Ключевые слова: конструктор, проектирование, 3D модель, модель сборки, большая сборка, сборка верхнего уровня, упрощенное представление.

Key words: constructor, design, 3D model, assembly model, large assembly, top-level assembly, simplified view.

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроение – одна из тех отраслей, где проекты автоматизации идут полным ходом на большей части предприятий. Автоматизации сегодня подвергается планирование, учет материальных и товарных ценностей, непосредственное управление производством и многие другие внутренние бизнес-процессы, характерные для машиностроительных предприятий.

Автоматизация и IT-технологии не менее необходимы на стадии проектирования и производства, чем на стадии реализации готовой продукции. Те возможности, которые дает применение информационных технологий при проектировании в машиностроении являются просто грандиозными. Разработка и оптимизация специализированных ПО, позволяющих в 3D-формате «увидеть» любую деталь, агрегат, причем не просто на картинке, но и в действии, открывает перед проектировщиками просто непостижимые горизонты. То, на что раньше уходили годы кропотливого труда и расчетов, сегодня становится доступным за несколько минут. Одно из направлений автоматизации для машиностроения, является конфигурирование изделий и постпродажное обслуживание продукции.

Более чем за полтора десятка лет в НТЦК разрабатывались многочисленные исполнения зерноуборочных комбайнов нескольких базовых моделей КЗС-575, КЗС-812, КЗС-10, КЗС-1218.

По состоянию на март 2021 года количество исполнений приближается к сотням. Ориентироваться в таком многообразии может

практически только разработчик и то после обращения к собственным записям и пометкам.

С аналогичными проблемами столкнулись многие машиностроительные предприятия, имеющие многочисленных индивидуальных заказчиков (потребителей с тенденцией покупать продукт, соответствующий именно их требованиям, индивидуально «skonфигурированный»). Традиционный подход, основанный на «бумажных» технологиях, с оформлением групповой спецификации, при большом количестве исполнений (более 30–40) уже работает неудовлетворительно, не позволяя «продажнику» (и тем более покупателю) бегло ориентироваться в ассортименте разработанной и готовой к выпуску продукции. Известным из мировой практики, да и на опыте отечественных предприятий (МТЗ, МАЗ), решением является представление всей возможной к производству номенклатуры продуктов близких базовой модели. Речь идет о базовой модели с некоторыми отличиями, влияющими на цену и удобство работы, но не влияющими существенно на базовые, присущие для модели, функциональные характеристики и показатели.

В свете современных подходов по цифровизации всех аспектов деятельности, имеющуюся номенклатуру продукции необходимо представлять не в «бумажной», а в «электронной» форме. Такой путь диктует необходимость полного перечисления всех опций и возможных для них вариантов, а также четкой и однозначной классификации всех номенклатурных позиций по конкретным значениям вариантов для каждой из опций.

Для реализации «упрощенного конфигуратора» в настоящее время в холдинге Гомсельмаш достаточно выполнить анализ всей разработанной номенклатуры (в первую очередь зерноуборочных комбайнов) и привести полученный массив данных в структурированный, четкий, однозначный вид, выделить все имеющиеся опции и связанные с ними варианты. После верификации на «цифровое представление» загрузить в таблицы базы данных. Затем необходимо разработать программу с WEB-интерфейсом для визуального представления на сайте и возможности выбора по предложенным опциям из полного набора выпускаемой номенклатуры. Связав по конструкторскому обозначению выбранные исполнения с соответствующими объектами (ОЗМ) в SAP, возможно получение допол-

нительного набора информации, например, стоимости или цены для продажи.

Прямолинейное применение опций с указанными вариантами без изменения сложившегося потока информации «Конструкторы – Технологи – Производство – Сбыт» приведет в привычных подходах выдачи КД как групповой спецификации приводит к десяткам тысяч исполнений и является не применимым/не реализуемым. Тем более такой гигантский массив информации поддерживать в актуальном состоянии не реально.

Современные средства, встроенные в Windchill/Creo позволяют создать информационную структуру со всеми опциями и вариантами для актуальных и специальным образом сконфигурированных данных по всем ДСЕ, входящим в состав зерноуборочного комбайна. Справочно: в состав комбайна входит порядка 5 тысяч ДСЕ по номенклатуре и 30 тысяч ДСЕ по количеству. Выполнение подобных работ по существующим в Windchill/Creo моделям эквивалентно разработке КД на новый комбайн, тем более что для реализации возможностей конфигурирования потребуется существенно изменить структуру сборок (для простых случаев типа установки ручной мойки) и/или конструкции (установка понижающего редуктора). Таким образом создавая конфигурируемые изделия (реализовано в минимальном варианте для опытных образцов КЗК-1104) НТЦК может по заказу сбытовых служб генерировать единичные спецификации, загружать в SAP и существующие бизнес процессы функционируют в устоявшемся порядке. Недостатками являются – временной фактор (конфигурирование «задышит» только во мере развития новых моделей комбайнов, спроектированных уже по новому. По оптимистичным оценкам время составит 3–5 лет). Большой объем обрабатываемых и загружаемых в SAP данных, задействовано много специалистов, соответственно время на запуск, включающее подготовку данных загрузку и обработку значительно, как и вероятность ошибок по несогласованным действиям задействованного персонала.

Вместе с тем применение конфигурирования при проектировании в Windchill/Creo является существенным для сложных случаев, когда вариативность нужно закладывать конструктивно, при проектировании, даже при масштабных модификациях подобных приме-

нению альтернативного двигателя, хотя такой подход не во всех 100 процентах случаев может быть реализован. Однако в целом ориентация на конфигурирование позволит строить конструкцию комбайна по модульному принципу и реализовывать значительное количество опций и вариантов для одной модели комбайна, что является ценной возможностью с точки зрения индивидуального подхода к нуждам покупателей.

Этого можно достичь, преодолев привычный устоявшийся информационный поток, добавив «степень свободы» при формировании производственной спецификации, соответствующей заказной (той, которую заказал конечный потребитель, выбрав нужные ему варианты по всем предложенным опциям).

В самом деле в конструкторскую документацию не сложно ввести для опций типа соломоизмельчитель, воздушный компрессор, рукомойник и т. п. возможность изготовления как с использованием варианта включения – наличие опции, так и без включения в состав комбайна-соломоизмельчителя, воздушного компрессора, рукомойника и т. п. Причем это реализуемо через использование стандартной замены, если включаем компрессор, то в спецификации «компрессор», если не включаем, то включаем «заглушку» в соответствующей сборке. Таким образом, конструкторская документация не изменяется ввиду сохранения принципа взаимозаменяемости, а конечное изделие может иметь другую производственную спецификацию (несколько отличающийся состав). Безусловно, существует проблема идентификации на стороне SAP при учете готовой продукции и расчете себестоимости и т. д., что указывает на необходимость реализовывать в производственной системе учет поэкземплярный, с точностью до отдельной, конкретной, имеющей индивидуальный заводской номер машины (комбайна). Тогда можно рассчитать и цену на конкретный «заказной» комбайн и правильно его учитывать, как готовую продукцию. Необходимость поэкземплярного учета в производственной системе подчеркивается и ЕАЭС инициативами по электронному паспорту машины (вступающими в действие с ноября 2021 года), а также вопросами, связанными с гарантийным и послегарантийным сервисом по поводу какая гидравлика установлена на конкретных номерах комбайнов (через стандартную замену может применяться аппаратура разных

поставщиков) и знает об этом только производство, однако информация нигде не отражена.

Однозначно, для эффективной работы в SAP необходима функциональность, которая бы позволяла выбирать варианты по набору опций (конфигурировать заказную спецификацию) при создании производственной спецификации на базе конструкторской с учетом запроектированных замен. В настоящий момент спецификация просто копируется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В PDM системе Windchill, совместно с Creo Parametric, присутствует техническая возможность создания конфигурируемого изделия. В свою очередь разработку конфигурируемого изделия целесообразно проводить при разработке новой техники.

Используя конфигуратор изделий Windchill/Creo, получаем новый способ привлечения клиентов и взаимодействия с ними. Благодаря возможностям «выбора» потенциальные покупатели могут самостоятельно персонализировать нужный заказ. Данные технологии упрощают и позволяют расширить предложения для клиентов и создают новые способы продажи готовых изделий.

Данный фундамент позволит сократить время реализации проекта. Большое количество вариантов на экране, у пользователей приложения есть возможность просмотреть каждый мгновенно. Но и это только часть функционала, второй элемент – спецификации, позволяющие мгновенно получить расчет стоимости выбранного Вами варианта.

Конфигуратор изделий Windchill/Creo является частью нового направления разработки документации.

Как показывает практика использования, данные приложения сокращают время расчета и получения визуального образа в сотни раз, давая возможность менеджерам компании совершать меньше ошибок и выдавать результат потенциальным заказчикам сразу же, что повышает вероятность покупки.

А доступная в сети версия продукта позволяет другой группе заказчиков, самостоятельно выбирать и рассчитывать необходимую им конфигурацию заказа, отправляя в отдел продаж сформированное задание на закупку.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 2.052-2015 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Электронная модель изделия.
2. ГОСТ 34.003-90 Информационная технология. Комплекс стандартов на автоматизированные системы. Автоматизированные системы. Термины и определения
3. Норенков И.П. Автоматизированное проектирование. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 188с.
4. Фурсенко, С.Н. Автоматизация технологических процессов: учеб. пособие. – Минск : БГАТУ, 2007. – 592 с.

Представлено 15.04.2021

УДК 631.352

ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ВЫГРУЗНОГО ШНЕКА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

T

THE FUNCTIONAL MATHEMATICAL MODEL OF THE SPATIAL MECHANISM OF TURNING OF THE UNLOADING AUGER OF THE COMBINE HARVESTER

**А. Д. Конявский, Д. В. Джасов, В. В. Карчевская,
Ю. В. Чупрынин,**

Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»,
г. Гомель, Беларусь

A. Konyavskiy, D. Jasov, V. Karchevskaya, Yu. Chuprynin,
Scientific and Technical Harvester Centre OJSC "Gomselmash",
Gomel, Republic of Belarus

В работе представлена математическая модель механизма поворота шнека для выгрузки зерна из бункера зерноуборочного комбайна с помощью векторного способа описания рычажных механизмов.

The paper presents a mathematical model of the mechanism of turning of the auger for grain unloading from the hopper of the combine harvester using a vector method of describing the lever mechanisms.

Ключевые слова: шнек, карданная передача, зерно, механизм поворота, вектор.

Key words: auger, gimbal drive, grain, mechanism of turn, vector.

ВВЕДЕНИЕ

От правильного выбора параметров механизма поворота выгрузного шнека зависит общее время выгрузки зерна из бункера зерноуборочного комбайна, минимизация потерь при выгрузке и долговечность элементов конструкции.

Выгрузной шнек зерноуборочного комбайна служит для транспортировки зерна из бункера комбайна в кузов транспортного средства. Он может находиться в двух положениях: в сложенном состоянии – в процессе комбайнирования и на транспортных переездах, в разложенном состоянии – в процессе перегрузки зерна из бункера в кузов. Для перевода шнека из одного положения в другое служит механизм его поворота.

Особенностью конструкции рассматриваемого механизма поворота шнека является тот факт, что привод поворотного шнека 4 осуществляется с помощью карданной передачи 2 (рисунок 1). Карданная передача расположена в пространстве между неподвижным шнеком 1 и поворотным шнеком 4.

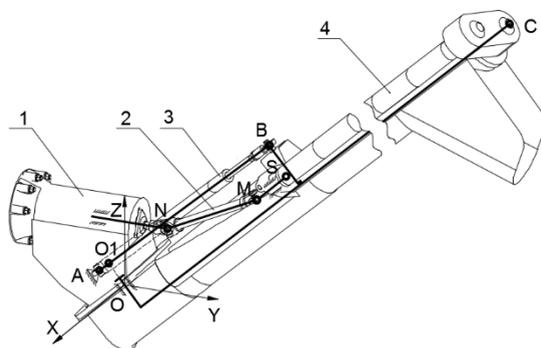


Рисунок 1 – Схема механизма поворота шнека с наложенными связями
1 – шнек бункера; 2 – карданный вал, 3 – гидроцилиндр, 4 – поворотный шнек

Известно, что неправильная установка валов карданной передачи относительно друг друга в рабочем положении приводит к неравномерности вращения выходного вала. Указанная неравномерность вращения в конструкции выгрузного шнека отрицательно сказывается, как на долговечности работы шарниров карданного вала, так и на самом процессе выгрузки зерна из бункера, а именно, в процессе выгрузки может наблюдаться порционная подача зерна и снижение производительности. При этом в процессе поворота шнека из одного крайнего положения в другое эти углы изменяются в пространстве. Для нормальной работы карданной передачи с двумя шарнирами необходимо чтобы углы в шарнирах при передаче мощности были примерно одинаковы между собой и не превышали величины неравномерности $\pm 7\%$.

Механизм поворота выгрузного шнека зерноуборочного комбайна является пространственным механизмом. Следовательно, для оценки работоспособности и величины неравномерности вращения карданного вала и вала шнека использование математической модели механизма поворота шнека в упрощенной плоской постановке задачи недостаточно.

Для описания положения всех точек поворотного шнека в пространстве без использования сложной тригонометрической математики целесообразно воспользоваться векторным способом описания рычажных механизмов в пространственной постановке задачи [1, 2]. Основные положения векторного способа описания пространственных механизмов представлены в работе [2]. В основе этого способа лежит формула поворота одного пространственного вектора вокруг оси второго пространственного вектора на заданный угол, полученная из известной в математике формулы изменения системы координат [3]. Благодаря ей и векторной алгебре аналитическое описание пространственного механизма поворота выгрузного шнека существенно упрощается и представляется в виде выражений (1–12). Стоит отметить, что в выражениях (2–4), (6–8), (10) абсолютные и относительные вектора с нижним индексом «0» – это начальное положение данных векторов или, говоря простым языком, их начальные координаты, описанные векторным способом.

За обобщенную координату примем угол α поворота шнека вокруг оси его поворота $OO1$ (см. рисунок 1) с шагом $\Delta\alpha$ на заданный угол α_{\max} , тогда:

$$\alpha = 0, \Delta\alpha \dots \alpha_{\max} . \quad (1)$$

Положение всех точек механизма определяются:

$$B_0 = O + OB_0 ; \quad (2)$$

$$O1B_0 = B_0 - O1 ; \quad (3)$$

$$O1B(\alpha) = TurnV^{3D}(O1B_0, OO1, \alpha) , \quad (4)$$

где $TurnV^{3D}(O1B_0, OO1, \alpha)$ – можно читать как: вектор $O1B$ находится путем поворота начального вектора $O1B_0$ вокруг вектора $OO1$ на угол α .

Аналогичным образом определяем положение остальных точек

$$OB(\alpha) = OO1 + O1B(\alpha) ; B(\alpha) = O + OB(\alpha) ; \quad (5)$$

$$OG(\alpha) = TurnV^{3D}(OG_0, OO1, \alpha) ; G(\alpha) = O + OG(\alpha) ; \quad (6)$$

$$OC(\alpha) = TurnV^{3D}(OC_0, OO1, \alpha) ; C(\alpha) = O + OC(\alpha) ; \quad (7)$$

$$OM(\alpha) = TurnV^{3D}(OM_0, OO1, \alpha) ; M(\alpha) = O + OM(\alpha) ; \quad (8)$$

$$MN(\alpha) = N - M(\alpha) ; NM(\alpha) = -MN(\alpha) \quad (9)$$

$$OS(\alpha) = TurnV(OS_0, OO1, \alpha) ; S(\alpha) = O + OS(\alpha) ; \quad (10)$$

$$MS(\alpha) = S(\alpha) - M(\alpha) ; \quad (11)$$

$$AB(\alpha) = B(\alpha) - A . \quad (12)$$

Из выражения (12), взяв модуль $AB(\alpha)$, находим длину гидроцилиндра во всем диапазоне поворота. По этой величине производится подбор гидроцилиндра по его короткой длине и ходу, обеспечивающих поворот шнека на заданный угол.

Углы в шарнирах карданной передачи определяются как углы между двумя пространственными векторами, изменяющимися в зависимости от положения шнека. Поэтому углы между векторами $MN(\alpha)$ и $MS(\alpha)$ в точке М, а также между $NM(\alpha)$ и осью горизон-

тального шнека бункера, совпадающего с осью Y, в точке N определяются выражениями (13) и (14):

$$\beta_M(\alpha) = ar \cos \left(\frac{MN(\alpha) \cdot MS(\alpha)}{|MN(\alpha)| \cdot |MS(\alpha)|} \right); \quad (13)$$

$$\beta_N(\alpha) = ar \cos \left(\frac{NM(\alpha) \cdot Y}{|NM(\alpha)| \cdot |Y|} \right). \quad (14)$$

Зная положение всех точек механизма поворота шнека, а также его массу и центр тяжести, определим давление $p_{gc}(\alpha)$ потребное для поворота шнека в любой момент поворота из выражения (15).

$$p_{gc}(\alpha) = \frac{Mtr(\alpha) \pm G_g \cdot v_G(\alpha)}{v_{gc}(\alpha) \cdot S_{gc} \cdot kpd}, \quad (15)$$

где $Mtr(\alpha)$ – момент трения в поворотном фланце присоединения шнека; G_g – вес шнека; $v_G(\alpha)$ – аналог скорости подъема/опускания центра тяжести шнека; $v_{gc}(\alpha)$ – аналог скорости изменения длины гидроцилиндра; S_{gc} – рабочая площадь гидроцилиндра при повороте; kpd – КПД гидросистемы. Знак \pm указывает на процесс подъема либо опускания соответственно.

Представленная выше функциональная математическая модель пространственного механизма поворота шнека позволила получить положение всех характерных точек механизма, в том числе присоединенных точек карданной передачи, характеристику изменения углов в шарнирах карданной передачи при повороте шнека и характеристику изменения потребного давления при раскладывании/складывании шнека.

В качестве целевых показателей механизма на рисунке 2 представлена характеристика изменения углов между валами карданной передачи в шарнирах М и N, а также характеристика изменения потребного давления при раскладывании/складывании шнека во всем диапазоне поворота.

С помощью представленной математической модели было подобрано расположение шарниров карданной передачи таким образом, чтобы в положении выгрузки углы в шарнирах карданной передачи были примерно одинаковыми. В итоге, при диапазоне угла поворота шнека $75\text{--}95^\circ$ в положении выгрузки в транспортное средство были подобраны следующие углы между валами карданной передачи: в шарнире М – $21.1\text{--}26.8^\circ$, в шарнире N – $23.1\text{--}30.1^\circ$ (рисунок 2а). Такая установка валов карданной передачи позволяет добиться неравномерности вращения шнека не превышающей заданной величины 7 %.

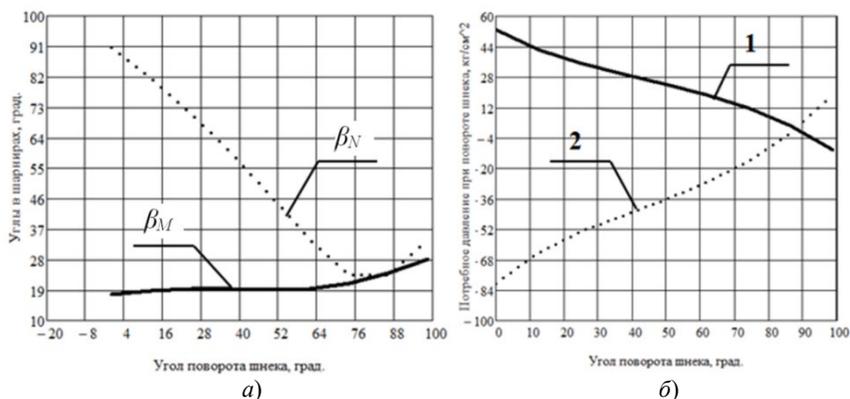


Рисунок 2 – Результаты расчета
 а) изменение угла в шарнирах М и N;
 б) потребное давление в гидроцилиндре для поворота шнека:
 1 – раскладывание, 2 – складывание

Для оптимизированных параметров механизма потребное давление в рабочей полости гидроцилиндра для преодоления сил трения в стыке и силы тяжести шнека при раскладывании в рабочее положение не превышает 53 кг/см^2 , а при складывании – не превышает 19 кг/см^2 . При этом знак «—» в результатах расчета (рисунок 2б) говорит о том, что шнек опускается в транспортное положение под действием силы тяжести. Стоит отметить, что полученные величины силовой характеристики, с помощью вышеприведенной математической модели, позволяют провести дальнейший этап оптимиза-

ции конструкции поворотного шнека по прочностным характеристикам.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сформированная математическая модель пространственного механизма поворота выгрузного шнека зерноуборочного комбайна, позволила в кратчайшие сроки оптимизировать параметры механизма для обеспечения его работоспособности на различных режимах работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котов, А. В./ Векторный анализ пространственных рычажных механизмов / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 12.
2. Джасов, Д. В. Применение векторного анализа для математического описания пространственных рычажных механизмов на примере моста управляемых колес сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, А. Я. Машук, Ю. В. Чупрынин // Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения», выпуск 2, Минск, 2013. – С. 102 – 106.
3. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.

Представлено 18.05.2021

УДК 631.352

**АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕХОДНОЙ КАМЕРЫ
КОМБАЙНОВ С АКСИАЛЬНО-РОТОРНОЙ СИСТЕМОЙ
ОБМОЛОТА И СЕПАРАЦИИ**

ANALYSIS OF THE CONSTRUCTION OF THE TRANSITION
CHAMBER OF COMBINES WITH AXIAL-ROTARY SYSTEM OF
THRESHING AND SEPARATION

С. А. Федорович, ген. констр., **О. В. Прядко**, рук. сект.,
Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»,
г. Гомель, Беларусь
S. Fedorovich, General Design-Engineer,
O. Pryadko, Head of the sector,
Scientific and Technical Harvester Centre OJSC "Gomselmash",
Gomel, Republic of Belarus

Основное содержание исследования составляет анализ переходных камер зерноуборочных комбайнов с аксиально-роторной системой обмолота и сепарации, их достоинства и недостатки, а также сравнение с аналогичным устройством монороторного зерноуборочного комбайна КЗС-1119Р (GR700) разработанного научно-техническим центром комбайностроения Открытого акционерного общества «Гомсельмаш». Такой взгляд будет интересен специалистам в области проектирования зерноуборочной сельхозтехники, специалистам в области продаж и потребителям зерноуборочной сельхозтехники.

The main content of the study is analysis of the transition chambers of grain harvesters with the axial-rotary system of threshing and separation, their advantages and disadvantages, as well as comparison with the similar device of the single-rotor combine harvester KZS-1119R (GR700) developed by the Scientific and Technical Center of Combine Engineering of the Open Joint Stock Company "Gomselmash". This view will be interesting to specialists from the field of designing grain harvesting machinery, sales specialists and users of grain har.

Ключевые слова: комбайн зерноуборочный, аксиально-роторное молотильное сепарирующее устройство, переходная камера, ускоряющий барабан, ротор.

Keywords: combine harvester, axial-rotary threshing and separating device, transition chamber, accelerating drum, rotor.

ВВЕДЕНИЕ

В Республике Беларусь в настоящее время большое внимание уделяется повышению качества и сокращению сроков уборки зерновых колосовых культур. С этой целью разрабатываются и производятся высокопроизводительные, надежные и универсальные зерноуборочные комбайны, которые соответствуют высоким требованиями, предъявляемым к качеству и минимизации потерь зерна во время уборки. Одним из перспективных направлений в этой области, является разработка зерноуборочных комбайнов с аксиально-роторной системой обмолота и сепарации.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПЕРЕХОДНОЙ КАМЕРЫ КОМБАЙНОВ С АКСИАЛЬНО-РОТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ОБМОЛОТА И СЕПАРАЦИИ

В качестве исследовательской задачи авторами была определена попытка оценить наиболее распространенные конструкции переходных камер комбайнов с аксиально-роторной системой обмолота и сепарации, и проблем, возникающих при разработке сельскохозяйственной техники, обозначить направление конструкторских решений при проектировании.

Роторные зерноуборочные комбайны можно разделить на две группы, характеризующиеся типом или схемой подачи зерностебельной массы в переходную камеру – это тангенциальная и аксиальная схемы.

Несмотря на то, что в комбайнах с тангенциальной схемой условия подачи зерностебельной массы приближены к классическим барабанным, такая схема имеет ряд существенных компоновочных ограничений, а именно: ротор имеет поперечное расположение, длина ротора ограничивается габаритом ширины; ширина подачи в приемную камеру меньше ширины молотилки. Наиболее известные машины с тангенциальной схемой подачи – это комбайны

«Gleaner», корпорации AGCO, ранее выпускавшиеся комбайны фирмы «Laverda» и зерноуборочный комплекс КЗР-10 производства ОАО «Гомсельмаш».

В комбайнах с аксиальной схемой подачи зерностебельной массы в приемную камеру, используется вся ширина молотилки, ротор имеет продольное расположение, длина ротора ограничивается компоновочной схемой. Аксиальная схема подачи получила наибольшее распространение и используется в комбайнах: «Case IH Axial flow» корпорации «CNH Industrial America LLC», серии «Торум» ООО «Комбайновый завод Ростсельмаш», «John Deere» S-серии корпорации «Deere&Company», роторные комбайны «Challenger», «Massey Ferguson», «Fendt», «Valtra» корпорации AGCO. При разработке комбайна КЗС-1119Р (GR700) специалистами Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» также была выбрана аксиальная схема подачи зерностебельной массы.

В настоящее время существует ряд научных трудов, касающихся проблем аксиально – роторных зерноуборочных комбайнов [1], [2], [3] и др., однако проблемы, возникающие в переходной камере, подробно не изучены и по настоящее время.

Переходная камера является важной составной частью конструкции комбайна способной оказывать влияние на пропускную способность, производительность и общую компоновку. Несмотря на различия в компоновках, оснащении, различии мощностей двигателей, направления вращения и конструкции ротора, комбайны в переходной зоне имеют общие элементы такие, как ускоряющий барабан перед приемной камерой, имеющий различное исполнение и расположение, ротор в начале имеет винтовые лопасти.

Проведя анализ конструкций переходных камер аксиально – роторных зерноуборочных комбайнов по геометрической форме и расположению ускоряющего барабана, все рассмотренные комбайны можно разделить на три основные группы.

В первую группу можно включить в комбайны «Case IH Axial flow» корпорации «CNH Industrial America LLC» и «Торум» ООО «Комбайновый завод Ростсельмаш». Переходная камера комбайнов имеет форму усеченного конуса с расположенными по всему внутреннему периметру винтовыми направляющими. Приемное окно

имеет прямоугольную форму, ось ускоряющего барабана незначительно смещена относительно оси ротора. Подача зерностебельной массы осуществляется непосредственно в зону, ограниченную стенками конуса и трубой ротора.

Такая конструкция имеет значительные габариты вначале, ограничиваясь диаметром конуса приблизительно равным ширине молотилки, что в свою очередь влияет на общую компоновку молотилки и расположение кабины, бункера и других элементов.

Во вторую группу можно включить роторные комбайны «Challenger», «Massey Ferguson», «Fendt», «Valtra» корпорации AGCO. Переходная камера комбайнов имеет сложную геометрическую форму. Нижняя часть, равную ширине молотилки, состоит из трех зон, для равномерной загрузки лопаток ротора, Верхняя цилиндрическая часть имеет направляющие расположенные под углом к оси ротора. Ось ускоряющего барабана имеет значительное смещение вниз, относительно оси ротора. Подача осуществляется, как бы подбрасыванием, в три зоны, ограниченные стенками сложного многоугольника и трубой ротора.

Такая форма переходной камеры имеет ширину молотилки, однако существенно большую высоту, за счет смещения вверх оси ротора. Процесс трансформации движения зерностебельной массы приближается к естественному. Взаимное расположение узлов сказывается на компоновке молотилки, в частности расположения бункера и для сохранения его объема центр тяжести вынужденно подымается вверх.

В третью группу можно включить комбайны «John Deere» S-серии корпорации «Deere&Company», «Fendt» серии R (Fendt 9300 R-9460R) корпорации AGCO и КЗС-1119Р (GR700) ОАО «Гомсельмаш». Переходная камера комбайнов имеет сложную геометрическую форму, которую условно можно разделить на две части плавно сопрягающиеся между собой. Передняя часть, имеющая ширину молотилки, внизу ассиметрична со смещением, для равномерной загрузки лопаток ротора, сверху на цилиндрической части, под углом к оси ротора, расположены направляющие. Задняя часть имеет цилиндрическую форму охватывающую ротор, направляющие расположены по всему периметру. Заходное окно имеет прямоугольную форму, ось ускоряющего барабана имеет незначитель-

ное смещение относительно оси ротора. Подача зерностебельной массы осуществляется непосредственно в зону, ограниченную стенками сложного многоугольника и трубой ротора.

Такая форма переходной камерой имеет ширину молотилки, однако существенно меньшую высоту, что позволяет эффективно скомпоновать молотилку.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты проведенного анализа были учтены при разработке инновационного зерноуборочного комбайна КЗС-1119Р (GR700) позволили разработать сбалансированную компоновочную схему зерноуборочного комбайна с роторной схемой обмолота и сепарации с достаточно высокой степенью унификации с комбайнами, имеющими классическую барабанную систему обмолота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Радишевский, Г. А. Аксиально-роторные молотильно-сепарирующие системы / Радишевский Г. А., Гурнович Н. П., Портянко Г. Н., Белый С. Р., Кузнецов Д. А. // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве. – 2019. – №1. – С. 105–106.

2. Бердышев, В. Е. Движение хлебной массы в молотильном пространстве аксиально-роторного молотильно-сепарирующего устройства / Бердышев В. Е., Ломакин С. Г., Солдатенков В. В. // Вестник: техники и технологии АПК. – 2016. – № 2. – С. 7–10.

3. Белов, М. И., Шрейдер, Ю. М. Параметры роторов молотильно-сепарирующих устройств зерноуборочных комбайнов // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. 2015. – № 11 (22). – URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2769>.

Представлено 19.05.2021

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СКУТЕРА С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

SELECTION OF PARAMETERS OF THE ELECTRIC DRIVEN SCOOTER

В. С. Булатовский¹, магистр техн. наук,

Ч. И. Жданович², канд. техн. наук, доцент,

В. А. Прокопович¹, магистр техн. наук

¹ОАО «Приборостроительный завод Оптрон», г. Минск, Беларусь,

²Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Беларусь

V. Bulatovsky¹, Master of Technical Sciences,

Ch. Zhdanovich², Associate Professor, PhD in Engineering,

V. Prokopovich¹, Master of Technical Sciences,

¹Instrument Factory Optron, Minsk, Belarus,

²Belarussian National Technical University, Minsk, Belarus

Выбраны параметры и разработана конструкция скутера с электрическим приводом.

The parameters, were selected and the design of the electric scooter was developed.

Ключевые слова: Электроскутер, мотор-колесо, электродвигатель, аккумулятор.

Key words: Electric scooter, wheel motor, electric motor, battery.

ВВЕДЕНИЕ

Электроскутер – двух- или трехколесное транспортное средство с приводом от управляемого контроллером электродвигателя, получающего питание от аккумулятора. Тип привода различается в зависимости от конструкции конкретной модели. Используется цепной привод от электродвигателя, установленного в раме, или мотор-колесо. Пробег электроскутеров на одной зарядке 50–150 км. Время зарядки полностью разряженного аккумулятора от 3 до 8 часов. Электроскутеры в зависимости от области использования подразде-

ляют на туристические, внедорожные, городские, для сельской местности, спортивные [1].

Цель данной работы – выбрать параметры и разработать конструкцию городского скутера с электрическим приводом.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОСКУТЕРА

При выборе параметров необходимо учитывать режимы движения и максимальную скорость электроскутера. Городской цикл характеризуется резкими изменениями скорости транспортного средства, низкой плавностью хода, разгонами, резкими сбросами скорости [2].

Для электроскутеров нет четких нормативных актов, которые бы регулировали их использование [3] и определяли допустимую скорость их движения. Электроскутеры можно отнести к мопедам. «Мопед» – двух- или трехколесное механическое транспортное средство, максимальная конструктивная скорость которого не превышает 50 км/ч, имеющее двигатель внутреннего сгорания с рабочим объемом, не превышающим 50 см³, или электродвигатель номинальной максимальной мощностью в режиме длительной нагрузки более 0,25 кВт и менее 4 кВт. К мопедам приравниваются квадрициклы, имеющие аналогичные технические характеристики [4].

На основании выше сказанного для разрабатываемого городского скутера с электрическим приводом выбрана максимальная скорость 50 км/час и европейский городской цикл NEDC.

Привод выбран в виде мотор-колеса, тип электродвигателя BLDC – Brushless DC electric motor (бесколлекторный электродвигатель постоянного тока). Этот тип привода был выбран как оптимальный вариант по стоимости, относительной простоте управления и надежности. Для BLDC мотора, который будет установлен на скутере, подойдет контроллер с управлением момента на валу двигателя, так как при старте будет максимальный момент, с хорошим ускорением, что и необходимо в городских условиях для электроскутера. Рассчитана потребная мощность электродвигателя – 1 кВт. На основе проведенных расчетов мотор-колесо было смоделировано в виртуальной среде Ansys (рисунок 1).

Исходя из того, что в скутере достаточно мало места, необходимо выбирать аккумулятор с большой плотностью энергии, чтобы уменьшить ее габариты. К таким типам батарей относятся литий ионные аккумуляторы. Выберем литий-железо-фосфатные (LiFePO₄) аккумуляторы, так как они терпимее к полному разряду и менее подвержены «старению», чем другие литий-ионные системы. Также LFP более устойчивы к перезаряду, но, как и в других аккумуляторах литий-ионного типа, перезаряд может вызвать повреждение [5]. Рассчитаем емкость аккумуляторной батареи исходя из заданного пробега электроскутера на одной зарядке 90 км (таблица 1).

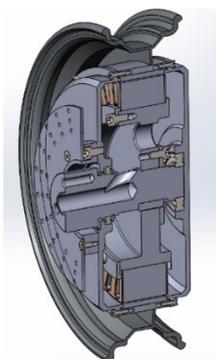


Рисунок 1 – 3D-модель мотор-колеса

Таблица 1 – Расчетные характеристики аккумуляторной батареи

Параметр	Значение
Дальность, км	90
Напряжение батареи, В	60
Потребляемая мощность, Вт	1000
Средняя скорость, км/ч	50
Время движения, ч	1,8
Затрачиваемая энергия, Вт ч	1800
Минимальная емкость АКБ, Ач	30
Ток отдачи батареи, А	17
Вес LiFePO ₄ АКБ, кг	20
Время заряда LiFePO ₄ АКБ, ч	6

На заводе ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» был изготовлен опытный образец электроскутера (рисунок 2). За базу был взят скутер ХОРС 051. В ходе переоборудования был разработан маятник консольного типа, из-за специфической конструкции задней подвески скутера.



Рисунок 2 – Опытный образец электроскутера

Были проведены испытания на полигоне НТЦ «Республиканский полигон для испытаний мобильных машин» (таблица 2) по методике, разработанной на заводе ОАО «Приборостроительный завод Оптрон».

Таблица 2 – Характеристики электроскутера

Напряжение АКБ, В	Емкость АКБ, Ач	Номинальная мощность электродвигателя, Вт	Запас хода, км	Скорость, км/ч	Масса, кг
60	30	1000	90	50	82

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбраны параметры и разработана конструкция городского скутера с электрическим приводом. Максимальная скорость скутера 50 км/час, мощность электродвигателя 100 Вт, запас хода до 90 км. Напряжение аккумуляторной батареи 60 В.

ЛИТЕРАТУРА

1. Что такое электроскутер, разновидности, особенности выбора и параметры моделей. – Режим доступа: <https://akbinfo.ru/e-transport/jelektroskuter.html>. – Дата доступа: 24.04.2021.

2. Козлова, Т. А. Методика поиска рациональных конструктивных параметров тягового привода электромобиля // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №5 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/86TVN516.pdf> (доступ свободный). – Дата доступа: 24.04.2021.

3. ПДД 2021 для электровелосипедов, электросамокатов, электроскутеров и др. – Режим доступа: <https://girominsk.by/reviews/raznoe/pdd-elektrotransport/>. – Дата доступа: 14.05.2021.4. ПДД РФ 2019 с «Основными положениями по допуску ТС к эксплуатации и обязанностями должностных лиц по обеспечению безопасности дорожного движения» + комментарии ГИБДД. – Режим доступа: <https://unit-car.com/docs/pdd.pdf> – Дата доступа: 12.02.2021.

5. Типы аккумуляторных батарей. – Режим доступа: <https://best-energy.com.ua/support/battery/414-vidy-i-tipy-akkumulyatornykh-batarej-v-podrobnostyakh>. – Дата доступа: 24.04.2021.

Представлено 15.05.2021

УДК 629.114

**НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ
НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ТРАКТОРОВ**

**SOME RESULTS OF THE STUDY OF THE LOADING OF TRAC-
TOR BRAKING MECHANISMS**

А. С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Отсутствие надежных и эффективных тормозных систем колесных тракторов и тракторных поездов не только сдерживает рост их средних скоростей движения и грузоподъемности, но и зачастую приводит к дорожно-транспортным происшествиям. В связи с этим большое значение приобретают работы по созданию тормозных систем с высокими и стабильными эксплуатационными характеристиками.

The lack of reliable and efficient braking systems of wheeled tractors and tractor trains not only hinders the growth of their average speeds and carrying capacity, but also often leads to road accidents. In this regard, the work on the creation of braking systems with high and stable performance characteristics is of great importance.

Ключевые слова: тормозной механизм, трактор, температура, энергонагруженность, термомпара.

Key words: brake mechanism, tractor, temperature, energy load, thermocouple.

ВВЕДЕНИЕ

Наименее стабильными звеньями тормозных систем являются тормозные механизмы (ТМ), вследствие чего при разработке тормозных устройств или при использовании уже отработанных конструкций на новой машине большую актуальность приобретают

исследования их нагруженности и энергоемкости с учетом реальных условий эксплуатации транспортного средства.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В настоящее время на большинстве моделей тракторов семейства «Беларус» используются ТМ с шариковым клиновым механизмом разжима, которые имеют относительно высокую эффективность, за счет эффекта серводействия. Практически осуществляется реинжиниринг данной конструкции за счет увеличения радиуса трения, параметров разжимного устройства и привода. Однако это не устраняет недостатки, присущие указанным ТМ – плохое следящее действие, возможность самопроизвольного срабатывания, неравномерность распределения давления по площади пар трения, необходимость регулировки, разрушение тормозных наладок.

В то же время для современных тракторов характерен рост массово-энергетических параметров самого трактора и агрегируемых с ним машин, а также применение принципиально новой схемы торможения трактора – подключения при торможении переднего ведущего моста (ПВМ). Указанные факторы определенным образом оказывают влияние на работу ТМ, увеличивая их нагруженность.

Энергонагруженность ТМ зависит от большого числа факторов: начальной и конечной скоростей торможения, эффективности торможения, физико-механических характеристик материалов дорожного покрытия и шин колес, характера изменения нормальных реакций и тормозных моментов на колесах и т. д. С точки зрения энергонагруженности тормозных механизмов трактора наиболее тяжелым режимом торможения является торможение одиночного трактора в агрегате с навесным орудием.

Уравнение энергетического баланса трактора при торможении на горизонтальной поверхности имеет вид:

$$\Delta T = A_{TM} + A_S + A_f + A_{TP} + A_B,$$

где ΔT – изменение кинетической энергии; A_{TM} – работа сил трения в ТМ; A_S – работа сил трения скольжения шин с дорогой; A_f , A_{TP} , A_B – работа соответственно сил сопротивления качению, сил трения в агрегатах трансмиссии, сил сопротивления воздуха.

Анализ полученных при исследовании нагруженности ТМ результатов при торможении на асфальто-бетонной дороге с различной эффективностью показал, что незначительная энергонагруженность ТМ при торможениях с малой интенсивностью обусловлена большой долей в общем энергетическом балансе работ сил сопротивления качению, силы сопротивления воздуха, силы трения в агрегатах трансмиссии. Уменьшение энергонагруженности тормозных механизмов при торможениях с высокой интенсивностью происходит вследствие увеличения относительного скольжения колес.

В результате расчетов установлено, что наиболее тяжелыми с точки зрения энергонагруженности ТМ являются торможения с эффективностью $1,5-3,0 \text{ м/с}^2$, когда в ТМ поглощается энергия около 150 кДж (примерно 86 % всей кинетической энергии), а в пятнах контакта шин с дорогой – $3,0...11,0 \text{ кДж}$ ($2...7 \%$) [1].

Решающим фактором, определяющим износостойкость, фрикционных устройств является силовой и температурный режим их работы. Существующие методики расчета температур [2, 3] дают заниженные их значения и, как правило, предполагают равномерное тепловыделение по площади трущихся дисков.

В то же время в реальных узлах трения имеет место существенная неравномерность распределения давлений по поверхностям трения, что приводит к высоким локальным поверхностным температурам, которые могут вызвать структурные превращения в поверхностном слое (глубиной до 0,5 мм) контртел, разупрочняющие материал дисков. Это приводит к интенсивному абразивному износу и, в конечном счете, к нарушению работоспособности узла.

Неравномерность распределения давления в ТМ, как показал анализ, обусловлена как конструктивными (неравномерность приложении нажимного усилия, технологическими (погрешности изготовления) и эксплуатационными (неравномерный износ фрикционных элементов) факторами.

Целью экспериментальных исследований являлось определение температур, действующих на поверхности нажимных дисков ТМ на тракторов кл. 2. Измерение температур осуществлялось при помощи хромель-копелевых термопар, которые были заделаны на поверхности активного нажимного диска в различных его точках (рисунки 1, 2). Конструктивное исполнение термопары обеспечивает

измерение мгновенных значений температуры диска. Это достигается за счет того, что хромелевый и копелевый электроды непосредственно расклепаны в диске и термоток от хромеля к копелю протекает через материал исследуемого диска, т. е. измеряется сумма термо- э.д.с хромель – диск и диск – копель. Так как расстояние между термоэлектродами незначительно, то температура в обоих местах контакта будет практически одинакова, и, следовательно, измеряемая термо- э.д.с не будет искажена.

Испытания трактора проводились на сухой ровной дороге с асфальтовым покрытием, что позволило выявить максимально возможные тормозные качества испытываемого объекта. Осуществлялись экстренные торможения при движении на передачах транспортного диапазона.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследований установлено, что поверхностные температуры в различных точках нажимного диска дисковых ТМ отличаются более чем в три раза и максимальные их значения, зарегистрированные в непосредственной близости от разжимных шариков превышают 200–240 °С (рисунок 3), в то время как в зоне достаточно удаленной от них она достигает только 70...80 °С.

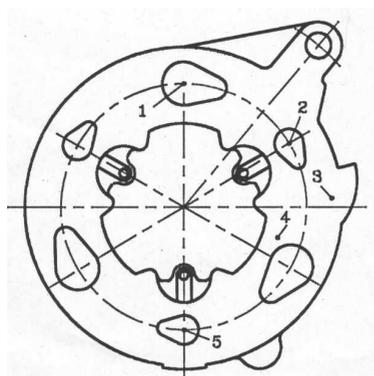


Рисунок 1 – Схема расположения термопар на поверхности активного нажимного диска

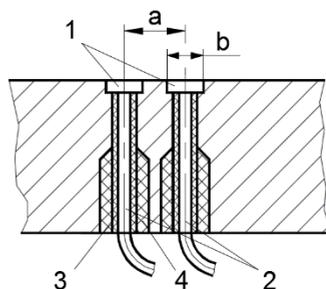


Рисунок 2 – Конструктивная схема термопары для замера поверхностной температуры

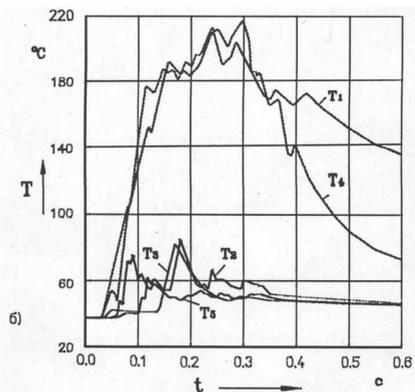
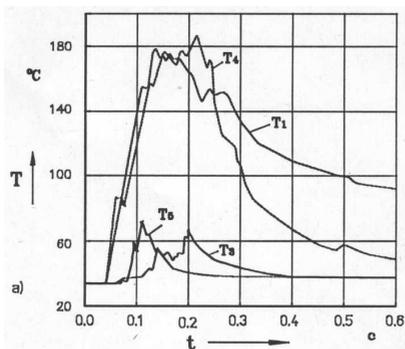


Рисунок 3 – Изменение поверхностных температур нажимного диска при торможении трактора кл. 2 с разблокированным (а) и заблокированным (б) приводом ПВМ

ЛИТЕРАТУРА

1. Поварехо, А. С. Нагруженность тормозных механизмов полноприводного универсально-пропашного трактора кл. 1,4 и повышение их долговечности : дис. канд. техн. наук. – Минск, 1993. – 210 с.
2. Чичинадзе, А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – Москва : Наука, 1967. – 231 с.
3. Жуковский, Ю. М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН : дисс. канд. техн. наук. – Минск, 1980. – 235 с.

Представлено 05.04.2021

УДК 621.869.4: 658

**О ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ОГРАНИЧЕНИЯХ В ЗАДАЧЕ
МИНИМИЗАЦИИ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ПЕРЕВОД
НАВЕСНОЙ МАШИНЫ В ТРАНСПОРТНОЕ ПОЛОЖЕНИЕ**

ON FUNCTIONAL RESTRICTIONS IN THE PROBLEM
OF MINIMIZING ENERGY CONSUMPTION FOR LIFTING
OF THE MOUNTED MACHINE INTO UPPER POSITION

В. Б. Попов, канд. техн. наук, доц.,

V. Popov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Гомельский государственный технический университет

им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Представлена методика выбора функциональных ограничений в задаче параметрической оптимизации трехточечного механизма навески мобильного энергетического средства (в том числе сельскохозяйственного трактора). Выбор функциональных ограничений имеет целью минимизацию затрат энергии в процессе подъема навесной машины.

The technique of selection of functional restrictions in the problem of parametric optimization of the mechanism for mounting a mobile power tool (agricultural tractor) is presented. The choice of functional restrictions is aimed at minimizing energy consumption in the process of lifting the mounted machine.

Ключевые слова: *мобильное энергетическое средство, трехточечный механизм навески, параметрическая оптимизация, функциональные ограничения, передаточное число, навесная машина.*

Keywords: *mobile power tool, three-point linkage mechanism, parametric optimization, functional restrictions, gear ratio, mounted machine.*

ВВЕДЕНИЕ

В задачах параметрической оптимизации навесных и подъемных механизмов необходимым компонентом их математических моделей (ММ) являются функциональные ограничения, отсекающие не-

приемлемые варианты решений [1]. Они ограничивают направление поиска выходных параметров технического объекта или режима его работы, обеспечивая, таким образом, ускорение выбора рациональных внутренних параметров механизмов навески.

Цель работы – формирование функциональных ограничений в составе ММ параметрической оптимизации механизма навески (МН) мобильного энергетического средства (МЭС).

ФОРМИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ОГРАНИЧЕНИЙ В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ МЭС

Установлено, что общим функциональным ограничением для большинства синтезируемых механизмов навески (МН) является соблюдение правила существования «треугольников» (одна сторона треугольника всегда меньше двух других), образуемых из четырехзвенников замкнутой кинематической цепи (рисунок 1б).

Исходя из требований стандарта [2] к функциональным ограничениям относят: ход оси подвеса – $\Delta Y_{56}(S)$ – (рисунок 1б), угол наклона высоты присоединительного треугольника – $\Delta\varphi_6(S)$ и координату мгновенного полюса вращения (рисунок 2) навесной машины – X_P . Кроме того, учитывают время подъема НМ – t_{nod} .

$$\Delta Y_{56}(S) = Y_{56}(S_{max}) - Y_{56}(S_{pa\delta}) \geq \Delta Y_{56}^{don}(S); \quad (1)$$

$$\Delta\varphi_6(S) = \varphi_6(S_{max}) - \varphi_6(S_{pa\delta}) \leq \varphi_6^{don}(S); \quad (2)$$

$$t_{nod} = \frac{(S_{max} - S_{pa\delta}) \cdot F_C}{q \cdot n \cdot \eta_V} \leq t_{nod}^{don}; \quad (3)$$

$$X_P = \frac{(y_{56}(S) \cdot x_{05} - y_{05} \cdot x_{56}(S)) \cdot (x_{07} - x_{67}(S))}{(y_{07} - y_{67}(S)) \cdot (x_{05} - x_{56}(S)) - (x_{07} - x_{67}(S)) \cdot (y_{05} - y_{56}(S))} - \frac{(x_{05} - x_{56}(S)) \cdot (y_{67}(S) \cdot x_{07} - y_{07} \cdot x_{67}(S))}{(y_{07} - y_{67}(S)) \cdot (x_{05} - x_{56}(S)) - (x_{07} - x_{67}(S)) \cdot (y_{05} - y_{56}(S))} \leq X_P^{don},$$

где $S_{pa\delta}$, S_{max} – значение обобщенной координаты, соответствующее рабочему и транспортному положению оси подвеса МН; x_{0i} , y_{0i} –

координаты центров неподвижных шарниров МН; $x_{ij}(S)$, $y_{ij}(S)$ – координаты центров подвижных шарниров МН.

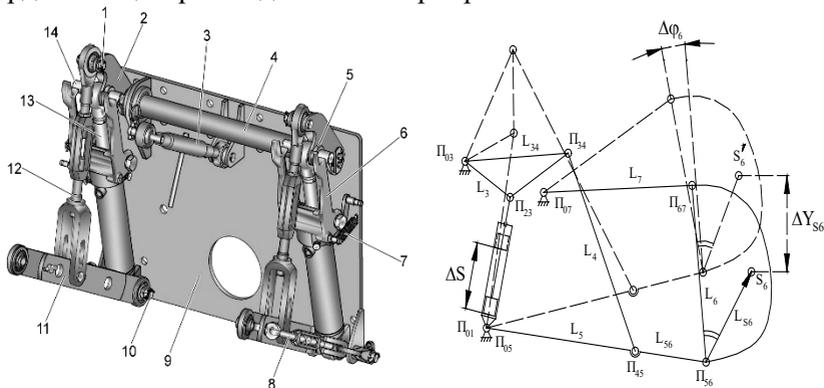


Рисунок 1 – Подъемно-навесное устройство (а) и плоский аналог его механизма навески (б) в рабочем и транспортном положениях

1, 14 – пальцы; 2 – рычаг поворотный; 3 – тяга верхняя; 4 – вал; 5 – подшипник; 6 – фиксатор; 7 – пружина; 8 – стяжка; 9 – рама МЭС; 10 – чека; 11 – тяга нижняя; 12 – раскос; 13 – гидроцилиндр.

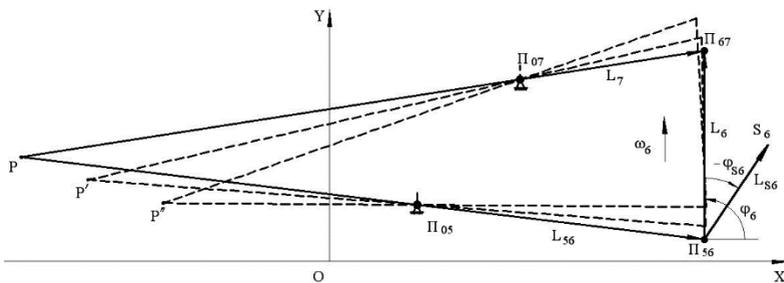


Рисунок 2 – Положения полюса мгновенного центра вращения навесной машины (P) при качающейся оси подвеса МН (Π_{56})

Помимо этого, к функциональным ограничениям относится максимально допустимый вес НМ, влияющий на управляемость МТА с НМ, находящейся в транспортном положении (рисунок 3).

В этом случае для МТА расположенного горизонтально, условие управляемости [1], ограничивающее вес МН, имеет вид:

$$I(S) = \dot{\varphi}_3(S) \cdot U_{53}(S) \cdot [L_5 \cdot \cos \varphi_5(S) + U_{65}(S) \cdot L_{S6} \cdot \cos(\varphi_6(S) + \varphi_{S6})], \quad (5)$$

где $\dot{\varphi}_3$ – аналог угловой скорости; $U_{53}(S)$, $U_{65}(S)$ – передаточные отношения; L_5 , L_{S6} – модули векторов (длины звеньев МН); $\varphi_5(S)$, $\varphi_6(S)$ – углы, образуемые звеньями МН в правой декартовой системе координат.

Полезная нагрузка $F(S)$ на гидроцилиндре:

$$F(S) = P \cdot I(S), \quad (6)$$

Передаточное число также существенно влияет на грузоподъемность G_S ПНУ:

$$G_S = \frac{P_{ци}^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S)]}{I(S)_{\max}}, \quad (7)$$

где $P_{ци}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ; F_c – площадь поршня ГЦ; $F_{ин}^{np}(S)$ – приведенная сила инерции и $F_{тр}^{np}(S)$ – приведенная сила трения [1], определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимальной величине передаточного числа.

Анализируя выражения (6) и (7) отметим, что чем меньше изменяется величина $I(S)$ в диапазоне изменения обобщенной координаты и чем меньше при этом оказывается ее максимум, тем менее энергоемким становится перевод НМ в транспортное положение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемая методика выбора ФО распространяется на автоматизированное проектирование других подъемных механизмов МТА, и, в частности, представляемых их четырехзвенными и шестизвенными аналогами. При соответствующей доработке методика может быть также использована при автоматизированном проектировании идентичных по структуре механизмов строительно-дорожных и землеройных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016. – 251с.: ил.

2. ГОСТ 10677-2001. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт) – Минск : 2002. – С. 8.

3. Курс теории механизмов и машин. Зиновьев В. А., Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1975 г. – 384 с.

Представлено 24.05.2021

УДК 623.437.42: 629.3.018

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ СТЕНДОМ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТРАНСМИССИЙ

DEVELOPMENT OF AN ALGORITHM FOR CONTROLLING THE TRANSMISSION TEST BENCH

Ч. И. Жданович, канд. техн. наук, доц., **Н. А. Поздняков**,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
Ch. Zhdanovich, PhD in Engineering, Associate Professor,
N. Pozdnyakov,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Разработан алгоритм управления стендом для испытаний трансмиссий сельскохозяйственного трактора в режиме имитации эксплуатационных нагрузок. Схема алгоритма разделена на два уровня: 1) уровень имитации нагрузок; 2) уровень управления приводным электромотором.

An algorithm for controlling a test bench for agricultural tractor transmissions in the mode of simulation of operational loads has been developed. The algorithm scheme is divided into two levels: 1) the level of load simulation; 2) the level of control of the drive electric motor.

Ключевые слова: алгоритм управления стендом, стендовые испытания трансмиссий.

Key words: stand control algorithm, bench tests of transmissions.

ВВЕДЕНИЕ

При стендовых испытаниях трансмиссий на долговечность применяют три вида программ нагружения: постоянной нагрузкой (постоянным крутящим моментом); переменной ступенчатой нагрузкой (переменным ступенчато-изменяющимся крутящим моментом); нагрузкой, изменяющейся по случайному закону, наиболее полно имитирующей эксплуатационный нагрузочный режим [1, 2]. Для определения нагрузочных режимов трансмиссии проводят ее режимометрирование – сбор данных о нагрузочных режимах в различных условиях эксплуатации. Подготовка и проведение режимометрирования процесс весьма трудоемкий [3]. Нагрузочные режимы трансмиссии можно также определить расчетным путем, модулируя работу трактора в составе машинно-тракторного агрегата [4–6].

При наличии циклограммы нагрузок возможна организация нагрузочных режимов работы испытательного стенда [7], соответствующих действительным эксплуатационным режимам. Для реализации таких режимов необходимо управлять электромашинami испытательного стенда таким образом, чтобы нагрузки на валах соответствовали циклограммам, а приводной электродвигатель должен имитировать работу поршневого ДВС.

Цель работы – разработка алгоритма управления стендом для испытания трансмиссий в режиме имитации эксплуатационных нагрузок.

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ СТЕНДОМ

На начальном этапе проектирования автоматической системы управления испытательным стендом необходимо сформировать общий алгоритм управления.

В соответствии с характеристикой технологического процесса МТА нагрузочные режимы в трансмиссии трактора определяются моментами сопротивления (M_n , M_z и $M_{\text{ВОМ}}$) вращению выходных валов трансмиссии, ведущих колес переднего и заднего мостов и хвостовика вала отбора мощности (ВОМ). Преодоление указан-

ных моментов сопротивления осуществляется за счет крутящего момента M_d двигателя.

Двигатель внутреннего сгорания, как объект регулирования, имеет специфическую зависимость частоты вращения n_d коленчатого вала от величины нагрузки M_d . Эта зависимость определяется третьей переменной h – настройкой регулятора (рисунок 1).

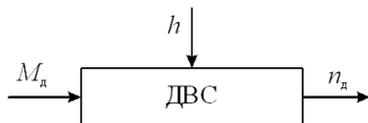


Рисунок 1 – Функциональная схема двигателя внутреннего сгорания

Применительно к тракторному двигателю настройка h – это положение педали управления подачей топлива. Постольку при выполнении технологического процесса педаль управления подачей топлива находится в фиксированном положении максимальной подачи, то частота вращения n_d является функцией одной переменной $n_d = f(M_d)$. При этом поршневой двигатель трактора работает по т. н. «внешней скоростной» характеристике (ВСХ). Протекание кривых ВСХ двигателя трактора имеет два характерных участка:

- регуляторный, на котором изменение частоты вращения n_d происходит незначительно в диапазоне от n_n до $n_{d\max}$ при широком при широком изменении крутящего момента (от 0 до $M_{дн}$);
- корректорный (перегрузочный), на котором частота вращения n_d снижается значительно, чем на регуляторном участке при незначительном повышении крутящего момента (от $M_{дн}$ до $M_{д\max}$).

Таким образом, функциональная схема двигателя в системе управления будет представлена в виде, показанном на рисунке 2.

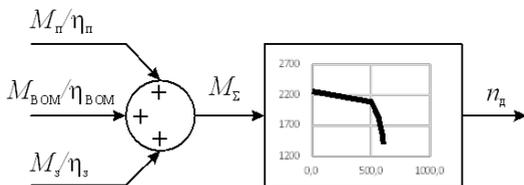


Рисунок 2 – Функциональная схема двигателя

Трансмиссия трактора передает крутящий момент от двигателя на ведущие колеса. Эта передача характеризуется преобразованием частоты вращения и крутящего момента, подводимых к ведущим колесам и хвостовику ВОМ в соответствии с передаточным числом $u_{тр}$ и КПД для каждого из кинематических контуров передачи ($\eta_{п1}$, $\eta_{п2}$, $\eta_{ВОМ}$). Передаточные числа однозначно определяются кинематической схемой, а данные о величинах КПД могут быть получены по результатам измерений при холостом прокручивании.

Функциональная схема трансмиссии представлена на рисунке 3.

Асинхронные электромашин переменного тока, осуществляющие имитацию нагрузок элементов трансмиссии, работают в генераторном режиме и получают сигналы, с одной стороны – о частоте вращения соответствующих элементов и, с другой стороны – формируют моменты сопротивления вращению в соответствии с внешним управлением в виде сигналов о величинах нагрузок в функции от времени t испытаний, т. е. $(M_{п1}, M_{п2}, M_{зп1}, M_{зп2}, M_{ВОМ}) = f(t)$.

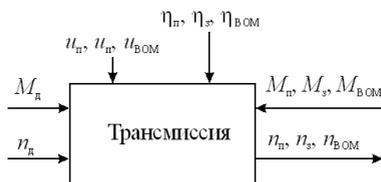


Рисунок 3 – Функциональная схема трансмиссии

Функциональная схема нагрузочных генераторов представлена на рисунке 4.

В соответствии со схемой стенда создание нагрузочных режимов осуществляется при помощи регулируемых электромашин.

Управление электромашин осуществляется при помощи программируемого контроллера в соответствии программой, реализующей разработанный алгоритм.

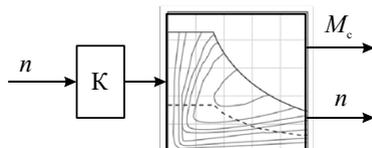


Рисунок 4 – Функциональная схема нагрузочного генератора

С точки зрения выполнения задач управления схема алгоритма (рисунок 5) разделена на два уровня:

- уровень имитации нагрузок;
- уровень управления приводным электромотором.

Уровень имитации нагрузок (ИН) получает информацию от источника имитации нагрузки, заданной в табличной форме в функции времени или в виде сгенерированной случайной величины с заданными параметрами. При этом алгоритм учитывает временной интервал нагрузок M_{Π} и M_3 между передним и задним мостом с учетом скорости движения трактора, определяемой кинематической характеристики трансмиссии и имитируемого буксования δ_{Π} и δ_3 ведущих колес. Так же алгоритм ИН формирует сигнал имитации нагрузки $M_{\text{ВОМ}}$ на валу отбора мощности.

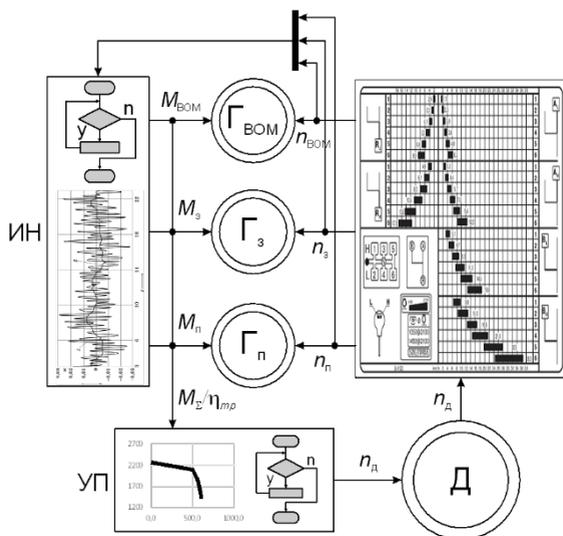


Рисунок 5 – Схема работы алгоритмов управления стандом

Так же алгоритм ИН выполняет функции регулирования электромашин Γ_{Π} , Γ_3 , $\Gamma_{\text{ВОМ}}$ соответственно переднего, заднего мостов и вала отбора мощности в соответствии с их механическими харак-

теристиками, получая сигналы $n_{п}$, n_3 и $n_{ВОМ}$ частот вращения соответствующих электромашин.

Уровень управления приводом (УП) получает информацию о суммарной текущей нагрузке $M_{\Sigma} = (M_{п} + M_3 + M_{ВОМ}) / \eta_{тр}$ с учетом КПД $\eta_{тр}$ испытуемой трансмиссии и определяет частоту вращения n_d вала приводного электродвигателя Д. Для формирования сигнала о частоте вращения n_d в алгоритм УП должна быть заложена характеристика имитируемого поршневого двигателя в виде зависимости $n_d = f(M_{\Sigma} / \eta_{тр})$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан алгоритм управления стендом. Схема алгоритма разделена на два уровня: 1) уровень имитации нагрузок; 2) уровень управления приводным электромотором. Управление электромашинами осуществляется при помощи программируемого контроллера в соответствии с программой, реализующей разработанный алгоритм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Капуста, П. П. Дорожные испытания несущих систем и конструкций шасси и трансмиссий грузовых автомобилей / П. П. Капуста, И. Т. Шпаковский, А. П. Ярошевич // Теоретическая и прикладная механика : международный научно-технический сборник. – Вып. 32. – 2017. – С. 336–343.
2. Стендовые ускоренные испытания технических систем на надежность: учеб. пособие / Б. И. Гиясов, Н. Г. Серегин, Д. Н. Серегин, В. А. Беляков. – М. : Издательство АСВ, 2017. – 74 с.
3. Соломатин, Н. С. Испытания узлов, агрегатов и систем автомобиля: учеб. пособие / Н. С. Соломатин. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2013. – 143 с.
4. Жданович, Ч. И. Математическое моделирование тягового сопротивления полунавесного оборотного плуга // Актуальные вопросы машиноведения – 2019. – Выпуск 8. – С. 91–94.
5. Жданович, Ч. И. Моделирование работы пахотного агрегата с полунавесным оборотным плугом // Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сборник тези-

сов 3-й международной научно-практической конференции (Гомель, 3–4 окт. 2019 г.). – Гомель : Научно-технический центр комбайностроения ОАО «Гомсельмаш», 2019. – С. 104–105.

6. Жданович, Ч. И. Реализация тяговых возможностей трактора с электромеханической трансмиссией / Ч. И. Жданович, Н. В. Калинин // Механика машин, механизмов и материалов. 2021. № 1(54). – С. 4–5.

7. Стенд для испытания трансмиссий / Режим доступа: <http://ytoblr.by/Стендовое-оборудование/> – Дата доступа: 12.05.2021.

Представлено 15.05.2021

УДК 629.114

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ

MATHEMATICAL MODEL OF THE FEEDING PART ELECTROPNEUMATIC BRAKE DRIVE

А. И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.,

А. С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Приведены некоторые результаты теоретического исследования динамических характеристик питающей части электропневматической тормозной системы, где в качестве управляющего элемента, регулирующего давление используется неследящий электроклапан.

Some results of a theoretical study of the dynamic characteristics of the supply part of an electropneumatic brake system, where a non-icing electric valve is used as a control element regulating the pressure, are presented.

Ключевые слова: пневмопривод тормозов, электропневмоклапан, динамические характеристики, конструктивные параметры.

Key words: pneumatic brake drive, electric pneumatic valve, dynamic characteristics, design parameters.

ВВЕДЕНИЕ

Увеличение средних скоростей движения тракторных поездов обуславливает, в первую очередь, повышение требований ко всем элементам их тормозных систем.

Для оценки эффективности предлагаемого решения и выбора параметров электропневматической цепи системы подготовки сжатого воздуха были получены динамические характеристики исследуемого пневмопривода, с помощью разработанной математической модели.

Математическая модель питающей части электропневмопривода тормозов составлена с использованием основных законов теории электрических цепей, преобразованных применительно к пневматическим цепям [1].

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

При составлении математической модели приняты следующие допущения, позволяющие упростить расчеты и в то же время получить достаточно корректные результаты:

- характеристики сопротивления в коммуникациях питающей части для пульсирующего потока воздуха применяются такими же, как и для стационарного потока;

- силы инерции подпружиненных элементов реальной системы малы по сравнению с силами давления сжатого воздуха и не оказывают влияния на динамику пневмосистемы;

- элементы исполнительной части пневмосистемы не оказывают влияние на качественную сторону динамических процессов в питающей части, а их влияние на количественную сторону динамических характеристик задано постоянным наибольшим расходом воздуха;

- в питающей части отсутствуют резонансные явления, возникающие при совпадении частот собственных колебаний столба воздуха в коммуникациях с частотой гармонического возмущающего воздействия, генерируемого поршневым компрессором;

– температура сжатого воздуха перед местными сопротивлениями и за ними равна.

Кроме того, приняты дополнительные упрощения и допущения, позволяющие избежать изменений детализации схем и усложнения расчетных уравнений. Так, элементы с распределенными параметрами заменены элементами с сосредоточенными характеристиками, так как в данном случае распределение давления по длине трубопровода не представляет практического интереса.

Для математического описания динамических процессов в питающей части (рисунок 1) были разработаны ее математические модели, позволяющие наглядно представить полный цикл регулирования давления в ресивере. При этом период работы питающей части между двумя срабатываниями электропневмоклапана на верхнем пределе регулирования разделен на четыре фазы:

1 фаза – наполнение ресивера сжатым воздухом.

2 фаза – срабатывание электропневмоклапана на верхнем пределе регулирования (переключение компрессора на холостой ход).

3 фаза – снижение давления сжатого воздуха в ресивере вследствие расхода его потребителями (компрессор работает в режиме выпуска воздуха в атмосферу под минимальным давлением).

4 фаза – срабатывание электропневмоклапана на нижнем пределе регулирования (включение компрессора на накачивание воздуха в ресивер).

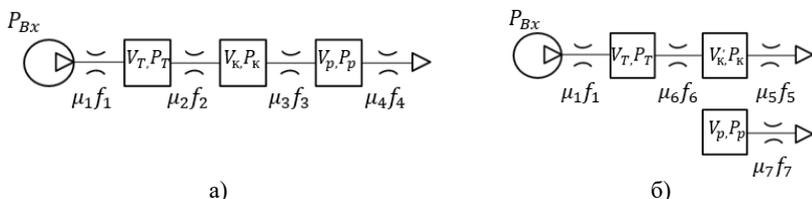


Рисунок 1 – Расчетная схема математической модели питающей части электропневмопривода тормозов

а – наполнение ресивера сжатым воздухом; б – снижение давления воздуха в ресивере (компрессор работает в режиме выпуска воздуха в атмосферу)

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамику питающей части с электропневмоклапаном, составленная на основе закона узлов имеет вид:

I фаза. Наполнение ресивера сжатым воздухом.

$$U_r = -\frac{1}{2} \cdot f'(z) \cdot (r^2 - R_0^2) / r;$$

$$\frac{dp_\kappa}{dt} = \frac{A \cdot V_{\kappa p} \cdot k}{V_\kappa} \left[\mu_2 f_2 \cdot p_T \frac{p_T - p_\kappa}{B \cdot p_T - p_\kappa} - \mu_3 f_3 \cdot p_\kappa \frac{p_\kappa - p_p}{B \cdot p_\kappa - p_p} \right];$$

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{A \cdot V_{\kappa p} \cdot k}{V_\kappa} \left[\mu_3 f_3 \cdot p_\kappa \frac{p_\kappa - p_p}{B \cdot p_\kappa - p_p} - \mu_4 f_4 \cdot p_p \frac{p_p - p_a}{B \cdot p_p - p_a} \right].$$

II фаза. Срабатывание электропневмоклапана на верхнем пределе регулирования. Условие срабатывания:

$$p_{pi} > p_{pi-1} \text{ и } p_{pi} \geq p_{max}.$$

III фаза. Снижения давления воздуха вследствие расхода его потребителями.

$$\frac{dp_T}{dt} = \frac{A \cdot V_{\kappa p} \cdot k}{V_T} \left[\mu_1 f_1 \cdot p_{ex} \frac{p_{ex} - p_T}{B \cdot p_{ex} - p_T} - \mu_6 f_6 \cdot p_T \frac{p_T - p_\kappa}{B \cdot p_T - p_\kappa} \right];$$

$$\frac{dp_\kappa}{dt} = \frac{A \cdot V_{\kappa p} \cdot k}{V_{\kappa 1}} \left[\mu_6 f_6 \cdot p_T \frac{p_T - p_\kappa}{B \cdot p_T - p_\kappa} - \mu_5 f_5 \cdot p_\kappa \frac{p_\kappa - p_a}{B \cdot p_\kappa - p_a} \right];$$

IV фаза. Срабатывание электропневмоклапана на нижнем пределе регулирования. Условия срабатывания:

$$p_{pi} < p_{pi-1} \text{ и } p_{pi} \leq p_{min},$$

где p_T – давление сжатого воздуха в емкости, эквивалентной трубопроводу от компрессора до электропневмоклапана, МПа;

$$\varphi_{\text{вын}} = \arccos \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{1 + a_m}{\frac{1}{\varepsilon^m}} - a_m \right) \right] - \text{давление в соединении нагнетательного трубопровода с цилиндром компрессора, МПа;}$$

– давление в полости электропневмоклапана, МПа; p_p – давление в ресивере, МПа; V_T – объем трубопровода, соединяющего компрессор с электропневмоклапаном, м³; V_K , V_{K1} – объемы полостей электропневмоклапана, сообщающих компрессор с ресивером и с атмосферой соответственно, м³; V_p – объем ресивера, м³; A , B – постоянные гиперболической функции расхода [1]; V_{KP} – критическая скорость сжатого воздуха, м/с; k – показатель адиабаты [1]; $\mu_1 f_1 \dots \mu_7 f_7$ – пропускные способности пневмосопротивлений, м²; p_{\min} , p_{\max} – верхний и нижний пределы регулирования давления сжатого воздуха в ресивере, МПа.

Сигнал на входе питающей части (p_{ex}) можно представить, как импульс давления, генерируемого компрессором, распространяющийся в трубопроводе со скоростью, равной местной скорости звука, при этом в момент начала нагнетания воздух, заключенный в системе, находится в состоянии покоя. По мере открытия нагнетательного клапана и выхода воздуха в нагнетательный трубопровод, давление в системе возрастает на конечную величину, и к началу очередного такта нагнетания равно номинальному значению, соответствующему показаниям манометров с инерцией, достаточной чтобы не реагировать на колебания давления.

Таким образом, давление на выходе из компрессора можно описать системой уравнений [2]

$$p_{\text{ex}}(t) = \begin{cases} P_T \left(1 + \frac{V_{\text{кр}} \cdot V_{\text{раб}} \cdot \omega_{\kappa} \cdot \lambda_{\kappa}}{2 \cdot f \cdot R \cdot T} \cdot \sin \omega_{\kappa} t \right) & \text{при } \frac{\pi(2n+1) + \varphi_{\text{вын}}}{\omega_{\kappa}} \leq t \leq \frac{\pi(2n+1)}{\omega_{\kappa}}, \\ P_T & \text{при } \frac{\pi(2n+1)}{\omega_{\kappa}} \leq t \leq \frac{\pi(2n+3) - \varphi_{\text{вын}}}{\omega_{\kappa}}, \end{cases}$$

где $V_{\text{раб}}$ – рабочий объем компрессора, м³; ω_{κ} – частота вращения вала компрессора, с⁻¹; t – время, с; f – площадь сечения трубопровода на выходе из цилиндра компрессора, м²; R – газовая постоянная, м² / (с² К); T – температура воздуха, К; λ_{κ} – коэффициент производительности компрессора [3], $\lambda_{\kappa} = a - b \cdot p_u$; ; p_u – избыточное давление в системе, МПа; $\varphi_{\text{вын}}$ – угол, соответствующий началу открытия нагнетательного клапана компрессора, рад.

$$\varphi_{\text{вын}} = \arccos \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{1 + a_m}{\varepsilon^m} - a_m \right) \right].$$

где a_m – относительная величина метрового пространства компрессора; ε – отношение давлений в цилиндре компрессора, равное отношению давления нагнетания к давлению всасывания; m – показатель политропы сжатия [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная математическая модель позволяет оценить эффективность предлагаемого решения, и выбрать параметры электропневматической цепи системы подготовки сжатого воздуха на основе рассчитанных динамических характеристик исследуемого пневмопривода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк, Н. Ф., Автушко, В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М. : Машиностроение, 1980.

2. Баргашевич, Л. В. Исследование питающей части пневмосистемы трактора класса 14 кН. Канд. дисс. – Минск, 1979.

3. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. – Л. : Машиностроение, 1969.

Представлено 1.04.2021

УДК 629.01

**КОНЦЕПЦИЯ, ЗАДАЧИ, СТРУКТУРА И АЛГОРИТМЫ
СИСТЕМЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ СТОЛКНОВЕНИЯ
БЕСПИЛОТНОГО ТРАМВАЯ**

CONCEPT, TASKS, STRUCTURE AND ALGORITHMS OF THE
COLLISION PREVENTION SYSTEM OF AN UNMANNED TRAM

В. Д. Майстренко, инж., **Г. А. Таяновский**, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
V. Mystrenko, engineer,
G. Tayanousky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выбрана концепция и изложены результаты изысканий в области разработки комплекса задач, структуры и алгоритмов системы предотвращения столкновения беспилотного трамвая.

The concept was chosen and the results of research in the field of developing a set of tasks, structure and algorithms of the unmanned tram collision prevention system were presented.

Ключевые слова: трамвай беспилотный, компоновка, безопасность, концепция.

Keywords: unmanned tram, layout, safety, concept.

ВВЕДЕНИЕ

Блочное-модульное построение современных беспилотных трамваев предполагает появление новых компоновочных схем машин, предназначенных для специфики конкретных сфер эксплуатации,

с учетом разработок прогрессивных высокоемких электроэнергонакопителей, что существенно повышает конкурентоспособность трамваев относительно других видов транспорта, за счет обеспечения их универсальности, возможности автономного хода в условиях развивающихся микрорайонов мегаполисов и на линиях пассажироперевозок скоростными трамваями между городами-спутниками.

В работе приведены результаты изысканий концепции, разработки комплекса задач, структуры и алгоритмов работы системы предотвращения столкновения беспилотного трамвая.

КОНЦЕПЦИЯ СЕМЕЙСТВА БЕСПИЛОТНЫХ ТРАМВАЕВ

Появление беспилотных трамваев обусловлено как успехами развития систем автоматического вождения и управления движением мобильных машин, так и возможностью заменить или оградить операторов машин от неправильных действий в условиях необходимости предотвращения столкновений с объектами, оказавшимися непредсказуемо на пути движения трамвая. Лидерами в СНГ по разработке систем автоматического вождения беспилотных мобильных машин являются компания Cognitive Technologies и ПК «Транспортные системы».

Применение беспилотных трамваев должно обеспечить снижение риска ошибочного поведения машины, существенно повысить безопасность движения и кардинально снизить человеческие и материальные потери от транспортных происшествий.

Выполнен анализ ведущихся в мире разработок беспилотных трамваев. Разработана классификация и комбинационная матрица структурно-компоновочных схем типоразмерного ряда и семейств модификаций применительно к потребностям Республики Беларусь с учетом экспортных перспектив и потенциала отечественного трамваестроения.

В качестве главных конструктивных принципов создания новых беспилотных трамваев приняты: принцип использования базовых звеньев трамваев и блочно-модульное построение каждого из целесообразных составов, в зависимости от назначения и сферы применения, на основе элементно-модульной базы, выпускаемой отечественной промышленностью. Чтобы предварительно оценить рассматриваемые варианты беспилотных трамвайных составов по важ-

нейшим свойствам, выполнены процедуры внешнего проектирования по выбору схем и определению рациональных параметров общей компоновки.

ПРИНЦИП РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАМВАЯ И РЕШАЕМЫЕ ЗАДАЧИ

Принцип и условие безопасного движения беспилотного трамвая состоит в постоянном сканировании полосы движения с помощью комплекса высокочувствительных датчиков и своевременном реагировании на складывающуюся дорожную ситуацию.

Система предотвращения столкновений трамвая решает следующие основные группы задач:

- осуществляет поиск вероятных препятствий на безопасном удалении;

- отслеживает поведение препятствий и прогнозирует их траектории движения, время до возможного столкновения и расстояние принятия решения системой об изменении скорости движения трамвая;

- заранее снижает скорость движения, извещает пассажиров в салоне, людей и животных на пути движения, производит включение в работу необходимых контуров торможения.

Общая характеристика специфики мехатронной системы управления беспилотным трамваем состоит в следующем. При движении по маршруту беспилотный трамвай должен иметь машинное зрение, которое сканирует окружающую среду, регистрирует посторонние объекты на пути движения, сигналы светофоров и дорожные знаки, выявляет потенциальные угрозы безопасности и формирует с помощью бортового компьютера, использующего программные технологии искусственных нейронных сетей, управляющие команды и реакцию подсистем трамвая на полученную информацию, в соответствии с заранее определенными несколькими возможными алгоритмами управления трамваем в каждой из фактически складывающихся динамических ситуаций и выбирает наилучший.

Продолжение данной работы состоит в выделении и описании множества вариантов дорожной обстановки для разработки базовых алгоритмов реализации ситуационного управления трамваем.

АППАРАТНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Для реализации ситуационного автоматического управления трамваем в части предотвращения столкновений он оборудуется соответствующим аппаратным комплексом, в состав которого входят помехозащищенные сенсоры или датчики с аналого-цифровыми выходами (лазерные радары-дальномеры; цветные РОЕ-видеокамеры кругового обзора высокого разрешения; цветные видеокамеры с узким угловым сектором или полосой обзора; высокоточные GPS-навигаторы (GNSS); радары, пригодные для работы в темное время суток, в мороз, снег, дождь, туман, град, яркий солнечный свет; акселерометры; датчики перемещений; гироскопические датчики и др.); компьютер визуального интерфейса с упомянутым специальным программным обеспечением; электронный блок управления (бортовой управляющий компьютер); CAN-шина связи в единый комплекс аппаратной части с ШИМ-каналами, световые и звуковые сигнальные устройства; источники стабилизированного напряжения для питания силовых цепей исполнительных элементов, взаимодействующих с органами управления и контроллерами в функциональных подсистемах трамвая. Количество сенсоров, устанавливаемых на беспилотный трамвай, должно обеспечивать надежное машинное зрение для оценки обстановки вокруг трамвая и при движении на закруглениях пути (для двухзвенного трамвая общее число сенсоров может составлять 10–20). Важное требование ко всему аппаратному обеспечению состоит в достижении высокого быстродействия всей системы и способности обеспечить безопасность даже при отключении электропитания трамвая.

Автоматическая система предотвращения столкновений с помощью сенсоров получает как входную динамическую случайную информацию о внешней обстановке, в которой находится трамвай в каждый момент времени, так и входную информацию о внутренней обстановке – динамическом состоянии трамвая как объекта управления. Одновременные мгновенные характеристики и параметры упомянутых обстановок в совокупности и характеризуют текущую ситуацию. Управляющее автоматическое устройство фиксирует и анализирует ситуацию, прогнозирует ее развитие или смену ситуаций на период времени, больший быстродействия срабатывания всей системы и формирует управляющие команды или сигналы, до-

статочные для гарантированного предотвращения столкновения трамвая и для безусловного обеспечения безопасности пассажиров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, очерчена концепция и изложены результаты изысканий в области разработки комплекса задач, структуры и алгоритмов работы системы предотвращения столкновения беспилотного трамвая на основе ситуационного автоматического управления.

Представлено 30.04.2021

УДК 629.114

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ

MATHEMATICAL MODEL OF THE FEEDING PART ELECTROPNEUMATIC BRAKE DRIVE

А. С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,

А. И. Рахлей, канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В работе рассматриваются вопросы, связанные с определением параметров разгрузочного устройства регулятора давления пневматической системы. Для решения данной задачи составлена расчетная схема данного узла и разработана математическая модель, описывающая процессы его функционирования.

The paper considers the issues related to the determination of the parameters of the discharge device of the pressure regulator of the pneumatic system. To solve this problem, a calculation scheme of this node has been compiled and a mathematical model describing the processes of its functioning has been developed.

Ключевые слова: регулятор давления, пневмосистема, конструктивные параметры, разгрузочное устройство.

Key words: pressure regulator, pneumatic system, design parameters, unloading device.

ВВЕДЕНИЕ

Качество функционирования пневматических систем в большой степени зависит от качества рабочего агента – сжатого воздуха. Современные системы подготовки сжатого воздуха мобильных машин решают многие задачи, основными из которых являются: очистка забираемого из атмосферы воздуха от пыли, его осушка, удаление масла, поддержание уровня давления в ресиверах в определенных пределах. Последняя функция является наиболее важной, так от уровня давления зависит корректная работа и долговечность различных узлов пневматических систем машины и выполняется регулятором давления. Основным элементом, обеспечивающим поддержание давления в заданных пределах, является разгрузочное устройство регулятора давления. Поэтому вопросы, связанные с определением параметров разгрузочного устройства регулятора давления пневматической системы, являются весьма актуальными.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Существует достаточно большое количество конструкций регуляторов давлений, которые представляют собой систему клапанов, осуществляющих подключение и отключение компрессора от ресиверов, в которых создается запас сжатого воздуха. Конструкция регулятора давления во многом определяется компрессором, установленным на машине и его приводом: количество цилиндров; тип привода (от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания), при непосредственной связи регулятора с двигателем или через устройство автоматического отключения привода.

В пневмосистемах с одноцилиндровым компрессором, имеющим постоянную связь с ДВС регулятор давления в процессе накачки воздуха обеспечивается связь компрессора с ресиверами, а в процессе разгрузки компрессор – с атмосферой. Такие регуляторы давления, в частности, устанавливаются на тракторах «Беларус». Диа-

пазон и точность регулирования давления в исследуемом узле зависит от конструктивных параметров разгрузочного устройства, которое должно обеспечить отсечку поступления воздуха в ресиверы при достижении верхнего предела регулирования давления, что обеспечивается близкой к релейной характеристикой разгрузочного устройства.

Для оценки динамических процессов, происходящих при разгрузке компрессора, рассмотрена конструктивная схема регулятора давления, которая представлена на рисунке 1.

При накачке воздуха в ресивер он поступает в полость А и далее через обратный клапан 10 и полость В в ресивер. Атмосферный клапан 1 открыт и полость D разгрузочного устройства связана с полостью Е и атмосферой, в результате чего разгрузочный клапан 4 закрыт. Закрыт также клапан 2 управления разгрузочным устройством. Одновременно через дросселирующее отверстие 5 воздух поступает в полость С следящего устройства 8, которое, сжимая регулировочную пружину 7 перемещается вверх.

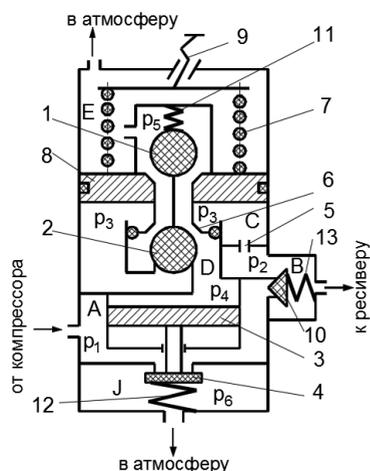


Рисунок 1 – Схема регулятора давления

При перемещении следящего элемента 8 на величину открытия клапана 1, последний закрывается, отсоединяя полость D от атмосферы. При дальнейшем перемещении следящего элемента происходит открытие клапана 2. Сжатый воздух поступает в полость D разгрузочного устройства, в результате чего поршень 3, перемещаясь, открывает разгрузочный клапан и входная полость А регулятора соединяется с полостью J и атмосферой. В результате этого давление в полости А падает, обратный клапан 10 закрывается и компрессор перекачивает воздух в атмосферу.

Для обеспечения гарантированного закрытия клапана 10 падение давления в полости А должно опережать падение давления в полости В, которое происходит за счет его перетекания через открывающийся

клапан 2 в полость D. Для этого необходимо быстрое и полное открытие разгрузочного клапана 4, что обеспечивается интенсивным ростом давления в полости D разгрузочного устройства за счет быстрого открытия клапана 2 (закон, близкий к релейному). Как следует из конструктивной схемы, скорость открытия разгрузочного клапана 4 зависит от скорости открытия клапана 2 и его пропускной способности. Для этого в разгрузочном устройстве установлен дополнительный поршень 6, связанный со следящим элементом 8 и создающий дополнительное усилие, способствующее быстрому открытию управляющего клапана 2.

В противном случае будет происходить падение давления в полости В и С за счет открытого обратного клапана, приведет к циклическому срабатыванию клапанов разгрузочного устройства, что приведет к увеличению нагрузки на компрессор и быстрому выходу из строя клапанной системы.

Из изложенного следует, что надежное срабатывание регулятора давления на верхнем пределе регулирования зависит от ряда конструктивных параметров: пропускных способностей клапанов 2, 4, дроссельного отверстия 5 и размеров элементов 3, 6, 8.

Для определения конструктивных параметров разгрузочного устройства составим математическую модель, особенностью которой будет учет переменных значений пропускных способностей клапанов и инерционных характеристик связанных с ними элементов.

Полученная математическая модель, разработанная согласно положениям работы [1], имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= -\frac{E}{V_A} \cdot \left(\mu f_{\kappa} \cdot p_{\kappa} \cdot \frac{p_{\kappa} - p_1}{B \cdot p_{\kappa} - p_1} - \mu f_{10} \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_2}{B \cdot p_1 - p_2} - \mu f_4 \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_6}{B \cdot p_1 - p_6} \right); \\ \frac{dp_2}{dt} &= \frac{E}{V_B} \cdot \left(\mu f_{10} \cdot p_1 \cdot \frac{p_1 - p_2}{B \cdot p_1 - p_2} - \mu f_p \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_p}{B \cdot p_2 - p_p} - \mu f_5 \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_3}{B \cdot p_2 - p_3} \right); \\ \frac{dp_3}{dt} &= \frac{E}{V_C} \cdot \left(\mu f_5 \cdot p_2 \cdot \frac{p_2 - p_3}{B \cdot p_2 - p_3} - \mu f_2 \cdot p_3 \cdot \frac{p_3 - p_4}{B \cdot p_3 - p_4} \right); \\ \frac{dp_4}{dt} &= \frac{E}{V_C} \cdot \mu f_2 \cdot p_3 \cdot \frac{p_3 - p_4}{B \cdot p_3 - p_4}, \end{aligned}$$

где p_i – давление в полостях регулятора; μf_k – пропускная способность связи компрессора со входом регулятора; μf_p – пропускная способность связи регулятора с ресивером; μf_i – пропускная способность клапанных узлов; V_i – объемы полостей регулятора давления; E, B – константы.

Для анализа динамических характеристик системы необходимо учесть переменные значения пропускной способности клапанных узлов, которые зависят от их размеров и степени открытия.

$$\mu f_{10} = \mu_{10} \cdot \pi \cdot d_{10} \cdot \Delta_{10}; \quad \mu f_2 = \mu_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \Delta_2; \quad \mu f_4 = \mu_4 \cdot \pi \cdot d_4 \cdot \Delta_4,$$

где μ_i – коэффициенты расхода клапанных узлов, зависящие от формы и размеров клапана; d_i – посадочные диаметры клапанов; Δ_i – величина открытия (ход) клапана, i – номер позиции на рисунке 1.

Величины открытия клапанов определяются из решения дифференциальных уравнений их перемещений под действием сил, создаваемых давлением воздуха и пружинами:

$$\begin{aligned} m_{10} \cdot \ddot{\Delta}_{10} &= (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot d_{10}^2 / 4 - c_{13} \cdot \Delta_{10}, \\ (m_{1(2)} + m_5 + m_8) \cdot \ddot{\Delta}_2 &= p_3 \cdot (f_8 + \pi \cdot d_2^2 / 4) + p_4 \cdot f_6 - (F_7 + c_7 \cdot \Delta_8) - (F_{11} + c_{11} \cdot \Delta_2) \\ (m_4 + m_3) \cdot \ddot{\Delta}_4 &= p_1 \cdot \pi \cdot d_4^2 / 4 + p_4 \cdot f_3 - (F_{12} + c_{12} \cdot \Delta_4) \end{aligned}$$

где m_i – массы элементов; c_i, F_i – жесткость и преднатяг пружин соответственно, i – номер позиции на рисунке 1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенная апробация предложенной математической модели показала, что в отличие от известных [2, 3] она позволяет учесть массогеометрические характеристики регулятора давления и тем самым более точно определить параметры клапанных узлов и следящих элементов, обеспечивающие требуемую надежность срабатывания регулятора давления и точность регулирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метлюк, Н. Ф., Автушко, В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

2. Барташевич, Л. В. Исследование питающей части пневмосистемы трактора класса 14 кН : дисс. канд. техн. наук : 05.05.03. – Минск, 1979. – 206 с.

3. Козача, И. М. Обеспечение стабильности характеристик и повышение ресурса пневмоаппаратов питающей части пневмосистемы трактора : дисс. канд. техн. наук в форме научного доклада : 05.05.03 / Белорус. политехн. ин-т. – Минск, 1989. – 21 с.

Представлено 03.04.2021

УДК 629.114.2

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ
ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ
В ОСОБЫХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ**

**MATHEMATICAL MODEL OF A WHEELED MACHINE
FOR TRANSPORTATION OF LONG LOADS
IN SEVERE WORKING CONDITIONS**

В. С. Исаченков², ст. преп., **Д. В. Клоков¹**, канд. техн. наук, доц.,
Е. А. Леонов², канд. техн. наук, доц.,
А. А. Гарабажу², канд. техн. наук, доц.

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь,

²Белорусский государственный технологический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

V. Isachenkov², Senior Lecturer,

D. Klokov¹, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

E. Leonov², Ph.D. in Engineering, Associate professor,

A. Harabazhyu², Ph.D. in Engineering, Associate professor,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus,

²Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

При перемещении длинномерных грузов в особых условиях работы повышение тягово-динамических качеств колесных машин может быть достигнуто совершенствованием конструкции технологического оборудования, правильный выбор которого обусловлен природно-климатическими условиями работы. Такими изменениями можно добиться перераспределения нагрузок на несущую систему машины в процессе движения, снизить динамическую нагруженность, увеличить производительность и долговечность.

When moving long loads in special working conditions, an increase in the traction and dynamic qualities of wheeled vehicles can be achieved by improving the design of technological equipment, the correct choice of which is due to the natural and climatic conditions of work. With such changes, it is possible to achieve a redistribution of loads on the supporting

system of the machine in the process of movement, to reduce the dynamic load, to increase productivity and durability.

Ключевые слова: математическая модель, движение, колесная машина, технологическое оборудование, динамическая нагруженность.

Keywords: mathematical model, motion, wheeled vehicle, technological equipment, dynamic loading.

ВВЕДЕНИЕ

Процесс перемещения длинномерных грузов в особых условиях работы, в частности на почвогрунтах со слабой несущей способностью, включает в себя взаимосвязанные последовательные операции таких как холостой ход колесной машины, формирование пачки длинномерного груза, рабочий ход и разгрузку пачки.

В Республике Беларусь для указанных условий работы в настоящее время широко используются колесные машины (КМ) с канатным технологическим оборудованием. Для преодоления участка дорожного полотна со слабой несущей способностью почвогрунта при буксовании для этих машин во время рабочего хода используется прием сброса пачки с последующим ее подтаскиванием [1].

В представленной работе рассматривается динамическая система, в которой в качестве технологического оборудования КМ выбран пачковый челюстной захват с гидроприводом, размещенный на специальной арке (НКЗ).

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Основные принципы построения расчетных схем и составления математических моделей движения КМ оснащенной НКЗ, имеют допущения, аналогичные математическому аппарату, представленному в ранее выполненных работах [2, 3, 4]. Они предполагают нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс, входящих в системы, при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения.

На рисунке 1 приведена расчетная схема динамической системы КТМ с НКЗ, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев. Она отражает сложное взаимодействие подсистем КМ (двигатель, трансмиссия, хо-

довая часть), технологического оборудования и предмета труда (пачки длинномерного груза), а также учитывают реальные возмущающие воздействия внешнего и внутреннего характера (неровности микропрофиля дорожного полотна, крутящий момент двигателя и т. д.).

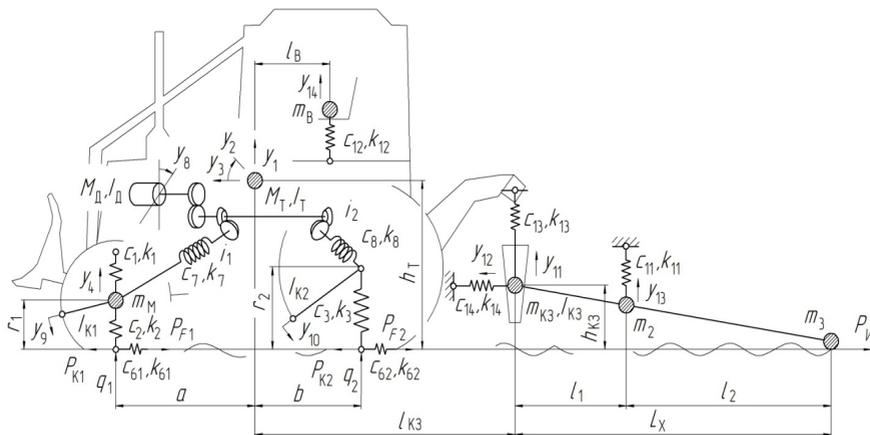


Рисунок 1 – Расчетная схема динамической системы колесной машины, оснащенной навесным клещевым захватом

Такой подход предполагает нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс данной машины при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения, что позволяет наряду с задачами общей динамики решать круг вопросов, связанных с динамической нагруженностью.

Для КМ с НКЗ характерна отдельно-агрегатная компоновка, поэтому в расчетной схеме двигатель, трансмиссия, ведущие мосты и т. д. представлены как подсистемы, соединенные между собой упругими элементами. Распределенные массы КМ, НКЗ и пакета длинномерного груза при этом заменены сосредоточенными, соединенными безинерционными упругодемпфирующими связями, т. е. реальная динамическая система заменена схемой с конечным числом степеней свободы. Основными упругодемпфирующими элементами являются: шины, установленные на колесах КМ, подвеска переднего моста, элементы трансмиссии, элементы технологического оборудования и пакет длинномерного груза.

Пневматическую шину представляют в виде пружины, нижний конец которой движется по микропрофилю дорожного полотна, а верхний конец соединен с осью колеса [5, 6]. Такое описание шины предполагает точечный контакт. Распределенная масса пачки длинномерного груза разбивается на три дискретные массы, а изгибные деформации пачки длинномерного груза моделируются упругим элементом. Первая масса составляет часть пачки длинномерного груза, нагружающая технологическое оборудование и суммируется с ее массой, вторая масса сосредоточена в центре тяжести пачки длинномерного груза и совершает вертикальные колебания, а третья масса составляет часть пачки, перемещающаяся по поверхности дорожного полотна. Связь КМ с пачкой длинномерного груза осуществляется технологическим оборудованием в виде НКЗ, которое моделируется упругими элементами. Все упругие звенья системы в направлении своей податливости обладают также демпфирующим сопротивлением.

Установлено, что колебания в поперечной плоскости можно считать не связанными с продольным угловыми, так как КМ симметрична относительно продольной вертикальной плоскости.

Критериями оценки воздействия возмущающих факторов на КМ, которые рассматриваются в виде случайного процесса, служат соответствующие вероятностные показатели. Оценочными показателями при исследовании переходных процессов являются максимальные значения угловых, линейных отклонений дискретных масс динамической системы и их продолжительность.

Представленная расчетная схема динамической системы имеет двенадцать степеней свободы, описывающих колебания системы в продольной вертикальной плоскости. Положение колесной машины (КМ) с навесным клещевым захватом (НКЗ) определяется следующими обобщенными координатами.

При посредстве математического аппарата и на основе системы высокоуровневого программирования MATLAB были получены матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, первые и вторые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса. Это позволило определить все необходимые параметры оценки динамической нагруженности КМ при перемещении длинномерного груза в особых условиях работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатами теоретических исследований установлены параметры колесной машины для работы в особых условиях, которые позволяют минимизировать показатели динамической нагруженности и энергетические затраты в процессе транспортировки длинномерных грузов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Леонов, Е. А. Специфика двухступенчатой трелевки древесины на предприятиях лесного комплекса / Е. А. Леонов, Д. В. Клоков, В. С. Исаченков [и др.] // Лесная инженерия, материаловедение и дизайн : материалы 85-й научно-технической конференции с международным участием, Минск. – Минск : БГТУ, 2021. – С. 87–89.

2. Исаченков, В. С. Математическая модель колесной трелевочной машины / В. С. Исаченков, В. А. Симанович // Труды БГТУ. № 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2011. – № 2. – С. 75–81.

3. Исаченков, В. С. К вопросу выбора типа прицепного технологического оборудования колесных трелевочных машин / В. С. Исаченков, В. А. Симанович // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2020. – № 2(234). – С. 199–204.

4. Исаченков, В. С. Математическое моделирование колесного трелевочного трактора с навесным технологическим оборудованием различного компоновочного решения при работе в особых условиях как динамического объекта / В. С. Исаченков, Б. В. Войтеховский, С. С. Карпович [и др.] // Лесная инженерия, материаловедение и дизайн : материалы 85-й научно-технической конференции с международным участием, Минск. – Минск : БГТУ, 2021. – С. 90–92.

5. Ким, Ю. А. К вопросу взаимодействия колесного движителя с деформируемым основанием / Ю. А. Ким, В. А. Бобрович, Б. В. Войтеховский, В. С. Исаченков // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2019. – № 1(216). – С. 196–200.

6. Клоков, Д. В. Оценка соответствия типов компонентов ходовой части колесных скиддеров / Д. В. Клоков, А. А. Гарабажиу, Е. А. Леонов // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуа-

тация, технологии : сборник научных статей. – Минск : БНТУ, 2020. – С. 174–181.

Представлено 18.05.2021 г.

УДК 630*377.44

ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ 6К6

ASSESSMENT OF LOADING CONDITIONS OF THE SUSPENSION
OF FORESTRY LOADING AND TRANSPORTATION MACHINE 6K6

Д. В. Клоков¹, канд. техн. наук, доц., **Е. А. Леонов**², канд. техн. наук, доц.,
А. А. Гарабазжу², канд. техн. наук, доц., **Т. М. Тявловская**¹, ст. преп.,

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь,

²Белорусский государственный технологический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

D. Klokov¹, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

E. Leonov², Ph.D. in Engineering, Associate professor,

A. Narabazhyu², Ph.D. in Engineering, Associate professor,

T. Tyavlovskaya¹, Senior lecturer,

¹Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus,

²Belarusian state technological University, Minsk, Republic of Belarus

Проведенные на основе разработанной математической модели форвардера теоретические и экспериментальные исследования позволили оценить значения и установить влияние параметров динамической системы на нагруженность ее элементов при различных режимах работы машины.

The theoretical and experimental studies carried out on the basis of the developed mathematical model of the forwarder made it possible to estimate the values and establish the influence of the parameters of the dynamic system on the loading of its elements under various operating modes of the machine.

Ключевые слова: динамика, форвардер, движитель.

Key words: dynamics, forwarder, mover.

ВВЕДЕНИЕ

С целью обоснования параметров погрузочно-транспортных машин различных типов и компоновки был разработан комплекс математических моделей процесса работы машин при выполнении ими технологических операций [1, 2, 3].

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛЕСНОЙ МАШИНЫ

На рисунке 1 представлены зависимости динамических реакций на мостах машин БК6 с варьируемыми продольными базами, при различных скоростях движения и нагрузках.

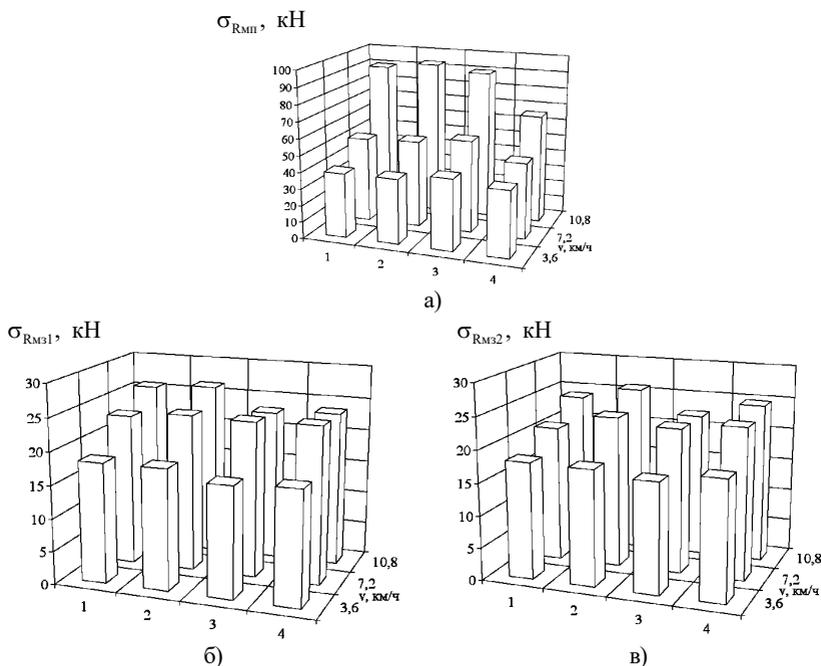


Рисунок 1 – Зависимость средних квадратичных значений амплитуд вертикальных динамических реакций переднего моста (а) и балансирной тележки (б, в) колесной погрузочно-транспортной машины БК6 от скорости v при движении по пасечному волоку 1, 2 – машина соответственно без груза и с грузом 5 т (при базе $L_6=3,81$ м); 3, 4 – ($L_6=4,35$ м)

Анализируя приведенные зависимости, можно проследить, что при движении по пасечному волоку отмеченный характер изменения среднеквадратичных значений угловых и вертикальных ускорений с увеличением скорости движения возрастает на всех нагрузочных режимах.

Подробным исследованием одного из наиболее характерных переходных режимов движения лесной погрузочно-транспортной машины, каковым является преодоление единичной неровности.

Полученные данные показывают, что с увеличением высоты неровности от 0,2 до 0,3 м значения вертикальных динамических реакций мостов увеличиваются на 30–40 %. Также заметное влияние на их величину оказывают длина неровности и скорость движения.

Спектральный анализ процессов движения машины также подтверждает вывод о том, что с увеличением скорости частота изменения динамических реакций возрастает. Проанализировав процесс изменения динамических реакций, можно констатировать что, наиболее приемлемой схемой является лесная машина на базе шасси БК6 с базой 4,35 м.

Однако, как и во всех рассматриваемых вариантах, одним из ограничивающих факторов выступает эксплуатационная скорость. Установлено, что по нагруженности переднего моста при движении по пасечному волоку скорость не должна превышать 7,2 км/ч. На магистральном волоке (лесной дороге) допустимая скорость до 10,8 км/ч, что явно достаточно для реализации показателей эффективности машины при эксплуатации.

Анализ динамики груженого форвардера показывает, что происходит разгрузка передних колес балансирной тележки и дополнительное нагружение задних колес вследствие влияния со стороны таких факторов, как параметры шин, балансира, и условий движения.

Причем в относительном выражении картина выглядит следующим образом. Разгрузка передних колес балансира при движении груженой машины на скорости 3,6 км/ч может составлять до 30 %. С увеличением скорости движения до 10,8 км/ч возможно увеличение неравномерности распределения динамических нагрузок в 1,63 раза. Следствием этого могут явиться циркуляция паразитной мощности привода тандемной тележки, повышение нагруженности трансмиссии и машины

в целом. Решение данной проблемы предполагает проведение специальных исследований процессов, происходящих в трансмиссии и в приводе балансирной тележки погрузочно-транспортной машины с колесной формулой 6К6.

По результатам расчетных и экспериментальных исследований установлено, что динамические нагрузки, передающиеся на погрузочно-транспортную машину от неровностей волока, превышают допустимые величины.

При проектировании лесных машин используют, как правило, следующие основные критерии оптимальности: минимум приведенных затрат; максимум экономической эффективности; минимум потерь; технические критерии. В целом эти критерии являются комплексными, так как учитывают ряд различных факторов, влияющих на работу системы машины [4, 5, 6].

При определении параметров шин и подвески груза рассматривается математическая модель колебаний погрузочно-транспортной машины в комплексе. В качестве выходного процесса исследовались величина вертикальной динамической реакции мостов машины $RY(K_{дин})$, а также значения коэффициента динамичности $K_{дин}$.

Целевая функция в таком случае имеет вид

$$F = f(c_{ш}^y, k_{ш}^y, c_n^y, k_n^y, M, L_{\sigma}) = K_{дин} \rightarrow \min ,$$

$$c_{ш}^y, k_{ш}^y, c_n^y, k_n^y, L_{\sigma} \in V_n ,$$

где c – оптимизируемый (управляемый) параметр жесткости; k – оптимизируемый (управляемый) параметр неупругого сопротивления; M – задаваемые динамические параметры системы ($M = M_1, M_{гр}, \dots, M_n$); $K_{дин}$ – коэффициент динамичности; V_n – область существования значений управляемых параметров, задаваемая прямыми ограничениями на них.

При проведении расчетов определялись необходимые параметры, входящие в выражения целевой функции и ограничений. Расчеты выполнялись при следующих условиях: скорость движения принималась в пределах 3,6–10,8 км/ч; объем рейсовой нагрузки максимален – 6 м³; перераспределение вертикальной нагрузки между передним и задним мостами стремится к 1; поверхность движения –

песечный волок, ровность которого является самой неудовлетворительной для нашего случая.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате анализа полученных данных установлено, что область оптимальных параметров определяется следующими интервалами: радиальная жесткость шин $c_{ш} = 500\text{--}600$ кН/м, коэффициент неупругого сопротивления $k_{ш} = 45\text{--}55$ кН·с/м, жесткость демпфирующих элементов грузовой платформы $c_{п} = 1700\text{--}1750$ кН/м, коэффициент неупругого сопротивления $k_{п} = 65\text{--}70$ кН·с/м и продольная база погрузочно-транспортной машины $L_6 = 4,2\text{--}4,5$ м.

Рекомендуемые значения жесткости и коэффициента неупругого сопротивления снижают величину средних квадратичных значений динамических реакций мостов в среднем на 23–35 %.

Реализация рекомендуемых оптимальных параметров позволит снизить величину средних квадратичных значений динамических реакций мостов машины на 23–25 % и средних квадратичных значений крутящих моментов в трансмиссии на 12–15 %, а, следовательно, и нагруженность машины в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клоков, Д. В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 27.12.2001 / Д. В. Клоков. – Минск, 2001. – 166 с.

2. Клоков, Д. В. Особенности оценки динамической нагруженности ходовой части форвардера 8К8 [Текст] С / Д. В. Клоков, Е. А. Леонов, А. А. Ермалицкий // Труды БГТУ. № 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2015. – № 2(175). – С. 19–21.

3. Клоков, Д. В. Оценка соответствия типов компонентов ходовой части колесных скиддеров [Текст] / Д. В. Клоков, А. А. Гарабажиу, Е. А. Леонов // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей. – Минск : БНТУ, 2020. – С. 174–181.

4. Клоков, Д. В. Некоторые особенности эксплуатации форвардеров 4К4 при проведении основных лесозаготовительных работ / Д. В. Клоков, Е. А. Леонов, И. В. Франскевич // Современная техника и техно-

логии: проблемы, состояние и перспективы : Материалы VII Всероссийской научно-практической конференции. – Рубцовск: РИИ, 2017. – С. 271–276.

5. Клоков, Д. В. Оценка показателей маневренности скиддеров [Текст] / Д. В. Клоков, Е. А. Леонов, А. А. Гарабажиу // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. В 2-х томах. – Минск, 26–29 мая 2020 года. – Минск: БНТУ, 2020. – С. 197–201.

6. Клоков, Д. В. Модель работы лесовозного автопоезда с учетом надежности [Текст] / Д. В. Клоков, А. А. Гарабажиу, Е. А. Леонов // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей. – Минск : БНТУ, 2020. – С. 164–173.

Представлено 20.05.2021 г.

УДК:677.052.48-52.001.76

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ АНАЛИЗ ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ЗАПОЛНЕННОЙ ВУЛКАНИЗИРОВАННОЙ РЕЗИНОЙ

THEORETICAL ANALYSIS OF THE DEFORMED STATE OF
A CYLINDRICAL SHELL FILLED WITH VULCANIZED RUBBER

О. А. Мирзаев, доц., **О. М. Алмардонов**, ст. преп.,
Каршинский инженерно-экономический институт,
г. Карши, Узбекистан

O. Mirzaev, Associate Professor, O. Alimardonov, Senior Lecturer,
Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

Как правило, резина отличается от других конструкционных материалов способностью сильно растягиваться. При этом образец может быть растянут почти до разрушения без значительных остаточных деформаций.

As a rule, rubber differs from other structural materials in its ability to stretch strongly. In this case, the sample can be stretched almost to failure without significant permanent deformations.

Ключевые слова: цилиндра, плотности, резины, материал, оболочки, перемещение, деформаций, напряжений, радиальные, осевые, торцов, слой, усилия, модуль, уравнение.

Keywords: cylinder, density, rubber, material, shell, displacement, strains, stresses, radial, axial, ends, layer, forces, modulus, equation.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Рассмотрим задачу деформирования металлической цилиндрической оболочки, заполненной слоем резины при вращении ее с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 1).

Обозначим через l длину цилиндра, R_0 и R внутренние и внешние радиусы резинового слоя, толщину оболочки через h , плотности резины и материала оболочки соответственно через ρ_c и ρ_0 . Установим начало координат в середине цилиндра и направим ось Oz вдоль оси цилиндра.

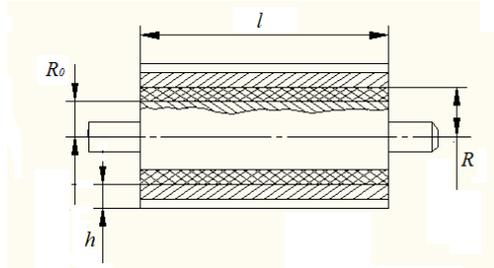


Рисунок 1 – Питающий цилиндр с упругими втулками

При отсутствии действия внешних сил в поперечном направлении ось Oz является осью симметрии. Обозначим через U_r и U_z радиальные и осевые перемещения в произвольном сечении слоя, угловое перемещение U_θ при этом будет равно нулю. Для определения деформаций и напряжений в резиновом слое используем приближенный метод Ритца. С этой целью полагаем, что поперечное сечение слоя до и после деформации остаются плоскими, и в процессе деформирования осевое перемещение U_z зависит только от координаты Oz , тогда деформации сечений слоя определяются по формулам:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial U_r}{\partial r}; \varepsilon_\theta = \frac{U_r}{r}; \varepsilon_z = \frac{\partial U_z}{\partial z}; \gamma_{rz} = \frac{\partial U_r}{\partial z}; \gamma_{r\theta} = \gamma_{z\theta} = 0 \quad (1)$$

Перемещения оболочки вдоль радиуса и оси вращения соответственно обозначим через $u_r(z)$ и $u_z(z)$. Поскольку объем резинового слоя постоянная то выполняется условие, $\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z = 0$ из которого с учетом (2) следует:

$$\frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_r}{r} + \frac{\partial U_z}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

Согласно принятым предположений полагаем, $U_z = f(z)$ и интегрирую уравнение (3) с условием $U_r = 0$ при $r = R_0$, получаем:

$$U_r = -\frac{1}{2} \cdot f'(z) \cdot (r^2 - R_0^2) / r \quad (3)$$

На рисунке 2 представлены аналогичные кривые распределения осевого перемещения резинового слоя для двух значений оборота цилиндра. Из анализа кривых следует, что радиальные и осевые перемещения резинового слоя для рассматриваемого случая имеют одинаковый порядок и практически незначительные, поэтому их деформацией можно пренебречь.

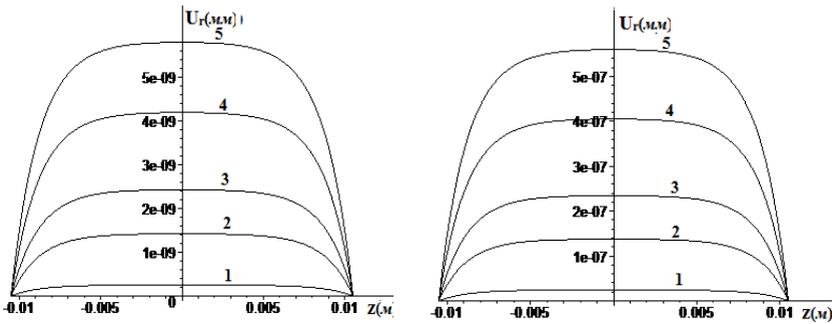


Рисунок 2 – Распределение радиального перемещения слоя вдоль оси цилиндра для двух значениях оборота цилиндра n на различных расстояниях от его центра r (м)

1 – $r = 0,4 \cdot R$; 2 – $r = 0,5 \cdot R$; 3 – $r = 0,6 \cdot R$; 4 – $r = 0,8 \cdot R$;

5 – $r = R$; $n = 8,5$ об/мин; $n = 85$ об/мин

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При решении задач устойчивости или колебаний оболочек питающего цилиндра необходимо выбирать такую комбинацию, которая согласуется с характером ожидаемого волнообразования и приводит к минимальному значению частоты или критической нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бидерман, В. Л. Устойчивость резинометаллических детали машин. – М : «Машиностроения», 2001. – С. 205.
2. Потураев, В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М : «Машиностроения», 1966. – С. 241, 217, 219.

Представлено 20.04.2021

УДК 631.312.44

ОБРАБОТКА ПОЧВЫ МЕЖДУ РЯДАМИ САДОВ ЧИЗЕЛОМ РЫХЛИТЕЛОМ

SOIL TREATMENT BETWEEN ROWS OF GARDENS

Х. А. Файзуллаев, доц., **Ш. Б. Курбанов**, доц.,

Д. Б. Иргашев, ст. преп.,

Каршинский инженерно-экономический институт,

г. Карши, Узбекистан

Kh. Fayzullaev, Associate Professor, Sh. Kurbanov, Associate Professor,

D. Irgashev, Senior Lecturer,

Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

В статье предложена технология обработки почвы между рядами садов чизелем рыхлителем без подрезания корней деревьев края почвы 12–22 см, глубина обработки 35 см. В дополнение к предложенному чизельному рыхлителю, комбинированное использование мульчи для выравнивания почвы было сочтено энергосберегающим, а также предотвращающим эрозию почвы.

In the stats, a technology is proposed for soil cultivation between rows of gardens with a chisel ripper without damaging the roots of trees at the edge of the soil 12–22 cm, the depth of processing is 35 cm. In addition to the proposed chisel ripper, the combined use of mulch for leveling the soil was found to be energy efficient as well as preventing soil erosion.

Ключевые слова: почвы, глубины, чизелевание, садах, между рядами.

Keywords: soils, depths, chisel-growing, gardens, aisles.

INTRODUCTION

The technological process of soil cultivation in gardens is a set of targeted effects on a biological object or the cultivated environment (soil, fruit plantations) by the working organs of the machine to ensure the necessary quality indicators. Most of the processes are accompanied by the execution of several technological operations simultaneously, of which one or two are the main ones, and the rest are concomitant.

To ensure the fruiting of plantations in the garden, it is necessary to create favorable conditions in the soil for active long-term growth of the root system, which replenishes the need for trees in moisture and nutrients. For this purpose, deep chiseling is periodically carried out in the aisles of the garden, and in a row, surface loosening.

Depending on the depth of travel of the working bodies and the technological operations performed, there are surface (up to 8 cm), shallow (8–16 cm) and deep (over 25 cm) tillage. At the same time, rotary working bodies have some advantages over passive ones in terms of the quality of loosening the seam, creating better conditions for the activity of soil microorganisms. Therefore, rotary working bodies are not opposed to passive ones. By crushing soil lumps, completely destroying rhizome weeds, rotary working organs only create favorable conditions for the use of passive ones [1, 2].

The soil maintenance system in orchards should ensure a constant replenishment of organic matter in the soil, improvement of its structure and physical and mechanical properties, protection from erosion, weeds, as well as pests and pathogens of fruit crops.

The system of soil maintenance in gardens is selected and adjusted taking into account the soil and climatic conditions of the region and the biological characteristics of fruit crops. orchards, the following tree planting schemes have been adopted: 8×8, 8×6, 8×4, 7×7, 4×4, 4×3, 5×2.5 m, etc. Wide row spacings provide good illumination of fruit crops and allow the use of technical means, and thickening in a row improves growth conditions, increases their stability to unfavorable conditions and has a positive effect on productivity.

In the aisles there are free passages for cars, in a row the crowns of trees close up. In young stands, due to the undeveloped crown of the tree, the working body of the tillage machine can freely approach the boles. As the plants grow and the crown diameter increases, the untreated area increases.

A similar adjustment is provided for in the design of the developed [3] garden chisel plow with a differentiated changing depth of soil cultivation, the extreme working bodies of which perform mid-depth loosening (12–18–22 cm), and the middle (central) deep chisel-forming (up to 35 cm). In this case, the lower generatrix of the furrows after the passage

of the working organs is zigzag, copies the location of the root system of trees along the depth of occurrence.



Figure 1 – Chisel ripper

The design of the garden chisel plow provides for the possibility of implementing the technological process of intra-soil fertilization. For this, equipment is installed on the frame of a garden chisel plow for the maintenance and distribution of fertilizers or herbicides directly at the level of the root system of trees [1,3].

CONCLUSION

In the southern regions of Uzbekistan, the developed machines for cultivating soil in orchards have passed production tests and have shown good results. There is a decrease in the untreated area near the trunk, a decrease in fuel consumption. A high economic effect was obtained from the use of the developed machines.

REFERENCES

1. Parkhomenko, G. G. Improvement of the technological process of soil cultivation in the rows of perennial plantations / Parkhomenko Galina Genadiyevna // Diss ... tech. Sciences: 05.20.01 – Zernograd, 2000. – 156 p.
2. Parkhomenko, G. G. Transformation of working bodies of soil-cultivating machines / G. G. Parkhomenko // Selskostopanska technique. – 2015. – No. 1. P. 17–26.

3.Kostadinov, G. D. Systematization of devices for soil cultivation in gardens / G. D. Kostadinov, G. G. Parkhomenko, S. A. Tverdokhlebov, A.V. Ponomarev // Plant and Science Days. – 2016. – No. 53 (1–3). – S. 88–97.

Представлено 20.04.2021

УДК 631.312.44

**ОБОСНОВАТЬ ПАРАМЕТРЫ РЫХЛИТЕЛЯ, ДЛЯ
ОБРАБОТКИ МЕЖДУ САДОВЫМИ РЯДАМИ**

**JUSTIFY RIPPER PARAMETERS WHICH ARE PROCESSED
BETWEEN GARDEN ROWS**

Д. Б. Иргашев, ст. преп., **Л. О. Даминов**, асс.,

С. У. Мустапулов, асс.,

Каршинский инженерно-экономический институт,

г. Карши, Узбекистан

D. Irgashev, Senior Lecturer, L. Daminov, assistant,

S. Mustapakulov, assistant,

Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

В статье приведены сведения о времени и глубине обработки почвы между рядами для получения высоких урожаев плодовых деревьев. Кроме того, проанализирована взаимозависимость скоростей обработки и сопротивления тяговому усилию рабочих органов между садовыми рядами.

The article provides information on the time and depth of soil cultivation between rows to obtain high yields of fruit trees. In addition, the interdependence of processing speeds and resistance to tractive effort of working bodies between garden rows has been analyzed.

Ключевые слова: почвы, глубины, саду, фруктах.

Keywords: soil, depth, garden, fruit.

To obtain high yields, fruit plants must be provided with water and nutrients throughout the growing season. The latter should be in a state easily assimilated by the roots, and located closer to them.

By properly cultivating the soil for fruit, a number of problems are solved: the conditions for the accumulation and preservation of moisture in the soil are improved, air penetration to the roots of plants is ensured, and at the same time, the removal of carbon dioxide from the soil, which is formed as a result of root respiration, is facilitated.

The depth of autumn cultivation depends on the soil and climatic conditions of growing the fruit. In the southern regions of the fruit, where the root system of fruit bushes develops deeply, the soil is loosened by 25–30 cm, and in the northern regions, where the roots develop in more superficial soil horizons, it is enough to process it by 20–22 cm. Both in the southern and northern districts the soil is plowed or dug up with the turnover of the layer. On irrigated fruit, even if they are located in the southern regions of fruit, the depth of soil cultivation should be no more than 20 cm, since on such

After the above works on caring for fruit trees are completed, you should start processing the soil of the garden and fertilizing it. In the garden, it is necessary to carry out continuous tillage, keep it under black steam. This should be especially borne in mind in the arid zones of Kashkadaryo. The grass in the garden takes moisture and nutrients from the soil for its 1 growth, which fruit trees desperately need. Therefore, the destruction of the grass cover in the garden is the first task of gardening. Continuous cultivation of the garden soil is carried out by plowing and additional digging of tree trunks. The best time for continuous cultivation of the garden soil is autumn. However, in cases where autumn plowing has not been carried out, it should be done in the spring. Spring plowing of the garden soil should be carried out as early as possible, when there are large reserves of moisture in the soil 5. Plowing is carried out to a depth of approximately 12–15 centimeters in the water or in two intersecting directions. There are several ways to water your garden. The best and most common way to water your garden is by furrow watering.

In the republic, large-scale measures are being taken to reduce labor and energy costs, save resources using advanced technologies and develop high-performance agricultural machines in the production of fruit.

As the ascending angle of the dolot increases from 26 to 34° the sinking capacity of the working organs noticeably increases, ranging from 11.60 to 12.73 cm at the specified stroke depth of 12.0 cm. In this case, the tolerances are of 1.11–1.42 cm mean square deviation with coefficients of variation of 9.96–11.15 %. Similar results are obtained by the uniformity of the depth in the length of the stroke with the corresponding depth of 11,18 to 12.02 cm with satisfactory values of 1.00–1.49 cm mean square deviation, coefficient of variation 9.68–13.94 % and experience error 0.04–0.06 cm. It should be noted, however, that with the complete elimination of weeds by flattened lemons, there is a slight reduction in the degree of soil disintegration by the optimal fraction: less. 10 mm – between 68.61 and 53.64 per cent; above 10 per cent.

CONCLUSION

Analyzing and comparing the averaged indicators of traction resistance depending on the speed when processing intercutting strips and row spacings, as well as cultivating only row spacings when working on heavy soils, we will determine with sufficient accuracy their difference for the actual values of the side universal working bodies of the machine, the values of traction resistance for two working bodies working in adjacent rows of interbusting fruit stripes, increases at appropriate speeds. Thus, the results of the energy assessment of the traction resistance of the lateral rotary working bodies in contact with the root stem of the fruit bushes give reason to consider the optimal speed of movement within the speed of avoiding damage to the fruit root system.

REFERENCES

1. Develop energy-saving technologies and a set of high-performance technical tools for the treatment of soils in vineyards. Report on the R&D of the project P-19.42 /NIITS/Ahmedov T.T. Tashkent. 2004. – 18 p.
2. «Production of a prototype of a resource-saving universal soil-processing grape-growing machine and conduct of field tests». Report on the NIR of the project KHI-5-01 /NIISVI/ Mirzaev M. M. Tashkent. 2016. – 87 p.
3. Parkhomenko, G. G. Transformation of working bodies of soil-cultivating machines / G.G. Parkhomenko // Selskostopanska technique. – 2015. – No. 1. – P. 17–26.

4. Kostadinov, G. D. Systematization of devices for soil cultivation in gardens / G. D. Kostadinov, G. G. Parkhomenko, S. A. Tverdokhlebov, A. V. Ponomarev // Plant and Science Days. – 2016. – No. 53 (1–3). p. 88–97.

Представлено 20.04.2021

УДК 656.017:656.025.2

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ТРОЛЛЕЙБУСНОГО ТРАНСПОРТА В НЕКОТОРЫХ ГОРОДАХ УКРАИНЫ

FEATURES OF TROLLEYBUS TRANSPORT DEVELOPMENT IN SOME CITIES OF UKRAINE

Е. Н. Корникова, асс., **А. В. Ильченко**, канд. техн. наук, доц.,

В. П. Шумляковский, канд. техн. наук, доц.,

Государственный университет «Житомирская политехника»,

г. Житомир, Украина

K. Kornikova, assistant,

A. Ilchenko, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

V. Shumlyakivsky, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

State University "Zhytomyr Polytechnic", Zhytomyr, Ukraine

Проведен анализ процесса развития троллейбусного транспорта некоторых областных центров Украины (г. Житомир, г. Ровно, г. Тернополь, г. Чернигов) и самого большого по численности населения города в Киевской области – г. Белая Церковь. Показано сходство подходов по развитию данного вида транспорта в указанных городах, что даст возможность использовать их совместный опыт не только между собой, но и в других городах с подобной инфраструктурой.

Analysis of the development of trolleybus transport in Ukrainian regional centers (Zhytomyr, Rivne, Ternopil, Chernihiv, the largest city in terms of population of Kyiv region – Bila Tserkva) was conducted. The similarity of approaches to the development of this transport in these cities is proved. This will make it possible to use their joint experience

not only among themselves, but also in other cities with similar infrastructure.

Ключевые слова: троллейбусный транспорт, контактная сеть, окружающая среда.

Key words: trolleybus transport, contact network, environment.

ВВЕДЕНИЕ

В Украине много городов, имеющих схожие характеристики по численности населения, площади, географическим параметрам и т. д. На окружающую среду, особенно в населенных пунктах, влияет большое количество разных факторов, при этом основное негативное воздействие сегодня оказывает транспорт.

ОСОБЕННОСТИ РАЗВИТИЯ ТРОЛЕЙБУСНОГО ТРАНСПОРТА

Для анализа текущего состояния и возможных перспектив развития троллейбусного транспорта городов Украины выбраны областные центры г. Житомир, г. Ровно, г. Тернополь, г. Чернигов и г. Белая Церковь, как наибольший по численности населения в Киевской области. По мнению авторов, они являются наиболее характерными для Украины по целому ряду характеристик, в том числе и по использованию троллейбусного транспорта. В связи с этим можно ожидать одинаковость подходов развития общественного электротранспорта в них, даст возможность учесть преимущества и недостатки в дальнейшем развитии электротранспорта.

В г. Житомир основные улицы расположены радиально в шести направлениях, а в центре города они в большинстве случаев перпендикулярны между собой. Такое расположение позволяет создавать как маятниковые, так и кольцевые маршруты. Троллейбусная сеть развивалась с начала 1960-х годов. За это время проводилось изменения маршрутов, монтаж (демонтаж) линий. Контактная сеть проходит основными улицами города. Она дает возможность соединять окраины города с центром. Маршруты выбраны таким образом, чтобы максимально соединять отдаленные районы и создавать удобства использования данного вида транспорта, кольцевые маршруты соединяют вокзалы и микрорайоны с центром города. В последнее время троллейбусный парк активно обновляется при финансовой поддержке Европейского банка реконструкции и

развития: ожидается завершение поставки 50 троллейбусов АКСМ-321 белорусского производства, предлагаемые комплексные проекты включают изготовление проектно-сметной документации для строительства новых троллейбусных линий до социально значимых объектов города, планируется реконструкция зоны технического обслуживания подвижного состава, капитальный ремонт тяговых подстанций [1]. Такой подход в перспективе позволит связать экологическим транспортом отдаленные районы и прилегающий географически поселок с инфраструктурой города.

До внедрения и развития троллейбусного транспорта в г. Житомир активное внимание уделялось городскому трамваю. В городе работало 5 линий, однако на сегодня осталась только одна, связавшая центральную площадь города с промышленной окраиной. Такие изменения объясняются более активным развитием троллейбусного транспорта, вытесняющего трамвайный.

В г. Ровно с 1974 года наблюдается устойчивое развитие троллейбусного транспорта, его качественные изменения. В городе принято радиальное расположение троллейбусных маршрутов в семи направлениях. Анализ маршрутов показывает некоторые незадействованные главные улицы. Контактная сеть выходит за географические пределы города. В 2016 году приобретен дуобус АКСМ 43303 – транспорт с автономным ходом, в течение 2017–2018 годов в эксплуатацию введено троллейбусы с автономным ходом Днепр Т203 (на 01.01.2020 12 единиц) [2], планируются ежегодные покупки 3–4 новых троллейбусов.

В г. Тернополь троллейбусное движение открыто в 1975 году. Город имеет географические особенности, в связи с чем два района не обслуживаются троллейбусами. Сеть идет по основным улицам, в начале 2000-х годов в городе действовало 16 маршрутов, по состоянию на 01.01.2020 их количество уменьшилось до 10 [2]. При этом контактная сеть расширилась в радиальных направлениях с кольцевым объединением расположенных на окраинах районов. Для обновления подвижного состава готовится документация на приобретение 30 новых троллейбусов.

Город Чернигов имеет пять основных направлений троллейбусного сообщения, перевозки основаны в 1963 году, причем длительное время были основным видом транспорта. Контактная сеть ради-

ально расширяется от центра города основными улицами, охватывая его большую часть, но не проходя по основной улице на южной стороне. Подвижной состав обновляется: в прошлом году было приобретено 5 новых троллейбусов черниговского производства, в этом году планируется приобрести 4 новых троллейбуса Эталон-Т121 «Барвинок».

Развитие троллейбусного транспорта в г. Белая Церковь началось в 1978 году. Город географически растянут в северо-западном и юго-восточном направлениях, главные улицы уходят от центра ко всем окраинам. Надо отметить, что сеть троллейбусных маршрутов слабо развита в радиальных направлениях и имеет одну главную линию с несколькими ответвлениями. Недостатками также можно считать: имеющиеся троллейбусные маршруты полностью дублируются маршрутными такси, контактная сеть не позволяет троллейбусам курсировать у авто- и железнодорожного вокзалов, обновление троллейбусного парка происходит очень медленно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ схем и особенностей троллейбусных маршрутов, парка троллейбусов в указанных населенных пунктах показывает, что в городах Украины со схожими характеристиками преобладают троллейбусные сети радиального расположения с возможностью объединения окраин. Лучшей конфигурацией троллейбусной контактной сети в таких городах можно считать радиальное расположение маршрутов от центра к периферийным районам города в сочетании с кольцевыми маршрутами, соединяющими между собой главные улицы и ведущие к периферийным районам с минимальной загрузкой центральной части города. Дальнейшее развитие троллейбусных сетей городов Украины требует комплексного решения задач их энергообеспечения. В перспективе следует предусматривать не только более активное обновление парка троллейбусов, но и совершенствование маршрутов их удлинением от центра для присоединения наиболее отдаленных прилегающих районов с использованием электрического транспорта с автономным ходом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рішення Антимонопольного комітету України № 607-р від 24 вересня 2020 р. [Електронний ресурс]. – URL: <https://amcu.gov.ua/storage/app/uploads/public/5f6/ddd/40e/5f6ddd40e09d3809740794.pdf> (дата обращения 03.04.2021).

2. Официальный сайт корпорации «Укрэлектротранс». – Режим доступа: www.korpmet.org.ua/.

Представлено 01.04.2021

ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК629.114

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЗОЛОТНИКА
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ
ПАРАМЕТРОВ ВОЗВРАТНОЙ ПРУЖИНЫ**

**MATHEMATICAL MODEL OF THE MOVEMENT
OF THE VALVE SPOOL TO RESEARCH THE INFLUENCE
OF THE PARAMETERS OF THE RETURN SPRING**

М. И. Жилевич, канд. техн. наук, доц.,

С. В. Ермилов, ст. преп., **Д. Д. Можейко**

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

M. Zhylevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor,
S. Ermilov, Senior Lecturer, Mozheiko D.D., student
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Составлена математическая модель, позволяющая исследовать влияние параметров возвратной пружины на движение золотника гидравлического распределителя.

A mathematical model developed to study the influence of the parameters of the return spring on the movement of the hydraulic valve spool.

Ключевые слова: математическая модель, распределитель, золотник, пружина.

Keywords: mathematical model, valve, spool, spring.

ВВЕДЕНИЕ

Связь запорного элемента гидравлического распределителя и возвратной пружины является системой «пружина-масса». В такой системе параметры возвратной пружины существенно влияют на движение золотника гидрораспределителя. В частности, неверно выбранная жесткость пружины может привести к нарушению устойчивой работы аппарата и возникновению незатухающих колебаний золотника. Наиболее велика вероятность возникновения подобного поведения запорного элемента в приводах, работающих в циклическом режиме, например – антиблокировочные системы (АБС) частота срабатывания которых достигает 10–12 Гц [1].

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЗОЛОТНИКА

На рисунке 1 приведена расчетная схема, учитывающая основные силы, действующие на золотник распределителя с гидравлическим управлением: инерционная сила F_i ; сила вязкого трения $F_{в.тр}$; усилие пружины $F_{пр}$; управляющее усилие $F_{упр}$.

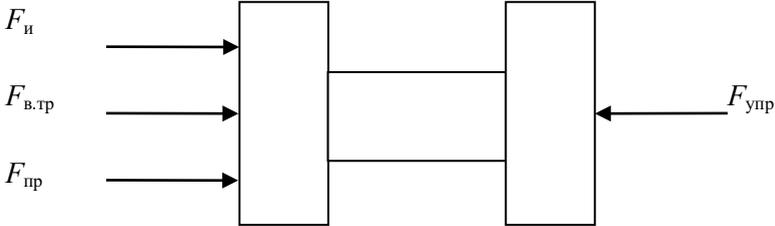


Рисунок 1 – Силы, действующие на золотник распределителя

Уравнение движения золотника распределителя без учета сил сухого трения и предварительного сжатия пружины имеет вид:

$$F_u + F_{в.тр} + F_{пр} = F_{упр}, \quad (1)$$

Распишем каждый член выражения (1):

$$F_u = m_{зол} \frac{d^2 x_{зол}}{dt^2}, \quad F_{в.тр} = k_{в.тр} \frac{dx_{зол}}{dt},$$
$$F_{пр} = c_{пр} x_{зол}, \quad F_{упр} = \frac{\pi d_{зол}^2}{4} \Delta p_{упр},$$

где $m_{зол}$ – масса золотника распределителя; $x_{зол}$ – перемещение золотника распределителя; $k_{в.тр}$ – коэффициент вязкого трения; $c_{пр}$ – жесткость пружины; $\Delta p_{упр}$ – давление управления; $d_{зол}$ – диаметр золотника.

Подставим полученные выражения в равенство (1) и, после приведения к стандартному виду, получим:

$$\frac{m_{\text{зол}}}{c_{\text{нр}}} \frac{d^2 x_{\text{зол}}}{dt^2} + \frac{k_{\text{в.нр}}}{c_{\text{нр}}} \frac{dx_{\text{зол}}}{dt} + x_{\text{зол}} = \frac{\pi d_{\text{зол}}^2}{4c_{\text{нр}}} \Delta p_{\text{упр}}. \quad (2)$$

После преобразований по Лапласу при нулевых начальных условиях выражение (2) примет вид:

$$\left(\frac{m_{\text{зол}}}{c_{\text{нр}}} s^2 + \frac{k_{\text{в.нр}}}{c_{\text{нр}}} s + 1 \right) X_{\text{зол}}(s) = \frac{\pi d_{\text{зол}}^2}{4c_{\text{нр}}} \Delta P_{\text{упр}}(s), \quad (3)$$

где s – оператор преобразования по Лапласу.

Введем обозначения:

$$\frac{m_{\text{зол}}}{c_{\text{нр}}} = T^2 \Rightarrow T = \sqrt{\frac{m_{\text{зол}}}{c_{\text{нр}}}}, \quad k = \frac{\pi d_{\text{зол}}^2}{4c_{\text{нр}}},$$

$$\frac{k_{\text{в.нр}}}{c_{\text{нр}}} = 2\zeta T \Rightarrow \zeta = \frac{k_{\text{в.нр}}}{2\sqrt{m_{\text{зол}} c_{\text{нр}}}},$$

где T – постоянная времени звена, c^{-1} ; ζ – коэффициент демпфирования звена; k – коэффициент усиления звена.

Подстановка принятых коэффициентов в выражение (3) позволяет получить передаточную функцию, описывающую движение золотника исследуемого распределителя:

$$W(s) = \frac{\Delta P_{\text{упр}}(s)}{X_{\text{зол}}(s)} = \frac{k}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1}. \quad (4)$$

Полученная передаточная функция (4) соответствует системе второго порядка.

Входное воздействие не зависит от конечной реакции системы [2]. Следовательно, характеристическое уравнение будет иметь следующий вид:

$$T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1 = 0. \quad (5)$$

Корни s_1 и s_2 уравнения (5) определяют вид переходного процесса: колебательный (система недостаточно демпфирована, s_1 и s_2 – комплексные, $0 < \zeta < 1$), аperiodический (в системе избыточное демпфирование, s_1 и s_2 – положительны и неравны, $\zeta > 1$), граничное значение (s_1 и s_2 – положительны и равны, $\zeta = 1$).

На вход системы подается единичное ступенчатое воздействие $1(t)$. Переходной процесс для системы второго порядка в общем виде описывается выражением:

$$y(t) = Ae^{s_1 t} + Be^{s_2 t}$$

где A и B – некоторые коэффициенты, методика определения которых описана в [2]; t – время, с.

Полученная математическая модель позволяет подобрать жесткость возвратной пружины и получить переходной процесс движения золотника с требуемыми показателями качества, задаваясь следующими параметрами распределителя: диаметр, ход и масса золотника, коэффициент вязкого трения. Входным воздействием является перепад давления на торцах золотника, выходным – его перемещение. Рекомендуемые пределы изменения коэффициента демпфирования ζ составляют от 0,7 до 1,0 [3].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Составлена математическая модель движения золотника распределителя, позволяющая исследовать влияние параметров возвратной пружины на работу запорного элемента с целью получения оптимальных характеристик переходного процесса и определения жесткости возвратной пружины в ходе разработки типоразмерного ряда модуляторов для гидравлических тормозных систем автомобилей особо большой грузоподъемности с АБС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Глазунов, Д. В. Анализ и тенденции развития современных тормозных систем / Д. В. Глазунов // Вестник КРСУ. 2012 – Том 12. – № 10. – С. 75–79.
2. S. Burns Roland – Advanced Control Engineering / Roland S. Burns // Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. – 450 p.
3. Šulc B. – Non linear modelling and control of hydraulic actuators / B. Šulc, J. A. Jan // Acta Polytechnica 2002. – Vol. 42. – No. 3. – P. 41–47.

Представлено 15.04.2021

УДК 621.785

КРИТЕРИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА ИК-СПЕКТРОМЕТРИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПОДЛИННОСТИ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

CRITERIA FOR USING THE IR SPECTROMETRY METHOD FOR ASSESSING THE AUTHENTICITY OF LUBRICANTS

А. А. Табулин, Д. Л. Жилиянин, Н. П. Горелова, В. С. Чура,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Tabulin, D. Zhilyanin, N. Gorelova, V. Chura,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Определены критерии использования метода ИК-спектроскопии для оценки подлинности смазочных материалов.

Criteria for using the IR spectrometry method for assessing the authenticity of lubricants have been determined.

Ключевые слова: Инфракрасная спектроскопия (FTIR), масло моторное, контрафакт.

Keywords: Infrared spectroscopy (FTIR), motor oil, counterfeit.

ВВЕДЕНИЕ

Масла моторные применяют для уменьшения трения и износа путем образования пленки между движущимися поверхностями. Высокая стоимость разработки смазочных материалов в соответствии со стандартами, используемыми во всем мире, увеличили стоимость смазочных масел, используемых для конкретных целей, что, в свою очередь, мотивировало преступную деятельность заниматься изготовлением поддельных моторных масел, их упаковкой и продажей на открытом рынке.

Контрафактные масла нанесли большой ущерб компаниям, занимающимся производством и реализацией смазочных материалов. Эти масла также представляют угрозу для машин и механизмов. Существует два вида поддельных масел. В первом случае поддельные масла – это отработанные масла, которые фильтруются, очищаются, центрифугируются, отбеливаются, окрашиваются. Во втором случае поддельное масло представляет собой масло низкого сорта и качества, залитое в поддельную упаковку известного бренда.

В настоящем исследовании поддельное и подлинное масло моторное GM 5W-30 dexos2 Longlife ACEA C3 API SN/CF (далее по тексту GM 5W-30) было проанализировано с использованием основной методики инфракрасной спектроскопии для анализа присадок к маслу (с использованием Фурье спектрометра инфракрасного Nicolet 6700).

ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДЛИННОСТИ МАСЕЛ

Пробы масла моторного GM 5W-30 поступили в НИИЛ Гидропневмосистем и нефтепродуктов филиала БНТУ «Научно-исследовательский политехнический институт»: образец А оригинальный продукт – проба № 026А; образец Б – предположительно контрафактный продукт – проба № 026Б.

Для идентификации к какому виду подделки отнести проверяемое масло оба образца были испытаны методом инфракрасной спектроскопии (FTIR). Регистрировались спектры FTIR в диапазоне от 4000 см^{-1} до 400 см^{-1} . Полученные в результате спектры приведены на рисунках 1, 2.

На рисунке 1 наглядно идентифицируются отдельные пики и области пиков, содержащие базовый компонент и присадки:

– пик на волновом числе 1709 см^{-1} является моющей присадкой (сукцинимидный диспергатор) [3];

– пики на волновом числе 1232 см^{-1} – салецилат кальция; 1158 см^{-1} кальция сульфонат (присадки, увеличивающие щелочное число в масле) [3];

– противоизносная присадка из диалкилдитиофосфата цинка демонстрирует связи P-O-C между пиками 950 см^{-1} и 1020 см^{-1} и связи P = S между пиками 640 см^{-1} и 665 см^{-1} [3];

– область пиков от 1500 см^{-1} до 1650 см^{-1} , а также пики 1601 см^{-1} , 1515 см^{-1} (алкильная и олефиновая группа) являются частью синтетического компонента [1].

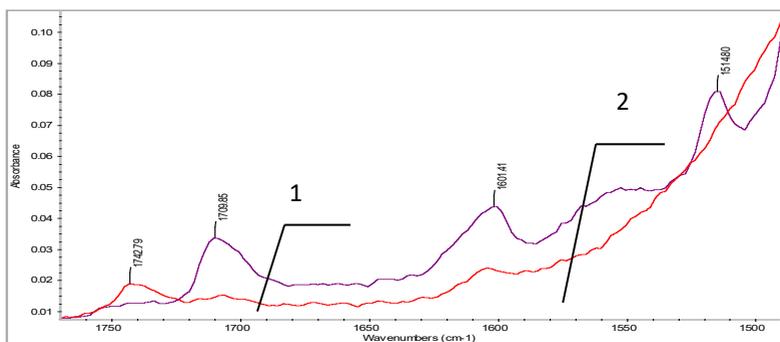


Рисунок 1 – Спектры от 1490 см^{-1} до 1760 см^{-1} : проба GM 5W-30 № 026A оригинал (1), проба GM 5W-30 № 026B продукт с предположением на контрафакт (2)

На рисунке 1 наглядно видно отличие: пик 1709 см^{-1} и область пиков от 1500 см^{-1} до 1650 см^{-1} (проба оригинального продукта) отсутствуют у пробы контрафактного продукта. Также есть отличие по пику 1742 см^{-1} . Данный пик присутствует у пробы контрафактного продукта и отсутствует в оригинальном продукте. Пик на 1742 см^{-1} представляет собой радикал карбоновой кислоты, применяемый в масле как противоизносная присадка.

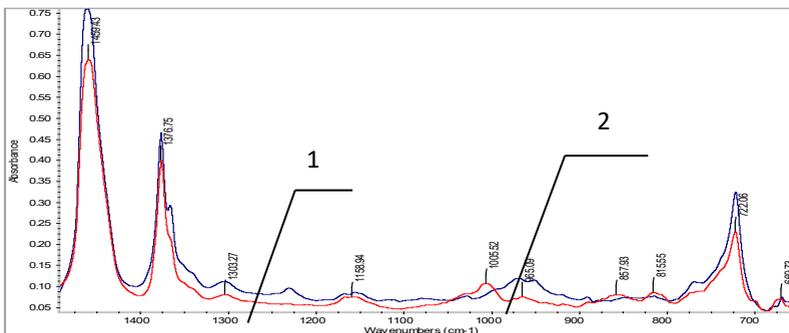


Рисунок 2 – Спектры от 500 см^{-1} до 1470 см^{-1} : проба GM 5W-30 № 026А оригинал (1), проба GM 5W-30 № 026Б продукт с предположением на контрафакт (2)

На рисунке 2 видно отличие по пику 1232 см^{-1} и области пиков от 950 см^{-1} и 1020 см^{-1} (пики отсутствуют у контрафактного масла). У контрафактного продукта обнаружены пики: 965 см^{-1} , 1005 см^{-1} (присадка из диалкилдитиофосфата цинка) [2].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных исследований подтверждается предположение, что проба масла моторного GM 5W-30 № 026Б является подделкой, которую можно отнести к подделкам второго вида – это продукт более низкого сорта и меньшей стоимости.

Основным критерием использования метода ИК-спектроскопии для оценки подлинности смазочных материалов является сопоставление пиков, применяемых в смазочных материалах компонентов пакетов присадок и определения различия применяемого базового компонента (минеральная, полусинтетическая, синтетическая основа базового масла).

ЛИТЕРАТУРА

1. Каталог спектров из справочника «ИК спектры основных классов органических соединений. Справочные материалы» (Тарасевич Б. Н., МГУ им. М. В. Ломоносова, химический факультет, кафедра органической химии, Москва 2012);
2. Американский стандарт испытаний и материалов ASTM International. ASTM E2412-10 (2018) (Стандартная практика мониторинга

га состояния эксплуатационных смазочных материалов путем анализа тенденций с использованием инфракрасной спектроскопии с преобразованием Фурье (FT-IR); ASTM International: West Conshohocken, PA, USA, 2018);

3. Ежегодник стандартов ASTM, Раздел 5 «Нефтепродукты, смазочные материалы и ископаемое топливо». (Филадельфия: Американское общество испытаний и материалов Race Street).

Представлено 18.04.2021

УДК 621.876

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЛИФТЫ

HYDRAULIC ELEVATORS

А. И. Антоневиц, канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

A. Antonevich, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Republic of Belarus

Проведен анализ применяемых лифтов и автоматических парковочных систем, в результате чего выявлены перспективные конструкции указанного оборудования.

The analysis of the elevators and automatic parking systems used is carried out, as a result of which promising designs of the specified equipment are identified.

Ключевые слова: лифт, гидравлика, подъемник, преимущества.

Keywords: elevator, hydraulics, lift, advantages.

Производителем лифтов, эскалаторов, автоматических парковочных систем и гидравлических подъемников в РБ является ОАО «Могилевлифтмаш». Однако гидравлический подъемник скорее является исключением, чем правилом в широкой гамме продукции завода. Однако, как показывает проведенный анализ ведущие европейские производители лифтов: Vertico, VIMES (Италия); Kleemann,

Doppler (Греция); Izamet (Болгария); Hidral, MP Lifts (Испания); OTIS (Франция); KONE (Финляндия); ThyssenKrupp (Германия) достаточное внимание уделяют гидравлическим лифтам.

Как и любой другой механизм, гидравлический лифт обладает набором преимуществ и недостатков, обусловленных особенностями его конструкции.

К основным преимуществам лифтов на гидравлическом приводе можно отнести:

- экономию энергоресурсов – электроэнергия, необходимая для приведения в действие, механизмов такого лифта, расходуется только для перемещения кабины вверх. Вниз кабина опускается под воздействием собственного веса. В случае неожиданного обесточивания здания кабина гидравлического лифта автоматически возвращается в нижнее положение. В совокупности со встроенным блоком аккумуляторов аварийного открытия дверей это позволяет пассажирам в кратчайшие сроки покинуть кабину лифта.

- гидравлические лифты при прочих равных условиях имеют в полтора раза большую мощность, чем их оборудованные электрическим приводом «сородичи»;

- в отличие от электрических лифтов шахта лифта с гидравлическим приводом может иметь лишь одну несущую стену. Кроме того, монтаж электрического лифта в большинстве случаев требует оборудования над шахтой машинного помещения. Для гидравлического лифта существует возможность размещения машинного помещения на значительном удалении от шахты и на любом из этажей здания;

- высокая надежность механизмов и узлов при относительной простоте конструкции;

- плавный и бесшумный ход кабины;

- большая грузоподъемность.

Недостатками конструкции лифтов с гидравлическими приводами являются:

- незначительная скорость хода кабины – порядка 1 метра в секунду, что в полтора – два раза медленнее скорости;

- незначительная высота подъема кабины – до 20 – 25 метров. При этом высота подъема электрического лифта может достигать

нескольких сотен метров. Этим обуславливается сфера применения лифтов с гидравлическим приводом – малоэтажное строительство;

– необходимость в использовании значительного количества масла (применяется в качестве рабочей жидкости в цилиндре) – до двухсот литров. Помимо необходимости оборудования помещения для резервуара, это накладывает на эксплуатантов гидравлических лифтов дополнительные ограничения, связанные с повышенными требованиями пожарной безопасности;

– возникающая в некоторых случаях потребность в установке дополнительного оборудования (охладителей и т. д.).

Преимущество тому или иному типу привода – гидравлическому либо электрическому – обычно отдается заказчиком строительства. Тем не менее, при проектировании и возведении зданий и сооружений могут возникать ситуации, когда возможной является только установка лифта с гидравлическим приводом – отсутствие полноценной лифтовой шахты, устройство автомобильных лифтов или же особая форма кабины лифта.

Представлено 20.04.2021

УДК 621.658

МЕМБРАННЫЕ НАСОСЫ

DIAPHRAGM PUMPS

И. С. Луговая, ст. преп.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Беларусь

I. Lugovaya I. S., Senior Lecturer,

Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

На основе анализа основных характеристик мембранных насосов дано обоснование их применения для перекачивания высоковязких жидкостей.

On the basis of the analysis of the main characteristics of diaphragm pumps, the justification of their use for pumping high-viscosity liquids is given.

Ключевые слова: мембранные насосы, характеристики.

Keywords: diaphragm pumps, characteristics.

ВВЕДЕНИЕ

В производственной деятельности ряда отраслей возникает необходимость перекачивания жидких материалов с одной емкости в другую, в том числе высоковязких, которые имеют малую текучесть, химическую агрессивность и загрязненность с содержанием твердых частиц до 90 % и т. д. Перемещение таких веществ вызывает ряд трудностей, обусловленное тем что:

- высоковязкие жидкости, имеют большое трение слоев и поэтому требуют повышенных затрат мощности привода;
- необходимо применение специальных материалов в насосах для движения агрессивных жидкостей, абразивов.

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Для перекачки высоковязких жидкостей пригодны не все насосы, применяемые в гидравлических приводах. Насосы, применяемые в традиционных гидроприводах, для перекачивания вязких жидкостей не всегда могут быть использованы в полной мере, так как тип насоса зависит в первую очередь от свойств жидкости.

Конструктивное отличие мембранного пневматического насоса заключается в наличии коаксиального пневмодвигателя, расположенного по центру, с мембранами нового поколения, присоединенными к валу.

Схема действия устройства представлена на рисунке 1. С двух сторон корпуса насоса расположены шаровые клапаны и соответствующие седла на всасывающем и выпускном патрубках. Принцип действия данного агрегата основан на изгибании закрепленной по краям гибкой пластины (мембраны) под внешним воздействием.

Перемещение жидкости осуществляется мембраной, которая изменяет направление своего изгиба и тем самым выполняет функцию поршня в поршневом насосе. Воздух, подаваемый за мембраной, выдавливает продукт в направлении выхода.

Производительность диафрагменных насосов с возвратно-поступательным движением диафрагмы выражается формулой:

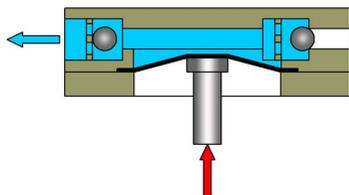


Рисунок 1 – Схема работы мембранного насоса

$$Q = Vz\eta_0,$$

где V – объем, выдаваемый диафрагмой за один цикл, м³; z – число циклов в час; η_0 – объемный к.п.д. или коэффициент подачи, характеризующий отношение фактической производительности к теоретической.

Давление, развиваемое диафрагменным насосом исходя из уравнения Бернулли:

$$P_2 - P_1 = \Delta P + \sum \xi \frac{V^2}{2g},$$

где $P_2 - P_1$ – гидравлическое давление на диафрагму, м.жидк.ст; ΔP – напор жидкости, м.жидк.ст; $\sum \xi$ – сумма гидравлических сопротивлений на линиях всасывания и нагнетания; V – скорость жидкости, м/сек; g – ускорение силы тяжести, м/сек².

Теоретическая мощность насосов может быть определена по формуле

$$N_i = \frac{Q_T \Delta P_i}{1000 \cdot 102 \cdot 60},$$

где Q_T – теоретическая производительность насоса, л/мин; ΔP_i – теоретический напор, создаваемый насосом, кг/м².

Изгибание мембраны осуществляется несколькими способами: механическим рычагом, гидравлическим, электрическим и пневматическим приводами. Пневматический привод применяется чаще благодаря простоте, надежности и прочим значительным преимуществам перед другими видами насосов. Во-первых, использование

сжатого воздуха полностью исключает искрообразование, что делает пневматические насосы незаменимыми для перекачки горючих жидкостей. Во-вторых, они не требуют ни двигателей, ни редукторов, ни вращающихся деталей, это упрощает их конструкцию и обслуживание, так как нет необходимости в дополнительной смазке, а также повышает надежность работы. Кроме того, пневматические насосы отличаются малыми габаритами и массой, а отсутствие в конструкции подшипников и других уплотнителей гарантирует предотвращение утечек.

Различают следующие разновидности мембранных насосов:

- механический агрегат, у которого мембрана меняет объем рабочей зоны в результате циклических возвратно-поступательных движений;

- пневматический, в котором диафрагма становится герметичной перегородкой, делящей воздушно-газовую и рабочую камеры. Взаимную зависимость напора, производительности от величин подачи воздуха пневматическим приводом демонстрирует график, представленный на рисунке 2;

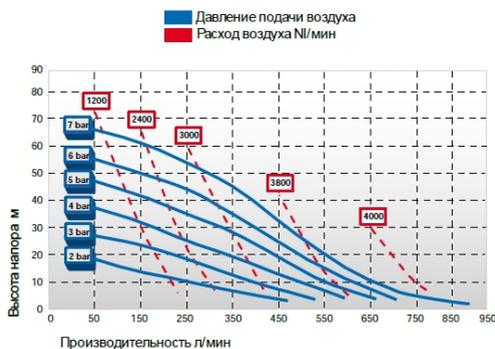


Рисунок 2 – Зависимость прозводительности насоса от высоты напора

- мембранно-поршневой, который в основном применяется для опрыскивателей, устанавливаемых на сельхозмашинах.

В настоящее время наибольшее применение нашли пневматические мембранные насосы, благодаря следующим достоинствами объемных гидромашин:

- герметичностью рабочей камеры,

- способностью к самовсасыванию,
- независимостью давления от подачи,
- высоким КПД,
- жесткостью характеристик,
- простота конструкции и обслуживания,
- надежность.

Кроме того, их отличают низкие эксплуатационные затраты, отсутствие уплотнений, экологическая безопасность, простота регулирования производительности, простота, универсальность.

Особое внимание при конструировании мембранных насосов уделяют материалам, из которых изготавливается проточная часть мембраны и клапаны. В зависимости от вида жидкости, которую перекачивает насос для этих целей применяют:

- этиленпропилендиеновый каучук – для химически агрессивных и абразивных жидкостей;
- нитрилбутиловый каучук, маслобензостойкая резина – для растворителей, жидкостей на масляной основе;
- политетрафторэтилен – для перекачивания самых химически агрессивных жидкостей, в том числе при высоких температурах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенный анализ достоинств данного типа насосов позволяет заключить, что их целесообразно применять для перемещения высоковязких жидкостей, химически агрессивных, абразивных сред в самых различных отраслях промышленности при производстве пищевых продуктов, напитков, фармацевтики; красок, смол, чернил и пигментов; нефтяной, газовой и автомобильной промышленности; транспортировке сухих смесей и порошков; химии и нефтехимии; гальваника; бумажной промышленности; керамической промышленности; переработке и утилизации отходов; горной промышленности и строительстве

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрович, В. А. Диафрагменные насосы и их применение в пищевой промышленности/ В. А. Петрович // М. : ЦНИИТЭИ легпищемаш, 1970. – 54с.
2. <https://nasoskm.ru/membrannie-nasosi/membranniy-nasos>.

3. <https://www.areopag-spb.ru/raschet-dliny-hoda-plunzhera>.

4. Виденаев, Ю. Л. Автоматическое непрерывное дозирование жидкостей / Ю. Л. Виденаев // М., «Энергия», 1987.

5. Домбе, Ю. И. Диафрагменные насосы с гидравлическим приводом / Ю. И. Домбе // «Общее машиностроение», 1981, № 8.

6. Диафрагменный насос «Виттория». «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1959, № 5.

7. Чесноков, И. М. Диафрагменный насос. Авторское свидетельство СССР № 192631, № 35.

Представлено 20.04.2021

УДК 665.767:543.544.3

**ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВОЙ
ХРОМАТОГРАФИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ
СТЕКЛООМЫВАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ
УСТАНОВЛЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ**

**POSSIBILITIES OF USING GAS CHROMATOGRAPHY TO ASSESS
COMPLIANCE OF WINDSHIELD WASHER FLUIDS
WITH ESTABLISHED REQUIREMENTS**

Л. А. Глазков, канд. техн. наук, **А. Д. Леонов**,
А. А. Табулин, **А. С. Сорока**,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

L. Glazkov, Ph.D. in Engineering, A. Leonov, A. Tabulin, A. Soroka,
Belarussian national technical university, Minsk, Belarus

Рассмотрена возможность применения хроматографического метода для оценки соответствия стеклоомывающих жидкостей.

The possibility of using the chromatographic method for assessing the conformity of glass washer fluids is considered.

Ключевые слова: Стеклоомывающая жидкость, хроматографический метод, концентрация метанола.

Key words: Glass washer fluid, chromatographic method, methanol concentration.

Залогом хорошей обзорности и безопасной поездки на автомобиле является использование качественной стеклоомывающей жидкости. Все это приводит к необходимости применения специальных жидкостей. На функциональные свойства стеклоомывающих жидкостей решающее влияние оказывает их состав. В настоящий момент нет нормативного документа, который регламентировал бы вопросы, касающиеся состава стеклоомывающих жидкостей. В общем случае количественная картина компонентов стеклоомывателей выглядит следующим образом:

- 25–75 % спиртовой основы;
- 1 % поверхностно-активных веществ;
- 0,5 % денатурирующей добавки;
- 0,001 % красителя;
- 0,8 % отдушки;
- 22–72 % воды.

Существуют также известные функциональные требования, которым должны соответствовать стеклоомывающие жидкости:

- качественно удалять грязь зимой даже в условиях сильного мороза (до -30°C);
- не оставлять на обрабатываемой поверхности потеков, радужных пленок и налетов;
- оказывать нейтральное воздействие на составные части автомобиля (кузов, «дворники», уплотнители стекол, декоративные элементы);
- удалять остатки насекомых в теплое время года;
- быть безвредными для водителя и его пассажиров.

Оптимальными для использования в качестве основы омывающих жидкостей являются одноатомные спирты: метиловый, этиловый и изопропиловый. Немаловажный фактор, свидетельствующий в их пользу – относительно широкое распространение во многих отраслях производства. Безопасность для водителя и пассажиров автомобиля определяется, в основном, тем, какие спирты используются в стеклоомывающих жидкостях. Далее рассмотрим характеристики используемых спиртов.

Этиловый спирт (другие названия – этанол, винный спирт, метилкарбинол) обладает характерным запахом и имеет жгучий на вкус. Формула C_2H_5OH . Чаще всего его применяют в пищевой промышленности или же с целью обезжиривания контактов электротехнической продукции. По своей природе этанол – возбуждающий наркотик, но только в случае регулярного употребления. В этом случае возможны негативные воздействия на нервную и сердечно-сосудистую систему, пищеварительный тракт, печень и т. д. Но вдыхание паров этанола редко приводит к отравлению. Даже несмотря на относительную безопасность, этанол для производства стеклоомывающих жидкостей применяется редко, что обусловлено сложностями в лицензировании производства, использование этанола государство пытается контролировать. Также следует отметить, что продукция на основе этанола имеет чрезвычайно высокую стоимость на рынке, поэтому производителям проще работать с изопропиловым спиртом, изопропанолом.

Изопропиловый спирт (изопропанол) по запаху напоминает ацетон, что не удивительно, поскольку для приготовления этого вещества его и применяют. Формула – C_3H_8O . Воздействие изопропилового спирта во многом идентично этанолу, но первый в два раза токсичнее. Изопропанол почти не накапливается в организме. В настоящее время изопропиловый спирт практически разрешен для применения в стеклоомывающих жидкостях. Ограничения в применении его могут только быть обусловлены некоторыми аллергическими реакциями на определенную категорию людей.

Метиловый спирт (карбинол, метанол, древесный спирт) имеет легкий, схожий с этанолом запах. Формула – CH_3OH . Основная область использования – растворение различных веществ в лакокрасочной промышленности. Именно метанол обладает наилучшими моющими свойствами среди всех одноатомных спиртов. Однако, метиловый спирт является наиболее опасным для организма человека. Степень его воздействия определяется концентрацией, длительностью контакта, индивидуальными особенностями людей и путем попадания в организм. Метанол воздействует, в первую очередь, на сосудистую и нервную систему. Данный спирт способен накапливаться в организме. Небольшая доза в 5–10 мл может привести к тяжелому отравлению, а 30 мл – к смерти. Следует также

отметить, что согласно ГОСТ 12.1.005-88 «Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» (1) предельно допустимая концентрация (ПДК) в воздухе не более 5 мг/м^3 не важно, пары это или газы. При работе с метанолом необходимо соблюдать меры безопасности и применять средства защиты: респираторы, очки, резиновые перчатки. Помещение, в котором производится работа с метанолом должно быть обязательно оборудовано приточно-вытяжной вентиляцией.

Учитывая тот факт, что стеклоомывающие жидкости иногда используются не по назначению, Решением Комиссии Таможенного союза от 28.05.2010 № 299 (2) введены Единые санитарно-эпидемиологические и гигиенические требования к товарам, подлежащим санитарно-гигиеническому надзору (контролю), в которых установлен предельно допустимый уровень содержания метилового спирта (метанола) в стеклоомывающей жидкости, который должен быть «Не более 0,05 %». Также Постановлением Министерства здравоохранения Республики Беларусь №122 от 28.12.2006 (3) установлено содержание метанола в низкотемпературных стеклоочистительных жидкостях в концентрации не более 0,05 объемного процента.

Таким образом, возникает необходимость контроля содержания метанола в стеклоомывающих жидкостях. Для определения содержания метанола в антифризах согласно ТР ТС 030/2012 «О требованиях к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям» [4] в НИИЛ ГПСН в сентябре 2019 года был приобретен газовый хроматограф Кристаллюкс 4000М, производства России. (Предприятие МЕТА-Хром, г. Йошкар-Ола). Определение содержания метанола в антифризах производится в соответствии с требованиями ГОСТ 34425-2018 «Жидкости охлаждающие. Метод определения содержания метилового спирта» [5]. В соответствии с ГОСТ 34425-2018 производится настройка хроматографа согласно методу определения метанола, калибровка и градуировка хроматографа по растворам метанола с дистиллированной водой с различной концентрацией метанола. Далее, после получения градуировочной характеристики возможно проведение испытаний антифриза и сравнение полученных данных с градуировочным уравнением, по которому определяется концентрация метанола в антифризе.

В НИИЛ гидропневмосистем и нефтепродуктовфилиала НИПИ БНТУ проведены исследования по применению хроматографического метода определения метанола в охлаждающих жидкостях (антифризах) для определения содержания метанола в стеклоомывающих жидкостях. Были проведены испытания стеклоомывающих жидкостей различных производителей, которые показали, что методика определения метанола по ГОСТ 34425-2018 может использоваться и для них.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что хроматографическим методом по ГОСТ 34425-2018 возможно определение содержания метанола в стеклоомывающих жидкостях.

ЛИТЕРАТУРА:

1. ГОСТ 12.1.005-88 «Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».
2. Решение Комиссии Таможенного союза от 28.05.2010 – № 299.
3. Постановление Министерства здравоохранения Республики Беларусь от 28.12.2006 – № 122.
4. ТР ТС 030/2012 «О требованиях к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям»
5. ГОСТ 34425-2018 «Жидкости охлаждающие. Метод определения содержания метилового спирта».

Представлено 21.04.2021

УДК 629-113

**ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПРЕСС МЕТОДОВ ОЦЕНКИ
СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
СИСТЕМ В МОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ**

APPLICATION OF EXPRESS METHODS FOR ASSESSING
THE STATE OF WORKING FLUIDS OF HYDRAULIC SYSTEMS
IN MOBILE MACHINES

Д. Л. Жилянин, А. Д. Леонов, И. А. Шуст, С. В. Джежора,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
D. Zhilyanin, A. Leonov, I. Shust, S. Dzhezhora,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Обоснован выбор методов для экспресс-оценки состояния масел и специальных жидкостей.

The choice of methods for rapid assessment of oils and special liquids the state is justified.

Ключевые слова: мониторинг состояния масел, компаратор вязкости, содержание ферромагнитных загрязнителей.

Key words: oil condition monitoring, viscosity comparator, ferro-magnetic pollutants content.

ВВЕДЕНИЕ

Диагностика рабочей жидкости гидравлических систем позволяет обнаружить проблемы, имеющие потенциальную опасность для агрегатов, а также позволяет рационально и эффективно проводить техническое обслуживание.

Контроль технического состояния рабочей жидкости является составной частью системы технического диагностирования гидравлических приводов. В диагностическом контроле к традиционным показателям качества масла, таким как вязкость, температура вспышки, содержание присадок, добавляются новые: общее содержание ферромагнитных загрязнителей и металлов износа, содержа-

ние сажи, нитрование, сульфирование, потенциал лакообразования и многие другие [1].

МОНИТОРИНГ СОСТОЯНИЯ МАСЕЛ.

Может быть проведен одним из следующих способов: экспресс-контроль (в идеале на месте эксплуатации), контроль в лаборатории эксплуатирующей организации и контроль в специализированной лаборатории.

Экспресс методы оценки состояния рабочих жидкостей должны позволить оценить состояние агрегата и масла с минимальными затратами времени и средств при приемлемой точности.

Вязкость любого смазочного масла должна быть достаточной для создания пленки, разделяющей трущиеся поверхности. Изменение вязкости свидетельствует о деградации или загрязнении масла и является сигналом для принятия неотложных мер.

Для быстрого мониторинга подходит простейший компаратор вязкости (рисунок 1). С его помощью сравнивают скорость течения контролируемого образца масла со скоростью течения образца свежего масла и оценивают изменение вязкости в процентах. Так же контроль можно осуществить по методу Стокса, данный метод можно реализовать из подручных средств: цилиндр, наполненный исследуемым маслом, секундомер, металлический шарик, а также линейку и штангенциркуль. Также необходимо знать плотности шарика и жидкости, радиусы шарика и сосуда, скорость падения шарика, и высота уровня жидкости.



Рисунок 1 – Простейший компаратор вязкости

Содержание твердых микрочастиц – один из наиболее важных показателей состояния масла. Частицы, размеры которых сравнимы

с размером зазоров между трущимися поверхностями, могут вызывать интенсивный абразивный износ деталей.

Содержание частиц можно оценить по массе и путем подсчета. Для мониторинга состояния масел предпочтителен второй способ, дающий информацию не только об общем содержании частиц, но и об их распределении по размеру. Эту информацию можно получить тремя способами: подсчетом частиц под микроскопом, с помощью оптических счетчиков частиц и с помощью счетчиков, работающих по принципу блокировки пор.

Первый способ самый доступный, но и самый трудоемкий. Для его реализации нужен только измерительный микроскоп. Время обработки одной пробы может занимать несколько часов.

Во втором способе используется принцип затенения света – тень от частицы, попадающей в луч лазера, регистрируется фотодатчиком, и полученный сигнал автоматически пересчитывается в размер частицы (рисунок 2). Результат определения получается за считанные минуты. Недостаток состоит в возможных ложноположительных результатах: за механические частицы могут быть ошибочно приняты пузырьки воздуха, микрокапли воды или мягкие лакообразующие частицы.

В третьем случае масло продавливают сквозь жесткий калиброванный фильтр, имеющий поры строго определенных размеров и формы. Твердые частицы закупоривают поры фильтра и создают сопротивление потоку, которое и измеряют.

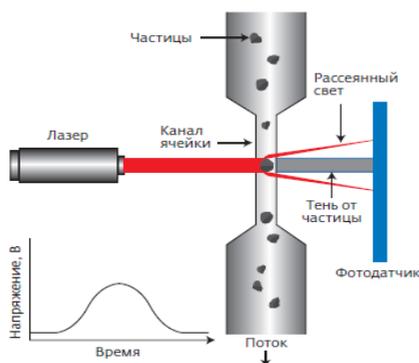


Рисунок 2 – Принцип работы оптического счетчика частиц

Как экспресс-метод часто применяется капельная проба, позволяющая по цвету и виду полученного масляного пятна судить о состоянии и загрязнении масла. Оценка состояния фильтра так же может быть использована как косвенный показатель загрязнения и состояния системы.

Общее содержание ферромагнитных загрязнителей – этот показатель служит количественной характеристикой степени механического износа металлических деталей. Он определяется по возмущению равновесного магнитного поля между двумя индукционными катушками. В зависимости от аппаратного исполнения результат может выдаваться либо в виде концентрации ферромагнитного материала, либо в виде так называемого PQ-индекса – условной безразмерной величины, пропорциональной массе ферромагнитных частиц в анализируемой пробе масла.

Кислотное и щелочное число определяют титрационными методами с использованием классических стеклянных бюреток или современных автоматических титраторов. В процессе эксплуатации масла его кислотное число увеличивается, а щелочное число снижается. Баланс этих показателей служит хорошим критерием остаточного ресурса масла. Как экспресс-метод часто используется определение pH для специальных жидкостей [2].

Содержание воды – один из важнейших индикаторов состояния смазочного масла. Для определения содержания воды при мониторинге состояния масла используют: испытание масла на потрескивание при сильном нагреве, дистилляционный метод либо традиционное титрование по методу Карла Фишера. Косвенно оценить содержание воды позволяет экспресс-тест на электропроводимость.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование рассмотренных экспресс методов анализа смазочных материалов позволяет минимизировать затраты на эксплуатацию производственного оборудования и увеличить срок службы агрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Спиркин, В. Г., Фукс, И. Г., Шабалина, Т. Н. Основы химмотологии. Химмотология в нефтегазовом деле: учебное пособие, – Москва : ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. Губкина И.М., 2004. – 280 с.
2. Анисимов, И. Г., Бадыштова, К. М., Бнатов, С. А. и др. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение : справочник. – Москва : Издательский центр «Техинформ», 1999. – 596с.

Представлено 25.04.2021

УДК 629.02:631.3

ОБЕСПЕЧЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНОСТИ ПОКУПНОГО ГИДРООБОРУДОВАНИЯ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НОВОЙ ТЕХНИКИ

PROVIDING ALTERNATIVITY OF PURCHASED HYDRAULIC
EQUIPMENT AT THE STAGE OF DESIGNING NEW MACHINERY

О. В. Рехлицкий, гл. констр., **А. Н. Шапоров**, зав. отд.,
В. В. Подрез, гл. спец.,
Научно-технический центр комбайностроения
ОАО «Гомсельмаш», г. Гомель, Беларусь
O. Rekhliitski, Chief designer, A. Shaporov, Head of the department,
V. Podrez, Chief specialist,
Scientific-and-Technical Center of Combine Engineering
of JSC «Gomselmash», Gomel, Belarus

На основе анализа существующих конструкций объемных гидропередач, результатов испытаний прототипов, обеспечена альтернативность покупного гидрооборудования на стадии проектирования новой техники.

Based on the analysis of the existing designs of hydrostatic transmissions and results of tests of prototypes the alternativity of purchased hydraulic equipment at the stage of designing new machinery is provided.

Ключевые слова: альтернатива, поставщики, гидрооборудование, проектирование.

Keywords: alternative, suppliers, hydraulic equipment, design.

ВВЕДЕНИЕ

Современное гидрооборудование – это высокотехнологичные, наукоемкие изделия, производимые на специализированных предприятиях, оснащенных уникальным технологическим оборудованием. Продукция лидеров в данной области производства пользуется устойчивым спросом, соответственно, отличается высокой ценой и продолжительными сроками поставки. В связи с чем при проектировании новой техники перед конструкторскими подразделениями предприятий холдинга «Гомсельмаш» стоит важная задача – обеспечить альтернативность покупного гидрооборудования еще на стадии разработки конструкторской документации экспериментальных и опытных образцов машин.

АЛЬТЕРНАТИВНОСТЬ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

В зерноуборочном комбайне КЗС-1218 производства ОАО «Гомсельмаш» применяются покупные комплектующие изделия (ПКИ) гидрооборудования более 40 наименований. В условиях усиливающейся конкуренции, ограничительных мер в связи с коронавирусной пандемией и экономическими санкциями, производители техники на постсоветском пространстве испытывают значительные трудности в обеспечении производства покупными изделиями, значительная часть которых импортируется из стран дальнего зарубежья. С целью обеспечения ритмичности производства, недопущения срыва намеченных производственных планов, а также снижения затрат на приобретение, предприятие проводит планомерную работу по обеспечению альтернативности поставщиков ПКИ для изготовления серийной продукции. Вопросы выбора поставщика из числа производителей одинаковой продукции, основные этапы этого выбора, метод многокритериальной оценки потенциальных поставщиков и способы их ранжирования, исходя из логистических, финансовых и прочих интересов потребителя, предусматривающих наиболее выгодные условия заключения контракта или договора поставки рассмотрены в работе [1]. Использование концептуальных

подходов, присущих различным теориям межфирменных взаимоотношений, для обоснования выбора альтернативных поставщиков освещены в работе [2]. Однако, данные работы рассматривают вопрос с логистической, коммерческой точек зрения, с точки зрения приобретения выгод и потерь от взаимодействия с конкретным поставщиком альтернативной продукции в рамках межфирменных взаимоотношений, не проводя оценки его способности поставлять продукцию, соответствующую требованиям разработчика в части функциональности и технической надежности. Исходя из условия полной взаимозаменяемости, термин «альтернативная продукция» подразумевает идентичность предлагаемых разными поставщиками изделий. Таким образом, главная задача при поиске альтернативного поставщика гидрооборудования на этапе проектирования заключается в выявлении производителей изделий, способных заменить друг друга без каких-либо изменений конструкции сопрягаемых элементов машины. В противном случае необходимо разрабатывать комплект конструкторской и технологической документации на модификацию (исполнение) машины под каждый вариант применения ПКИ.

Анализ ПКИ на примере объемной гидropередачи (ГСТ) с механическим управлением на базе аксиально-поршневых гидромашин для привода ходовой части зерноуборочного комбайна показал, что все производители аксиально-поршневых гидромашин имеют собственные конструкторско-технологические традиции, следуют собственным запатентованным техническим решениям, разрабатывают собственные типоразмерные ряды продуктов, что определяет, в целом, эксклюзивность продукции, несмотря на унификацию присоединительных и приводных элементов с выпускаемой аналогичной продукцией других производителей. На рисунке 1 приведены отличия аксиально-поршневых насосов, производимых ведущими фирмами в данной отрасли [3], [4].

Из рисунка 1 следует, что наличие унифицированных присоединительных поверхностей под фланцы рукавов высокого давления (РВД), но при их различном расположении на корпусе гидронасоса, ведет к необходимости разработки двух вариантов гидротрасс рукавов и применения РВД с невзаимозаменяемыми параметрами.

В тоже время, разработка нескольких вариантов изделий под ПКИ различных производителей на этапе изготовления экспериментальных и опытных образцов значительно увеличивает сроки и стоимость постановки на производство новых машин. Целесообразно, с точки зрения ускорения вывода на рынки базовых исполнений новой продукции, разработку производить с использованием одного варианта ПКИ, наиболее оптимального с точки зрения логистики, маркетинга, технических характеристик и надежности. При дальнейшем серийном производстве должны быть проведены работы по поиску и применению ПКИ альтернативных поставщиков в порядке и объеме, установленном ГОСТ ISO 9001-2015, СТБ 16949-2018 и локальными ТНПА в части проведения процедур одобрения продукции и поставщика для поставок на серийное производство. Единственным вариантом минимизации затрат является применение комплектующих изделий, не требующих изменения конструкции базового исполнения машины. Данная концепция реализована в Научно-техническом центре комбайностроения при согласовании ГСТ-112 с новыми поставщиками для комплектации вновь разрабатываемых и серийно выпускаемых ОАО «Гомсельмаш» машин.

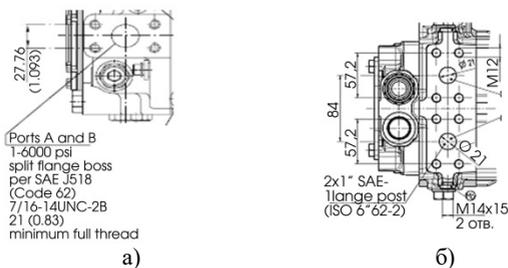


Рисунок 1 – Расположение присоединительных поверхностей под фланцы РВД на насосах фирм а) «Данфосс»; б) «Линде».

Для обеспечения полной взаимозаменяемости альтернативных вариантов проведено согласование конструкторской документации ГСТ-112 с тремя потенциальными поставщиками с максимальной унификацией технических характеристик, расположения в про-

странстве присоединительных элементов РВД и рычага управления рабочим объемом насоса (рисунок 2).

По согласованной документации изготовлены опытные образцы ГСТ, проведены их стендовые испытания, после чего они установлены на машины для проверки заявленных характеристик в условиях подконтрольной эксплуатации в сезоне 2021 года.

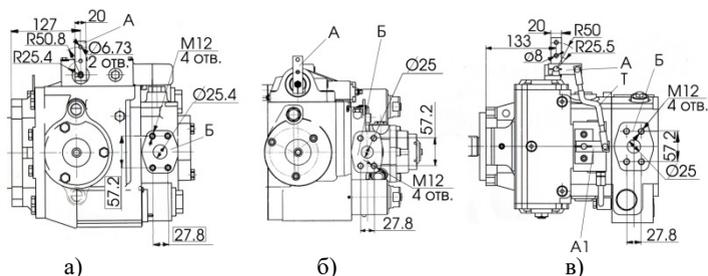


Рисунок 2 – Унифицированные элементы насосов производства
а) частное АО «Гидросила АПМ», Украина; б) ОАО «Салео-Гомель», РБ;
в) ОАО «Пневмостроймашина», РФ. А и А1-рычаг управления рабочим
объемом насоса; Б-фланцы под установку РВД; Т- промежуточная тяга

Достигнутый уровень унификации ГСТ рассмотренных поставщиков позволяет применять эти изделия на любой стадии жизненного цикла машины после проведения в полном объеме процедуры одобрения продукции для поставки на серийное производство ОАО «Гомсельмаш» без внесения изменений в конструкцию ее базового исполнения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение массово выпускаемых объемных гидропередач не обеспечивает альтернативность ПКИ из-за отсутствия их полной взаимозаменяемости.

2. Проведенные работы с альтернативными поставщиками по унификации влияющих на взаимозаменяемость элементов конструкции позволили обеспечить применение альтернативных ПКИ без изменения конструкции базовых исполнений машин на любой стадии их жизненного цикла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Королева, В. Л. Методы выбора поставщиков // Экономика, управление, финансы: Материалы V междунар. науч. конф. (г. Краснодар, август 2015 г.). – Краснодар : Новация, 2015.

2. Е. А. Неретина, О. Н. Курочкин. Обоснование альтернативных вариантов выбора поставщика комплектующих изделий на основе концепций межфирменного взаимодействия // Региональная экономика, № 11, 2012.

3. Проспект Sauer-Danfoss №11068682 Rev CD Sep 2012.

4. Проспект Linde LHY.HPV.05/07.

Представлено 15.04.2021

УДК 629.373

ОБОСНОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ КОЛЕСНОГО ВЕЗДЕХОДА

JUSTIFICATION OF HYDRAULIC DISTRIBUTION TRANSMISSION FOR WHEELED ATV

А. А. Елепов, канд. техн. наук, доц.,

В. С. Калашматин, магистрант,

Северный (Арктический) федеральный университет
имени М. В. Ломоносова, г. Архангельск, Россия

A. Elepov, Ph.D. in Engineering, Associate professor,

V. Kalashmatin, master's degree,

Northern (Arctic) Federal University named after M. V. Lomonosov,
Arkhangelsk, Russia

На основании анализа применения гидравлического привода в трансмиссии транспортных средств обоснована гидрообъемная трансмиссия для колесного вездехода, что позволяет повысить его технический уровень и проходимость.

Based on the analysis of the use of a hydraulic drive in the transmission of vehicles, a hydro-volume transmission for a wheeled all-terrain

vehicle is justified, which allows to increase its technical level and cross-country ability.

Ключевые слова: ГОТ – Гидрообъемная трансмиссия, ТС – транспортное средство, ТТМ – транспортно-технологическая машина, эффективность применения.

Keywords: GOTH – Hydro-volume transmission, TS – vehicle, TTM – transport and technological machinery, application efficiency.

ВВЕДЕНИЕ

Основными элементами гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) в составе трансмиссии машины являются объемный гидронасос и гидромотор. Гидронасос, получающий привод от ДВС, передает энергию рабочей жидкости (РЖ), а гидромотор преобразует ее в механическую для привода ведущих колес. ГОТ позволяет бесступенчато регулировать кинематический и силовой параметры.

ОБОСНОВАНИЕ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ КОЛЕСНОГО ВЕЗДЕХОДА

Применение ГОТ на транспортных средствах (ТС) обеспечивает следующие достоинства: бесступенчатое изменение передаточного числа трансмиссии и широкий диапазон передаточных чисел; удобство компоновки, например, гидромоторы можно расположить непосредственно у колес, тем самым исключить промежуточные компоненты механической трансмиссии; реверсивность машины и торможение, рекуперацию части энергии торможения; возможность легкой автоматизации управления движением машины [1, 2, 3].

Недостатки использования ГОТ по сравнению с механической: двойное преобразование энергии и, как следствие, более низкий суммарный КПД; гидронасосы и гидромоторы дороже механических агрегатов трансмиссии; для обслуживания ГОТ требуются высококвалифицированные специалисты [1, 2, 3].

Для привода ведущих колес ТС применяются две схемы ГОТ: с открытым и закрытым (замкнутым) контуром.

Схема с открытым контуром простая по конструкции и применяется для привода технологического оборудования, реже используется для привода ходовой части ТТМ. Недостатки схемы: склонность

к кавитации во всасывающей линии насоса; меньший КПД; невозможность осуществлять торможение машины.

Схема с закрытым контуром конструктивно сложнее, требуется дополнительный насос подпитки, блоки клапанов и система управления рабочим объемом насоса. В такой гидропередаче слив РЖ от гидромотора идет на вход гидронасоса. Рабочее давление выше, чем в системах с открытым контуром. В сливной линии сохраняется небольшое избыточное давление, поэтому практически кавитация в гидросистеме не возникает. Применение реверсивного гидронасоса обеспечивает реверс гидромотора и торможение машины. Такая гидропередача позволяет передавать большую мощность и имеет более высокий КПД.

С учетом особенностей ГОТ с закрытым контуром она широко применяется на различных типах ТТМ. Основными производителями закрытых гидропередач или гидростатических трансмиссий (ГСТ) в России являются ОАО «Пневмостроймашина», ООО «Салават-Гидравлика», ОАО «Гидросила», ОАО «Гидромаш», в Республике Беларусь ООО «Салео».

Для ТС гидрообъемные передачи различных типов и конструктивных схем применялись на малых автомобилях-амфибиях, автомобилях с активными прицепами, карьерных самосвалах, городских автобусах. Широкое распространение ГОТ на автомобилях сдерживается их высокой стоимостью и более низким КПД (около 80–85 %) по сравнению с механическими трансмиссиями [4].

Опыт внедрения и использования ГОТ на машинах различного назначения показывает, что эффективное их применение возможно при автоматизированном управлении. В этом случае ее применение на автомобилях позволяет уменьшить время разгона на 10–20 %, обеспечить оптимальный режим работы ДВС и сократить расход топлива на 10–15 % [5].

В последнее время на ТС зарубежного и отечественного производства стали чаще использовать ГОТ в качестве вспомогательного привода и на специальных автомобилях.

Компания «Poclain» с 2005 г. поставляет фирмам «Renault», «Trucks», «MAN», «Mercedes-Benz» и «Volvo» вспомогательную трансмиссию AddiDrive с гидромоторами в ступицах передних колес тяжелых грузовиков. С 2013 г. подразделение «Poclain

Powertrain» предлагает гидропередачу AddiDrive для легковых и легких коммерческих автомобилей. В ней применены в коробке передач гидронасос, а в главной передаче заднего моста тяговый гидромотор (30 кВт, рабочее давление 450 бар) или пара гидромоторов в ступицах колес [6].

Эксперименты с ГОТ в 2013 г. проводила группа «PSA Peugeot Citroen» с фирмой «Bosch». На концепт-каре 2008 г. Peugeot HYbrid Air был применен гидропривод в составе гибридной трансмиссии. Во время движения автомобиля насос, приводимый от коробки передач, мог заряжать гидроаккумулятор, который затем подключался с гидромотором в коробке передач. При этом автомобиль двигался только на гидроприводе, чем осуществлялась экономия топлива [6].

В России ООО «Липецкий Завод Малых Коммунальных Машин» выпускает малогабаритную комбинированную машину МКМ–1904 (колесная формула 4×4) с ГОТ «Danfoss». Внедрение ГОТ повысило технический уровень машины, упростило управление при движении и обеспечило низкую технологическую скорость [7].

Техническая характеристика машины представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Техническая характеристика МКМ-1904

Наименование	Обозначение
Модель двигателя:	УМЗ 409
номинальная мощность, л.с.	112
максимальная частота вращения, об/мин	4000
частота вращения холостого хода, об/мин	800...900
Мощность, отбираемая на трансмиссию, л.с.	76
Скорость движения:	
рабочая, min, км/ч	0,5
транспортная, max, км/ч	50

В результате анализа рассмотренных источников можно предложить для колесного вездехода 4×4, с целью расширения кинематического и силового диапазонов гидропередачи, ГОТ закрытого типа с управляемым гидронасосом и гидромотором (рисунок 1).

Данная трансмиссия позволит обеспечить плавное трогание с места, хорошую проходимость машине в условиях бездорожья, а также бесступенчатое регулирование передаточного числа при движении.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Гидрообъемная трансмиссия с замкнутым контуром в составе регулируемого гидронасоса и гидромотора с системой управления может быть установлена на колесном вездеходе с шинами сверхнизкого давления, что позволит повысить эффективность использования машины для решения транспортных проблем в условиях бездорожья и в районах Крайнего Севера.

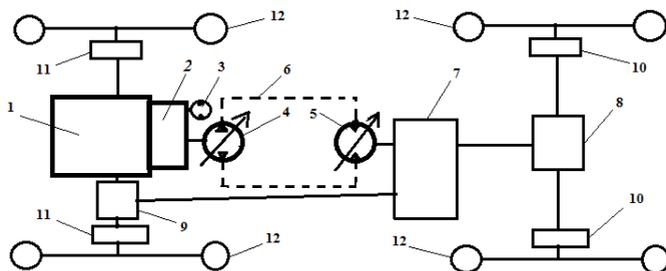


Рисунок 1 – Структурная схема трансмиссии вездехода

1 – ДВС; 2 – приводной редуктор; 3 – вспомогательный гидронасос; 4 и 5 – регулируемые реверсивные аксиально-поршневые гидронасос и гидромотор; 6 – гидролинии; 7 – раздаточная коробка; 8 и 9 – главные передачи переднего и заднего мостов; 10 и 11 – конечные передачи переднего и заднего мостов; 12 – колеса на шинах сверхнизкого давления

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. [Текст]: Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / Петров В. А. – М. : Машиностроение, 1988. – 244 с.
2. Л. Н. Крумбольдт, Ф. П. Головашкин, А. Г. Стрелков, Полнопоточные гидрообъемные и двухпоточные гидромеханические трансмиссии самоходных машин. [текст]: учебное пособие / Крумбольдт Л. Н. – М. : Московский государственный технический университет «МАМИ», 2010. – 78 с.
3. Гидравлический привод строительных, дорожных, подъемно-транспортных и коммунальных машин. Часть 1. Общие сведения: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ярославль : Изд-во ЯГТУ, 2013. – 92 с.
4. Нарбут, А. Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений /

А. Н. Нарбут. – 2-изд., испр. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 256 с.

5. Тарасик, В. П. Интеллектуальные системы управления авто-транспортными средствами: монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – 512 с.

6. Logan 4×4 – Renault испытывает трансмиссию с гидроприводом. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://autoreview.ru/articles/kak-eto-rabotaet/logan-4x4-renault-ispytyvaet-transmissiyu-s-gidroprivodom>.

7. МКМ-1904 с гидрообъемной трансмиссией "Danfoss". [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://atlantauto.ru/catalog/spetstekhnika/mkm1904-s-gidroobyemnoy-transmissiey-danfoss/>.

Представлено 19.05.2021 г.

УДК 621.5

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА УСТАНОВКИ ДЛЯ СБОРКИ УЗЛОВ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

GRAPHOANALYTIC SYNTHESIS OF PNEUMATIC DRIVE UNIT FOR ASSEMBLING VEHICLE UNITS

П. Р. Бартош, канд. техн. наук, доц., **Л. Г. Филипова**, ст. преп.,

Я. А. Чикилевский, студ.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

L. Filipova, Senior Lecturer; Y. Chikilevsky, student,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Пневматические системы управления (ПСУ) могут быть применимы для многих автоматизируемых объектов в машиностроении и других отраслях промышленности. Характерной чертой развития ПСУ в современном машиностроении является использование пневматических устройств не только в силовых приводах,

но и в системах управления для программирования, контроля и управления рабочими процессами в автоматических линиях, манипуляторах и других машинах.

Pneumatic control systems (PCS) can be applied to many automated objects in mechanical engineering and other industries. A characteristic feature of the development of PCS in modern mechanical engineering is the use of pneumatic devices not only in power drives, but also in control systems for programming, monitoring and controlling work processes in automatic lines, manipulators and other machines.

Ключевые слова: пневматическая система, система управления, исполнительные устройства, логические устройств, дискретные системы управления.

Key words: pneumatic system, control system, executive devices, logic devices, discrete control systems.

ВВЕДЕНИЕ

Технологические процессы, автоматизируемые с помощью пневматических приводов, представляют собой определенную последовательность операций, в соответствии с которой срабатывают исполнительные устройства (ИУ) машины или установки. Функции управления работой ИУ выполняют связанные между собой и объектами управления элементы, образующие систему управления (СУ). В процессе автоматической работы на вход СУ поступают сигналы, характеризующие состояние объектов управления, а также управляющие сигналы от программных устройств, преобразователей, контролирующих состояние внешней среды, оператора и т. п. Это входные сигналы управления. В зависимости от состояния входных сигналов СУ формирует выходные сигналы, управляющие работой ИУ. В пневматических СУ носителем информации является давление рабочей среды, а сигналы управления (входные и выходные) представляют собой потоки воздуха под давлением.

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА УСТАНОВКИ ДЛЯ СБОРКИ УЗЛОВ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Технологические процессы, автоматизируемые с помощью пневматических приводов, представляют собой определенную по-

следовательность операций. В соответствии с которой срабатывают исполнительные устройства (ИУ) машины или установки. Функции управления работой ИУ выполняют связанные между собой и объектами управления элементы, образующие систему управления (СУ). В процессе автоматической работы на вход СУ поступают сигналы, характеризующие состояние объектов управления, а также управляющие сигналы от программных устройств, преобразователей, контролирующих состояние внешней среды, оператора и т. п. Это входные сигналы управления. В зависимости от состояния входных сигналов СУ формирует выходные сигналы, управляющие работой ИУ. В пневматических СУ носителем информации является давление рабочей среды, а сигналы управления (входные и выходные) представляют собой потоки воздуха под давлением.

В зависимости от типа ИУ и организации управления ими СУ могут быть непрерывными (аналоговыми) и дискретными. Непрерывные СУ используют ИУ без жесткофиксированных рабочих положений (стабилизирующие, следящие устройства), реагирующие на изменение уровня управляющего сигнала. В дискретных системах управления (ДСУ) используются ИУ с фиксированными рабочими положениями, которые срабатывают периодически и управляются аппаратурой с релейными характеристиками. Сигналы управления могут принимать одно из двух значений, обозначенных «1» и «0». Значение «1» соответствует наличию сигнала с принятым уровнем рабочего давления, значение «0» – отсутствию сигнала и атмосферному уровню давления. Передаются сигналы управления по гидравлическим или пневматическим линиям. В структуре гидравлических и пневматических дискретных систем можно выделить три составные части (рисунок 1): энергетическую (I), исполнительную (II) и управляющую (III).

Математическим аппаратом синтеза ДСУ служит двухзначная алгебра логики или булева алгебра, в частности ее раздел «Исчисление высказываний». Алгебра логики позволяет свести операции с логическими заключениями к формальным действиям над символами. т. е. оперировать логическими рассуждениями, как математика алгебраическими символами. Двухзначная алгебра изучает связи между высказываниями, которые могут принимать одно из двух значений – быть истинными или ложными. Истинность обозначает-

ся символом «1», ложность – «0». Высказывания могут быть простыми и сложными. Простое высказывание – предложение, устанавливающее некоторый факт, неограниченный каким-либо дополнительными условиями. В алгебре логики простые высказывания называются логическими переменными. В дальнейшем они будут обозначаться символами x_1, x_2, \dots, x_n . Сложные высказывания называют логическими функциями, они обозначаются символами y_1, y_2, \dots, y_m . Логические связи между простыми высказываниями называются логическими операциями.

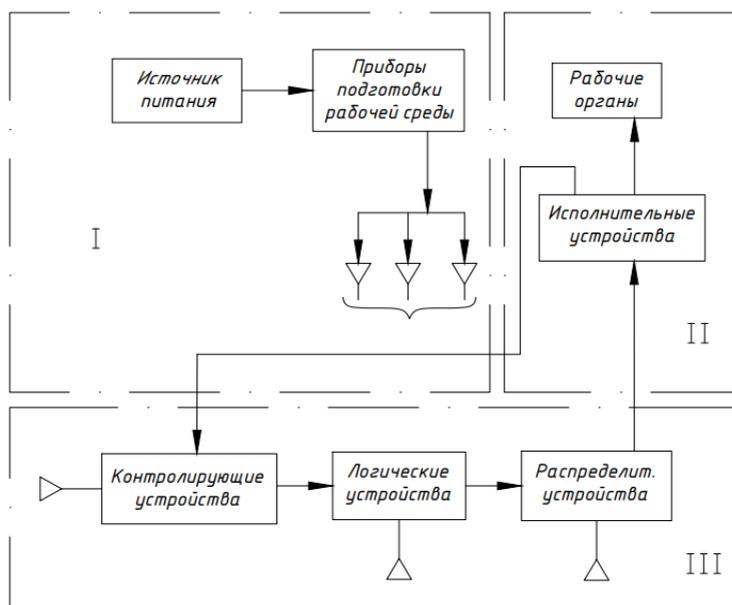


Рисунок 1 – Структурная схема дискретной системы

Уравнения входящих сигналов, по которым строятся структурная и принципиальная схемы проектируемой ДСУ, должны быть приведены к минимальному виду, наиболее соответствующему функциональным возможностям логических элементов.

В подавляющем большинстве случаев пневматические дискретные системы многотактные, т. е. они работают по определенному замкнутому циклу такт за тактом с заданной последовательностью

движений исполнительных устройств. Выполнение команд управляющей части исполнительными устройствами контролируется конечными выключателями. Комбинации сигналов, поступающих от выключателей на входы логического устройства, могут повторяться, но реакция на них логического устройства должна быть различной и соответствовать запрограммированному циклу. Для определенности логического решения в таких ситуациях нужен ввод в логическое устройство дополнительной информации о том, на какой стадии выполнения цикла находится система. Эта информация поступает в виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств – триггеров. Для управления триггерами (их включения и выключения на определенных этапах цикла) с выходов логического устройства подаются дополнительные выходные сигналы. Структуру управляющей части ДСУ упрощенно можно представить в виде логического многополюсника, для которого триггеры образуют обратные связи (ОС) (рисунок 2). Поэтому многотактные ДСУ называют системами с ОС или автоматами «с памятью».

При проектировании пневматических дискретных систем управления необходимо проводить их структурный синтез. При этом синтезе входные сигналы, поступающие логическое устройство, рассматриваются как логические переменные, а выходные сигналы – как логические функции.

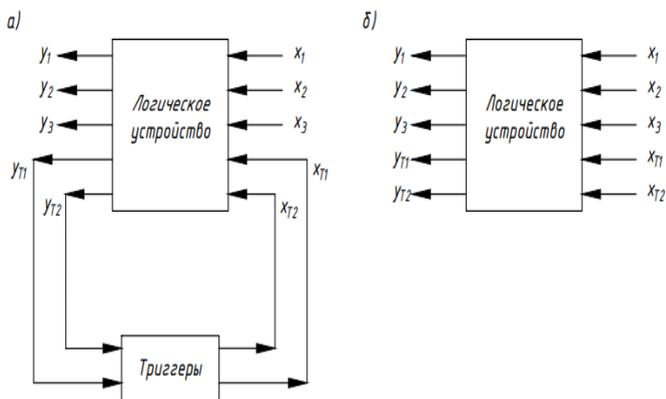


Рисунок 2 – Логический многополюсник:
 а – многотактная ДСУ; б – однотоктный эквивалент

Основные этапы структурного синтеза многотактной ДСУ следующие:

- 1) задание условий работы дискретной системы, ее рабочего цикла;
- 2) анализ цикла на реализуемость и определение потребности в триггерах;
- 3) выявление последовательности переключений триггеров в течение рабочего цикла;
- 4) моделирование выходных сигналов и их минимизация;
- 5) построение структурной и принципиальной схем.

Условия работы многотактной системы могут быть заданы различными способами:

- 1) словесной формулировкой, в которой отражается требуемая последовательность работы ИУ, отмечаются особенности технологических операций, режимы работы, потребность в блокировках;
- 2) таблицей состояний или цикловой диаграммой работы ИУ;
- 3) графом;
- 4) системой логических уравнений;
- 5) условной записью.

ИУ, выполняющим технологические операции, присваиваются порядковые номера, и последовательность их срабатывания представляется в виде чередования этих номеров. В полученном таким образом цифровом ряду такты рабочего цикла выделяются с помощью тире, а порядковые номера ИУ, работающих одновременно, разделяются запятыми. Прямому ходу данного ИУ в записи соответствует его порядковый номер, а обратному ходу – тот же номер, но со знаком инверсии. Например, запись $1-2-\bar{1},\bar{2}$ означает, что в трехтактном цикле два ИУ срабатывают в следующем порядке: 1-й такт – прямой ход первого устройства; 2-й такт – прямой ход второго устройства; 3-й такт – обратный ход обоих исполнительных устройств (ИУ).

Условимся представлять дискретные ИУ в виде цилиндров со втянутыми в исходном положении штоками. Крайние положения подвижных частей контролируются конечными выключателями,

подающими входные сигналы $x_1, x_2, \dots, x_{2n-1}, x_{2n}$, где n – порядковый номер ИУ.

Выходные сигналы логического устройства (ЛУ), управляющие распределителями P_1, \dots, P_n , обозначим $y_1, \bar{y}_1, \dots, y_n, \bar{y}_n$ для распределителей с двухсторонним управлением, причем прямые сигналы y_1, y_2, \dots, y_n вызывают переключение распределителей, соответствующие прямым ходам ИУ, а инверсные $\bar{y}_1, \dots, \bar{y}_n$ – обратным их ходам. Индекс при y совпадает с порядковым номером ИУ.

Примечательно к пневматическим многотактным ДСУ используют несколько методов структурного синтеза, базирующихся на общей теории релейных устройств и отличающихся друг от друга способами представления условий работы, анализа на реализуемость, определения потребного числа триггеров, получения уравнений выходных сигналов и их минимизации. Примерами могут служить: методы синтеза по таблицам состояний с последующей минимизацией структуры табличным методом или при помощи матриц Карно; метод Хафмена; графоаналитический; построение ДСУ с применением логических схем алгоритмов (ЛСА); синтеза с использованием языка циклических процессов (ЯЦП) и др.

Недостаток большинства методов структурного синтеза состоит в том, что даже при сравнительно небольшом усложнении задач (увеличении количества ИУ, входных и выходных сигналов) исчезает простота решения, появляются огромные таблицы матрицы, теряется наглядность, резко возрастают затраты времени, увеличивается вероятность чисто механических ошибок при выполнении несложных, но многочисленных формальных действий. Эти недостатки в основном устранены в графоаналитическом методе структурного синтеза многотактных ДСУ.

Ниже приводится структурный синтез по графоаналитическому методу пневматической дискретной системы управления роботизированной установки для сборки агрегата транспортного средства.

На установке автоматически соединяются два узла в единый агрегат. Система работает в циклическом режиме. Цикл включает в себя 8 тактов. В первом такте оба отдельно расположенных узла зажимаются индивидуальными захватами с помощью пневмоцилиндров Ц1 и Ц3. Затем с помощью рукоятки (пневмоцилиндра Ц2)

первый узел перемещается на сборку. После этого пневмоцилиндр Ц4 подает второй узел на место сборки. С помощью пневмоцилиндра Ц5 включается устройство, соединяющее оба узла в единый агрегат, а потом выключается. После этого соединения захват Ц3 разжимается, а пневмоцилиндры Ц2 и Ц4 возвращают рукоять Ц4 и рукоять Ц2 (с собранным узлом в исходное положение). В завершение захват Ц1 разжимается.

Такая последовательность работы описывается тактограммой $1, 3 - 2 - 4 - 5 - \bar{5} - \bar{3} - 4, \bar{2} - \bar{1}$.

Используемый структурный синтез позволяет не только создать систему, точно реализующую заданную тактограмму, но и определить минимальную структуру ДСУ.

Основные этапы структурного синтеза по графоаналитическому методу следующие [1]:

- 1) построение первичного графа и его анализ на реализуемость;
- 2) приведение первичного графа, в случае необходимости, к реализуемому виду;
- 3) построение вторичного графа;
- 4) составление уравнений выходных сигналов;
- 5) построение структурной и принципиальной схем.

Первичный граф (рисунок 3) строится для проверки цикла на реализуемость и определения (при необходимости) нужного количества триггеров и последовательности их включения.

Для этого вначале проводится окружность – символ замкнутого цикла, которая делится на равные дуговые участки по числу тактов в цикле. Точки деления образуют вершины графа. Одна из них принимается за исходную, и начиная от нее, при последовательном обходе графа по часовой стрелке им присваиваются порядковые номера исполнительных устройств в соответствии с очередностью их срабатывания, т.е. обозначения вершин точно повторяют принятую форму условной записи цикла (см. тактограмму). Внутри окружности проводятся линии связи (сплошные линии на рисунке 3 соединяющие вершины графа), соединяющие сопряженные вершины. Две вершины являются сопряженными, если в их обозначениях содержатся инверсные по отношению друг к другу порядковые номера, например, 1 и $\bar{1}$, 2 и $\bar{2}$ и т. д.

Линии связи и их пересечения образуют внутри первого графа зоны, по характеру которых можно судить о его реализуемости, а, следовательно, и о реализуемости цикла. Под реализуемым будет пониматься такой цикл (и его первичный граф), в котором требуемая последовательность работы ИУ обеспечивается без ввода дополнительных запоминающих устройств (триггеров). Признак реализуемости – отсутствие в нем неопределенных зон. Зона считается определенной, если в ней можно провести хотя бы одну линию неопределенности. Линия неопределенности (штриховая) – линия, соединяющая две любые вершины первичного графа, которая разделяет его линии связи и не пересекает внутри графа ни одной из них.

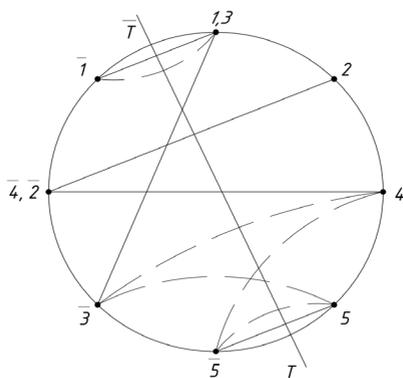


Рисунок 3 – Первичный граф

При наличии хотя бы одной линии неопределенности необходимо использовать триггеры. Количество и места включения и выключения триггеров (T_i, \bar{T}_i) определяется с помощью линий обратных связей, которые должны пересечь все линии связи и неопределенности. Число этих линий равно числу триггеров.

Вторичный граф (рисунок 4) служит для составления выходных сигналов.

Он строится по реализуемому первичному графу. Проводится окружность, которая делится на равные дуговые участки по числу тактов в реализуемом графе. Точки деления образуют вершины вторичного графа, которые соответствуют устойчивым состояниям входных сигналов в начале каждого такта. Одна из вершины при-

нимается за исходную. Начиная от нее, последовательно обходя граф по часовой стрелке, дуговым присваивают обозначения выходных сигналов, включая сигналы управления триггерами, если они были введены при приведении первичного графа к реализуемому виду. Последовательность выходных сигналов определяется реализуемым первичным графом.

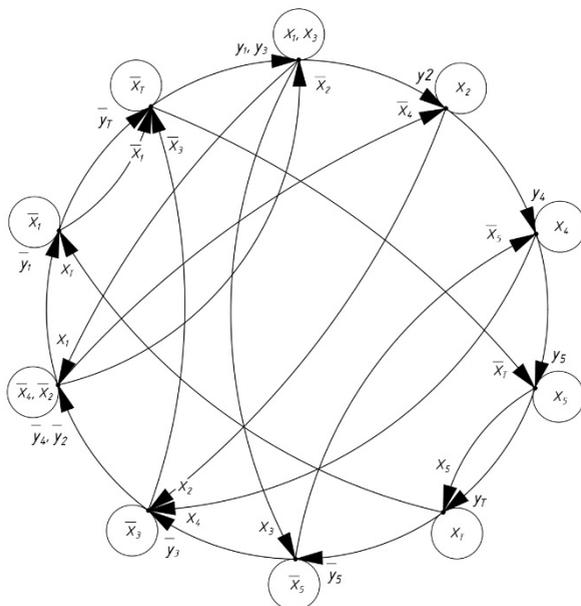


Рисунок 4 – Вторичный граф

В каждой вершине графа проводится окружность, в которой записываются входные сигналы x_i . Внутри графа проводятся сигнальные линии. Для их построения каждая вершина графа, в которую входит данный выходной сигнал, связывается направленной линией с ближайшей по циклу вершиной, из которой выходит инверсный выходной сигнал.

Для распределителей с двухсторонним управлением (с «памятью») уравнения выходных сигналов составляются в следующей последовательности:

1) уравнения составляются для прямого и инверсного выходных сигналов управления распределителем;

2) уравнение данного выходного сигнала всегда содержит опорный сигнал для вершины графа, из которой он выходит;

3) если зона действительных значений опорного сигнала для данного выхода меньше зоны действия самого выхода, то его уравнение включает только опорный сигнал;

4) если зона действительных значений опорного сигнала для данного выхода больше зоны действия самого выхода, то в уравнении к опорному сигналу добавляют множитель из числа входных сигналов, зона действительных значений которого пересекается с зоной опорного сигнала и пересечение не выходит за пределы зоны действия данного выхода;

5) если в графе имеются повторяющиеся опорные сигналы, то в уравнения соответствующих им выходов вводят дополнительные множители из числа входных сигналов, образующие такие пересечения, которые однозначно определяют зону действительных значений каждого из этих опорных сигналов;

6) если данный выход повторяется в графе, то его уравнение имеет вид суммы уравнений составляющих.

Уравнения выходных сигналов в данном случае имеют вид:

$$\begin{array}{l} \overline{y_1} = \overline{x_T} \\ y_2 = \overline{x_1} \cdot \overline{x_3} \cdot \overline{x_T} \\ y_3 = \overline{x_T} \\ y_4 = \overline{x_2} \cdot \overline{x_T} \\ y_5 = \overline{x_4} \cdot \overline{x_T} \\ y_T = \overline{x_5} \end{array} \qquad \begin{array}{l} \overline{y_1} = \overline{x_4} \cdot \overline{x_2} \cdot \overline{x_T} \\ \overline{y_2} = \overline{x_3} \\ \overline{y_3} = \overline{x_5} \cdot \overline{x_T} \\ \overline{y_4} = \overline{x_3} \\ \overline{y_5} = \overline{x_3} \cdot \overline{x_T} \\ \overline{y_T} = \overline{x_1} \end{array}$$

По полученным уравнениям составляется схема пневматической дискретной системы управления (рисунок 5).

На рисунке 5 не показаны блок питания (подготовка сжатого воздуха), элементы, обеспечивающие запуск и остановку системы, а также

организующие наладку и автоматическое включение ее в работу. Здесь уделено основное внимание блоку управления, с помощью которого автоматически обеспечивается заданный цикл работы пневмосистемы.

Схема содержит 5 исполнительных элементов Ц1–Ц5 (рисунок 5), 10 конечных выключателей (распределителей) P1–P10, 8 логических элементов (распределителей) «И» P11–P18, триггер P19, 5 силовых распределителей.

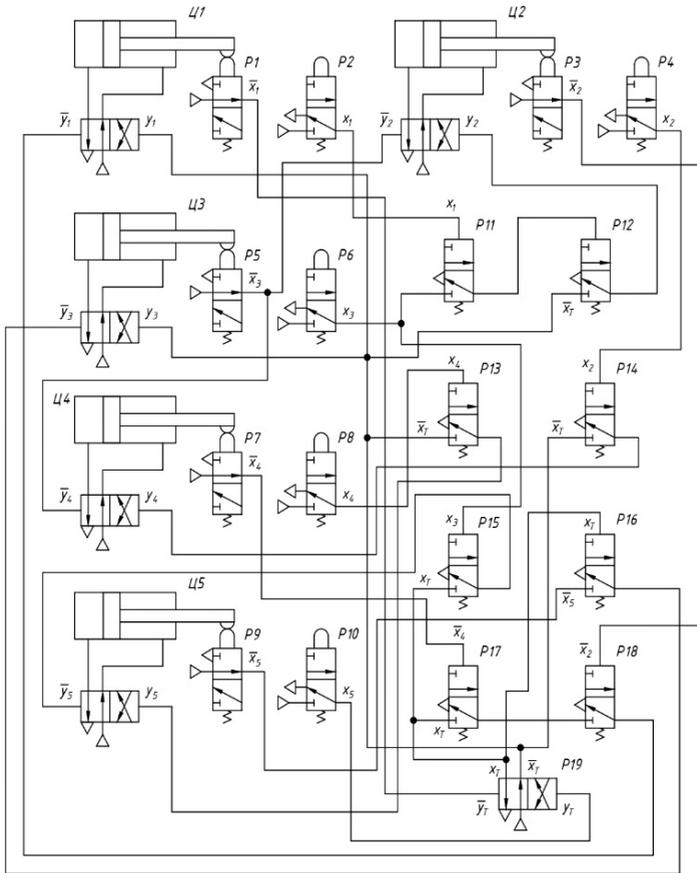


Рисунок 5 – Схема пневматической дискретной системы управления

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенной НИР получена схема дискретной системы управления роботизированной установки, показан порядок проведения графоаналитического синтеза такой системы с помощью теории графов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бартош, П. Р. Средства гидропневмоавтоматики. Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / Бартош П. Р., Кишкевич П. Н. – Мн. : БНТУ, 2010 – 79 с.
2. Андреев, А. Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматик. / Андреев А. Ф., Артемьев П. П., Бартош П. Р., Богдан Н. В., Королькевич А. В., Метлюк Н. Ф. – Мн. : ВУЗ – ЮНИТИ БГПА – ИСН, 1998.
3. Канапс, Е. В. Цикловые системы автоматического управления / Е.В. Канапс. – Рига : РТУ, 1990.

Представлено 10.04.2021

УДК 621.5

К ВОПРОСУ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ВЫБОРА НАСОСА

TO THE QUESTION OF REFERENCE PUMP SELECTION

П. Р. Бартош, канд. техн. наук, доц., **Л. Г. Филипова**, ст. преп.,
Я. А. Чикилевский, студ.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
P. Bartosh, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
L. Filipova, Senior Lecturer; Y. Chikilevsky, student,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Выбор насосного оборудования производится на основании технических параметров будущей или существующей системы. Это

ответственный этап, от которого будут зависеть как технологические параметры, так и эксплуатационные качества всей проектируемой установки.

Pneumatic The choice of pumping equipment is made based on the technical parameters of the future or existing system. This is a crucial stage, on which both the technological parameters and the performance of the entire projected installation will depend.

Ключевые слова: насос, гидравлическая система, мощность насоса, подача насоса.

Key words: pump, hydraulic system, pump power, pump flow.

ВВЕДЕНИЕ

Насос должен обеспечивать устойчивую, надежную и непрерывную работу гидросистемы с достаточно высоким КПД. Поэтому параметры его работы должны быть оптимальными. Для этого необходимо достаточно точно определить потери энергии (напора) в системе. Для реализации такого подхода требуется определенная квалификация персонала. Если такового нет в наличии, и присутствует ограниченность во времени, можно предложить упрощенный, но, к сожалению, менее точный вариант расчета.

К ВОПРОСУ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ВЫБОРА НАСОСА

Тип насоса выбирают исходя из следующих рекомендаций:

1. Во-первых, необходимо учитывать общий расход жидкости в гидросистеме и номинальное давление;

2. Во-вторых, обращают внимание на наличие регулирования в системе и его способах:

2.1. Для дроссельного регулирования предпочтительно выбрать нерегулируемый насос;

2.2. Для объемного регулирования регулируемый насос, а также необходимо учитывать условия и режимы эксплуатации гидропривода.

Шестеренные насосы вследствие таких показателей, как простота конструкции, малая масса при значительной мощности, дешевизна и надежность в эксплуатации получили значительное распространение в системах гидропривода, особенно в гидроприводе мо-

бильных машин. Их главные недостатки – низкое рабочее давление и невозможность регулирования.

Пластинчатые насосы выпускаются как регулируемые, так и нерегулируемые. Они работают при незначительном давлении. В отличие от других типов насосов для них недопустима загрязненность рабочей жидкости.

Радиально-поршневые насосы нашли также широкое применение в технике, особенно при значительных расходах и давлениях.

Аксиально-поршневые насосы более компактны, чем радиально-поршневые, имеют высший КПД, однако они более чувствительны к вибрациям и загрязненности жидкости.

Для определения подачи насоса находят сначала его мощность, учитывая суммарную мощность, потребляемую всеми одновременно работающими гидродвигателями $N_{гд.вх}$.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром (Вт), определяется по следующей зависимости:

$$N_{гц.вых} = \frac{F_{гц.мах} \cdot V_{гц.мах}}{\eta_{гц}},$$

где $F_{гц.мах}$ – максимальное усилие, преодолеваемое штоком гидроцилиндра, Н; $V_{гц.мах}$ – максимальная скорость перемещения поршня гидроцилиндра при его рабочем ходе, м/с; $\eta_{гц}$ – общий КПД гидроцилиндра, значение которого может быть равным 0,9.

Мощность, потребляемая гидромотором (Вт) определяется:

$$N_{гм.вх} = \frac{M_{гм.мах} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{гм.мах}}{\eta_{гм}},$$

где $M_{гм.мах}$ – максимальный крутящий момент, развиваемый валом гидромотора, Н·м; $n_{гм.мах}$ – максимальная частота вращения вала, с⁻¹; $\eta_{гм}$ – общий КПД гидромотора ($\eta_{гм} = 0,8 \dots 0,9$).

Суммарная мощность, потребляемая всеми одновременно работающими гидродвигателями:

$$N_{\text{гд.вх}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{гц.вх}} + \sum_{i=1}^m N_{\text{гм.вх}} .$$

Тогда мощность насоса определяется:

$$N_{\text{н}} = k_{\text{с}} \cdot k_{\text{у}} \cdot N_{\text{гд.вх}} ,$$

где $k_{\text{с}} = 1, 1, \dots, 3$ – коэффициент запаса по скорости; $k_{\text{у}} = 1, 1, \dots, 1, 2$ – коэффициент запаса по усилию.

Необходимая подача насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется:

$$Q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{p_{\text{н}}} ,$$

где $p_{\text{н}}$ – номинальное давление в гидроприводе, Па.

По найденным значениям $Q_{\text{н}}$ и $p_{\text{н}}$ выбирают тип и параметры насоса с учетом, как указывалось ранее, эксплуатационных особенностей гидропривода.

Необходимая расчетная частота вращения вала насоса, которую определяют для нерегулируемых насосов (мин^{-1}):

$$n'_{\text{н}} = \frac{60 \cdot Q_{\text{д.макс}} \cdot k_{\text{ут}}}{q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{н.о}}} ,$$

где $k_{\text{ут}} = 1, 05 \dots 1, 10$ – коэффициент, учитывающий утечки рабочей жидкости в гидроаппаратах; $q_{\text{н}}$ – рабочий объем насоса, м^3 ; $\eta_{\text{н.о}}$ – объемный КПД насоса.

В предварительных расчетах величина объемного КПД для различных типов насосов может быть принята в следующих пределах [1]:

- шестеренных $\eta_{н.о} = (0,9 \dots 0,94)$;
- аксиально-поршневых $\eta_{н.о} = (0,95 \dots 0,98)$;
- пластинчатых $\eta_{н.о} = (0,7 \dots 0,9)$;
- радиально-поршневых $\eta_{н.о} = (0,96 \dots 0,98)$.

По расчетной частоте вращения $n'_н$ выбирают ближайшую стандартную синхронную частоту вращения выходного вала электродвигателя ($n_c = 750; 1000; 1500; 3000 \text{ мин}^{-1}$). Действительная частота вращения вала насоса определяется:

$$n_n = n_c \cdot (1 - S),$$

где $S \approx 0,03 \dots 0,04$ – скольжение в электродвигателе.

Тогда, действительная подача для нерегулируемых насосов ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле:

$$Q_n = \frac{q_n \cdot n_n \cdot \eta_{н.о.}}{60}.$$

Действительная подача насоса для регулируемых насосов ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется:

$$Q_n = Q_{д.мах} \cdot k_{ут}.$$

В случае замкнутого гидропривода необходимо использование подпиточного насоса. В качестве насоса подпитки, как правило, выбирают шестеренный или пластинчатый насос. Подачу подпиточного насоса в этом случае рекомендуют $1,5Q_n$.

После гидравлического расчета магистрального гидропривода требуется уточнить давление гидронасоса и сравнить его с номинальным давлением предварительно выбранного насоса. Если $P_{н.ном} > P_{н.треб}$, то насос выбран правильно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, исходя из всего вышесказанного, насос для гидропривода (гидросистемы) можно подобрать предварительно до выполнения проектировочных расчетов и расчетов потерь напора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

2. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учеб. пособие / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан, З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова. – К. : НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.

Представлено 12.04.2021

УДК 621.5

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ РАБОТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

ABOUT THE FEATURES OF THE OPERATION OF PROPORTIONAL VALVES

Л. Г. Филипова, ст. преп., **С. В. Джежора**, ст. преп.;
Д. Г. Скворцов,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

L. Filipova, Senior Lecturer, S. Dzhezhora, Senior Lecturer;
D. Skvortsov,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В современных гидравлических приводах все чаще применяют пропорциональную аппаратуру, названную так потому, что значение выходного давления и расхода жидкости пропорционально управляющему электрическому сигналу.

In modern hydraulic drives, proportional equipment is increasingly used, so named because the value of the output pressure and fluid flow is proportional to the control electrical signal.

Ключевые слова: пропорциональная аппаратура, электромагнит, клапан, пружина, преобразователь, характеристика, чувствительность.

Key words: proportional equipment, electromagnet, valve, spring, transducer, characteristic, sensitivity.

ВВЕДЕНИЕ

Большинство клапанов для управления потоком работают на основе включения/выключения (открыт/закрыт). Меняя электрический ток на входе пропорционального клапана, поток жидкости через клапан может быть непрерывен и плавно регулироваться в пределах от 0 до 100 % от максимального номинального расхода.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Пропорциональный электромагнитный клапан имеет предназначение непрерывно регулирующего устройства: расхода жидкости или газа при регулировке уровня входного сигнала. Отличительной особенностью этого клапана является наличие особого электромагнита. Пропорциональный электромагнит представляет собой электромеханический преобразователь электрического сигнала управления в силу, развиваемое якорем (рисунок 1).



Рисунок 1 – Пропорциональный электромагнит

Он разработан на основе дискретного электромагнита, который используется в дискретных аппаратах электрогидравлики. Отличается наличием управляющего конуса из немагнитного материала, который изменяет форму линий магнитного поля.

Усилие на якоре увеличивается пропорционально силе тока, т. е. увеличение силы тока вдвое приводит к двойному увеличению усилия. Усилие не зависит от положения якоря в пределах рабочей зоны, которая обычно составляет около 2 мм (рисунок 2).

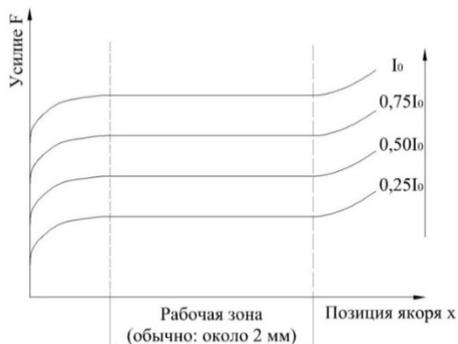


Рисунок 2 – Характеристика пропорционального электромагнита

В пропорциональном клапане усилие электромагнита действует против усилия пружины, которое стремится вернуть рабочий орган клапана на исходную позицию (рисунок 3).

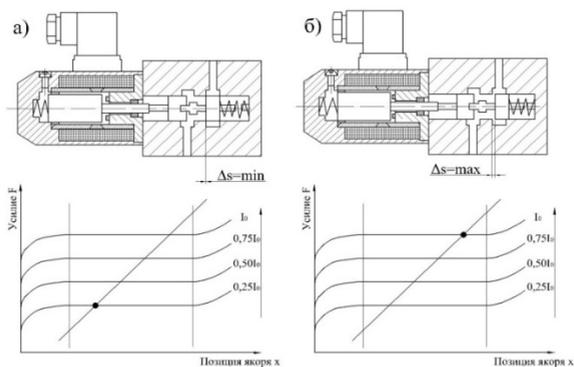


Рисунок 3 – Характеристика пропорционального электромагнита при различных значениях тока

При небольшом токе сила F электромагнита уменьшается, и пружина, соответственно, почти отпущена (рисунок 3а). Усилие на якоре возрастает при увеличении тока. Якорь перемещается вправо и сжимает пружину (рисунок 3б).

На рисунке 4 представлен двухлинейный клапан регулировки давления с пилотным управлением.

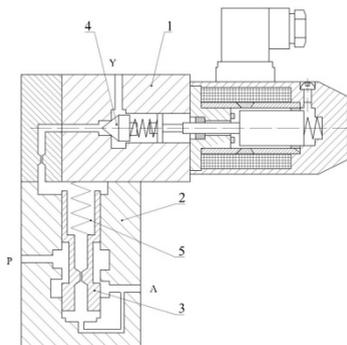


Рисунок 4 – Клапан с пилотным управлением

Пилотный каскад 1 выполнен в виде клапана с коническим седлом, а основной каскад 2 содержит золотник 3. Давление жидкости в выходном канале А действует через отверстие в золотнике на клапанный затвор, в противоположном направлении действует усилие, создаваемое пропорциональным магнитом.

Если давление на выходе А меньше настроенного с помощью электрического сигнала значения, пилотный клапан 4 закрыт. Давление сверху и снизу золотника 3 одинаково. Пружина 5 удерживает золотник в нижнем положении, при котором открыт проход жидкости от Р через А к потребителю.

Если давление на выходе А окажется больше, чем настроенное значение, пилотный клапан 4 открывается, и через канал У на слив появляется небольшой расход. Давление в верхней части полости золотника окажется меньше, чем в нижней, и золотник приподнимется, прикрывая проход в выходной канал А. Сопротивление расходу жидкости от Р к А возрастает, давление на выходе падает.

Пропорциональный клапан имеет время отклика, которое составляет порядка миллисекунд, как правило 25–60 мс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Пропорциональные клапаны имеют ряд преимуществ перед дискретными:

- 1) автоматическая настройка расхода и давления в процессе работы системы;
- 2) расход энергии может уменьшаться благодаря управлению давлением и расходом в соответствии с текущими требованиями;
- 3) один пропорциональный клапан может заменить несколько обычных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крауиныш, П. Я., Смайлов.ю С. А., Мойзес, Б. Б. Гидравлика и гидропривод: учеб. Пособие / Том. Политехн. Ун-т. – Томск, 2006. – 223 с.

2. Шольц, Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс ТР 701. Учебник. – Киев : ДП «ФЕСТО». – 2002 г. – 124 с.

Представлено 12.04.2021

СОДЕРЖАНИЕ

Конструирование, испытания и производство автомобилей.....	3
Тепловые двигатели.....	136
Тракторы, мобильные машины и комплексы.....	157
Гидравлика мобильных машин.....	275

Научное издание

**АВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ
ТРАНСПОРТ**

Сборник научных трудов

В 2 томах

Том 1

Подписано в печать 01.11.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 19,41. Уч.-изд. л. 15,18. Тираж 60. Заказ 621.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.