ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

Научно-методический журнал *Периодичность – 4 раза в год*
Издается с октября 2001 г.

1(78) 2023

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АКУЛОВИЧ Л. М., СЕРГЕЕВ Л. Е. Магнитно-абразивная обработка режущей части токарных отрезных пластинчатых резцов……...……... 4

ЛЕОНОВИЧ И. А., АДИНЦОВ Д. Д. Исследование свойств ABS-пластика в образцах, полученных по технологии FFF-печати……. 13

МЕЛЬНИКОВ А. С., ПЕТРЕНКО М. Л., ПОНОМАРЕВА О. А., МЕЛЬНИКОВ А. А. Испытания эффективности работы тормозной системы автомобиля……. 22

МОИСЕЕНКО А. Н. Оценка КПД и динамической уравновешенности сферической роликовой передачи……..…….…..… 31

ПОТАПОВ В. А., РУСАН С. И., СИВАЧЕНКО Л. А., СОТНИК Л. Л. Определение некоторых конструктивных параметров приводного механизма цепного агрегата и их анализ……...….. 41

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

СИЗИКОВ А. С., БЕЛЯЕВ Ю. В., ЦИКМАН И. М. Способы повышения эффективности авиационного мониторинга чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера с исполь-

зованием технических средств дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ) ……... 52

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

ГАЛЮЖИН С. Д., ЛОБИКОВА О. М. Математическая модель движения частицы воды в каплеуловителе вентиляционной установки……...……..….. 63

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КЛИМОВА Л. А. Анализ конкурентных сил в отрасли лифтостроения и оценка конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов……..…...…….…… 71

- *Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам*
- *Публикуемые материалы рецензируются*
- *Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014*
  для предприятий и организаций – 000142

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

AKULOVICH L. M., SERGEEV L. E. Magnetic abrasive processing of the cutting part of lathe cut-off plate cutters ……..…...……..…..... 4

LEANOVICH I. A., ADZINTSOU D. D. Study of properties of ABS plastic in samples obtained by FFF printing technology……..... 13

MELNIKOV A. S., PETRENKO M. L., PONOMAREVA O. A., MELNIKOV A. A. Testing performance of the vehicle braking system…….. 22

MOISEENKO A. N. Estimation of efficiency and dynamic balance of spherical roller transmission……..……..…..……..... 31

POTAPOV V. A., RUSAN S. I., SIVACHENKO L. A., SOTNIK L. L. Determining some design parameters of the drive mechanism of a chain unit and their analysis ……..…….…. 41

INSTRUMENT MAKING

SIZIKOV A. S., BELYAEV YU. V., TSYKMAN I. M. Ways to increase efficiency of aviation monitoring of natural and man-made emergencies using technical means of remote sensing of the Earth (RSE)…….…. 52

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

GALYZHIN S. D., LOBIKOVA O. M. Mathematical model of water particle movement in the droplet eliminator of a ventilation unit…….……..…... 63

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KLIMOVA L. A. Analysis of competitive forces in the elevator industry and assessment of JSC «Mogilevliftmash» competitiveness in the Russian elevator market...……..…… 71

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_4

УДК 621.923

Л. М. Акулович, Л. Е. Сергеев

МАГНИТНО-АБРАЗИВНАЯ ОБРАБОТКА РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ТОКАРНЫХ ОТРЕЗНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕЗЦОВ

L. M. Akulovich, L. E. Sergeev

MAGNETIC ABRASIVE PROCESSING OF THE CUTTING PART OF LATHE CUT-OFF PLATE CUTTERS

Аннотация

Обоснована актуальность магнитно-абразивной обработки режущей части токарных отрезных пластинчатых резцов после их заточки. Моделированием топографии магнитного поля выявлена форма полюсных наконечников с наибольшей концентрацией магнитного потока. Экспериментально установлено, что после МАО резцов шероховатость поверхностей в зоне режущей кромки по параметру *Ra* не превышает 0,8 мкм, а радиус округления режущей кромки 0,02…0,03 мм.

Ключевые слова:

отрезные пластинчатые резцы, заточка резцов, алмазное шлифование, магнитно-абразивная обработка, ферроабразивный порошок, магнитное поле.

Для цитирования:

Акулович, Л. М. Магнитно-абразивная обработка режущей части токарных отрезных пластинчатых резцов / Л. М. Акулович, Л. Е. Сергеев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 4–12.

Abstract

The relevance of magnetic abrasive processing (MAP) of the cutting edge of lathe cut-off plate cutters after their sharpening is substantiated. Magnetic field topography modeling revealed the shape of pole pieces with the highest concentration of the magnetic flux. It was experimentally established that after subjecting cutters to the MAP, the surface roughness in the cutting edge zone by the parameter *Ra* does not exceed 0,8 μm and the radius of cutting edge rounding is 0,02…0,03 mm.

Keywords:

cut-off plate cutters, cutter sharpening, diamond grinding, magnetic abrasive processing, ferroabrasive powder, magnetic field.

For citation:

Akulovich, L. M. Magnetic abrasive processing of the cutting part of lathe cut-off plate cutters / L. M. Akulovich, L. E. Sergeev // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 4–12.

Введение

В машиностроении при изготовлении многих изделий для нефтегазовой, химической, строительной, пищевой и других отраслей используют трубный прокат в качестве исходных заготовок. Мерное разделение трубного проката по длине в зависимости от толщины стенки производят лазерной резкой,

© Акулович Л. М., Сергеев Л. Е., 2023

ленточными пилами на ленточно-отрезных станках, дисковыми отрезными фрезами на пилоотрезных станках, отрезными пластинчатыми резцами на токарных станках, абразивными кругами на абразивно-отрезных станках [1]. Основные требования, предъявляемые к указанным способам резки трубного проката, включают минимальную ширину реза и максимальную производительность при соблюдении требований по качеству. Каждый способ резки, кроме достоинств, имеет свои недостатки и, соответственно, области применения. В частности, лазерная резка создает определенные экологические проблемы, обусловленные наличием отраженного лазерного излучения, импульсного шума и загрязнения воздуха в результате выделения вредных аэрозолей, газов и паров [2]. При отрезке труб на ленточно-отрезных станках возможно образование косого среза, заусенцев и рваных краев среза. Абразивно-отрезная резка сопровождается загрязнением воздуха абразивными частицами [3]. Недостатками разделения трубного проката дисковыми отрезными фрезами на пилоотрезных станках являются большая (4…8 мм) ширина реза, высокая стоимость фрез и производственные сложности их заточки, связанные с необходимостью иметь для этого специальное оборудование.

В условиях серийных производств для резки трубного проката традиционно наиболее востребованы отрезные пластинчатые резцы, изготавливаемые из быстрорежущих сталей, которые, по сравнению с твердыми сплавами, менее чувствительны при работе в условиях прерывистого резания и ударных нагрузок. При работе отрезного резца большое влияние на напряженно-деформированное состояние срезаемого слоя и режущей части резца оказывает радиус округления режущей кромки p (рис. 1).

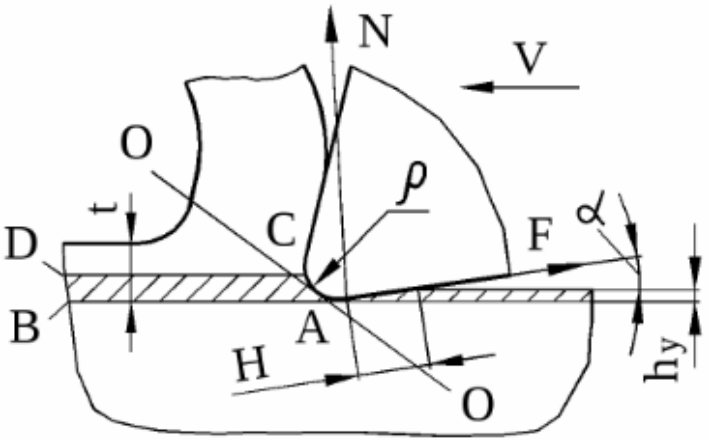

Рис. 1. Схема срезания стружки режущим лезвием отрезного резца

Износ резцов сопровождается увеличением радиуса округления режущей кромки как результат трения стружки и обрабатываемой поверхности по контактным площадкам передней и задней поверхностей и пластического деформирования материала инструмента под влиянием давления стружки и высокой температуры в зоне резания. Для реализации нормального резания толщина t срезаемого слоя должна быть больше радиуса p округления режущей кромки. У нормально заточенных инструментов радиус округления режущей кромки составляет около 0,03 мм, а по мере затупления он увеличивается, становится

больше толщины срезаемого слоя. Вследствие этого величины радиальной силы N и силы трения F (см. рис. 1) резко возрастают, и процесс резания затрудняется.

Это приводит к появлению дополнительных погрешностей размеров из-за увеличения площадки износа по задней поверхности лезвия и последующего разрушения режущей кромки [4, 5]. При заточке резцов шероховатость передней, задней поверхностей и режущей кромки не должна превышать Ra = 0,4 мкм [6]. Силовое механическое воздействие абразивного круга на поверхность резца при его заточке вызывает интенсивный нагрев локальных участков и высокий градиент температур, что является предпосылкой для формирования на обрабатываемой поверхности дефектного слоя, снижающего эксплуатационные свойства инструмента.

Проведенные исследования [6–9] показали, что на стойкость резцов оказывает влияние как величина радиуса округления режущих кромок, так и шероховатость передней и задней поверхностей режущего клина.

Таким образом, повышение качества заточки токарных отрезных пластинчатых резцов технологическими методами является актуальным.

Целью исследования является поиск технологических методов уменьшения шероховатости передней и задней поверхностей токарных отрезных пластинчатых резцов, а также обеспечения заданной величины радиуса округления режущих кромок.

Основная часть

Операция заточки является заключительной при изготовлении токарных отрезных пластинчатых резцов и обязательной при потере ими режущих свойств. Выступы микронеровностей, образовавшиеся на режущих кромках резцов после заточки шлифовальными кругами, разрушаются в первые секунды резания, а впадины микронеровностей остаются, являясь местом зарождения микротрещин. Качество заточки резца оценивают, в основном, по шероховатости его передней и задней поверхностей, а также по условному радиусу округления режущей кромки. При заточке инструментов алмазными кругами необходимо учитывать потерю режущей способности круга из-за засаливания рабочей поверхности и изменения ее рельефа [5], а также радиальное и торцевое биение периферии круга, которое образуется в результате износа и самозатачивания абразивных кругов. Биение круга приводит к возникновению прерывистого резания, которое особенно проявляется на последних проходах при заточке, когда глубина резания не превышает 5…10 мкм. Прерывистое резание при заточке создает в поверхностном слое резца градиент внутренних напряжений, что способствует возникновению сколов и трещин на лезвии резцов при их работе [7]. Поэтому при заточке алмазным кругом необходимо производить его периодическую правку для восстановления режущей способности. Биение рабочих поверхностей абразивных кругов после правки составляет 5…30 мкм, а при их длительной эксплуатации это биение может достигать 40 мкм [7].

Интенсивность изнашивания резца после заточки зависит от трения сходящей стружки по передней поверхности и трения задней поверхности по заготовке, что существенно влияет на величину силы резания. Снижение шероховатости передней и задней поверхностей резца обеспечивает уменьшение силы резания [9].

Проведенные исследования [9, 10] показали, что величина радиуса округления режущей кромки резца при заточке шлифовальным кругом колеблется в пределах 30 %, и это служит источником возникновения прерывистого резания. Поэтому рекомендуется после за-

точки шлифовальным кругом дополнительно проводить доводку мелкозернистым абразивом на притирах, например, из мелкозернистого серого чугуна с ферритной структурой (100…120 НВ), шаржированного порошком АСМ зернистостью 7/5…10/7, либо использовать высокоточные шлифовально-заточные станки, имеющие аэростатические опоры и встроенные синхронные безвибрационные электродвигатели [8].

Альтернативным вариантом решения проблемы может быть объемная абразивная обработка режущей части резцов [9]. К способам объемной абразивной обработки, обеспечивающим уменьшение высоты микронеровностей поверхностей режущей части резцов и формирующим радиус округления режущей кромки, относится обработка эластичным (гибким) инструментом, в том числе магнитно-абразивная обработка (МАО) [11]. Сущность способа МАО состоит в том, что обрабатываемую поверхность детали располагают с определенным зазором между полюсными наконечниками магнитной системы. Зазоры заполняют ферроабразивным порошком (ФАП), зерна которого под действием энергии магнитного поля (МП) удерживаются в зазоре и, ориентируясь наибольшей осью по направлению магнитных силовых линий, создают «ферроабразивную щетку» (ФАЩ), которая силой МП прижимается к обрабатываемой поверхности. Детали сообщают определенные кинематические движения (вращательные, возвратно-поступательные, осциллирующие), обеспечивающие перемещения обрабатываемой поверхности относительно ФАЩ. Для предотвращения засаливания ФАЩ в рабочие зазоры подается смазочно-охлаждающее технологическое средство (СОТС). Поскольку каждое зерно ФАП ориентируется по направлению магнитных силовых линий своей наибольшей осью, то к обрабатываемой поверхности всегда обращены наиболее острые режущие кромки. Вместе с тем в процессе МАО режущие кромки зерен ФАП подвержены разрушению из-за их износа. Это приводит к переформированию прежней наибольшей оси в другом сечении зерна ФАП. Таким образом, происходит переориентация ферромагнитных зерен в процессе МАО, в результате чего обработка поверхности детали производится всегда наиболее острыми кромками.

При МАО срезаются вершины неровностей и образуется новая шероховатость поверхности, характеризующаяся малой высотой микронеровностей и увеличенным радиусом их округления. Топография поверхности в процессе МАО не сопровождается заметным изменением шага неровностей, образовавшихся на предшествующих операциях обработки.

Выполненные ранее исследования [5] показали, что МАО поверхностей рабочих элементов свёрл обеспечивает формирование радиусов округления режущих кромок величиной около 10,0 мкм и снижение шероховатости поверхностей рабочих элементов свёрл до величины параметра Ra = 0,18…0,20 мкм при исходной шероховатости Ra = 0,35…0,40 мкм.

Магнитное поле воздействует также на структуру и субструктуру материала [12]. В частности, в быстрорежущей стали после МАО происходит дробление зерна остаточного аустенита до 3 мкм (12…14 балл), что на два порядка ниже зерна аустенита исходной структуры этой стали. При воздействии магнитного поля с напряженностью в пределах $(6…10)\cdot10^5$ А/м наблюдалось повышение твердости на 1…3 ед. HRC на всей поверхности образца. И если ранее преобладало блочное выкрашивание режущих элементов, то после магнитной обработки уменьшилась величина сколов.

МАО обеспечивает более точное приближение формы кромки к дуге окружности, радиус которой не превышает 60 мкм в отличие от обработки

электрохимическим методом – 100 мкм и абразивной лентой – 150 мкм [13]. Такое приближение формы кромки к дуге окружности обусловлено концентрацией магнитного потока на локальном участке, что интенсифицирует съем на нем металла [14].

Для реализации процесса резания при МАО одной из главных задач является формирование в рабочем зазоре ФАЩ из частиц ФАП. Исследование пространственного распределения МП в рабочем зазоре при МАО резцов проводили методом компьютерного моделирования с использованием программной среды FEMM [15] при заданных граничных условиях. Значения величин магнитной индукции в пространстве рабочего зазора при расположении в нем детали определяли по тарировочной таблице программы FEMM.

Исследованы топографии МП для трех видов профиля торцевой поверхности полюсных наконечников: сферического, конического и плоского.

В зазоре, образованном полюсными наконечниками электромагнитов со сферической формой торцев (рис. 2), наблюдается достаточно равномерное распределение МП по границам рабочего зазора и отсутствие флокул за его границами при всех трех положениях резца в зоне обработки (верхнем, среднем, нижнем). Величина магнитной индукции в зоне режущей кромки резца при величине рабочего зазора от 0,5 до 5 мм составляет от 0,34 до 0,13 Тл. Однако известно, что в диапазоне таких значений магнитной индукции производительность МАО низкая.

а) *б*) *в*)

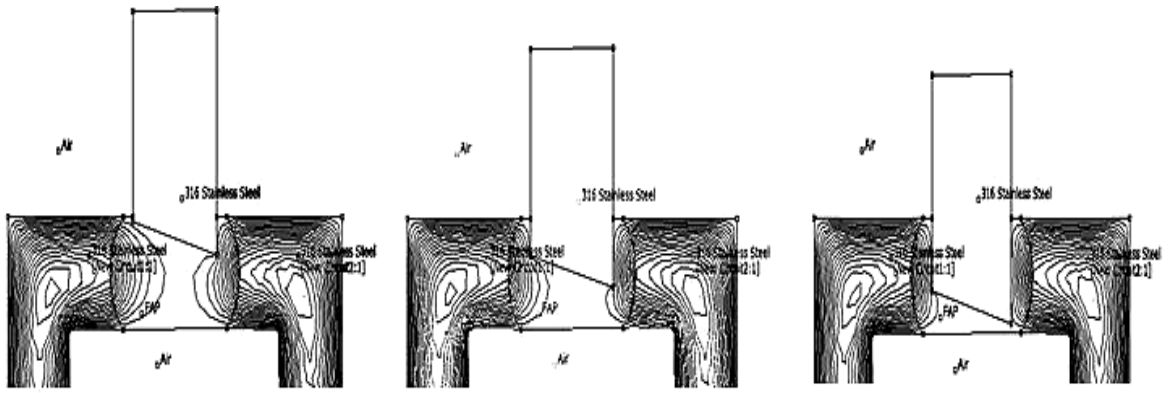

Рис. 2. Топография магнитного поля в рабочем зазоре, образованном полюсными наконечниками электромагнитов со сферической формой торцев, рассчитанная в программе FEMM 4.2 для различных положений резца: *а* – верхнее; *б* – среднее; *в* – нижнее

При конической форме профиля торцев полюсных наконечников электромагнитов наблюдается флокуляция магнитного потока (около 20 %) с максимальной величиной магнитной индукции 0,18 Тл (рис. 3). В рабочем зазоре наибольшая концентрация линий магнитной индукции (0,78 Тл) происходит в зоне средней части передней поверхности резца. У верхней и нижней границ рабочего зазора величина магнитной индукции составляет 0,31 и 0,41 Тл соответственно, что является недостаточным для осуществления нормального процесса МАО.

В зазоре, образованном полюсными наконечниками электромагнитов с плоской формой торцев (рис. 4), при ве-

личине рабочего зазора δ = 1 мм наблюдается наиболее равномерное распределение МП в рабочей зоне с максимальным значением магнитной индукции 0,93 Тл. В пространстве вне рабочего зазора отсутствует заметная флокуляция магнитного потока.

Сравнительная оценка результатов расчета топографии магнитного поля в рабочем зазоре, образованном различной формой торцевой поверхности полюсных наконечников электромагнитов, представлена в табл. 1.

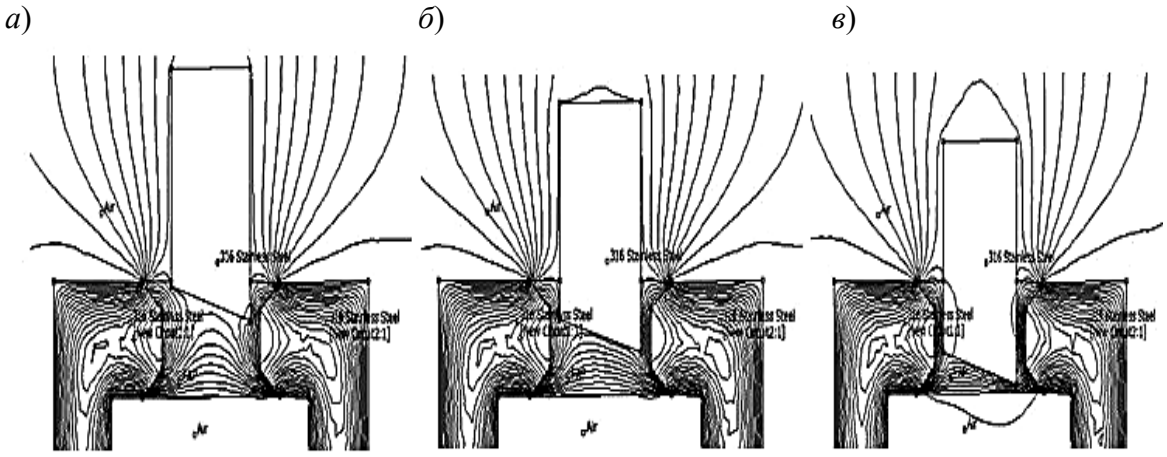

Рис. 3. Топография магнитного поля в рабочем зазоре, образованном полюсными наконечниками электромагнитов с конической формой торцев, рассчитанная в программе FEMM 4.2 для различных положений резца: *а* – верхнее; *б* – среднее; *в* – нижнее

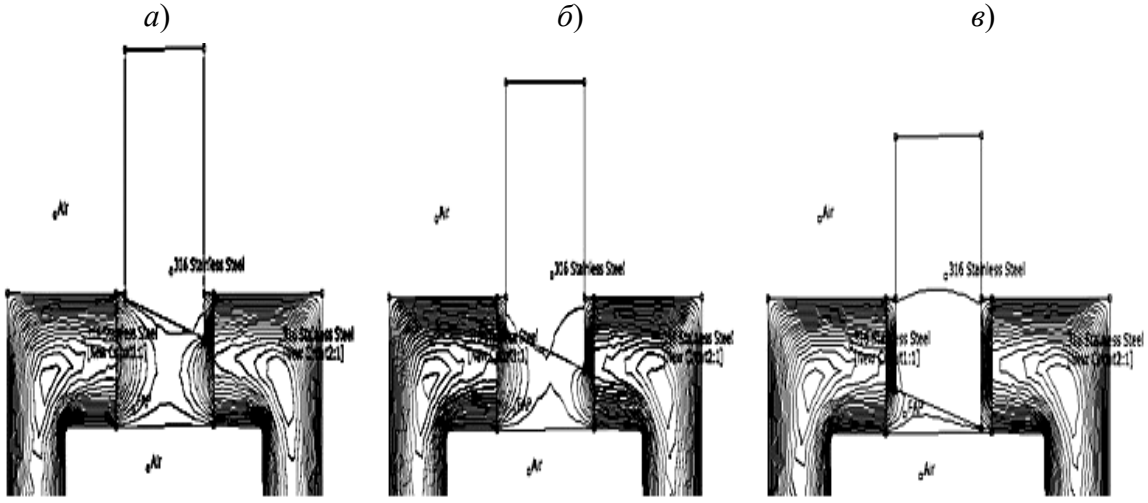

Рис. 4. Топография магнитного поля в рабочем зазоре, образованном полюсными наконечниками электромагнитов со сферической формой торцев, рассчитанная в программе FEMM 4.2 для различных положений резца: *а* – верхнее; *б* – среднее; *в* – нижнее

Табл. 1. Результаты расчета топографии МП

Величина магнитной индукции в зоне рабочего зазора *B*, Тл/градиент магнитной индукции, Тл/мм			
Форма торцевой поверхности полюсных наконечников	Положение резца		
	верхнее	среднее	нижнее
Сферическая	0,34/0,34	0,13/0,03	0,28/0,28
Коническая	0,31/0,15	0,78/0,78	0,41/0,27
Плоская	0,91/0,91	0,93/0,93	0,81/0,81

Экспериментальные исследования проводили при МАО режущей части резцов автоматных отрезных пластинчатых 3 × 12 × 125 мм (ТУ 2-035-491–76), предназначенных для отрезки тонкостенных труб в производстве глушителя звука грузовых автомобилей. На основе результатов проведенных исследований топографии МП при МАО резцов применяли полюсные наконечники с плоской формой торцевой поверхности.

Исходная шероховатость поверхностей резца в зоне режущей кромки после заточки абразивным кругом составляла: передней – *Ra* = 0,2 мкм; задней – *Ra* = 0,16 мкм. Режущая кромка, образованная пересечением передней и задней поверхностей, не имела явно выраженной геометрической формы, и на ней наблюдались прерывистые односторонние заусенцы.

Параметры и режимы МАО: величина магнитной индукции *B* = 0,5…1,0 Тл; скорость движения резца V_o = 0,10…0,25 дв. ход/мин; величина рабочего зазора δ = 1…4 мм; коэффициент заполнения рабочего зазора $K_з$ = 0,8…1,0; размерность частиц ФАП Δ = 63/100 мкм; ФАП – FeB_x–B_4C (патент РБ № 6028); СОТС (патент РБ № 23142) – 3-процентный водный раствор; расход СОТС составляет 150 мл/мин; скорость подачи СОТС *w* = 0,55 м/с; время обработки *t* равно 30, 60, 90 и 120 с. Кинематика движения резца – поступательное в соответствии с [12]. Величину шероховатости *Ra* определяли профилометром TR210 по ГОСТ 19300–86, измерение радиуса округления режущих кромок резца проводили с помощью двойного микроскопа МИС-11 путем определения профиля режущей кромки методом просвечивания с использованием шаблонов при общем увеличении 157 крат и допускаемой погрешности 10 %.

Эксперименты проводили для двух вариантов расположения резца относительно торцевых плоских поверхностей полюсных наконечников магнитопровода: параллельном расположении передней поверхности резца и перпендикулярном. При первом варианте шероховатость передней и задней поверхностей резца после МАО была одинаковой и находилась в пределах *Ra* = 0,08…0,04 мкм в зависимости от времени обработки (рис. 5). При втором варианте шероховатость передней поверхности резца после МАО в зависимости от времени обработки составляла *Ra* = 0,14…0,12 мкм и задней – *Ra* = 0,13…0,08 мкм (рис. 6).

Экспериментально установлено, что после МАО при параллельном расположении передней поверхности резца относительно плоской торцевой поверхности полюсного наконечника магнитопровода шероховатость передней и задней поверхностей резца в зоне режущей кромки уменьшается в 2–4 раза, а радиус округления режущей кромки резца находится в пределах 0,02…0,03 мм.

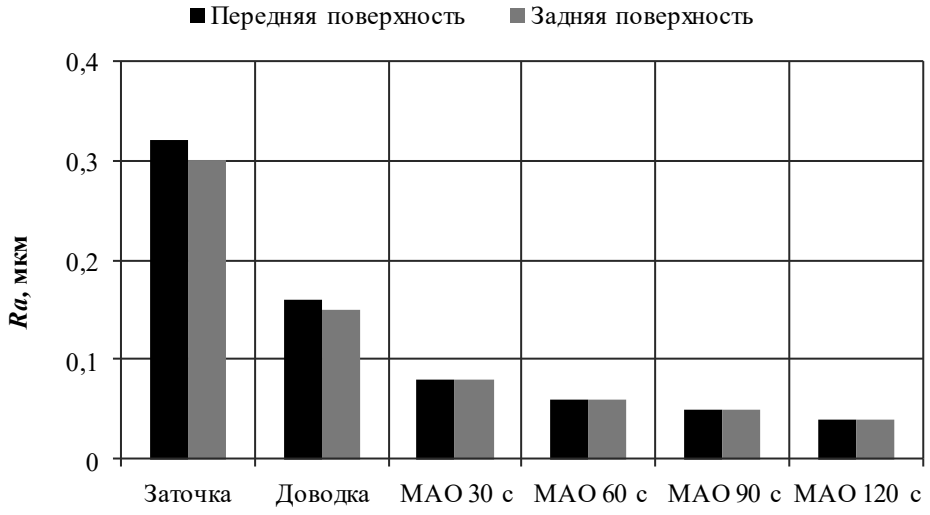

Рис. 5. Шероховатость передней и задней поверхностей резца после различных методов обработки и МАО при расположении передней поверхности резца параллельно торцу полюсного наконечника

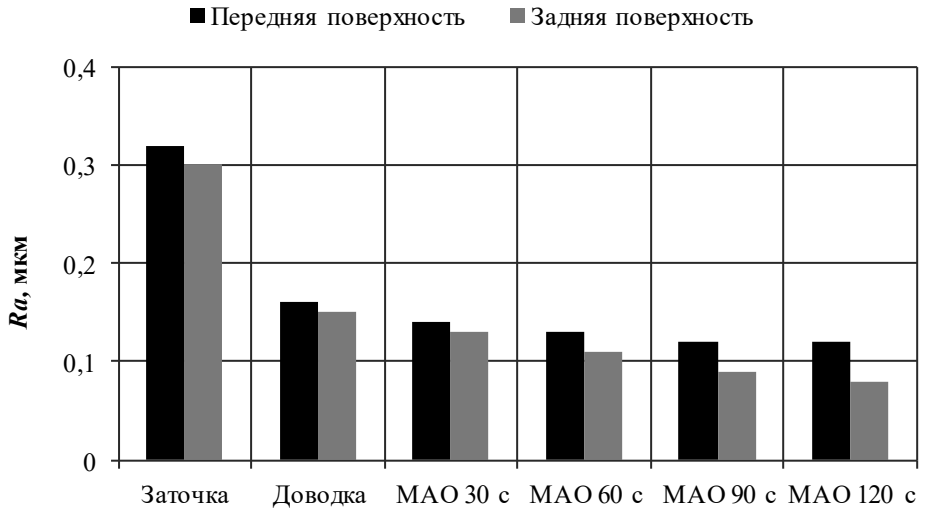

Рис. 6. Шероховатость передней и задней поверхностей резца после различных методов обработки и МАО при расположении передней поверхности резца перпендикулярно торцу полюсного наконечника

Заключение

1. Для повышения качества режущей части токарных отрезных пластинчатых резцов теоретически обоснована целесообразность проведения после их заточки дополнительной финишной магнитно-абразивной обработки, обеспечивающей округление режущей кромки и уменьшение шероховатости передней и задней поверхностей резцов.

2. Моделированием топографии магнитного поля установлено, что наибольшая концентрация магнитного потока в рабочей зоне происходит у поверхности полюсных наконечников с плоским профилем торцевой поверхности магнитопроводов и параллельном расположении относительно нее передней поверхности резца при МАО.

3. Экспериментально установлено, что МАО обеспечивает цилиндри-

ческую форму поверхности округления режущей кромки резца радиусом 0,02…0,03 мм, а шероховатость поверхностей, образующих режущее лезвие отрезных пластинчатых резцов, по параметру *Ra* не превышает 0,8 мкм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энциклопедия машиностроения. Т. 3: Технология изготовления деталей машин / А. М. Дальский [и др.]. – Москва: Машиностроение, 2000. – 420 с.

2. К вопросу использования лазерного оборудования в цехах гибких автоматизированных производств / М. А. Яшина [и др.] // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2016. – № 12. – С. 1301–1306.

3. Теория и практика абразивной разрезки труб: монография / Е. А. Левченко [и др.]. – Москва: Вузовский учебник; ИНФРА-М, 2018. – 142 с.

4. **Талантов, Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента / Н. В. Талантов. – Москва : Машиностроение, 1992. – 240 с.

5. Финишная обработка поверхностей / С. А. Клименко [и др.]; под общ. ред. С. А. Чижика, М. Л. Хейфеца. – Минск : Беларуская навука, 2017. – 378 с.

6. **Янюшкин, А. С.** Контактное взаимодействие при комбинированном электроалмазном затачивании твердосплавных инструментов: автореф. дис … д-ра техн. наук / А. С. Янюшкин; Братский гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2004. – 44 с.

7. **Козлов, А. М.** Влияние контактных процессов на износ круга при шлифовании / А. М. Козлов, Д. В. Боглов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 2. – С. 50–53.

8. **Лапшин, В. В.** Разработка технологии и исследование качества заточки прецизионных резцов из сверхтвердых материалов / В. В. Лапшин, С. В. Грубый // Наука и образование. – 2012. – № 9. – С. 8–22.

9. **Попов, М. А.** Влияние радиуса округления режущей кромки на повышение качества поверхностного слоя детали / М. А. Попов, В. В. Максаров, И. А. Бригадов // Изв. ТулГУ. – 2021. – Вып. 9. – С. 30–35.

10. **Носенко, В. А.** Моделирование совмещенной абразивной обработки / В. А. Носенко // Инструмент и технологии. – 2004. – № 17–18. – С. 162–167.

11. **Акулович, Л. М.** Магнитно-абразивная обработка сложнопрофильных поверхностей деталей сельскохозяйственных машин / Л. М. Акулович, Л. Е. Сергеев. – Минск: БГАТУ, 2019. – 272 с.

12. **Барон, Ю. М.** Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущего инструмента / Ю. М. Барон. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 172 с.

13. **Dehof, A.** Magnetabrasives Entgraten der Zahnstizhkanten van Zahnraclern / A. Dehof, R. Krull, W. Mattkell // Werkstatt und Betrieb. – 1984. – № 117. – P. 2–4.

14. Численное исследование проблем концентрации магнитного потока для синтеза высокоэффективных магнитных систем / О. П. Муравлев [и др.]. // Проблемы информатики. – 2012. – № 5. – С. 30–35.

15. **Приступ, А. Г.** Моделирование магнитных полей в программе Femm / А. Г. Приступ, А. В. Червяков. – Новосибирск: НГТУ, 2012. – 92 с.

Статья сдана в редакцию 28 декабря 2022 года

Леонид Михайлович Акулович, д-р техн. наук, проф., Белорусский государственный аграрный технический университет. Тел.: +375-296-19-05-04. E-mail: leo-akulovich@yandex.ru.
Леонид Сергеевич Сергеев, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный аграрный технический университет. Тел.: +375-293-52-79-63. E-mail: l.sergeev.mail@gmail.com.

Leonid Mikhailovich Akulovich, Dr. Sc. (Tech.), Professor, Belarusian State Agrarian Technical University. Tel.: +375-296-19-05-04. E-mail: leo-akulovich@yandex.ru.
Leonid Sergeevich Sergeev, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Belarusian State Agrarian Technical University. Tel.: +375-293-52-79-63. E-mail: l.sergeev.mail@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_13

УДК 691.175, 620.172

И. А. Леонович, Д. Д. Адинцов

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ABS-ПЛАСТИКА В ОБРАЗЦАХ, ПОЛУЧЕННЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ FFF-ПЕЧАТИ

I. A. Leanovich, D. D. Adzintsou

STUDY OF PROPERTIES OF ABS PLASTIC IN SAMPLES OBTAINED BY FFF PRINTING TECHNOLOGY

Аннотация

В работе приведены результаты механических испытаний на растяжение образцов из ABS-пластика, выполненных стилем заполнения linear во взаимно перпендикулярных направлениях с контуром из трех филаментов. Выявлены особенности сформированной структуры и ее влияние на характер разрушения материала. Исходя из особенности полученной структуры материала при заданном диаметре нити даны рекомендации по выбору толщины образца для достижения корректного центрального растяжения. Предложены рекомендации по выбору формы и размеров образцов для определения прочностных и деформативных свойств материала.

Ключевые слова:

FFF-печать, ABS-пластик, аддитивные технологии, испытание на растяжение, структура и свойства материала.

Для цитирования:

Леонович, И. А. исследование свойств ABS-пластика в образцах, полученных по технологии FFF-печати / И. А. Леонович, Д. Д. Адинцов // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 13–21.

Abstract

The paper presents the results of mechanical tensile tests of ABS plastic samples made by the linear filling style in mutually perpendicular directions with a contour of three filaments. The features of the structure formed and its influence on the nature of material destruction are revealed. Based on the peculiarities of the material structure obtained at a given diameter of the filament, recommendations are given for choosing the thickness of the sample to achieve the correct central tension. Recommendations on the choice of the shape and size of samples to determine the strength and deformative properties of the material are proposed.

Keywords:

FFF printing, ABS plastic, additive technologies, tensile testing, material structure and properties.

For citation:

Leanovich, I. A. Study of properties of ABS plastic in samples obtained by FFF printing technology / I. A. Leanovich, D. D. Adzintsou // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 13–21.

Введение

Обзор литературных источников по рассматриваемой теме выявил отсутствие строгой систематизации по определению механических свойств ABS-пластика, полученного наплавлением нитей.

Для того чтобы сравнить результаты испытаний по определению механических свойств материала, следует определить наиболее близкий аналог по

© Леонович И. А., Адинцов Д. Д., 2023

технологии и параметрам производства, размерам и форме образцов, условиям испытаний и т. д. Все перечисленные факторы в той или иной степени влияют на полученный результат. В публикациях [1–7], часть из которых включает широкий обзор англоязычных работ [1–3], отмечено большое разнообразие исходных условий, которое не позволяет выявить строгие взаимозависимости между свойствами материала, формой и размерами образцов, положением образцов при печати, стилем заполнения, количеством контурных слоев и т. д.

В ряде публикаций обращается внимание на форму и размеры образцов для испытания пластика на растяжение с указанием рекомендаций по применению соответствующих ГОСТов [1, 2]. Указывается, что ГОСТ 11262–2017 (ISO 527–2:2012) *Пластмассы. Метод испытания на растяжение* и ГОСТ 34370–2017 (ISO 527–1:2012) *Пластмассы. Определение механических свойств при растяжении* не учитывают анизотропию свойств, которая получается в многослойных ячеистых структурах, характерных для образцов, полученных методом 3D-печати по технологии FFF/FDM [1]. Такие же замечания относятся к стандарту ASTM D638–14 *Стандартный метод испытаний свойств пластмасс на растяжение* [2]. Отмечается большое разнообразие в выборе формы и размеров образцов по разным ГОСТам, а также собственные формы, например, с односторонним утолщением [1].

Ряд авторов, оставляя неизменным стиль заполнения, варьировали положением образца при печати [1–3]. В [3] дополнительно определялись степень влияния количества контурных слоев на прочность при однонаправленном положении нити и влияние введения армирующего углеродного волокна.

В [4] приводятся прочностные свойства пластика при испытании цилиндрических образцов при укладке нитей параллельно.

В [5] представлены результаты исследования по определению механических свойств ABS-пластика при растяжении, изгибе и сжатии при разных скоростях печати. Отмечается заниженное значение модуля упругости и относительного удлинения по сравнению с литым материалом, причем чем ниже скорость печати, тем выше значение модуля упругости.

В [6] в результате исследований определены свойства ABS-пластика, но не указан стиль заполнения образцов.

В [7] исследовались образцы с четырехгранным и шестигранным стилем заполнения с разным количеством нитей на контурном слое.

Все авторы отмечают существенную зависимость прочностных и деформативных свойств ABS-пластика от степени заполнения. Наибольшее количество исследований проводилось для 100-процентного заполнения как наиболее близкого к литому материалу, со средней скоростью печати (45…50 мм/с). Учитывая большое разнообразие выпускаемых 3D-принтеров, имеющих свои особенности по формированию образцов, аналог собственного исследования можно определить только приблизительно.

Для наших исследований наиболее близким аналогом по условиям проведения экспериментов являются работы [1, 3].

Основная часть

В нашей работе рассмотрены результаты экспериментальных исследований по определению прочностных и упругих характеристик при растяжении ABS-пластика на стандартных образцах, вид и размеры которых показаны на рис. 1 [8, 9].

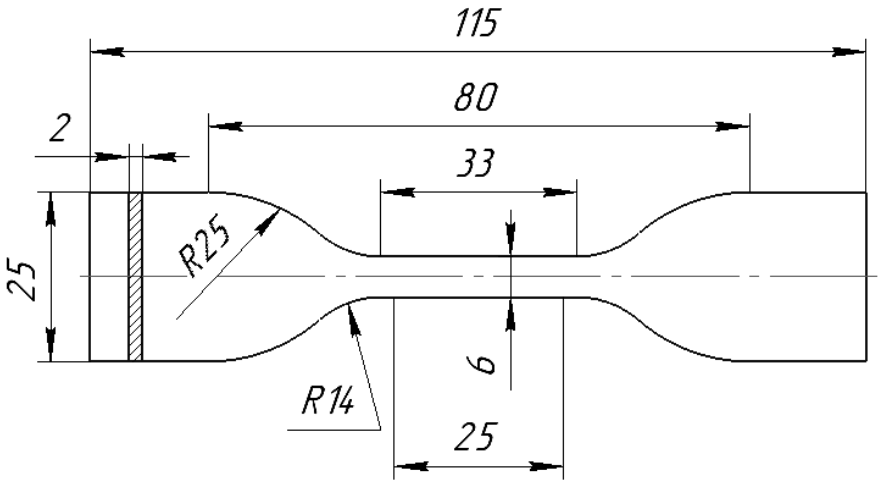

Рис. 1. Размеры плоских образцов типа 1 по ГОСТ 11262–2017

Было изготовлено две серии образцов по технологии Fused Filament Fabrication (FFF) на принтере VSHAPER PRO с диаметром сопла экструдера 0,4 мм и точностью подачи проволоки 1 мкм (рис. 2, *а*). Данный принтер выполняет наплавление только из нити диаметром 1,75 мм и формирует стиль заполнения linear, меняя направление нити в каждом последующем слое на 90°. Изготовление образцов производилось из проволоки ABS-s21 (black) с внешним контуром из трех филаментов. Все образцы располагались горизонтально вдоль направления печати, т. е. филаменты в одном слое были направлены вдоль оси образца, в последующем слое – поперек оси образца.

а)

б)

Рис. 2. Применяемое оборудование: *а* – 3D-принтер VSHAPER PRO; *б* – испытательная машина Kason WDW-1

Регулируемые параметры настройки 3D-принтера показаны ниже:

– заполнение – 100 %;

– скорость печати – 45…50 мм/с;

– температура головки экструдера – 235 °С;

– температура нагрева камеры – 60 °С;

– температура нагрева стола – 90 °С.

Для определения механических характеристик при статическом растяжении применялась разрывная машина Kason WDW-1 (рис. 2, *б*), позволяющая определять с помощью цифровой системы измерений нагрузки и перемещения с допускаемой относительной погрешностью не более 0,5 %.

Первая серия образцов (А1 – А5) испытывалась при скорости нагружения 5 мм/мин, вторая серия образцов (В1 – В5) – при скорости нагружения 0,5 мм/мин (рис. 3).

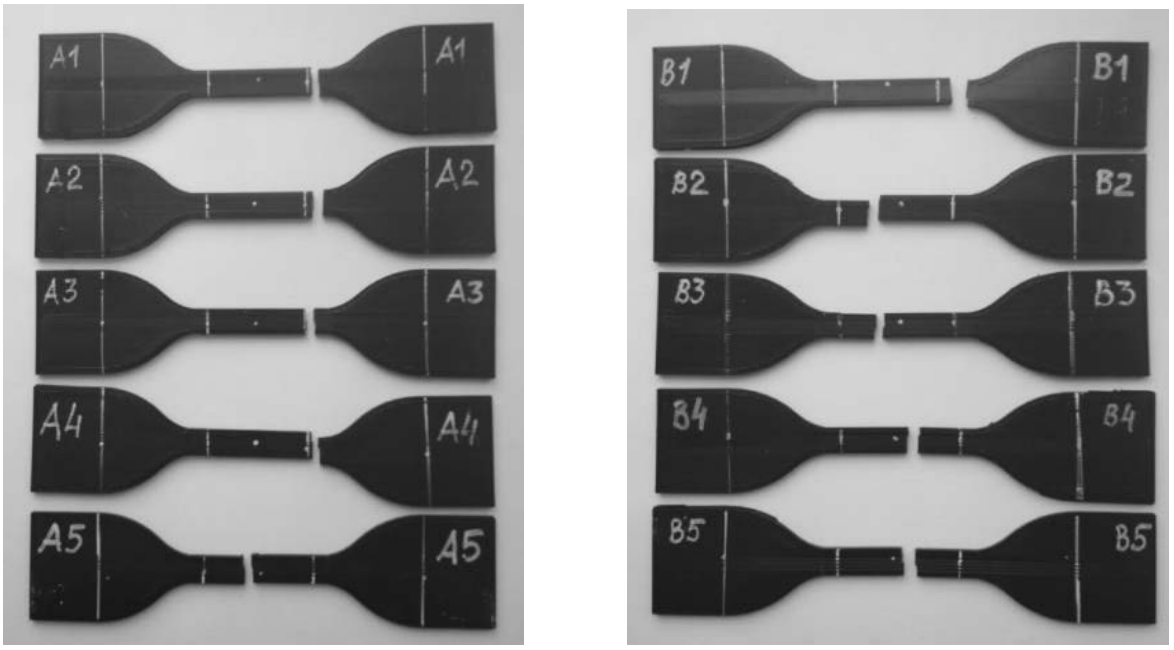

Рис. 3. Образцы после испытаний

Автоматически фиксировались максимально достигнутая нагрузка, соответствующая пределу прочности материала при растяжении $\sigma_{рм}$, нагрузка, соответствующая условному пределу текучести $\sigma_{рту}$, нагрузка при разрушении образца и относительное удлинение при разрыве. На диаграммах растяжения образцов не было площадки текучести, что свидетельствует о малой пластичности пластика после наплавления нитей. Модуль продольной упругости при растяжении $E_р$ рассчитывался вручную по диаграммам согласно указаниям [8, 9].

Результаты измерений и расчетов сведены в табл. 1.

Разная скорость нагружения при испытании не выявила в наших исследованиях влияния этого параметра на механические свойства материала. Возможно, скорость нагружения повлияла на место разрушения образца: при скорости 5 мм/мин большинство образцов группы А (см. рис. 3) разрушилось по границе контрольной длины, близко к радиусу закругления, в отличие от образцов группы В (скорость нагружения – 0,5 мм/мин), которые разрушались в основном в пределах контрольной длины.

Статистическая обработка резуль-

татов испытаний при доверительной вероятности в 95 % показала незначительный разброс значений прочностных характеристик и средний разброс значений для модуля продольной упругости и относительного удлинения при разрыве (табл. 2) [10].

Табл. 1. Результаты испытаний образцов из ABS-пластика

Образец	Площадь поперечного сечения A_0, мм	Максимальная растягивающая нагрузка $F_{рм}$, Н	Предел прочности при растяжении $\sigma_{рм}$, МПа	Растягивающая нагрузка при достижении условного предела текучести $F_{рту}$, Н	Условный предел текучести при растяжении $\sigma_{рту}$, МПа	Модуль упругости при растяжении $E_р$, МПа	Относительное удлинение при разрыве $\varepsilon_{рр}$, %
A1	12,28	443,2	36,09	417,6	34,01	509,0	9,2
A2	12,22	445,3	36,44	418,5	34,25	511,5	12,4
A3	12,16	468,8	38,55	417,0	34,29	562,6	11,2
A4	12,16	456,7	37,56	444,7	36,57	651,0	8,0
A5	12,62	477,0	37,80	433,0	34,31	852,7	7,2
B1	12,06	503,8	41,77	484,4	40,17	497,5	9,2
B2	11,85	448,3	37,83	406,5	34,30	633,0	9,6
B3	12,24	441,3	36,05	413,9	33,82	583,5	10,4
B4	11,80	416,1	35,26	393,0	33,31	635,6	8,1
B5	12,62	511,6	40,54	464,8	36,83	837,2	10,8

Табл. 2. Механические характеристики ABS- пластика

Характеристика материала	Среднее значение	Доверительный интервал	Коэффициент вариации
Предел прочности при растяжении $\sigma_{рм}$, Мпа	37,78	±1,48	5,45
Условный предел текучести при растяжении $\sigma_{рту}$, Мпа	35,19	±1,5	5,95
Модуль упругости при растяжении $E_р$, Мпа	627,36	±91,07	20,29
Относительное удлинение при разрыве $\varepsilon_{рр}$, %	9,61	±1,15	16,77

В [5] на образцах типа 1 [8], напечатанных на принтере Designer PRO 250 при скорости печати 45 мм/с, получены прочность при растяжении $\sigma_{рм}$ = 42,8 МПа и модуль упругости при растяжении $E_р$ = 1463 МПа. В нашем случае при аналогичной скорости печати модуль упругости в 2,3 раза ниже. Авторами [5] не указано, в каком положении формировался образец и с каким стилем заполнения, поэтому сравнение будет не совсем корректно.

Из указанных ранее источников [1–7] наиболее близким по условиям формирования к исследуемым образцам были образцы группы II [2], напечатанные на принтере Fortus 250mc. Характеристики прочности оказались соизмеримы с нашими результатами: $\sigma_{рм}$ = 39 МПа; $\sigma_{рту}$ = 34,5 МПа. Дефор-

мативные характеристики отличались значительно: модуль упругости в 2,8 раза выше нашего показателя ($E_р$ = 1759 МПа) и, соответственно, относительное удлинение при разрыве более чем в 2 раза ниже нашего показателя ($\varepsilon_{рр}$ = 4,1 %). Следует отметить, что авторами [2] использовались образцы более крупные, с контрольной длиной 33 мм и толщиной 4 мм (стандарт ASTM D-638), что не позволяет корректно сравнивать наши испытания, т. к. результаты определения модуля упругости на малых образцах несопоставимы с результатами, полученными на образцах более крупных [7]. Структура образцов в [2] равномерная, с контуром со всех сторон в одну нить.

Для выявления причины заниженного значения модуля упругости в нашем случае рассмотрим строение и структуру полученных образцов.

Используемая нить диаметром 1,75 мм при указанных выше условиях формирования материала укладывалась по толщине на всех образцах одинаково, придавая характерное строение поверхности, показанное на рис. 4.

а) *б*)

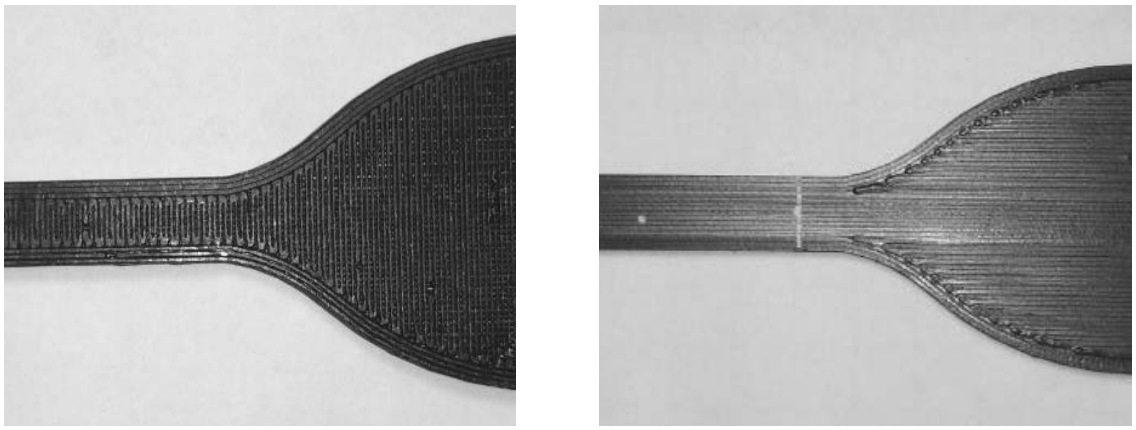

Рис. 4. Поверхность образца: *а* – первый сформированный слой с поперечным направлением нитей; *б* – последний сформированный слой с продольным направлением нитей

Принтер VSHAPER PRO на подложке формирует первый слой, в котором все нити внутренней части направлены поперек оси образца (см. рис. 4, *а*). При заданной толщине поперечного сечения в 2 мм и проволоке диаметром 1,75 мм внутренняя часть верхнего слоя в итоге формируется в продольном направлении (см. рис. 4, *б*). Таким образом, в образцах изначально была заложена несимметричность строения, которая могла повлиять на деформацию образца при растяжении.

Сопротивление слоя с продольным направлением нити соответствует деформации сплошного материала, в то время как в поперечном слое основную нагрузку воспринимают контурные филаменты. При недостаточном спекании поперечных нитей друг с другом они могут отрываться друг от друга, не работая в полной мере на растяжение, что подтвердилось при анализе структуры разломов.

Типичный вид разлома наших образцов, полученный с помощью стереоскопического микроскопа CMO665T при разной степени увеличения, показан на рис. 5. На данных образцах слой с поперечным направлением нитей расположен сверху.

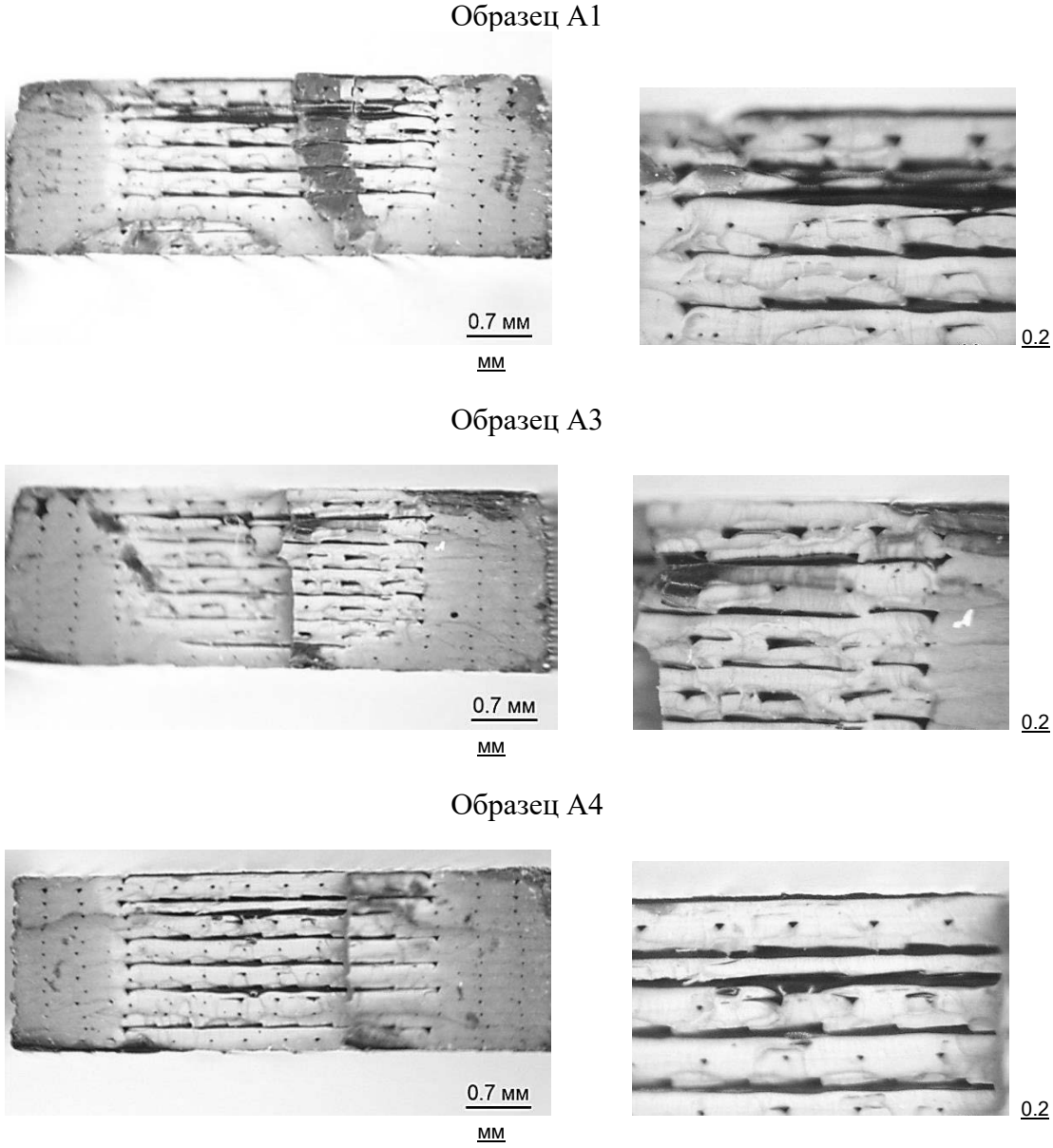

Рис. 5. Поперечное сечение образцов в разломе

Структура поперечного сечения состоит из плотных краев из трех филаментов и более рыхлой середины, занимающей приблизительно 50 % от поперечного сечения. Ряды с продольным направлением нити хорошо видны, причем между нитями нет идеального спекания, т. к. наблюдаются незаполненные материалом незначительные объемы. Темные горизонтальные полосы на разломах – это места отрыва соседних нитей с поперечным направлением, причем в верхней части образцов расслоение более очевидно, т. к. эта часть материала оказывала меньшее сопротивление растяжению. Отрыв нитей происходил раньше разрушения образца, поэтому материал в этом слое находится в углублении (темная полоса). Практически деформацию растяжения испытывали только нити, расположенные вдоль оси образца.

В результате поперечное сечение оказалось несимметричным по степени

сопротивления растяжению, и по мере нагружения образца разрушение начиналось со стороны слоя с поперечным направлением нитей (см. рис. 4, *а*). При этом центр тяжести поперечного сечения сместился к слою с продольным направлением нитей (см. рис. 4, *б*), и, следовательно, образец испытывал внецентренное растяжение вместо простого центрального растяжения. Это ухудшило условия нагружения, добавив к растяжению изгиб, что изменило характер деформации образца и нарушило чистоту эксперимента согласно [8]. Для одинакового сопротивления растягивающим усилиям необходимо подобрать толщину образца таким образом, чтобы в верхнем слое нить укладывалась в поперечном направлении, что частично должно улучшить показатели модуля упругости. Лучшим сопротивлением обладал бы образец с внешними рядами из продольных нитей, однако принтер VSHAPER PRO этого не позволяет сделать: первый ряд всегда формируется в поперечном направлении. Для достижения более равномерной структуры поперечного сечения можно также применять более крупные образцы, например 1A, 1B, 2 [8].

Заключение

Определены экспериментально механические характеристики ABS-пластика, полученного методом 3D-печати по FFF-технологии на принтере VSHAPER PRO при 100-процентном заполнении объема образца стилем linear во взаимно перпендикулярных направлениях с контуром из трех филаментов. Испытания на центральное статическое растяжение двух групп образцов типа 1 по ГОСТ 11262–2017, напечатанных горизонтально вдоль направления печати, производились на универсальной разрывной машине Kason WDW-1. Исследование разломов выполнялось с помощью стереоскопического микроскопа CMO665T.

Анализ результатов показал, что характеристики прочности материала (предел прочности и условный предел текучести) при малом коэффициенте вариации (5,45 % и 5,95 %) соизмеримы с результатами, полученными другими авторами при аналогичных условиях формирования образцов [2], и близки к характеристикам сплошного (литого) ABS-пластика.

Модуль продольной упругости при растяжении в нашем случае оказался в 2,8 раза меньше значений, полученных в [2], где использовались образцы более крупных размеров. Обнаружилась значительная неравномерность структуры поперечного сечения исследуемых образцов, причем слой с поперечной укладкой нитей сильнее расслоился, чем слой с продольной укладкой нитей. В результате образец испытывал совместное действие растяжения и изгиба, что также повлияло на величину модуля упругости. Для недопущения такого эффекта следует регулировать толщину образца таким образом, чтобы формировалось симметричное сечение с поперечным или продольным направлением нити на внешних слоях. Для более корректного определения модуля упругости рекомендуется выбирать образцы более крупных размеров: по ГОСТ 11262–2017 – тип 1A, 1B, 2, по стандарту ASTM D-638 – тип IV. ГОСТ 11262–2017 допускает для образцов типа 1 увеличение толщины до 3 мм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моделирование 3D-печатных образцов из пластика для испытания на растяжение / А. В. Маренкова [и др.] // Аддитивные технологии. – 2020. – № 4. – С. 24–30.

2. **Шмелев, А. В.** Экспериментальное и расчетное определение механических характеристик образцов АБС-пластика при растяжении, изготовленных методом 3D-печати [Электронный ресурс] /

А. В. Шмелев, В. И. Ивченко, А. В. Талалуев // Наука и инновации. – 2021. – Вып. 4. – Режим доступа: http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2021-4-2070. – Дата доступа: 14.04.2022.

3. Влияние технологических режимов FDM-печати и состава используемых материалов на физико-механические характеристики FDM-моделей (обзор) [Электронный ресурс] / С. В. Кондрашов [и др.] // Труды ВИАМ. – 2019. – № 10 (82). – С. 34–49. – Режим доступа: http://www.viam-works.ru. – Дата доступа: 05.06.2022.

4. **Бурлов, В. В.** Особенности процесса свободного наслаивания расплавов аморфных термопластов и его влияние на свойства изделий, получаемых по 3D-технологии / В. В. Бурлов, К. Н. Спиров, В. К. Крыжановский // Изв. СПбГТИ(ТУ). – 2016. – № 36 (62). – С. 52–57.

5. Механические свойства ABS-пластика, полученного по FDM-технологии. Современный взгляд на проблемы технических наук / Е. С. Костина [и др.] // Современный взгляд на проблемы технических наук: сб. науч. тр. по итогам Междунар. науч.-практ. конф. – Уфа, 2014. – С. 42–46.

6. Свойства изделий из АБС-пластиков и полиамида, получаемых методом 3D-печати / К. С. Беседина [и др.] // Изв. СПбГТИ(ТУ). – 2018. – № 45. – С. 60–63.

7. **Балашов, А. В.** Исследование структуры и свойств изделий, полученных 3D-печатью [Электронный ресурс] / А. В. Балашов, М. И. Маркова // Инженер. вестн. Дона. – 2019. – № 1. – Режим доступа: ivdon/ru/ru/magazine/archive/nly2019/5618. – Дата доступа: 14.04 2022.

8. Пластмассы. Метод испытания на растяжение: ГОСТ 11262–2017 (ISO 527–2:2012). – Введ. 01.10.2018. – Москва: СТАНДАРТИНФОРМ, 2018. – 24 с.

9. Пластмассы. Определение механических свойств при растяжении. Часть 1. Общие принципы: ГОСТ 34370–2017 (ISO 527–1:2012). – Введ. 01.10.2018. – Москва: СТАНДАРТИНФОРМ, 2018. – 27 с.

10. **Леонович, И. А.** Исследование механических характеристик ABS-пластика в образцах, полученных FFF-печатью / И. А. Леонович // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 140.

Статья сдана в редакцию 25 ноября 2022 года

Ирина Анатольевна Леонович, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-40-51-52. E-mail: loleonia@gmail.com.
Даниил Дмитриевич Адинцов, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-444-81-19-77.

Iryna Anatolyevna Leanovich, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-298-40-51-52. E-mail: loleonia@gmail.com.
Daniil Dmitrievich Adzintsou, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-444-81-19-77.

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_22

УДК 629.113

А. С. Мельников, М. Л. Петренко, О. А. Пономарева, А. А. Мельников

ИСПЫТАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

A. S. Melnikov, M. L. Petrenko, O. A. Ponomareva, A. A. Melnikov

TESTING PERFORMANCE OF THE VEHICLE BRAKING SYSTEM

Аннотация

Повышение эффективности работы гидравлической тормозной системы зависит от параметров ее компонентов. Для совершенствования работы тормозной системы и ее механизмов требуется исследовать работу текущих рабочих механизмов посредством проведения стендовых и ходовых испытаний тормозной системы согласно существующим методикам испытания.

Для исследования эффективности работы тормозной системы легкового автомобиля была проведена серия испытаний на роликовом силовом стенде и ходовых испытаний с применением измерительного прибора «Эффект-02».

Для выявления всех параметров требуется проведение дополнительных испытаний с применением систем измерения силовых факторов, возникающих в узлах тормозной системы автомобиля.

Ключевые слова:

тормозная система, тормозной механизм, дисковый тормоз, барабанный тормоз, тормозной стенд, стендовые испытания, ходовые испытания, гидравлическая тормозная система.

Для цитирования:

Испытания эффективности работы тормозной системы автомобиля / А. С. Мельников, М. Л. Петренко, О. А. Пономарева, А. А. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 22–30.

Abstract

Improving the efficiency of the hydraulic brake system depends on the parameters of its components. To improve the operation of the brake system and its mechanisms, it is required to study the operation of working mechanisms by conducting bench and running tests of the brake system in accordance with the existing test methods.

To study the efficiency of the passenger car brake system operation, a series of tests has been carried out on a roller power stand, as well as running tests using the «Effect-02» measuring device.

To identify all the parameters, additional tests are required, which use systems for measuring force factors occurring in the units of the vehicle brake system.

Keywords:

brake system, brake mechanism, disc brake, drum brake, brake test stand, bench testing, vehicle running tests, hydraulic brake system.

For citation:

Testing performance of the vehicle braking system / A. S. Melnikov, M. L. Petrenko, O. A. Ponomareva, A. A. Melnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 22–30.

Гарантом безопасности транспортных средств является работоспособная эффективная тормозная система, в связи с чем немаловажное значение имеет решение проблем, связанных с эффективностью торможения автомо-

© Мельников А. С., Петренко М. Л., Пономарева О. А., Мельников А. А., 2023

биля, созданием высоконадежных тормозных приводов и тормозных механизмов [1].

При решении задач, связанных с эффективной работой тормозной системы транспортного средства, большое значение уделяется исследованию работы тормозного привода и рабочих тормозных механизмов гидравлической тормозной системы транспортного средства. Проведение испытания работы тормозной системы и измерение параметров рабочих процессов, связанных с системой и ее механизмами, позволяет определить характеристику рабочих процессов, протекающих в тормозном приводе.

В ходе испытания эффективности работы тормозной системы, установленной на автомобиле, проверяется ее соответствие требованиям, предъявляемым к данному типу тормозной системы. Стендовые испытания проводятся, чаще всего, на роликовом силовом стенде, который позволяет измерить нагрузку, приходящуюся на установленную на роликовую установку колесную ось автомобиля, проходящего измерение работы тормозной системы. Перед испытанием роликовый силовой тормозной стенд диагностической линии Sherpa Autodiagnostik AST-10,0-Top выполняет прокрутку колес исследуемой оси автомобиля, что дает возможность исследовать и проверить работоспособность тормозных механизмов на отсутствие заеданий и повышенного сопротивления качению со стороны тормозного механизма при его неисправности. Наличие неисправного механизма снижает эффективность работы тормозной системы и вызывает повышенный износ тормозных колодок и перегрев тормозного диска, что может приводить к неравномерному износу и биению в парах трения тормозного механизма.

Перед испытанием тормозной системы были проверены элементы подвески и работоспособность амортизаторов каждой испытуемой оси автомобиля (рис. 1).

Рис. 1. Автомобиль Daewoo Matiz на стенде для проверки амортизаторов и результаты проверки работоспособности амортизаторов

По результатам проверки амортизаторы являются исправными, что должно обеспечить их надлежащую работу при проведении стендовых и ходовых испытаний тормозной системы. Результаты измерения работы тормозных механизмов передней и задней оси автомобиля Daewoo Matiz на роликовом силовом стенде диагностической линии Sherpa Autodiagnostik AST-10,0-Top представлены на рис. 2 и 3.

Рис. 2. Автомобиль Daewoo Matiz на роликовом силовом стенде диагностической линии Sherpa Autodiagnostik AST-10,0-Top и результаты измерений работы тормозных механизмов передней оси

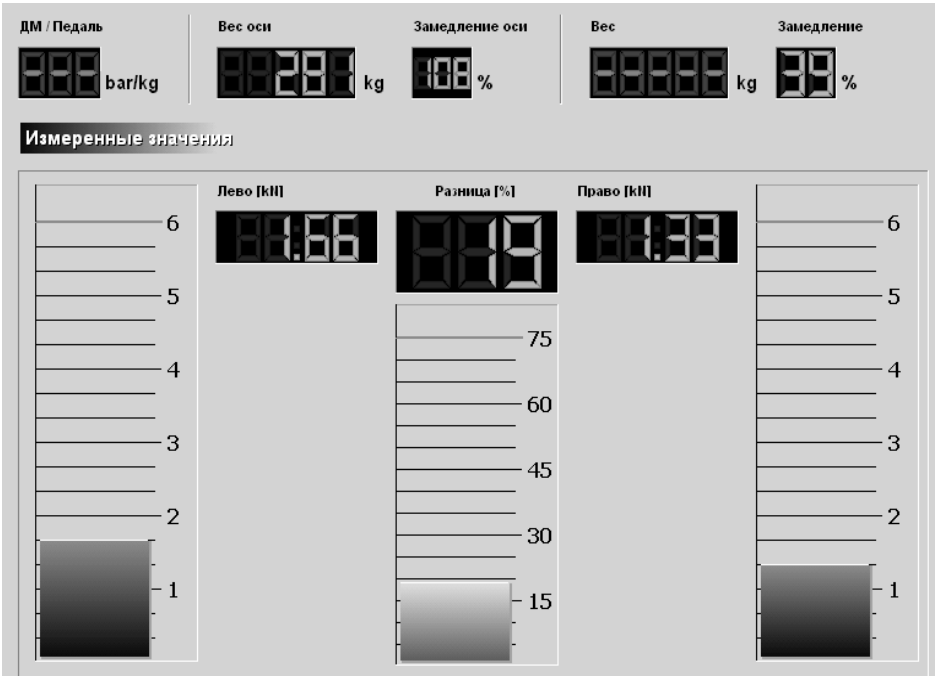

Рис. 3. Результаты измерения работы тормозных механизмов задней оси автомобиля Daewoo Matiz на роликовом силовом стенде диагностической линии Sherpa Autodiagnostik AST-10,0-Top

С целью создания методов повышения эффективности работы гидравлической тормозной системы легкового автомобиля были проведены стендовые и ходовые испытания тормозной системы автомобиля на примере Daewoo Matiz с установленной гидравлической тормозной системой с вакуумным усилителем тормозов, без системы АБС. На автомобиле Daewoo Matiz передние тормозные механизмы однопоршневые дисковые с подвижной скобой, задние тормозные механизмы барабанного типа.

Вначале были выполнены испытания работы тормозных механизмов на роликовом силовом тормозном стенде диагностической линии Sherpa Autodiagnostik AST-10,0-Top.

По результатам проведения стендовых испытаний выявили работоспособное и исправное состояние всех рабочих механизмов автомобиля Daewoo Matiz, в том числе отсутствие дефектов в работе тормозных механизмов и необходимости в их обслуживании или ремонте.

После стендовых испытаний были проведены ходовые испытания эффективности работы тормозной системы и механизмов автомобиля Daewoo Matiz. С этой целью применялся прибор «Эффект-02» (приборы для определения ускорения замедления) (рис. 4 и 5).

В процессе ходовых испытаний работы тормозной системы, установленной на автомобиле Daewoo Matiz, все действия выполнялись согласно методу дорожных испытаний, изложенному в ГОСТ Р 51709–2001. Тормозная диаграмма автомобиля по ГОСТ Р 51709–2001 представлена на рис. 6.

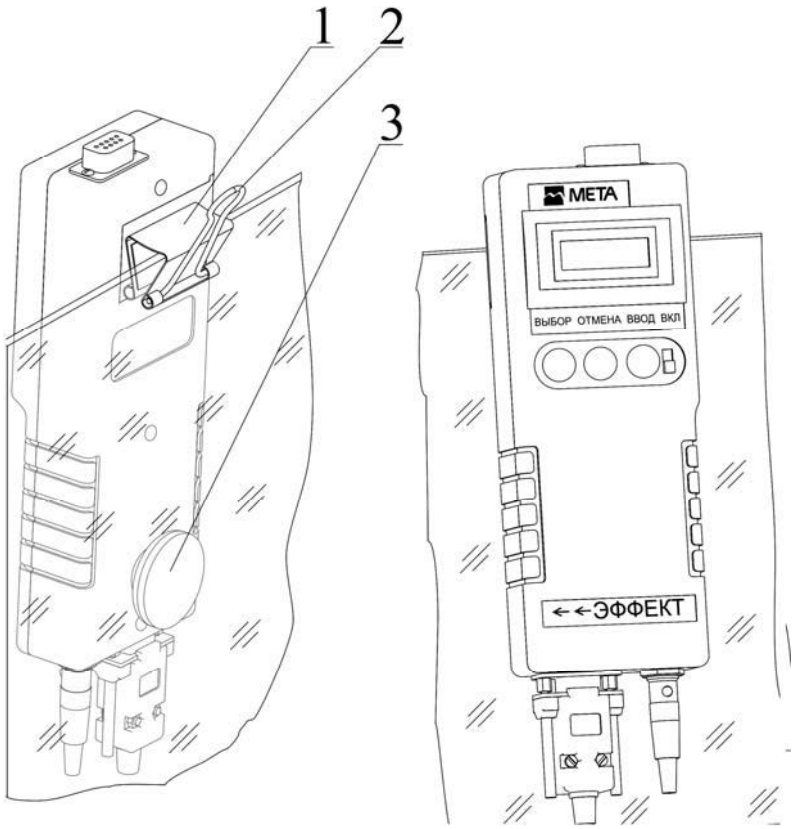

Рис. 4. Схема монтажа измерительного прибора «Эффект-02»: 1 – фиксатор; 2 – ручка фиксатора; 3 – присоска для вертикальной фиксации прибора

Рис. 5. Расположение измерительного прибора «Эффект-02» на автомобиле Daewoo Matiz: 1 – измерительный блок прибора «Эффект-02»; 2 – независимый источник питания прибора; 3 – датчик измерения момента и усилия нажатия на педаль тормоза

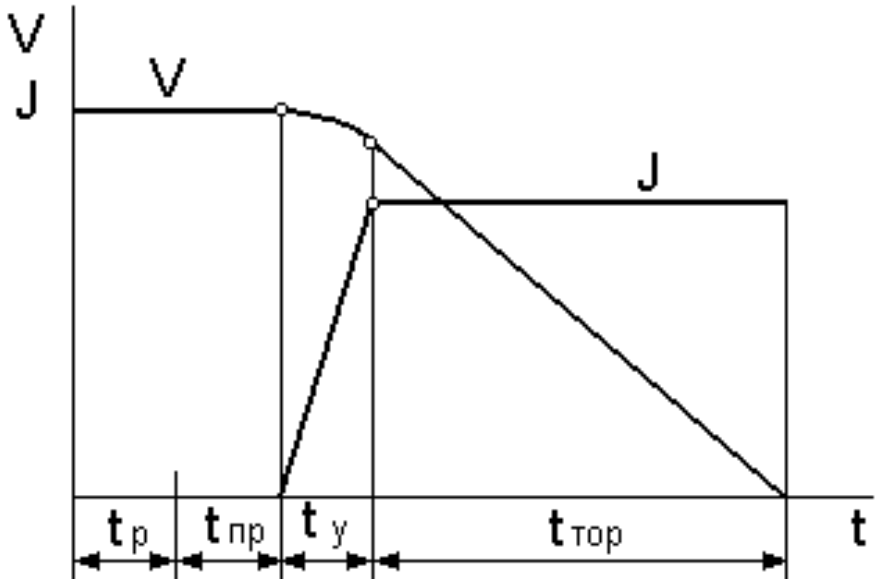

Рис. 6. Тормозная диаграмма автомобиля

$t_р$ – время реакции водителя, $t_р$ = 0,4…1,5 с;

$t_{пр}$ – время срабатывания гидравлического тормозного привода;

$t_у$ –время увеличения замедления гидравлического привода;

$t_{тор}$ – время торможения.

В соответствии с ГОСТ Р 51709–2001 при дорожных испытаниях требуется определить установившееся замедление $J_{уст}$, пиковое значение усилия нажатия на педаль тормозной системы автомобиля $P_{пм}$, длину тормозного пути St, пройденного автомобилем после срабатывания тормозной системы, время срабатывания тормозной системы $t_{ср}$, начальную скорость торможения V_0 и линейное отклонение транспортного средства при торможении в ходе испытаний.

Дорожные испытания проводились на прямолинейном, ровном горизонтальном асфальтированном участке, не имеющем на поверхности масла и сыпучих материалов.

Торможение рабочей тормозной системой в процессе испытаний осуществлялось в экстренном режиме вплоть до полной остановки автомобиля, нажатие на педаль производилось одним действием с максимальным усилием с последующим удержанием нагрузки на педали до полной остановки легкового автомобиля. Рулевое колесо в процессе проведения испытания рабочей тормозной системы удерживалось прямо, обеспечивая движение по прямолинейной траектории на протяжении всего движения автомобиля. При дорожных испытаниях в процессе торможения корректировка траектории движения автомобиля не допускается согласно методике испытаний.

Основными показателями эффективности торможения при ходовых испытаниях являются значения величины установившегося замедления в процессе торможения автомобиля и тормозного пути. Значение линейного отклонения автомобиля от траектории движения относится к показателям устойчивости в процессе торможения.

Ходовые испытания проводились серией из пяти поездок с одинаковой начальной скоростью и остальными исходными параметрами проведения испытаний.

При исследовании эффективности работы тормозной системы автомобиля Daewoo Matiz испытания проводились с рабочим вакуумным тормозным усилителем и с отключенным тормозным усилителем при начальной скорости торможения 40, 50 и 60 км/ч. Автомобиль Daewoo Matiz, подготовленный к дорожным испытаниям эффективности работы тормозной системы, представлен на рис. 7.

Показатели эффективности работы тормозной системы также исследовались с помощью системы сбора данных с подключенными тензометрическими датчиками сжатия и блоком обработки информации.

В ходе испытаний работы тормозного дискового механизма, установленного на автомобиле Daewoo Matiz, использовалась система сбора и обработки информации, позволяющая выполнять измерения с большого количества различных датчиков и выводить их программную среду с построением графических зависимостей от времени. Данные со всех источников информации при проведении измерений синхронизированы по времени (рис. 8).

Измерения выполнялись с учетом требований по монтажу используемых датчиков (рис. 9). С целью получения зависимости изменения давления в рабочем контуре дополнительно производились измерения диаметра тормозного цилиндра скобы, устанавливаемой на автомобиль Daewoo Matiz.

Все измерения выполнялись сериями по пять повторных испытаний с учетом различных начальных условий торможения. Испытания проводились для условий с рабочим и отключенным вакуумным усилителем, установленным в тормозной системе.

Рис. 7. Автомобиль Daewoo Matiz, подготовленный к проведению дорожных испытаний эффективности работы тормозной системы на учебно-лабораторном полигоне кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Белорусско-Российского университета: 1 – прибор «Эффект-02»; 2 – АКБ прибора «Эффект-02»; 3 – водитель-испытатель; 4 – автомобиль Daewoo Matiz

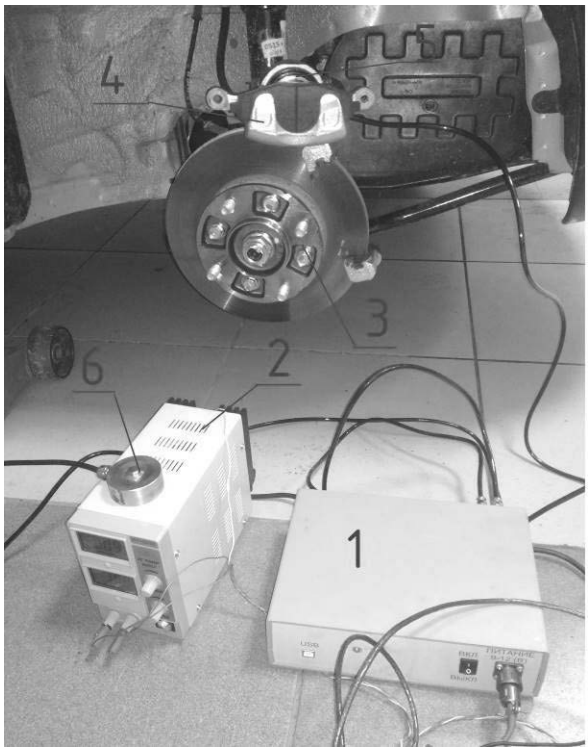

Рис. 8. Система сбора и обработки информации для исследования сил, возникающих в тормозном механизме автомобиля: 1 – блок сбора и обработки сигналов; 2 – лабораторный источник питания; 3 – ступица автомобиля; 4 – тормозная скоба дискового механизма; 5, 6 – тензометрический датчик усилия сжатия

а) *б*)

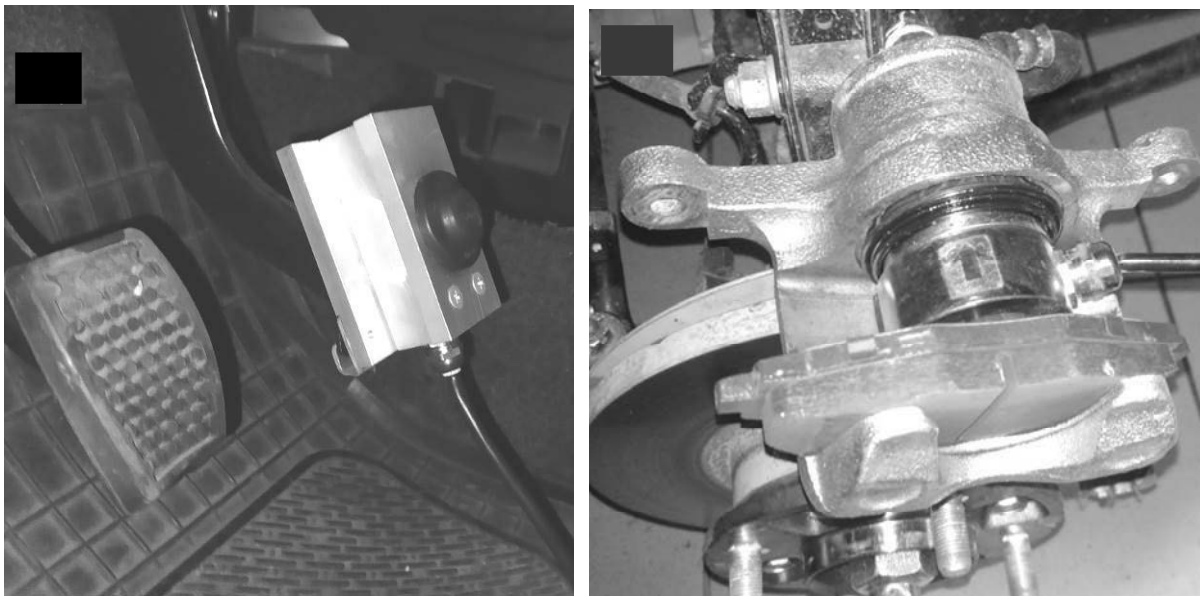

Рис. 9. Расположение датчиков измерения усилия прижатия тормозных колодок к тормозному диску в автомобиле Daewoo Matiz: *а* – расположение датчика усилия воздействия на педаль тормоза; *б* – расположение датчика измерения усилия прижатия тормозных колодок к диску на передней оси

По результатам проведенных измерений с применением системы сбора и обработки информации при установке датчиков на педали тормозной системы и на цилиндре тормозной скобы были получены данные в числовом и графическом виде (рис. 10).

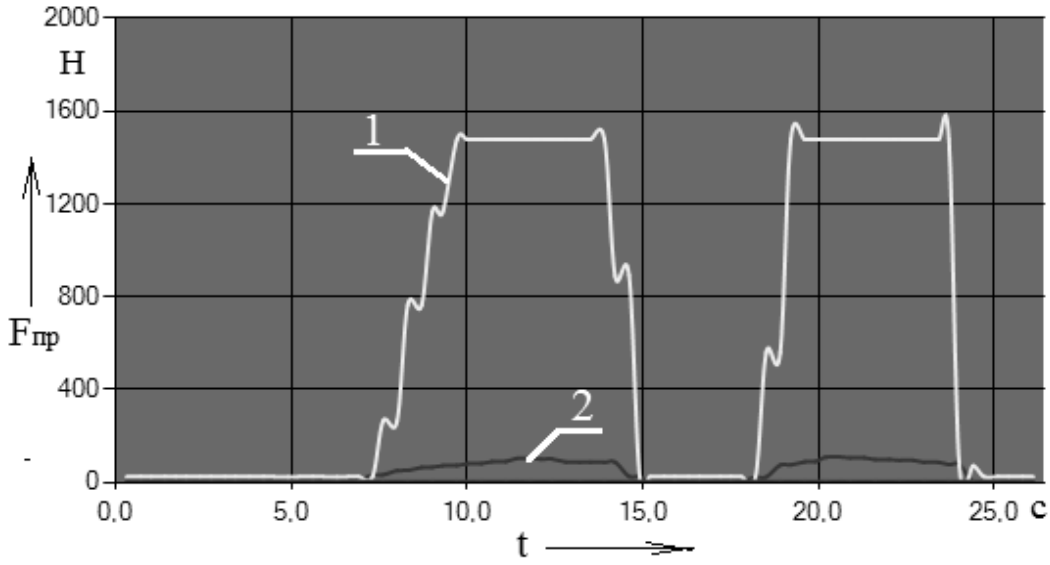

Рис. 10. График силы прижатия тормозных колодок к диску в тормозном механизме при воздействии на педаль тормозной системы: 1 – график силы прижатия тормозных колодок к диску; 2 – усилие нажатия на педаль тормоза

Полученные графические зависимости сил, действующих в тормозном механизме, от величины усилия, приложенного к педали тормоза, позволяют определить время срабатывания тормозного привода и рассчитать параметры остальных элементов тормозной системы.

Выводы

Исследована эффективность работы тормозной системы автомобиля Daewoo Matiz путем проведения стендовых и ходовых испытаний. Разработана система сбора и обработки информации, которая позволяет выполнять различные виды измерений для снятия данных о силах, действующих в тормозной системе и тормозных механизмах. Это дает возможность проводить испытания, максимально приближенные к требуемым, для выявления путей повышения эффективности работы тормозной системы и ее механизмов, дальнейшего исследования полученных данных и зависимостей с целью последующего сравнения с расчетными значениями и данными работы усовершенствованных конструкций тормозных систем, устанавливаемых на автомобили и другие транспортные средства.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.]; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 346 с.: ил.

2. **ГОСТ 51709–2001.** Автотранспортные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки. – Москва: Стандартинформ, 2010. – 37 с.

3. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.]; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 346 с.: ил.

4. **Косенков, А. В.** Устройство тормозных систем иномарок и отечественных автомобилей / А. В. Косенков. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2003. – 224 с.: ил.

5. Автомобильный справочник: пер. с англ. / Robert Bosch GmbH. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: За рулем, 2004. – 992 с.: ил.

6. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа: монография / В. А. Ким. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.

7. Управление движением колесных машин / С. Н. Поддубко [и др.]; под ред. И. С. Сазонова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2018. – 510 с.: ил.

Статья сдана в редакцию 8 февраля 2023 года

Александр Сергеевич Мельников, канд. техн. наук, доц. Белорусско-Российский университет. E-mail: f_av@bru.by.
Михаил Леонидович Петренко, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: petrenkoamf@gmail.com.
Ольга Александровна Пономарева, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: tea@bru.by.
Артем Александрович Мельников, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: artem.melnikov502@gmail.com.

Aleksandr Sergeyevich Melnikov, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: f_av@bru.by.
Mikhail Leonidovich Petrenko, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: petrenkoamf@gmail.com.
Olga Aleksandrovna Ponomareva, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: tea@bru.by.
Artem Aleksandrovich Melnikov, post-graduate student, Belarusian-Russian University. E-mail: artem.melnikov502@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_31

УДК 621.83.06

А. Н. Моисеенко

ОЦЕНКА КПД И ДИНАМИЧЕСКОЙ УРАВНОВЕШЕННОСТИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

A. N. Moiseenko

ESTIMATION OF EFFICIENCY AND DYNAMIC BALANCE OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

Аннотация

В статье исследуются КПД и уравновешенность сферических роликовых передач на основе теоретических зависимостей и результатов компьютерного моделирования. Рассмотрена конструкция передачи, в которой два ряда роликов, установленных на сателлите, взаимодействуют с остановленным и ведомым плоскими центральными колесами. Кинематическим аналогом выступают планетарные зубчатые передачи с двухрядным сателлитом, контактирующим с остановленным и ведомым центральными колесами. Сферическая роликовая передача позволяет получать большие передаточные отношения при малых габаритах редуктора. Разработана компьютерная модель передачи в системе NX, приводятся результаты исследований КПД в зависимости от приведенного коэффициента трения. Рассмотрены алгоритмы статического и динамического уравновешивания сферической роликовой передачи. Приведена конструктивная схема редуктора для промышленного использования.

Ключевые слова:

редуктор, сферическая роликовая передача, прецессионная передача, нутационный привод, компьютерная модель, симуляция движения, КПД.

Для цитирования:

Моисеенко, А. Н. Оценка КПД и динамической уравновешенности сферической роликовой передачи / А. Н. Моисеенко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 31–40.

Abstract

The article examines the efficiency and technical characteristics of spherical roller transmissions based on theoretical dependencies and computer simulation results. The design of the transmission is considered, in which two rows of rollers mounted on the satellite interact with the stopped and driven central wheels. Its kinematic analogue is the planetary gear with a double-row satellite, which is in contact with the stopped and driven central wheels. The spherical roller transmission makes it possible to obtain large gear ratios with small dimensions of the reducer. A computer model of the transmission in the NX system has been developed, and the results of studies of the efficiency depending on the reduced friction coefficient are presented. The algorithms for static and dynamic balancing of the spherical roller transmission are considered. The design scheme of the reducer for industrial use is given.

Keywords:

speed reducer, spherical roller transmission, precession transmission, nutation drive, computer model, motion simulation, efficiency.

For citation:

Moiseenko, A. N. Estimation of efficiency and dynamic balance of spherical roller transmission / A. N. Moiseenko // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 31–40.

© Моисеенко А. Н., 2023

Введение и постановка задачи

Сферические роликовые передачи (СРП) могут применятся в низкооборотных электромеханических приводах, где требуется обеспечить значительную редукцию скорости вращения вала двигателя при малых габаритах привода [1]. СРП являются инновационной разработкой и по техническим характеристикам могут конкурировать с червячными, планетарными зубчатыми и волновыми передачами, которые также имеют большие передаточные отношения. Разработан ряд конструктивных схем СРП и изготовлено более десятка экспериментальных образцов редукторов с диапазоном передаточных отношений 16…105, в которых сателлит содержит два коаксиальных ряда роликов [2]. Для снижения радиальных габаритов разработана конструкция передачи с осевым смещением рядов роликов относительно средней плоскости сателлита, перпендикулярной его оси. Сателлит совершает не плоское, а сферическое движение, поэтому он более уравновешен по сравнению с эксцентрично устанавливаемыми сателлитами планетарных механизмов, что доказано исследователями передач аналогичного (сферического) типа, называемых также прецессионными, осциллирующими или нутационными [3, 4]. Требования, предъявляемые к современным высоконагруженным и высокоскоростным приводам, диктуют необходимость полного уравновешивания редукторных механизмов, а также повышение их технического уровня [5]. Важнейшей характеристикой энергоэффективности и качества передачи является КПД. Он определяется экспериментально, но оценить КПД на стадии проектирования также очень важно. Аналитические модели [6] могут успешно дополняться результатами компьютерного моделирования. В соответствии с этим целями исследований являлись оценка КПД СРП на основе результатов компьютерного моделирования и разработка алгоритмов повышения уравновешенности редукторов.

Параметры компьютерной модели СРП

Кинематическим аналогом СРП выступают планетарные зубчатые передачи с двухвенцовым сателлитом с двумя внутренними зацеплениями, поэтому для определения передаточного отношения используются одинаковые формулы. В СРП роль чисел зубьев центральных колес выполняют числа периодов (выступов) кулачковых поверхностей плоских колес, а чисел зубьев венцов сателлита – числа роликов в двух рядах. Оси роликов расположены на конических поверхностях, поэтому зацепление является плоскоконическим. В процессе работы СРП сателлит совершает сферическое движение, а траектории любой точки сателлита или роликов (кроме неподвижной) лежат на сферических поверхностях.

Компьютерная модель СРП с двухрядным сателлитом и передаточным отношением $i = 55$, разработанная в системе NX [7], показана на рис. 1, *а*. На наклоненном участке (кривошипе) ведущего вала *1* установлен сателлит *4* с двумя рядами роликов, один из которых взаимодействует с ведомым центральным колесом *2*, второй – с остановленным центральным колесом *3*.

В модели установлены три вращательных шарнира (рис. 1, *б*), обеспечивающих возможность поворота ведущего вала и ведомого колеса относительно стойки (Rt_1 и Rt_2 соответственно) и сателлита относительно кривошипа ведущего вала Rt_3. В шарнире Rt_1 задан драйвер Dr_1, моделирующий вращение ведущего вала с постоянной угловой скоростью $2 \cdot \pi$ рад/с.

Неподвижное центральное колесо остановлено с помощью фиксирующего шарнира Fx_1. Между сателлитом и кулачками установлены 3D-контакты (C_1 и C_2 соответственно) со следующи-

ми параметрами: экспоненциальный коэффициент силы – *2*, коэффициент демпфирования материала – 10 Н·с/мм, величина допустимого взаимопроникновения поверхностей – 0,01 мм.

а) *б*)

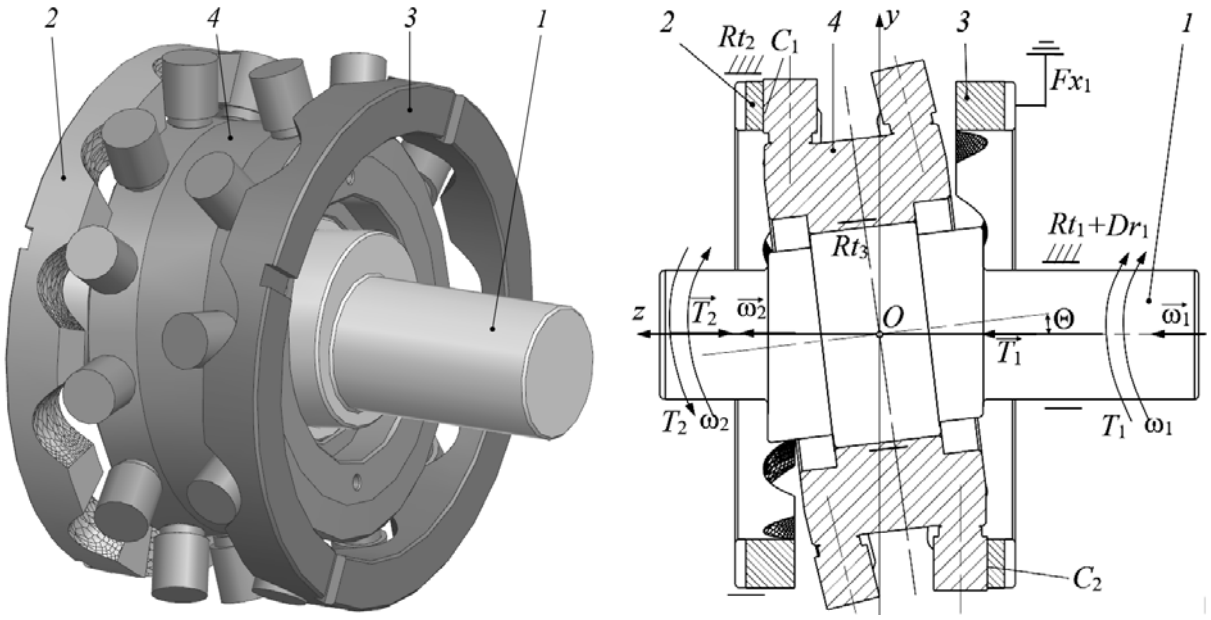

Рис. 1. Модель СРП с двухрядным сателлитом: *а* – общий вид; *б* – с обозначением шарниров, контактов и нагрузок

К ведомому центральному колесу приложен векторный момент, модуль которого равен $T_2 = 50$ Н·м. Вектор направлен вдоль оси вращения *Oz* в сторону, обратную вектору угловой скорости вращения этого кулачка (момент сопротивления). Алгоритмом исследований предполагалось определение момента на ведущем валу T_1 для того, чтобы далее вычислить средний КПД передачи по формуле $\eta = T_2/(T_1 \cdot i)$, предполагая, что скорости вращения валов постоянны.

При исследовании модели изменялся коэффициент трения f и коэффициент сцепления f_c, которые являются параметрами 3D-контактов при постоянных скоростях скольжения 0,1 мм/с и относительного перемещения при сцеплении 0,01 мм/с.

Так как для упрощения модели ролики, установленные в отверстиях сателлита, проектировались неподвижными, сниженные значения коэффициента трения учитывали возможность качения роликов по поверхностям кулачков. Принималось $f = 0{,}02$ ($f_c = 0{,}03$), ранее подтвержденное экспериментально для передач с промежуточными телами качения [8].

Исследование КПД СРП

Полученные значения момента T_2 в течение двухсекундной симуляции в модуле Motion Simulation системы NX показаны на рис. 2. Среднее значение КПД при среднем значении момента $T_1 = 1{,}2$ Н·м (пунктирная линия) составило 0,76, что приблизительно соответствует и даже превышает КПД червячных передач при данном передаточном

отношении.

При возрастании приведенного коэффициента трения в 5 раз до значения $f = 0{,}10$ и трехсекундной симуляции изменение момента T_1 показано на рис. 3.

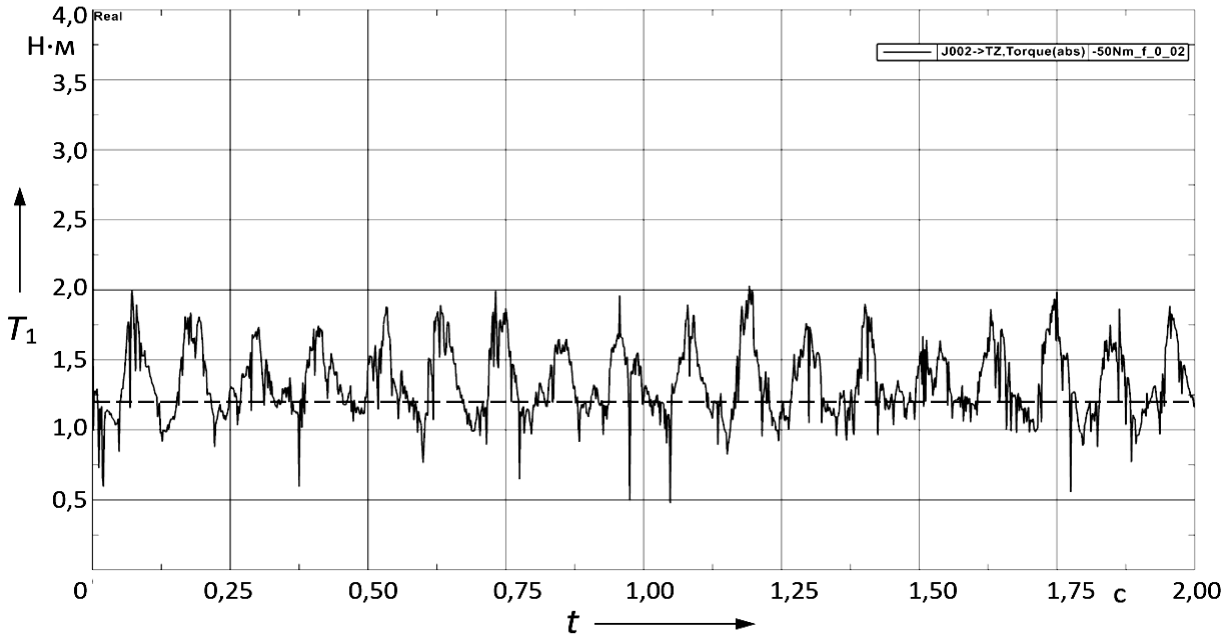

Рис. 2. Изменение момента на ведущем валу T_1 при $f = 0{,}02$

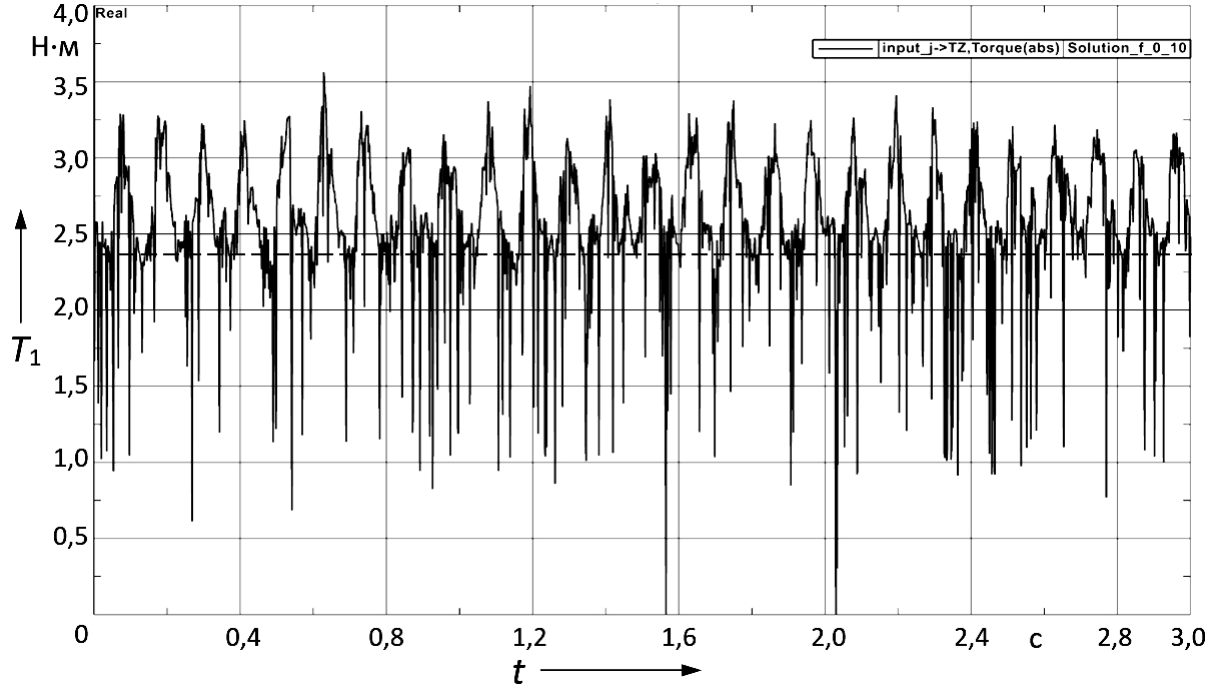

Рис. 3. Изменение момента на ведущем валу T_1 при $f = 0{,}10$

Среднее значение момента на ведущем валу в этом случае составило $T_1 = 2{,}37$ Н·м. Средний КПД при этом равен 0,384. Отмечается также увеличение амплитуды динамических нагрузок, которое можно оценить как 1,2 Н·м. Аплитуду на рис. 2 при этом можно приблизительно определить как 0,4 Н·м.

Исследуем влияние приведенного коэффициента трения. Последовательно изменяя коэффициент трения f (коэффициент сцепления при этом принимался равным $f_c = f + 0{,}01$), получили набор данных, показанный маркерами на рис. 4.

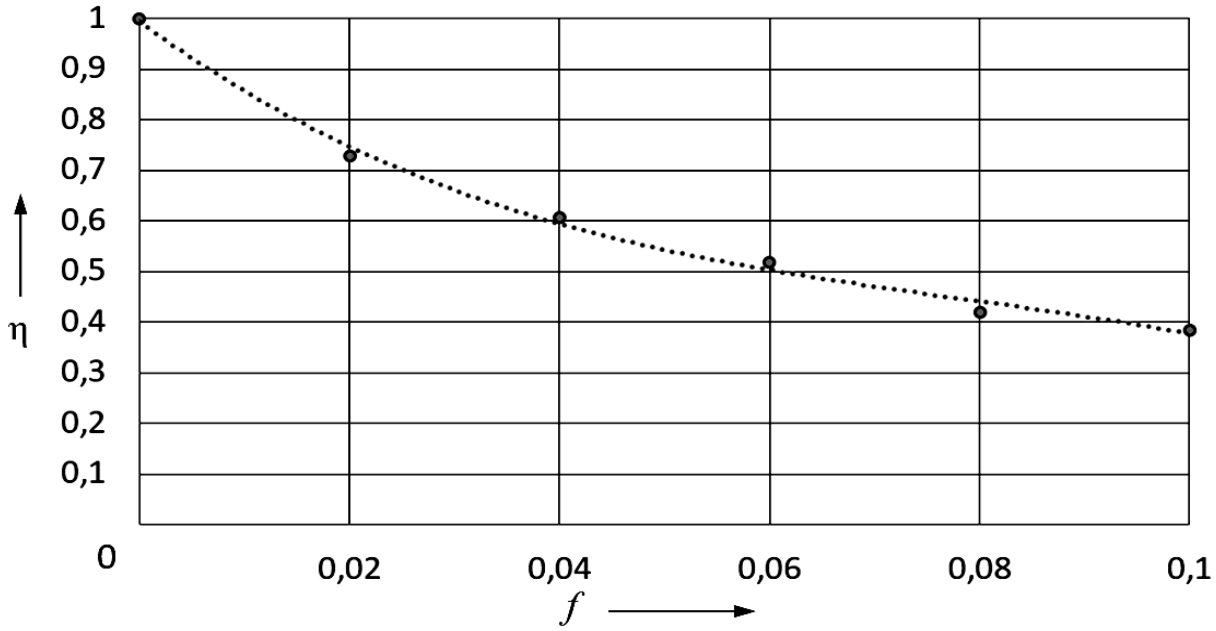

Рис. 4. Зависимость КПД СРП от коэффициента трения

Зависмость КПД от приведенного коэффициента трения была аппроксимирована полиномиальной (третьей степени) линией тренда. При увеличении коэффициента трения от $f = 0{,}02$ до $f = 0{,}10$ КПД СРП снизился на 49,5 %.

Уравновешивание сателлита СРП

Для оценки уравновешенности сателлита была разработана еще одна модель СРП (рис. 5, *а*). Сателлит в процессе работы передачи, как отмечалось ранее, совершает сферическое движение относительно центра O. Из-за разного количества роликов в левом и правом рядах центр масс сателлита смещается вдоль его центральной оси симметрии z' в точку O', что приводит к появлению эксцентриситета k относительно оси передачи z и возникновению дисбаланса (рис. 5, *б*). Оценим эту неуравновешенность численно применительно к исследуемой ранее передаче с передаточным отношением $i = 55$. Предположим, что все ролики имеют одинаковые размеры и массу, ось симметрии сателлита проходит через неподвижную точку O. Из проекции уравнения для определения положения центра масс сателлита на ось z' получим выражение для определения искомой координаты в системе $z'Oy'$:

$$z_{O'} = \frac{1}{M} \cdot \sum_{i=1}^{n_{s2}+n_{s3}} m_s \cdot z_{si} =$$

$$= \frac{m_s \cdot (n_{s2} - n_{s1}) \cdot l_1}{M}, \qquad (1)$$

где M – масса сателлита с роликами; n_{s2}, n_{s3} – количество роликов левого и правого рядов соответственно; m_s – масса одного ролика; l_1 – расстояния от точки O до центров масс рядов роликов; z_{si} – расстояние от центра масс i-го ролика до точки O.

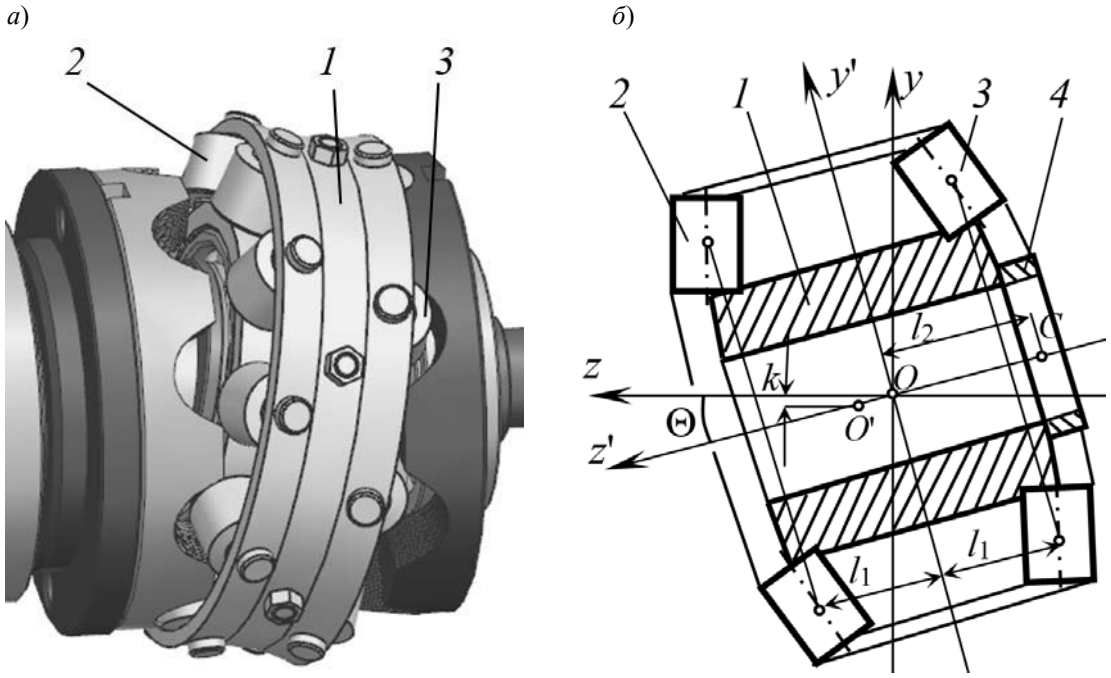

Рис. 5. Компьютерная модель (*а*) и схема (*б*) сателлита, устанавливаемого на эксцентрик ведущего вала СРП: *1* – сателлит; *2* – ролики левого ряда; *3* – ролики правого ряда; *4* – уравновешивающий груз

Статическая уравновешенность системы возможна при равенстве нулю числителя в правой части уравнения (1). Это возможно при равенстве чисел роликов в рядах либо при добавлении уравновешивающей массы. Из формулы (1)

$$m_4 \cdot l_2 = \left(n_{s2} - n_{s3}\right) \cdot l_1 \cdot m_s , \qquad (2)$$

где m_4 – масса уравновешивающего груза; l_2 – расстояние от точки O до центра масс груза *4*.

В левой части выражения (2) имеем две переменные, значениями которых можем варьировать. Приняв из конструктивных соображений заданным расстояние $l_2 = OC$, получим необходимую массу уравновешивающего груза *4* (см. рис. 5, *б*), что позволяет провести статическую балансировку сателлита.

Рассмотрим численный пример. Масса сателлита без груза *4* составляет $M = 0{,}2013$ кг, угол $\Theta = 11{,}5$ град. Число роликов в рядах $n_{s2} = 10$ и $n_{s3} = 8$, масса одного ролика (с учетом оси, стопора и втулки) составляет $m_s = 0{,}0053$ кг. При расстоянии $l_1 = 7$ мм эксцентриситет k, равный $(n_{s2} - n_{s3}) \cdot m_s \cdot \cos(\Theta) \cdot l_1 / M$, составит всего 0,369 мм. Однако следует учесть, что при частоте вращения ведущего вала 3000 мин$^{-1}$ главный вектор сил инерции сателлита может достигать 36,4 Н. При установленном расстоянии $l_2 = 12$ мм необходимая масса уравновешивающего груза равна $m_4 = 0{,}0062$ кг.

При высоких частотах вращения статическое уравновешивание передачи не всегда является достаточным. Рассмотрим алгоритм динамического уравновешивания ведущего вала сферической роликовой передачи (СРП) с са-

теллитом. Схема дисбалансов показана на рис. 6. За плоскости исправления примем плоскости I и II, проходящие через середины косых шайб с большей стороны. Система «сателлит – подшипник – эксцентрик – косые шайбы» условно разделяется на две части плоскостью III. Каждая из частей имеет массу M_1 и M_2 соответственно, образуя двухмассовую динамическую модель.

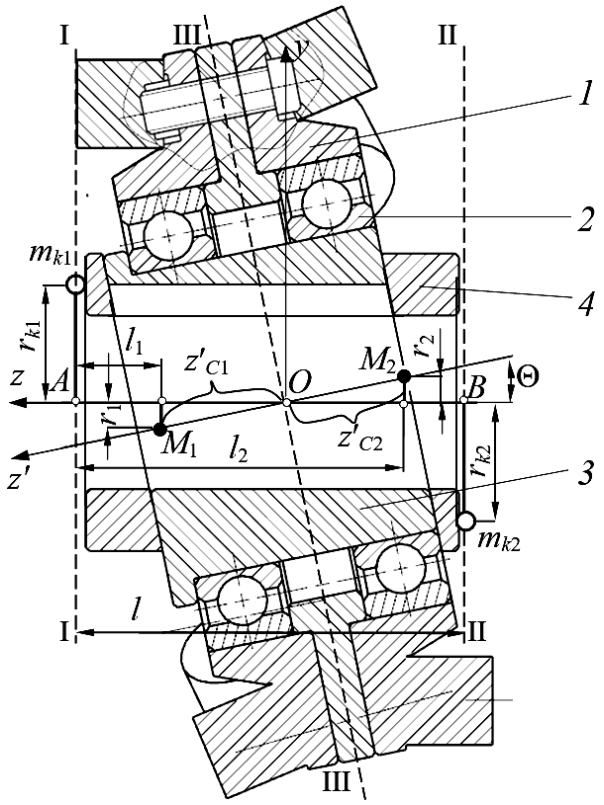

Рис. 6. План дисбалансов и моментов дисбалансов системы: *1* – сборный сателлит с роликами; *2* – подшипники; *3* – эксцентрик; *4* – косые шайбы

Массы M_1 и M_2 сосредоточены в соответствующих центрах масс подсистем. Система вращается относительно оси *z*, массы смещены относительно оси и образуют дисбалансы. Дисбалансы и корректирующие массы m_{k1} и m_{k2} будут находится в одной плоскости *yOz*, проходящей через крайние точки эксцентрика вдоль оси вращения.

Задача уравновешивания системы решается с помощью двух уравнений: векторного уравнения статических дисбалансов и векторного уравнения моментов дисбалансов системы. Так как все массы располагаются в одной плоскости, векторные уравнения преобразуются в скалярные.

Из уравнения моментов относительно оси, перпендикулярной плоскости (точки *A*),

$$m_{k2} \cdot r_{k2} = \frac{M_2 \cdot r_2 \cdot l_2 - M_1 \cdot r_1 \cdot l_1}{l}. \quad (3)$$

Из уравнения статических дисбалансов

$$m_{k1} \cdot r_{k1} = M_1 \cdot r_1 - M_2 \cdot r_2 + m_{k2} \cdot r_{k2} =$$

$$= M_1 \cdot r_1 - M_2 \cdot r_2 + \frac{M_2 \cdot r_2 \cdot l_2 - M_1 \cdot r_1 \cdot l_1}{l}. \quad (4)$$

Для определения произведения $m_{k1} \cdot r_{k1}$ можно воспользоваться уравнением моментов дисбалансов относительно точки B. В этом случае

$$m_{k1} \cdot r_{k1} = \frac{M_1 \cdot r_1 \cdot (l - l_1) - M_2 \cdot r_2 \cdot (l - l_2)}{l}. \quad (5)$$

На стадии проектирования практически задача решается с помощью компьютерной модели системы, разработанной в одной из САПР (например, NX). Моделируется сборка элементов, показанных на рис. 6. Каждой модели элементов назначается материал с соответствующей плотностью. Далее сборка разбивается на две подсистемы с разделением по плоскости III. В NX определяются массы M_1 и M_2 каждой из подсистем и положение их центра масс z'_{C1} и z'_{C2} относительно плоскости III. Эксцентрик и две косые шайбы проектируются таким образом, чтобы общий центр масс этих трех деталей находился в центре сферического движения O. Система сателлит и подшипники имеют симметрию относительно оси z', поэтому центры масс обеих подсистем с массами M_1 и M_2 будут находиться на этой оси.

Корректирующие массы устанавливаем на косые шайбы. Так как они проектируются одинаковыми, то расстояния r_{k1} и r_{k2} будут равны $r_k = r_{k1} + r_{k2}$ и определятся исходя из конкретной конструкции передачи. Таким образом, задача динамического уравновешивания сводится к определению величин корректирующих масс по следующим формулам:

$$m_{k2} = \frac{\left(M_2 \cdot z'_{C2} \cdot \left(0{,}5 \cdot l + z'_{C2} \cdot \cos(\Theta)\right) - M_1 \cdot z'_{C1} \cdot \left(0{,}5 \cdot l - z'_{C1} \cdot \cos(\Theta)\right)\right) \cdot \operatorname{tg}(\Theta)}{l \cdot r_k}; \quad (6)$$

$$m_{k1} = \frac{\left(M_1 \cdot z'_{C1} \cdot \left(0{,}5 \cdot l + z'_{C1} \cdot \cos(\Theta)\right) - M_2 \cdot z'_{C2} \cdot \left(0{,}5 \cdot l - z'_{C2} \cdot \cos(\Theta)\right)\right) \cdot \operatorname{tg}(\Theta)}{l \cdot r_k}. \quad (7)$$

После преобразований получим

$$m_{k1} = \frac{1}{r_k} \cdot \left(M_1 \cdot z'_{C1} - M_2 \cdot z'_{C2}\right) \cdot \operatorname{tg}(\Theta) + \frac{1}{r_k \cdot l} \cdot \left(M_1 \cdot z'^2_{C1} + M_2 \cdot z'^2_{C2}\right) \cdot \sin(\Theta); \quad (8)$$

$$m_{k2} = \frac{1}{r_k} \cdot \left(M_2 \cdot z'_{C2} - M_1 \cdot z'_{C1}\right) \cdot \operatorname{tg}(\Theta) + \frac{1}{r_k \cdot l} \cdot \left(M_1 \cdot z'^2_{C1} - M_2 \cdot z'^2_{C2}\right) \cdot \sin(\Theta). \quad (9)$$

Рассмотрим численный пример – ранее рассмотренную передачу с параметрами: $M_1 = 0{,}1$ кг; $M_2 = 0{,}1013$ кг; $\Theta = 6/30$ рад ($\approx 11{,}5$ град); $l = 20$ мм; $z'_{C1} = 5$ мм; $z'_{C2} = 6$ мм; $r_k = 10$ мм. Величина корректирующих масс составила $m_{k1} = 3{,}921$ г, $m_{k2} = 8{,}291$ г.

Конструкция редукторного узла для мотор-редуктора

СРП может применяться для приводов с ручным и электрическим приводом, в том числе для средств механизации [9, 10]. На рис. 7 показана конструкционная схема механического узла мотор-редуктора с передаточным отношением 55. Наклон кривошипа ведущего вала обеспечен установкой на него эксцентрика. Особенностью конструкции сателлита также является использование наружного сепаратора. Он не передает нагрузку и предназначен только для обеспечения стопорения роликов в радиальном направлении, т. к. в процессе работы на ролики и оси действуют

центробежные силы. Сепаратор изготовляется из пластика на 3D-принтере и собирается из двух половин.

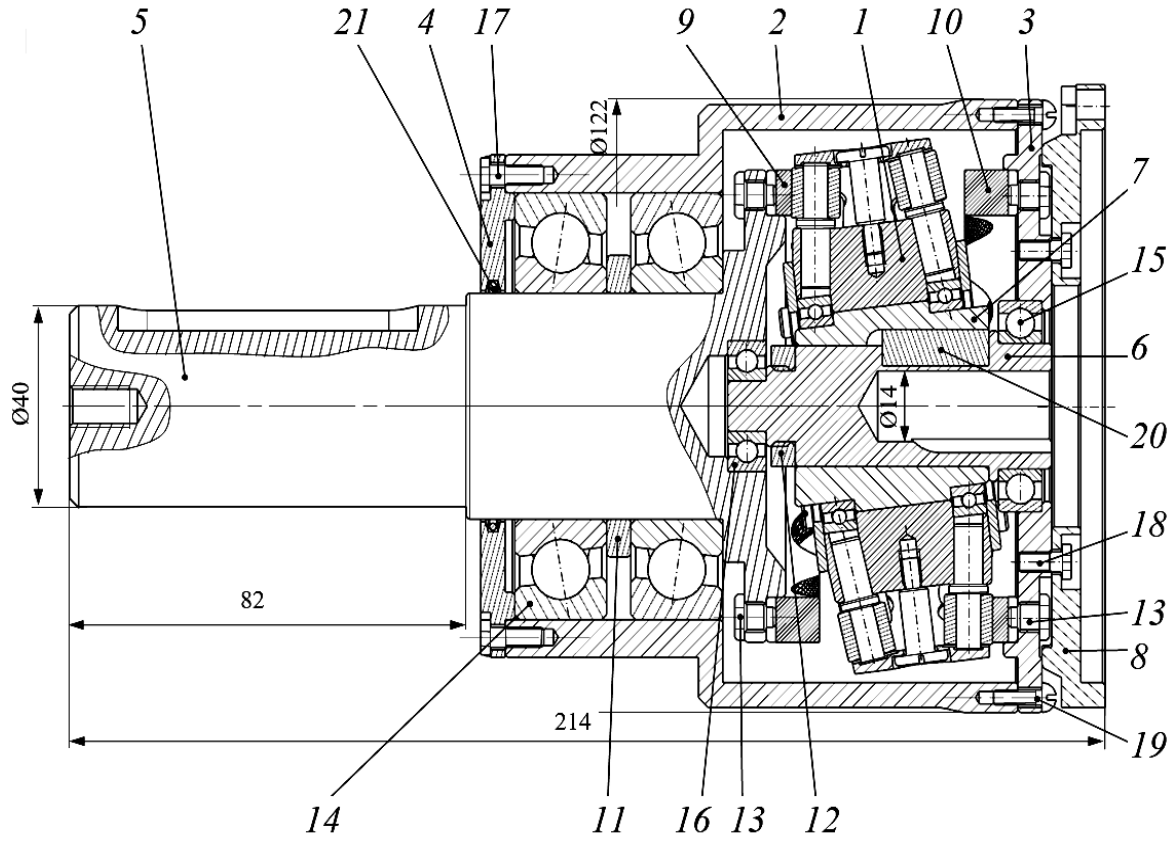

Рис. 7. Общий вид редуктора с СРП с двухрядным сателлитом: *1* – сателлит; *2* – корпус; *3, 4, 8* – крышки; *5* – ведомый вал; *6* – ведущий вал; *7* – эксцентрик; *9*, *10* – ведомое и остановленное центральные колеса; *11* – кольцо; *12* – гайка; *13* – регулировочный винт; *14–16* – подшипники качения; *17–19* – винты; *20* – шпонка; *21* – уплотнение

Редукторный узел спроектирован для установки на двигатель марки АИР63А6У3 мощностью 0,18 кВт и синхронной частотой вращения ведущего вала 860 об/мин.

Заключение

Разработана модель плоскоконического роликового зацепления, которая по результатам виртуальных испытаний в системе NX позволила установить экспоненциальную зависимость КПД исследуемой передачи от приведенного коэффициента трения *f*. Увеличение *f* от нуля до 0,01 приводит к падению КПД на 60 %. Установлено, что повышение коэффициента трения не только снижает КПД, но и увеличивает коэффициент динамичности в 3 раза. Разработанная методика позволяет с помощью известного метода корректирующих масс обеспечивать статическую и динамическую уравновешенность передачи. Корректирующие массы для редуктора с диаметром около 120 мм составляют 3,9…8,2 г, что свидетельствует о его практической уравновешенности, т. к. такие значения сопоставимы с погрешностями изготовления отдельных деталей с учетом фрезерования односторонних пазов. По результатам работы предложена конструктивная схема СРП для промышленной реализации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.

2. **Lustenkov, M. E.** Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion / M. E. Lustenkov, E. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 795 (2020) 012020. – 6 p.

3. **Бостан, И. А.** Планетарные прецессионные передачи с многопарным зацеплением / И. А. Бостан. – Кишинев: Штиинца, 1991. – 356 с.

4. Kinematic Modeling for the Nutation Drive Based on Screw Theory / J. Hong [et al.] // Procedia CIRP. – 2015. – № 36. – P. 123–128.

5. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси : проектирование, технология, оценка свойств : монография / В. Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 407 с.

6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.

7. NX [Электронный ресурс]: официальный сайт компании Siemens PLM Software. – Режим доступа: https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/. – Дата доступа: 28.01.2021.

8. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.

9. **Лустенков, М. Е.** Шариковые планетарные передачи для средств малой механизации / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 15–17.

10. **Лустенков, М. Е.** Исследование кинематических и силовых характеристик автомобильного дифференциала повышенного трения / М. Е. Лустенков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – Минск: НАН Беларуси, 2022. – Вып. 11. – С. 7–10.

Статья сдана в редакцию 11 января 2023 года

Андрей Николаевич Моисеенко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: a_an1974@mail.ru.

Andrey Nikolaevich Moiseenko, post-graduate student, Belarusian-Russian University. E-mail: a_an1974@mail.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_41

УДК 621.01:621.926.9+621.928

В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА И ИХ АНАЛИЗ

V. A. Potapov, S. I. Rusan, L. A. Sivachenko, L. L. Sotnik

DETERMINING SOME DESIGN PARAMETERS OF THE DRIVE MECHANISM OF A CHAIN UNIT AND THEIR ANALYSIS

Аннотация

Представлены исследования, связанные с проектированием приводного механизма цепного агрегата. Определена область существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и шатуна, установлено влияние геометрических параметров его звеньев на показатели угла давления и коэффициента изменения средней скорости выходного звена. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании приводного механизма цепных агрегатов и иных машин, в состав которых входят четырехзвенные механизмы.

Ключевые слова:

цепной агрегат, приводной механизм, область существования, угол давления, коэффициент изменения средней скорости.

Для цитирования:

Определение некоторых конструктивных параметров приводного механизма цепного агрегата и их анализ / В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 41–51.

Abstract

The article presents research related to the design of the drive mechanism of a chain unit. The area of existence of the drive mechanism in terms of the change in the ratio between the crank and connecting rod length is determined. It is established how the geometric parameters of the mechanism links affect the indicators of the pressure angle and the coefficient of change in the average speed of the output link. The results of the research can be used in the design of the drive mechanism of chain units and other machines, which include four-link mechanisms.

Keywords:

chain unit, drive mechanism, area of existence, pressure angle, coefficient of average speed change.

For citation:

Determining some design parameters of the drive mechanism of a chain unit and their analysis / V. A. Potapov, S. I. Rusan, L. A. Sivachenko, L. L. Sotnik // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 41–51.

Введение

Цепные агрегаты – новое семейство машин, которые позволяют реализовать процессы измельчения и классификации материалов. По результатам ранее проведенных исследований установлена перспектива его использования на первичных стадиях переработки влажных сырьевых материалов [1–3]. Установлено, что процесс измельчения в значительной степени зависит от кинематических характеристик выходного звена приводного механизма.

© Потапов В. А., Русан С. И., Сиваченко Л. А., Сотник Л. Л., 2023

Последние, в свою очередь, определяются параметрами двигателя и соотношением размеров звеньев механизма. В процессе поисков установлено, что наиболее эффективное воздействие на перерабатываемый материал достигается за счет изменения соотношения $\rho = r/l$ (отношение длины кривошипа к длине шатуна) и увеличения частоты вращения кривошипа.

Ранее были проведены исследования, которые позволили установить влияние соотношения длин звеньев приводного механизма на угол поворота выходного звена и изложены способы достижения одинаковых значений этих углов, также произведен кинематический расчет данного механизма, позволяющий установить скорости и ускорения точек и звеньев механизма [4, 5]. Однако не все вопросы, связанные с проектированием приводного механизма цепного агрегата, рассмотрены.

При изучении конструкции и особенностей работы цепного агрегата, в частности приводного механизма, возникает необходимость в определении области существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и шатуна ρ, установление влияния геометрических параметров звеньев механизма на значение угла давления ϑ и коэффициента изменения средней скорости выходного звена *K*.

Основная часть

В качестве приводного механизма в цепном агрегате используется четырехзвенный механизм, а именно кривошипно-коромысловый. Схема приводного механизма и модель рабочей камеры представлена на рис. 1.

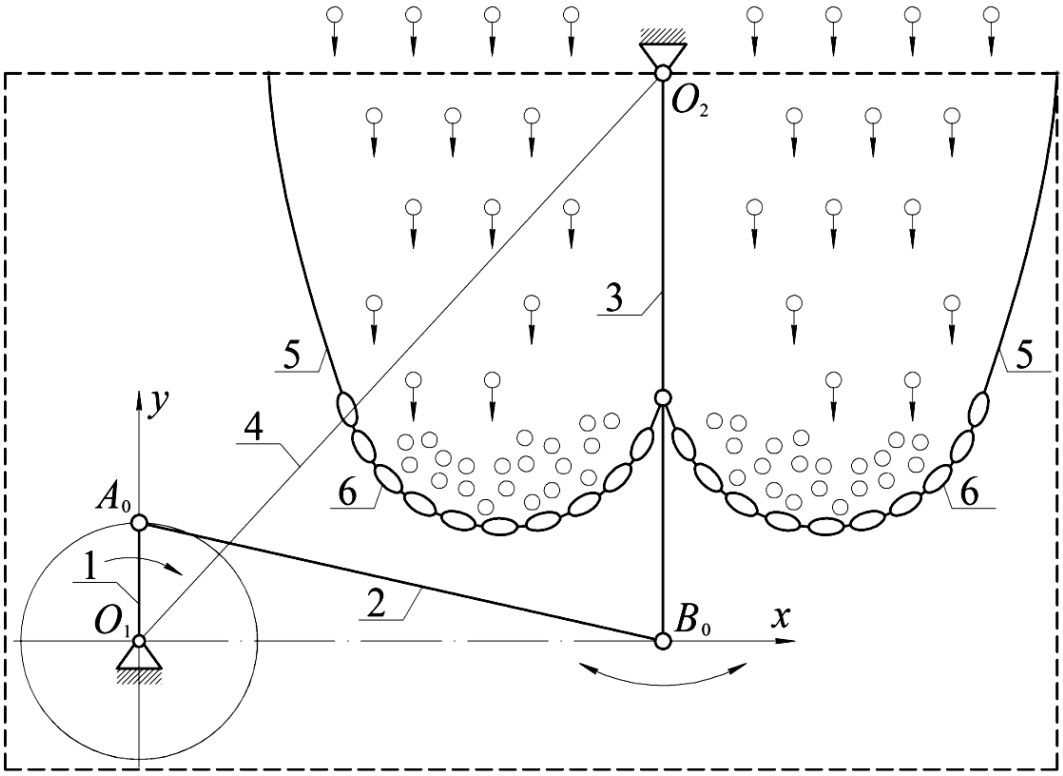

Рис. 1. Приводной механизм и модель рабочей камеры цепного агрегата: *1* – кривошип; *2* – шатун; *3* – коромысло; *4* – стойка; *5* – эластичные стенки; *6* – цепные полотна

Приводной механизм состоит из подвижных звеньев: кривошипа *1*, шатуна *2*, коромысла *3* и воображаемого неподвижного *4*, называемого в теории механизмов и машин стойкой. Рабочую камеру образуют эластичные стенки *5* и цепные полотна *6*; последние соединены с коромыслом *3* посредством штанги *7* (рис. 2).

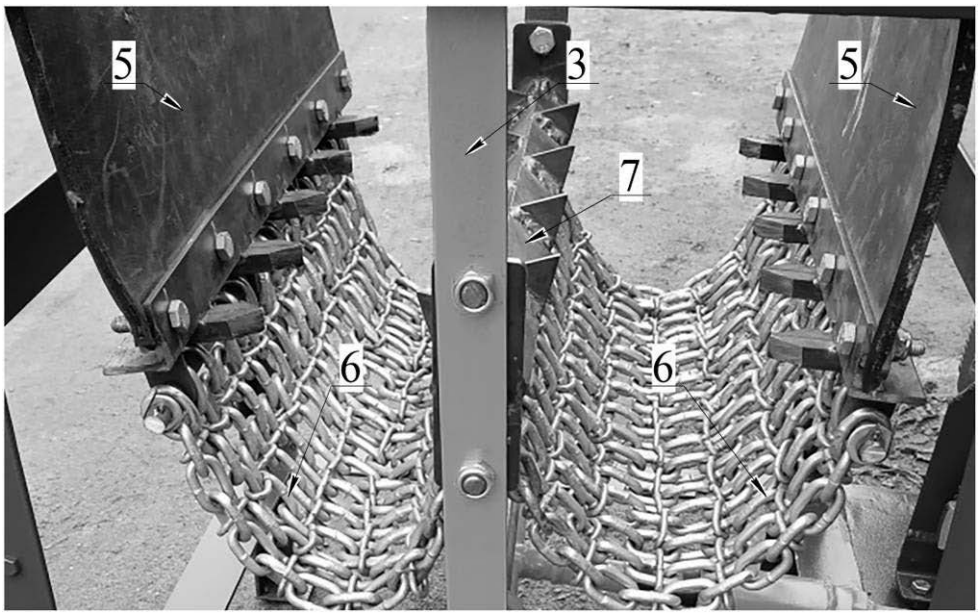

Рис. 2. Рабочее оборудование цепного агрегата (экспериментальный образец): *3* – коромысло; *5* – эластичные стенки; *6* – цепные полотна; *7* – штанга

Рассмотрим подробнее совместную работу приводного механизма и рабочей камеры (см. рис. 1). Двигатель (на рисунках не показан) приводит в действие кривошип *1*, который вращается с заданной частотой. Один конец шатуна *2* связан с кривошипом *1*, а другой с коромыслом *3*. Шатун *2* приводит в действие коромысло *3*, на котором жестко закреплена штанга *7* (см. рис. 2); при этом движение сообщается цепным полотнам *6* и гибким стенкам *5*. Таким образом, все элементы рабочей камеры совершают периодические движения с определенной частотой и амплитудой, величины которых можно изменять в определенном диапазоне. Одновременно с этим в рабочую камеру поступает материал, где разрушается и при достижении размера просеивающих отверстий и менее, образуемых цепными полотнами, просыпается под рабочую камеру. Отметим, что цепной агрегат может быть использован в качестве грохота, и производить только классификацию материала, как, например, при очистке железнодорожного щебеночного балласта.

Конструктивным ограничением при проектировании приводного механизма является взаимное расположение звеньев механизма, рабочей камеры и рамы цепного агрегата (на рис. 1 пунктирная линия). Введем систему координат; началом отсчета примем ось вращения кривошипа O_1. Смещение этой оси по вертикали ограничено с двух сторон: перемещение вверх ограничено взаимным расположением шатуна и рабочей камеры, а перемещение вниз недопустимо, поскольку требует увеличения длин звеньев и габаритных размеров рамы. На горизонтальное перемещение оси O_1 так же, как и в первом

случае, накладываются аналогичные ограничения.

На основании вышесказанного была принята схема приводного механизма, изображенная на рис. 3.

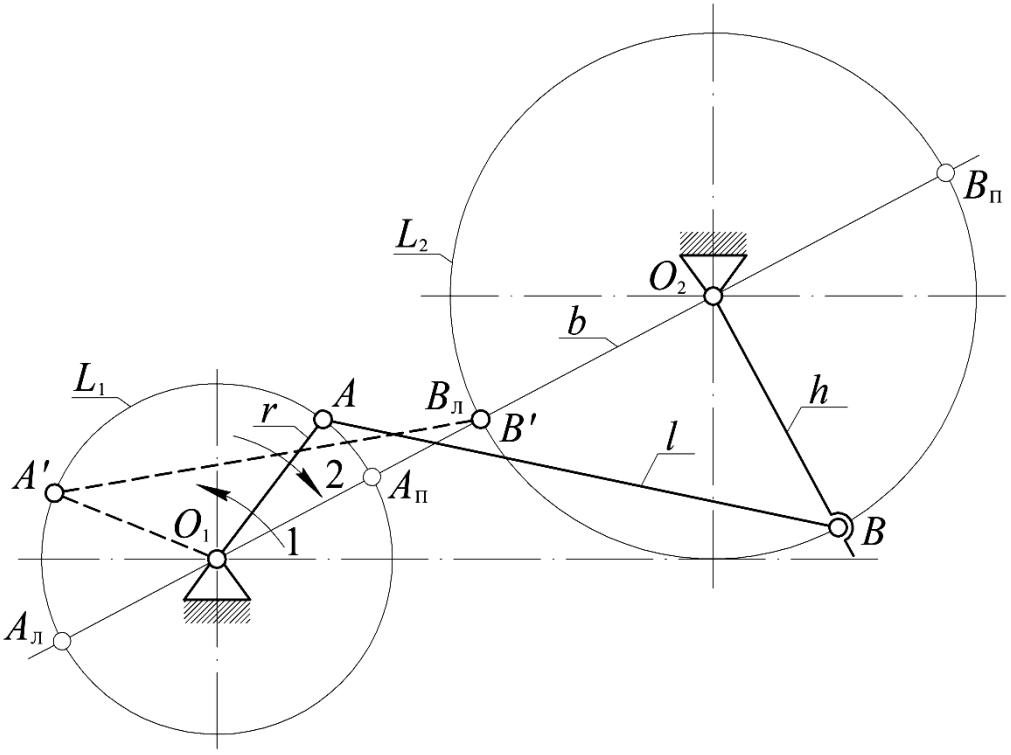

Рис. 3. Приводной механизм цепного агрегата (иллюстрация для определения пределов изменения параметра $\rho = r/l$)

Определим границы изменения соотношений длины кривошипа и шатуна в приводном механизме; для этого обратимся к рис. 3. Введем обозначения: O_1A – кривошип, AB – шатун, BO_2 – коромысло, $O_1O_2 = b$ – стойка. Известно, что не при всех значениях ρ механическая система O_1ABO_2 может функционировать (двигаться) как механизм. Установим границы изменения величины ρ, в котором звено O_1A обладает свойствами кривошипа, т. е. может совершить полный оборот вокруг оси O_1. На рис. 3 окружности L_1, L_2 – возможные траектории концов звеньев O_1A, O_2B. Звено O_1A, как видно из рисунка, может сделать полный оборот при условии, что его конец A описывает замкнутую окружность L_1, т. е. достигает крайнего правого $A_П$ и левого $A_Л$ относительно O_1 положений на линии, заданной отрезком O_1O_2. Чтобы конец A звена O_1A при повороте по стрелке 1 мог достичь точки $A_Л$, конец B шатуна AB должен оставаться на траектории L_2 в положении, когда его конец A достигает точки $A_Л$; это возможно при

$$A_Л B = l \geq A_Л B_Л . \qquad (1)$$

Рассмотрим условие $l < A_Л B_Л$. Такой вариант показан на рис. 3 пунктиром $A'B'$. Как видим, шатун AB, достигший положения $A'B'$, останавливает свое движение, а его конец A' не достигает точки $A_Л$. Звено O_1A остановится в положении O_1A'. Аналогично формулируется условие достижения концом A звена O_1A положения $A_П$ при его повороте по стрелке 2:

$$A_{\text{п}}B = l \le A_{\text{п}}B_{\text{п}}. \qquad (2)$$

В формулах (1) и (2) $A_{\text{л}}B_{\text{л}} = r + O_1B_{\text{л}} = b - h + r$, $A_{\text{п}}B_{\text{п}} = O_2A_{\text{п}} + h = b - r + h$. Поэтому вместо (1) и (2) получаем

$$b + r \le l + h; \qquad (3)$$

$$b - r \ge l - h. \qquad (4)$$

Выполнение условий (3) и (4) обеспечивает звену O_1A функционирование в качестве кривошипа, а механической системе O_1ABO_2 – свойства механизма. Поделим неравенства (3) и (4) на l, а результат решим относительно $\rho = r/l$. Получим границы изменения параметра ρ:

$$\rho \le \left[\lambda - \left(b/l - 1\right)\right]; \qquad (5)$$

$$\rho \le \left[\lambda + \left(b/l - 1\right)\right], \qquad (6)$$

где $\lambda = h / l$.

Условия (5) и (6) ограничивают только максимальное значение ρ. Обратим внимание, что при $l < b$ учитывается условие (5), при $l > b$ – условие (6). При условии $l = b$ оба условия (5) и (6) примут вид: $\rho \le \lambda$. Частный случай $\rho = \lambda$ соответствует двухкривошипному механизму.

Одними из основных показателей работы приводного механизма в составе цепного агрегата являются угол давления ϑ и коэффициент изменения средней скорости выходного звена K.

Для определения угла давления ϑ обратимся к рис. 4.

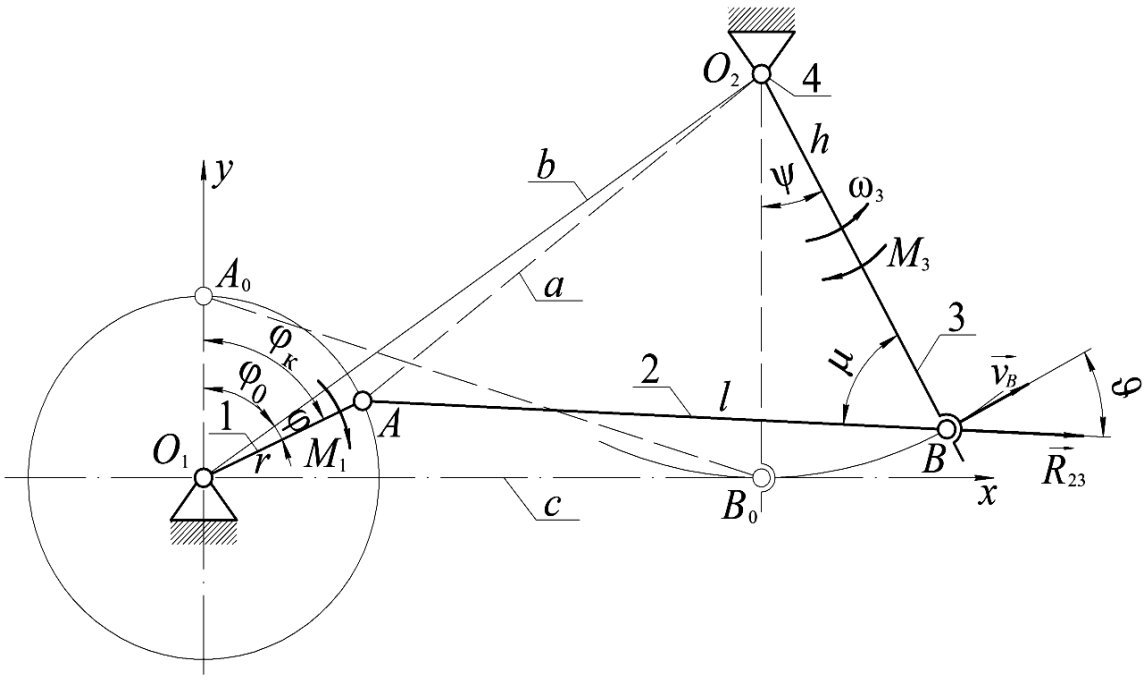

Рис. 4. Иллюстрация для определения угла давления ϑ

К ведущему звену (кривошипу *1*) приложен момент M_1, а к ведомому (коромыслу *3*) – момент M_3, называемый моментом сопротивления. Остальные силы, в том числе силы инерции, исключим из рассмотрения. Тогда от звена *2* к звену *3* будет предаваться по линии AB. Угол, образуемый шатуном *2* (направле-

нием реакции R_{23}) со скоростью v_B точки B звена *3*, представляет угол давления ϑ. Подробнее проанализируем его влияние на значение реакции R_{23}.

К звену *3* приложен момент M_3 и реакции R_{23}, R_{43}, образующие пару сил с плечом l_{BD} (рис. 5).

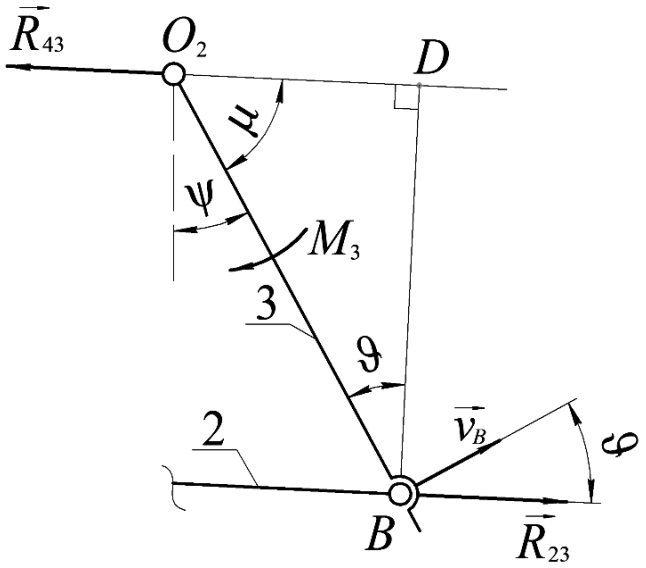

Рис. 5. Иллюстрация для определения влияния угла давления ϑ на значение реакции R_{23}

Значение реакции R_{23} определим по формуле

$$R_{23} = M_3 / l_{BD} = M_3 / l_{BO_2} \cos\vartheta, \qquad (7)$$

где l_{BO_2} – длина коромысла.

Анализ выражения (7) показывает, что при увеличении угла давления ϑ реакция R_{23} в кинематической паре B возрастает, и при достижении им значения $\vartheta = 90°$, $R_{23} \to \infty$ (возникает заклинивание механизма).

Для более детального пояснения реакцию R_{23} разложим на нормальную R_{23}^n и тангенциальную R_{23}^τ составляющие (рис. 6).

Согласно рис. 6,

$$R_{23}^n = R_{23} \sin\vartheta; \qquad (8)$$

$$R_{23}^\tau = R_{23} \cos\vartheta. \qquad (9)$$

Из формул (8) и (9) видно, что при увеличении угла давления ϑ тангенциальная составляющая R_{23}^τ, вызывающая поворот звена *3*, уменьшается, а нормальная R_{23}^n увеличивается; последняя не влияет на движение звена *3*, а только деформирует его. В реальном механизме в кинематических парах присутствует трение, что приводит к увеличению нормальной составляющей R_{23}^n и потерь мощности на трение и к износу деталей. Поэтому на угол давления ϑ при проектировании накладывают ограничение:

$$\vartheta < \vartheta_{\text{доп}}, \qquad (10)$$

где $\vartheta_{\text{доп}}$ – допустимый угол давления. Для плоских рычажных механизмов, звенья которого образуют только вращательные кинематические пары, до-

пустимый угол давления $\vartheta_{доп}$ находится в диапазоне $\vartheta_{доп} = 45°…60°$ [6].

Для определения величины угла давления ϑ обратимся к рис. 4.

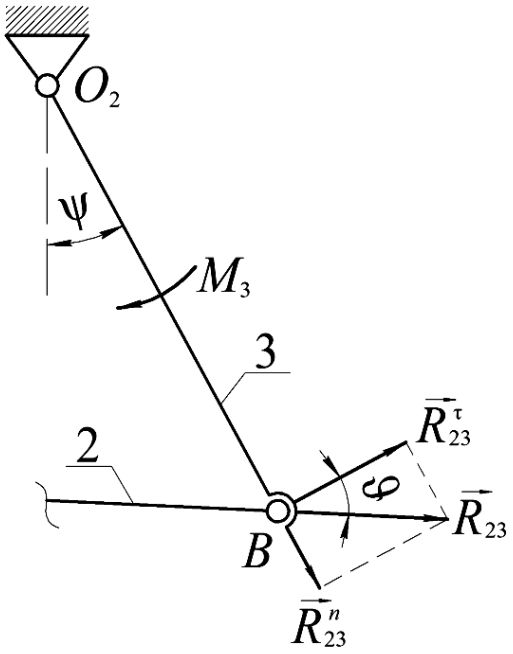

Рис. 6. Иллюстрация для определения нормальной R_{23}^{n} и тангенциальной R_{23}^{τ} составляющих реакции R_{23}

В треугольнике ABO_2 неизвестная сторона $a = AO_2$. Определим её по теореме косинусов из треугольника AO_1O_2: $a^2 = r^2 + b^2 - 2rb\cos\varphi$, где b – длина стойки O_1O_2, $b = \sqrt{l^2 - r^2 + h^2}$. Очевидно, что угол φ можно определить как разность углов: $\varphi = \varphi_к - \varphi_0$, где $\varphi_к$ – угол поворота кривошипа.

Угол φ_0 определим по формуле $\varphi_0 = 90° - \text{arctg}(h/c)$, где $c = O_1B_0 = \sqrt{l^2 - r^2}$. Найдем угол μ, называемый углом передачи. Согласно теоремы косинусов в треугольнике ABO_2 $a^2 = h^2 + l^2 - 2hl\cos\mu$, откуда $\mu = \arccos\left[\left(h^2 + l^2 - a^2\right)/2hl\right]$. Значения угла передачи μ и давления ϑ взаимосвязаны [6]: $\vartheta + \mu = 90°$; отсюда $\vartheta = 90° - \mu$.

Чтобы придать формуле для расчета угла давления ϑ обобщенный вид, перейдем к относительным геометрическим параметрам: $\rho = r/l$ и $\lambda = h/l$; тогда условие (10) примет вид:

$$\vartheta = 90° - \arccos\left(\rho\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}\,\cos\varphi/\lambda\right) < \vartheta_{доп}. \qquad (11)$$

Вышеизложенная методика расчета, в том числе условие (11), предполагает, что при $\varphi_к = 0$ угол $\psi = 0$, т. е. кривошип и коромысло в начальном положении механизма $O_1A_0B_0O_2$ параллельны между собой (см. рис. 4).

Варьирование параметра ρ подразумевает изменения длины кривошипа *r*, все остальные геометрические параметры механизма: длина шатуна *l*, длина коромысла *h*, длина стойки *b* и расстояние *c* остаются без изменений. Ранее приведенные формулы, за исключением условия (11), позволяют сделать расчет при указанных условиях варьирования параметра ρ.

Установим влияние параметра ρ на значение угла давления ϑ во всем диапазоне вращения кривошипа $\varphi_к = 0°…360°$ (рис. 7). Примем постоянными геометрические параметры $\lambda = 2/3$, *b* и *c*.

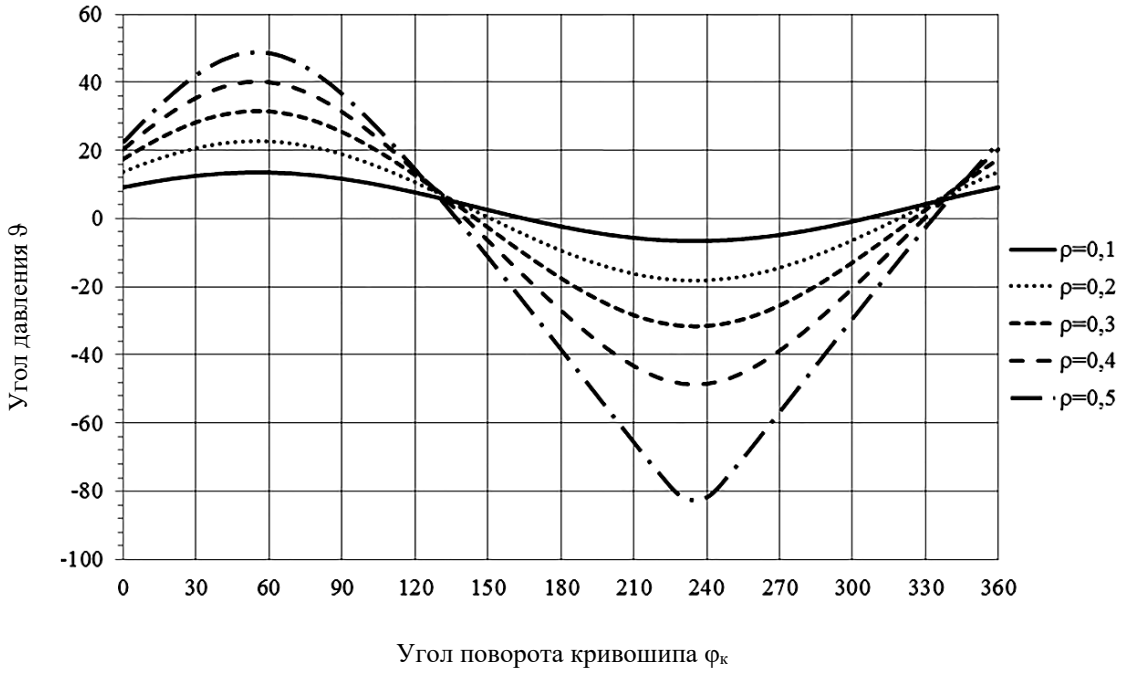

Рис. 7. График изменения угла давления ϑ

При $\rho = 0,1$ максимальное значение угла давления ϑ составляет 13,5°, а при значении $\rho = 0,5$ угол давления – $|\vartheta| = 81,7°$ (увеличивается более чем в 6 раз). Условие (10) при заданных геометрических параметрах приводного механизма и рассмотренных значениях ρ выполняется только в диапазоне $\rho = 0,1…0,3$. Полученные результаты необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации приводного механизма цепного агрегата.

Переходим к рассмотрению коэффициента изменения средней скорости *K* выходного звена. Выходным звеном является коромысло. На рис. 8 показан приводной механизм в двух крайних положениях и при измененной длине кривошипа *r*, при которой в начальном положении кривошипа O_1A_0 коромысло B_0O_2 не параллельно ему.

Согласно назначению цепного агрегата, процесс переработки материала происходит при переходе из одного крайнего положения коромысла в другое крайнее положение (при условии непрерывной подачи материала в рабочую камеру). Таким образом, для приводного механизма в составе цепного агрегата не существует понятия рабочего и холостого хода. Условимся, что переход коромысла из левого крайнего положения в правое крайнее положение соответствует прямому ходу, а наоборот – обратному ходу. Для того чтобы создать одинаковые условия переработ-

ки материала в рабочей камере коромысло должно двигаться с максимально возможной одинаковой средней угловой скоростью при прямом и обратном ходе.

Обратимся к рис. 8. Коромысло BO_2 при переходе из одного крайнего положения в другое поворачивается на угол размаха η, а кривошип O_1A на разные углы φ_1 (прямой ход) и φ_2 (обратный ход). Поэтому при постоянной скорости вращения кривошипа время перехода из одного крайнего положения в другое оказывается различным, соответственно, и средняя угловая скорость коромысла будет различной. Коэффициент изменения средней скорости выходного звена K может быть определен по известной зависимости [6]:

$$K = \omega_{\text{ср.обр}} / \omega_{\text{ср.пр}} =$$

$$= \varphi_1 / \varphi_2 = 180 + \theta / 180 - \theta,$$

где $\omega_{\text{ср.обр}}$, $\omega_{\text{ср.пр}}$ – средняя угловая скорость выходного звена при обратном и прямом ходе соответственно; φ_1, φ_2 – угол поворота кривошипа, соответствующий прямому и обратному ходу выходного звена; θ – угол между крайними положениями шатуна.

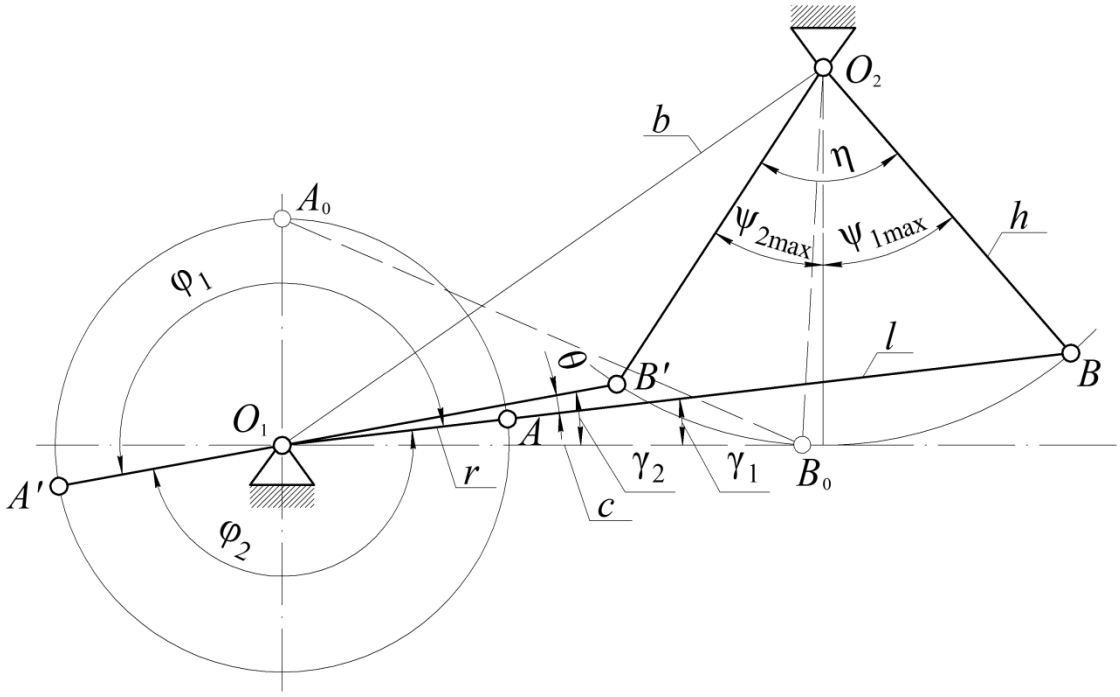

Рис. 8. Иллюстрация для определения коэффициента изменения средней скорости выходного звена K

Определим угол θ. Снова обратимся к рис. 8. Очевидно, что угол θ определяется как разность углов наклона γ_2, γ_1 шатуна в крайних положениях коромысла к горизонтальной оси: $\theta = \gamma_2 - \gamma_1$. Найдем углы γ_1 и γ_2:

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\left[h\left(1-\cos\psi_{1\max}\right)\right]/\left(l+r\right)\right); \quad (12)$$

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\left[h\left(1-\cos\psi_{2\max}\right)\right]/\left(l-r\right)\right), \quad (13)$$

где угол ψ_{1max}, ψ_{2max} – максимальные углы отклонения коромысла, соответственно, в крайнем правом и левом положениях;

$$\psi_{1\max} = \arccos\left(h^2 + b^2 - (l+r)^2 \big/ 2hb\right) - \operatorname{arctg}(c/h); \quad (14)$$

$$\psi_{2\max} = \operatorname{arctg}(c/h) - \arccos\left(h^2 + b^2 - (l-r)^2 \big/ 2hb\right). \quad (15)$$

Угол размаха $\eta = \psi_{1\max} + \psi_{2\max}$.

В обобщенном виде формулы (12)–(15) примут следующий вид:

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\left[\lambda(1-\cos\psi_1)\right]/(1+\rho)\right); \quad (16)$$

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\left[\lambda(1-\cos\psi_2)\right]/(1-\rho)\right); \quad (17)$$

$$\psi_{1\max} = \arccos\left(\lambda^2 + \left(\sqrt{1-\rho^2+\lambda^2}\right)^2 - (1+\rho)^2 \Big/ 2\lambda\sqrt{1-\rho^2+\lambda^2}\right) - \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1-\rho^2}/\lambda\right); \quad (18)$$

$$\psi_{2\max} = \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1-\rho^2}/\lambda\right) - \arccos\left(\lambda^2 + \left(\sqrt{1-\rho^2+\lambda^2}\right)^2 - (1-\rho)^2 \Big/ 2\lambda\sqrt{1-\rho^2+\lambda^2}\right). \quad (19)$$

Установим влияние параметра ρ на значение коэффициента изменения средней скорости выходного звена *K* (рис. 9). Как и ранее, будем изменять только длину кривошипа *r*; все остальные геометрические параметры примем постоянными: $\lambda = 2/3$, *b* и *c*.

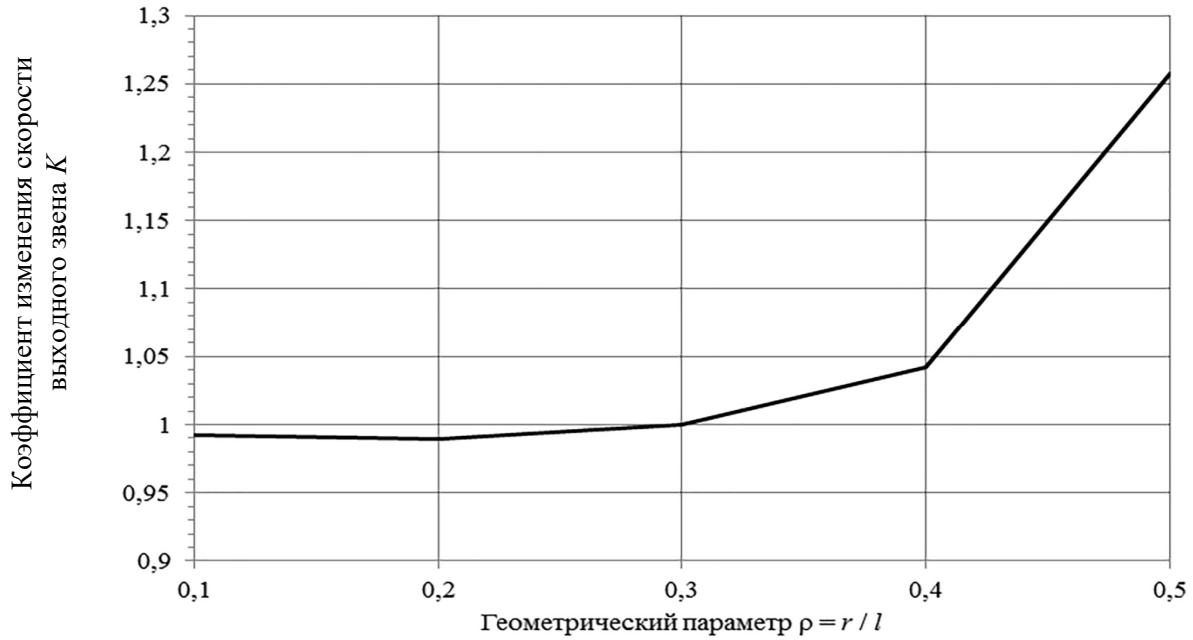

Рис. 9. График зависимости коэффициента изменения *K* средней скорости выходного звена от параметра ρ

При изменении значения $\rho = 0{,}1\ldots0{,}5$ и остальных постоянных геометрических параметрах коэффициент K изменения средней скорости коромысла увеличивается в пределах от 0,99 до 1,26. Как ранее отмечалось, для создания одинаковых условий переработки материала в рабочей камере необходимо чтобы $K \to 1$. Выполнения этого условия необходимо учитывать при проектировании приводного механизма.

Заключение

По результатам исследования установлены границы существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и длины шатуна ($\rho = r/l$), определено влияние безразмерного геометрического параметра ρ на значения угла давления ϑ и коэффициента изменения средней скорости выходного звена K. Условие (11) и формулы (16)–(19) приведены в обобщенном виде и позволяют находить значения угла давления ϑ и коэффициента K изменения средней скорости выходного звена при условии, что в начальном положении механизма кривошип и коромысло параллельны друг другу (при $\varphi_к = 0$, $\psi = 0$).

Результаты данного исследования вместе с другими работами авторов положены в основу создания приводного механизма цепного агрегата, а также могут быть использованы при проектировании различных машин, в состав которых входят четырехзвенные механизмы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия: монография / Л. А. Сиваченко [и др.]; под науч. ред. Л. А. Сиваченко. – Барановичи: БарГУ, 2020. – 359 с.

2. **Сиваченко, Л. А.** Многоцелевые технологические аппараты с гибким волновым рабочим оборудованием / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, М. С. Кузьменкова // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. Машиностроение и машиноведение. – 2022. – № 9. – С. 88–98.

3. **Потапов, В. А.** Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестн. БарГУ. Сер. Технические науки. – 2021. – Вып. 9. – С. 37–43.

4. **Патапаў, У. А.** Даследаванне асіметрыі ваганняў выхаднога звяна прывяднога механізма ланцужнага агрэгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Механика. Исследования и инновации. – 2021. – Вып.14. – С. 167–173.

5. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага агрэгата / У. А. Патапаў [і інш.] // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2022. – № 2 (128). – С. 105–112.

6. **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин: учебное пособие / Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Наука, 1990. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 16 января 2023 года

Владимир Александрович Потапов, ст. преподаватель, Барановичский государственный университет. Тел.: +375-292-25-76-26. E-mail: vladimir-potapov-1990@mail.ru.
Сергей Иванович Русан, канд. техн. наук, доц., Барановичский государственный университет. Тел.: +375-444-66-75-46. E-mail: rusan33@mail.ru.
Леонид Александрович Сиваченко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru.
Леонид Леонидович Сотник, канд. техн. наук, доц., Барановичский государственный университет. Тел.: +375-298-03-45-28. E-mail: Sotnikleonidtm@gmail.com.

Vladimir Aleksandrovich Potapov, senior lecturer, Baranovichi State University. Tel.: +375-292-25-76-26. E-mail: vladimir-potapov-1990@mail.ru.
Sergey Ivanovich Rusan, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Baranovichi State University. Tel.: +375-444-66-75-46. E-mail: rusan33@mail.ru.
Leonid Aleksandrovich Sivachenko, Dr. Sc. (Tech.), Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru.
Leonid Leonidovich Sotnik, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Baranovichi State University. Tel.: +375-298-03-45-28. E-mail: Sotnikleonidtm@gmail.com.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_52

УДК 504.064.3; 614.8; 681.7.08:535.3

А. С. Сизиков, Ю. В. Беляев, И. М. Цикман

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВИАЦИОННОГО МОНИТОРИНГА ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЙ ПРИРОДНОГО И ТЕХНОГЕННОГО ХАРАКТЕРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДИСТАНЦИОННОГО ЗОНДИРОВАНИЯ ЗЕМЛИ (ДЗЗ)

A. S. Sizikov, Yu. V. Belyaev, I. M. Tsykman

WAYS TO INCREASE EFFICIENCY OF AVIATION MONITORING OF NATURAL AND MAN-MADE EMERGENCIES USING TECHNICAL MEANS OF REMOTE SENSING OF THE EARTH (RSE)

Аннотация

Рассматриваются способы повышения эффективности авиационного мониторинга ЧС, в том числе лесных пожаров, за счет улучшения качества изображений, получаемых с борта ЛА, а также улучшения точности калибровки тепловизионного оборудования, входящего в состав технических средств ДЗЗ, по разработанной методике, основанной на оценивании неопределенности и использовании низкотемпературного рабочего эталона АЧТ.

Ключевые слова:

чрезвычайная ситуация (ЧС), тепловизионное оборудование (Т.О.), тепловизор, авиационный мониторинг, термограмма, калибровка, лесной пожар, контролируемые параметры, площадь пожара, летательный аппарат (ЛА).

Для цитирования:

Сизиков, А. С. Способы повышения эффективности авиационного мониторинга чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера с использованием технических средств дистанционного зондирования Земли (ДЗЗ) / А. С. Сизиков, Ю. В. Беляев, И. М. Цикман // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 52–62.

Abstract

The article discusses the ways to increase the efficiency of aviation monitoring of emergencies, including forest fires, by improving the quality of images received from the aircraft, as well as the methods to improve the calibration accuracy of thermal imaging equipment, which is part of remote sensing hardware, according to the developed methodology, which is based on estimating uncertainty and using a low-temperature working standard blackbody.

Keywords:

emergency situation, thermal imaging equipment, thermal imager, aviation monitoring, thermogram, calibration, forest fire, monitored parameters, fire area, aircraft.

For citation:

Sizikov, A. S. Ways to increase efficiency of aviation monitoring of natural and man-made emergencies using technical means of remote sensing of the Earth (RSE) / A. S. Sizikov, Yu. V. Belyaev, I. M. Tsykman // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 52–62.

© Сизиков А. С., Беляев Ю. В., Цикман И. М., 2023

Введение

По данным ведомственной статистики МЧС Республики Беларусь, особое место среди прочих ЧС природного и техногенного характера, произошедших на территории нашей республики за последние 15 лет, как по количеству, так и по размеру экономических потерь для государства занимают пожары в экосистемах (лесные пожары) и транспортные аварии (катастрофы), к которым относятся ЧС, связанные с утечкой и разливом нефтепродуктов [1–5].

Таким образом, проблема предупреждения ЧС природного и техногенного характера, а также ликвидации их последствий остается по-прежнему весьма актуальной, т. к. она напрямую связана с вопросами здоровья, благополучия и безопасности жизнедеятельности населения Беларуси.

Особое место в решении данной проблемы занимает дистанционный мониторинг ЧС как одно из наиболее эффективных направлений предупреждения и ликвидации ЧС. Существует два основных вида дистанционного мониторинга: наземный и аэрокосмический, причем последний также можно разделить на космический и авиационный. Для каждого вида существуют свои технические средства и методы, используемые, в том числе, и в нашей республике.

При этом важно отметить, что космический мониторинг показывает относительно низкую оперативность, обусловленную кратким временем нахождения спутника, двигающегося постоянно по заданной орбите вокруг Земли, над территорией Республики Беларусь, а также сложными метеорологическими условиями, не позволяющими осуществлять дистанционное зондирование в видимой и ИК-областях спектра при наличии в атмосфере облачного закрытия (число ясных дней в Беларуси в основном составляет всего 20–35 в год). В свою очередь пожарно-наблюдательные вышки, используемые для наземного дистанционного мониторинга лесных пожаров, в принципе, не способны определять контролируемые параметры ЧС [6, 7], ограничиваясь лишь обнаружением и определением примерных координат последних. Поэтому с учетом географических и климатических особенностей Беларуси именно авиационный мониторинг ЧС представляется наиболее эффективным, т. к., во-первых, лишен вышеуказанных недостатков, а во-вторых, способен обеспечивать определение контролируемых параметров не только природных, но и техногенных ЧС.

Особое значение для эффективности авиационного мониторинга имеет качество получаемых фото- и видеоматериалов, а также термограмм, именно от этого зависит возможность объективной оценки оперативной обстановки для принятия правильного управленческого решения по ликвидации ЧС, ее последствий. Именно качественное изображение позволяет четко оконтурить границы ЧС, определить ее контролируемые параметры (например, площадь лесного пожара, загрязнения, скорость распространения и т. д.), что в свою очередь дает возможность грамотно осуществить расчет сил и средств органов и подразделений по чрезвычайным ситуациям (ОПЧС) для ликвидации ЧС. Необходимостью решения данных вопросов обусловлено настоящее исследование.

Основная часть

С целью повышения эффективности авиационного мониторинга ЧС за счет улучшения качества изображений, получаемых с борта летательного аппарата (ЛА), были определены и апробированы методы повышения качества изображений (рис. 1 и 2), непосредственно полученных в процессе осуществления авиационного мониторинга ЧС при использовании авиационной спектрозональной системы «АВИС»,

состоящей на вооружении в ГААСУ «Авиация» МЧС Республики Беларусь [8], что явилось определенной новизной исследований.

При этом использовалась поэлементная обработка изображений, характеризующаяся тем, что каждый элемент входного изображения математически преобразуется в новое значение элемента выходного изображения независимо от значений других элементов входного изображения.

Ее главным достоинством является предельная простота и быстродействие, в отличие от, например, медианной фильтрации, при которой имеет место снижение оперативности обработки при увеличении количества пикселей изображения и размытие границ объектов при оконтуривании (из-за сглаживания) [9].

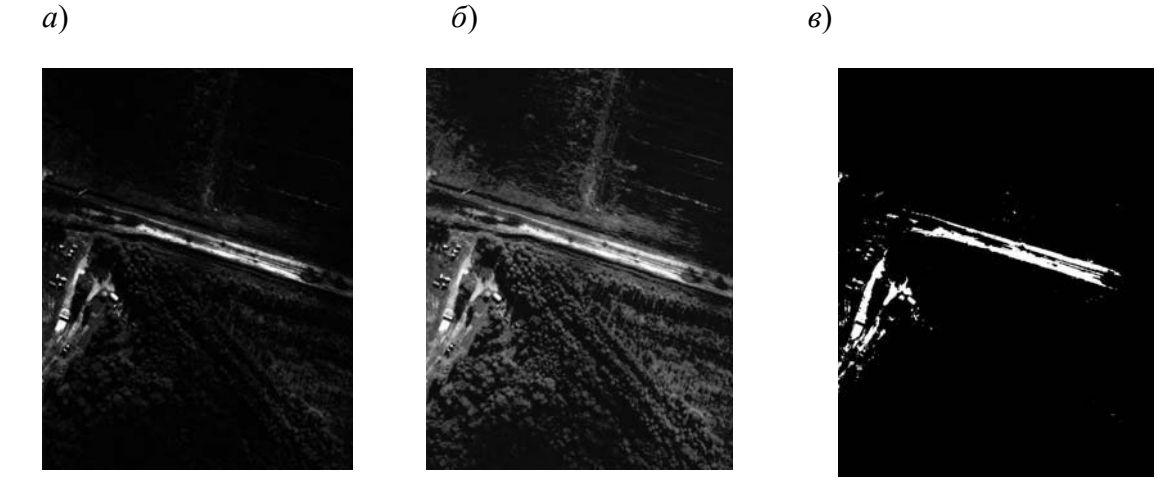

Рис. 1. Снимки, полученные спектрозональной системой «АВИС» до и после обработки: *а* – оригинальный снимок; *б* – снимок после гамма-коррекции; *в* – снимок после пороговой обработки

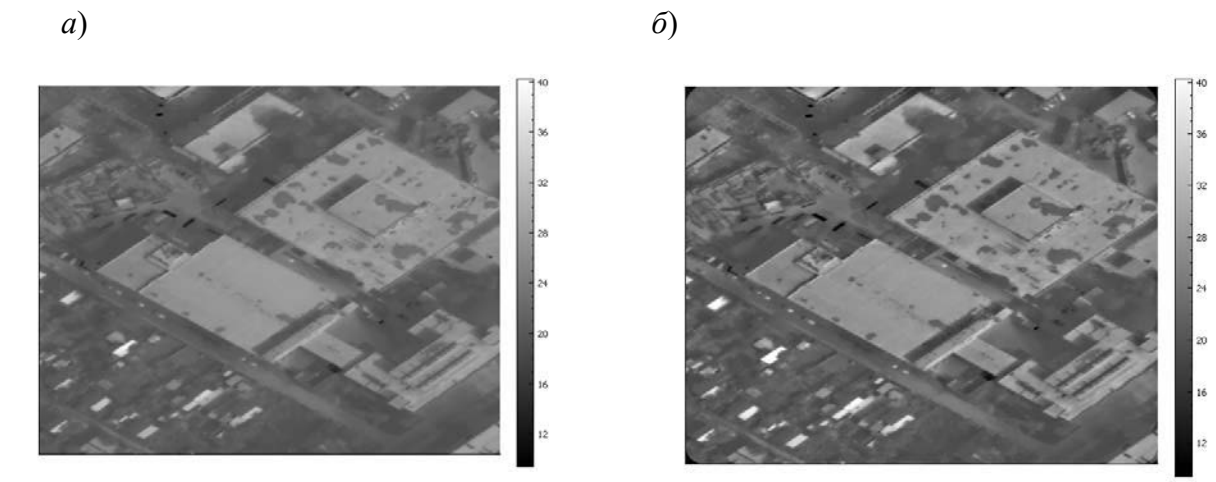

Рис. 2. Изображения, полученные спектрозональной системой «АВИС» до и после повышения резкости термограмм: *а* – изображение до увеличения резкости; *б* – изображение после увеличения резкости

За счет применения таких способов поэлементной обработки, как степенные преобразования яркости (гамма-коррекция), логарифимическое преобразование яркости, пороговая обработка, заключающаяся в преобразовании полутонового изображения (имеющего много градаций яркости) в бинарное (двухградационное) с целью сокращения информационной избыточности изображения и оставления в нем лишь информации, необходимой для решения конкретной задачи, а также подъем уровня высоких частот спектра изображения (метод повышения резкости термограмм) [10, 11], удалось добиться реального повышения контраста изображений от 10 % до 30 % в зависимости от применяемого метода (табл. 1).

Табл. 1. Повышение контраста изображений, полученных при авиационном мониторинге ЧС, за счет использования поэлементной обработки

Способ поэлементной обработки изображений	Повышение контраста, %
Степенные преобразования яркости (гамма-коррекция)	10,24
Логарифимическое преобразование яркости	14,52
Пороговая обработка	25,36
Повышение уровня высоких частот спектра изображения	29,78

Однако не всегда при осуществлении авиационного мониторинга достаточно данных, полученных в видимом спектре: например, при лесном пожаре сильное задымление не позволит получить изображение площади пожара, не даст возможности определить и другие контролируемые параметры в соответствии с номенклатурой СТБ 1408–2003 *Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Мониторинг и прогнозирование лесных пожаров. Общие требования*, в том числе такие как длина всей кромки пожара и его фронта (головной части), направление и скорость распространения фронта пожара и др., т. к. на изображении все будет закрыто дымной завесой. Аналогичная ситуация произойдет и в случае подземного или торфяного пожара, при котором процесс горения будет происходить под землей. Очевидно, что в подобной ситуации применение обычной фото- и видеофиксирующей аппаратуры с борта ЛА не позволит обнаруживать открытое пламя, т. к. в первом случае оно скрыто дымом, а во втором – верхним слоем почвенного покрова.

В обЕих ситуациях для эффективного мониторинга необходимо специальное тепловизионное оборудование (Т. О.) – тепловизоры [12–15]. Тепловизионная камера позволяет обнаруживать и фиксировать тепловое излучение от пожара в ИК-диапазоне длин волн от 7 до 12 мкм (с учетом рабочих параметров конкретного тепловизора, используемого при решении поставленной задачи) в виде термограмм (рис. 3) [16].

Причем в этом случае также крайне важно качество получаемых термограмм, позволяющих обеспечить четкое оконтуривание лесного пожара.

Для повышения точности измерений, достоверности и качества термограмм лесных пожаров, получаемых при осуществлении авиационного мониторинга, был разработан соответствующий алгоритм повышения эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров, основанный на улучшении точности калибровки тепловизионного оборудования, по разработанной методике калибровки тепловизионного оборудования [17], используемого при ДЗЗ, на примере тепловизора FLIR A615

(рис. 4) с матричным приемником излучения в диапазоне длин волн от 7,5 до 13 мкм, входящего в состав авиационной спектрозональной системы «АВИС» [8].

Данная методика основана на оценивании неопределенности, а ее новизной является использование низкотемпературного рабочего эталона АЧТ «Деметра» [18] (рис. 5), обеспечивающего диапазон воспроизводимых температур от –30 °С до +80 °С, в отличие от высокотемпературных АЧТ, чей диапазон воспроизводимых температур, как правило, начинается от 700 °С.

а)

б)

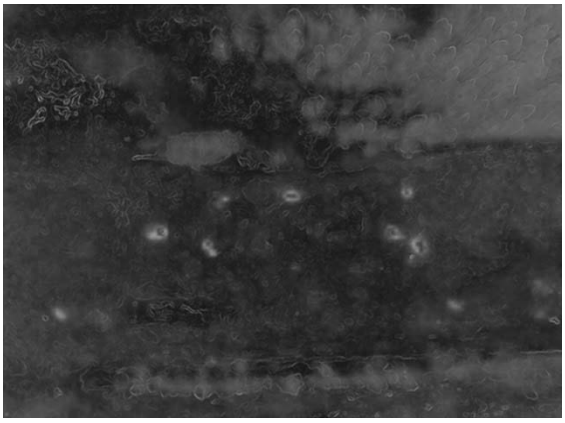

Рис. 3. Очаги торфяного пожара на тепловизоре: *а* – ручном, подключенным к смартфону; *б* – установленном на борту БПЛА

Рис. 4. Инфракрасная тепловизионная камера FLIR A615

Рис. 5. Абсолютно черное тело «Деметра»

Это особенно важно для точного определения очагов горения (тления) торфяных лесных пожаров, при которых самовозгорание торфа возможно при температуре 60 °С…80 °С, а минимальным температурным порогом почвы, при тушении торфяного пожара, рекомендуется принимать значение в 40 °С [19]. В теплое время года, особенно жарким летом, лесная почва может прогреваться до 30 °С…35 °С и даже выше [20], поэтому особенно важно, чтобы точность калибровки тепловизора позволяла обеспечить четкую дифференциацию тепловых полей на термограмме с градиентом не более 5 °С. Это минимально допусти-

мое значение температуры, которое обусловлено разницей между температурой возможного прогрева почвы (35 °С) и минимальным температурным порогом почвы, при тушении торфяного пожара (40 °С). Данное решение позволит на полученном изображении точно выделить и оконтурить предполагаемый очаг торфяного пожара на общем фоне нагретого верхнего слоя почвы, определить площадь горения, рассчитать необходимые для тушения силы и средства и принять правильное управленческое решение по ликвидации ЧС и ее последствий.

Анализ и расчет стандартных неопределенностей входных величин при калибровке тепловизионной техники, в соответствии с [21] и методикой [17], представлены в табл. 2.

Табл. 2. Анализ входных величин

Наименование входной величины X	ХарактеристикА входной величины X: оценка x, интервал a (для типа B), стандартная неопределенность $u(x)$
$T_н$ – наблюдаемое значение температуры, полученное при регистрации температуры калибруемой точки	1. Тип оценивания неопределенности: *A*. 2. Вид распределения: нормальный. 3. В качестве оценки x_1 входной величины X_1 принимается среднее арифметическое значение $\overline{T_н}$: $$\overline{T_н} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} T_{нi},$$ где $T_{нi}$ – i-е значение температуры в наблюдаемой точке, $i = 1, 2, \ldots, n$; n – количество наблюдений. Количество наблюдений n должно быть не менее четырех. 4. Стандартная неопределенность $u(x_1) = u(T_н)$ принимается равной среднему квадратичному отклонению $s(\overline{T_н})$, вычисленному по формуле $$u(T_н) = s(\overline{T_н}) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)}\sum_{i=1}^{n}(T_{нi} - \overline{T_н})^2}$$
$\delta_э$ – поправка к показаниям тепловизора, вносимая погрешностью эталона единицы температуры	1. Тип оценивания неопределенности: *B*. 2. Вид распределения: прямоугольный. 3. Оценка входной величины: $\delta_э = 0$. 4. Интервал, в котором находится значение поправки: $\pm a_1$, где a_1 определяется границами расширенной неопределенности $U_Э$, указанной в свидетельстве о калибровке эталона единицы температуры. 5. Стандартная неопределенность вычисляется по формуле $$u(\delta_э) = \frac{U_Э}{2}$$
$\delta_ш$ – поправка к показаниям тепловизора, обусловленная погрешностью определения последнего деления шкалы или разряда прибора	1. Тип оценивания неопределенности: *B*. 2. Вид распределения: прямоугольный. 3. Оценка входной величины: $\delta_ш$. 4. Интервал, в котором находится оцененное значение величины: $\pm a_2$, где a_2 – половина единицы наименьшего разряда значащих цифр показаний тепловизора. 5. Стандартная неопределенность вычисляется по формуле $$u(\delta_ш) = \frac{a_2}{\sqrt{3}}$$

Методика определяет методы и средства калибровки тепловизора в единицах температуры на эталоне первого порядка абсолютно черное тело (ЭПП АЧТ «Деметра») и разработана в соответствии с требованиями ЕА-4/02

Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration, ТКП 8.014–2012 *Система обеспечения единства измерений Республики Беларусь. Калибровка средств измерений. Правила проведения работ*, СТБ ИСО/МЭК 17025–2007 *Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий*, РМГ 43–2001 *Государственная система обеспечения единства измерений. Применение* «*Руководства по выражению неопределенности измерений*», МИ 2060–90 *Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Государственная поверочная схема для средств измерений длин волн в диапазоне от 0,2 до 50 мкм* и ГОСТ 8.009–84 *Государственная система обеспечения единства измерений. Нормируемые метрологические характеристики средств измерений*. Как видно на схеме осуществления калибровки тепловизионного оборудования (рис. 6), калибровка Т. О. по разработанной методике позволяет получить корректные тепловизионные данные, имеющие прослеживаемость к Государственным первичным эталонам единицы температуры, а также определить градиент значений температуры при суммарной стандартной неопределенности результата измерений от 1,4 °С до 2,0 °С, что практически в 2,5 раза ниже минимально допустимого (5 °С), указанного ранее.

С учетом изложенного, общий алгоритм повышения эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров, основанный на улучшении точности калибровки тепловизионного оборудования, используемого при ДЗЗ, принимая во внимание разработанную методику [17], может быть схематически представлен на рис. 7.

Отметим, что данный алгоритм в настоящее время внедрен в практическую деятельность ГААСУ «Авиация» МЧС Республики Беларусь, а методика калибровки Т. О., на которой он основан, практически используется в НИИ ПФП им. А. Н. Севченко при калибровке тепловизора FLIR A615, входящего в состав авиационной спектрозональной системы «АВИС».

Заключение

Таким образом, использование методов повышения качества изображений, полученных с помощью технических средств авиационного мониторинга ЧС природного и техногенного характера, позволяет обеспечить повышение контраста от 10 % до 30 % (в зависимости от применяемого метода), а разработанный алгоритм повышения эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров, основанный на улучшении точности калибровки тепловизионного оборудования, используемого при ДЗЗ по разработанной методике, дает возможность точно определить градиент значений температуры при суммарной стандартной неопределенности результата измерений от 1,4 °С до 2,0 °С, что практически в 2,5 раза лучше минимально допустимого.

Выводы

1. Одним из критериев эффективности авиационного мониторинга ЧС природного и техногенного характера является точность определения их контролируемых параметров, в том числе посредством тепловизионного оборудования, используемого с борта ЛА, в случае лесных пожаров. Повышение эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров возможно за счет применения методов повышения качества изображений, а также улучшения точности калибровки тепловизионного оборудования, используемого при дистанционном зондировании Земли.

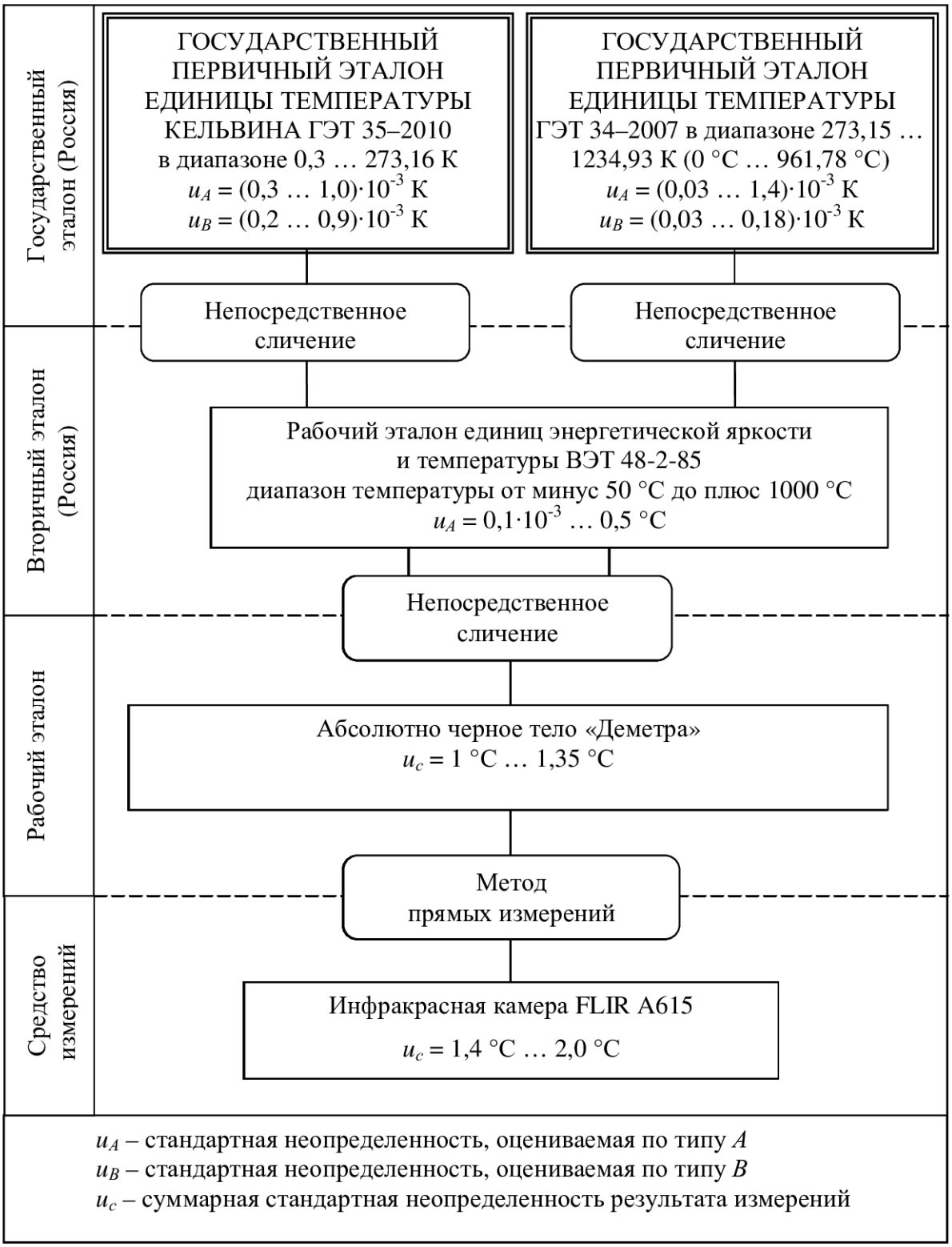

Рис. 6. Схема осуществления калибровки тепловизионного оборудования

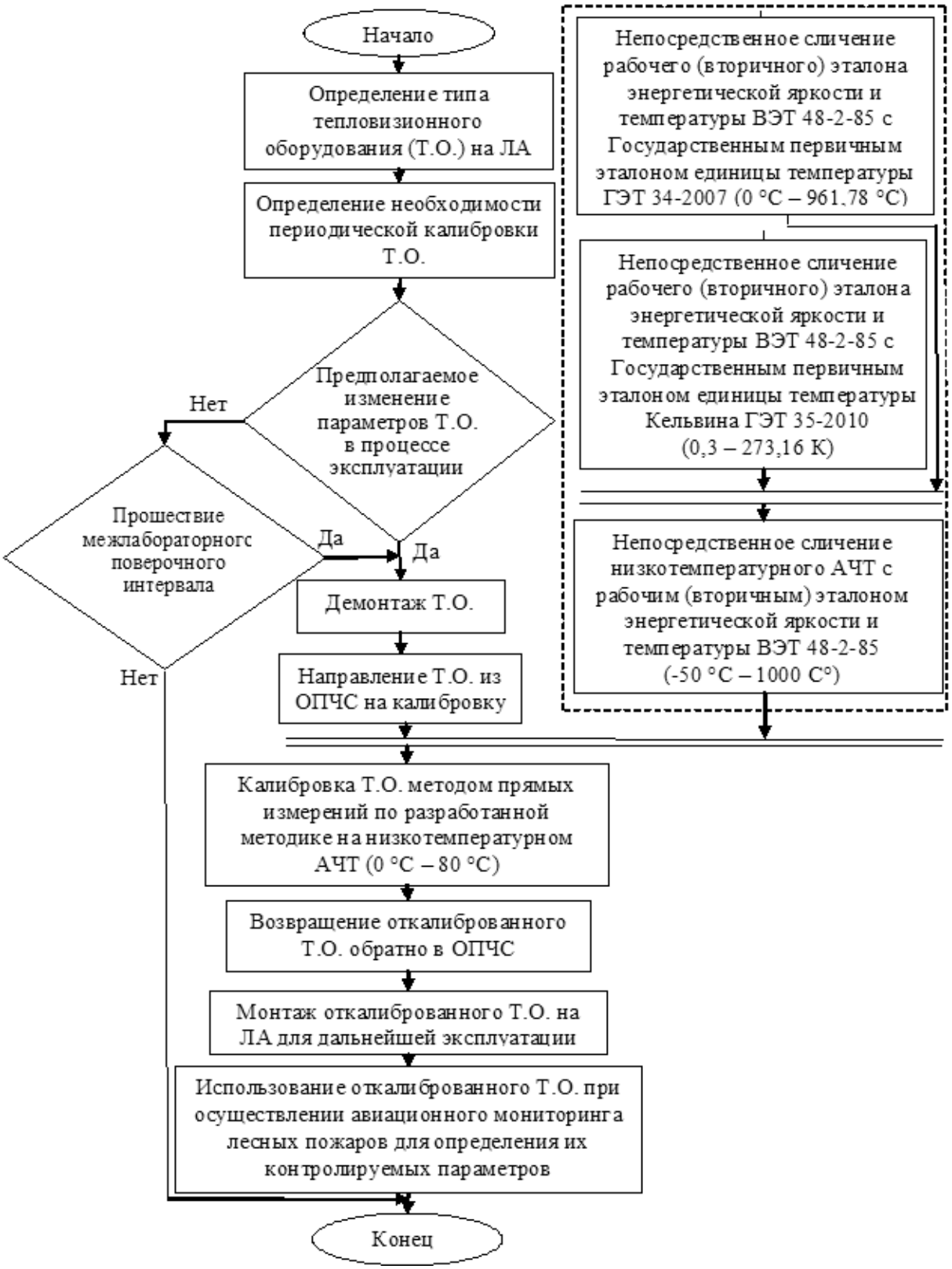

Рис. 7. Алгоритм повышения эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров, основанный на улучшении точности калибровки тепловизионного оборудования, используемого при ДЗЗ

2. Опытным путем определены и апробированы методы повышения качества изображений, полученных с помощью технических средств авиационного мониторинга ЧС природного и техногенного характера, на которых практически осуществлено выделение конкретных объектов с удалением фона, ухудшающего визуальное восприятие информации, и повышение контраста от 10 % до 30 % путем использования степенных и логарифмического преобразований яркости, пороговой обработки и подъема уровня высоких частот спектра изображения.

3. Разработан алгоритм повышения эффективности авиационного мониторинга лесных пожаров, основанный на улучшении точности калибровки тепловизионного оборудования, входящего в состав технических средств ДЗЗ, по разработанной методике, основанной на оценивании неопределенности и использовании низкотемпературного рабочего эталона АЧТ, позволяющей точно определить градиент значений температуры при суммарной стандартной неопределенности результата измерений от 1,4 °С до 2,0 °С, что практически в 2,5 раза лучше минимально допустимого, для повышения достоверности и качества термограмм лесных пожаров и принятия правильного управленческого решения по их ликвидации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обстановка с чрезвычайными ситуациями в Республике Беларусь в 2015 году / А. В. Жовна [и др.] // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2016. – № 1. – С. 12–17.

2. Обстановка с чрезвычайными ситуациями в Республике Беларусь в 2016 году / А. В. Жовна [и др.] // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2017. – № 1. – С. 24–30.

3. **Проровский, В. М.** Обстановка с чрезвычайными ситуациями в Республике Беларусь в 2017 году / В. М. Проровский, М. В. Ходин, Н. Д. Чистяков // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2018. – № 1. – С. 5–10.

4. **Проровский, В. М.** Обстановка с чрезвычайными ситуациями в Республике Беларусь в 2018 году / В. М. Проровский, М. В. Ходин // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2019. – № 1. – С. 4–10.

5. **Проровский, В. М.** Обстановка с чрезвычайными ситуациями в Республике Беларусь в 2019 году / В. М. Проровский, М. В. Ходин, Н. Д. Чистяков // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2020. – № 1. – С. 24–30.

6. **СТБ 1404–2003.** Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Мониторинг аэрокосмический. Номенклатура контролируемых параметров чрезвычайных ситуаций.

7. **СТБ 1408–2003.** Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Мониторинг и прогнозирование лесных пожаров. Общие требования.

8. Возможность использования авиационной спектрозональной системы «АВИС» для дистанционного мониторинга ЧС / Б. И. Беляев [и др.] // Bezpieczeństwo i Technika Pożarnicza/Safety & Fire Technique. – 2014. – № 34/2/14. – С. 105–114.

9. **Крылов, Б. А.** Методы регистрации, обработки и анализа изображений: учебно-методическое пособие / Б. А. Крылов, А. Ю. Гришенцев, Е. Н. Величко. – Санкт-Петербург: СПбГУ ИТМО, 2010. – 60 с.

10. **Фисенко, В. Т.** Компьютерная обработка и распознавание изображений: учебное пособие / В. Т. Фисенко, Т. Ю. Фисенко. – Санкт-Петербург: СПбГУ ИТМО, 2008. – 192 с.

11. Методы компьютерной обработки изображений: учебное пособие / М. В. Гашников [и др.]; под ред. В. А. Сойфера. – 2-е изд., испр. – Москва: Физматлит, 2003. – 780 с.

12. **Смагин, М. С.** Применение тепловизоров для решения пожарно-спасательных задач: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / М. С. Смагин. – Режим доступа: https://www.researchgate.net/publication/295074334_Primenenie_teplovizorov_dla_resenia_pozarno-spasatelnyh_zadac_Obnovlennaa_versia_na_2021_god. – Дата доступа: 16.05.2021.

13. **Никитин, С. К.** Тепловизоры как средство профилактики пожаров / С. К. Никитин // Алгоритм безопасности. – 2013. – № 5. – С. 60–61.

14. Системы и технические средства раннего обнаружения пожара / А. В. Федоров [и др.]. – Москва: Акад. ГПС МЧС России, 2009. – 158 с.

15. **Ключка, Ю. П.** Анализ применения тепловизоров при тушении пожаров / Ю. П. Ключка, Х. Ш. Гасанов, Н. В. Крынская // Проблемы пожарной безопасности: сб. науч. тр. – 2014. – Вып. 36. – С. 109–116.

16. **Куксин, Г. В.** Современные приборы помогают тушить торфяники [Электронный ресурс] / Г. В. Куксин. – Режим доступа: https://greenpeace.ru/expert-opinions/2019/05/11/sovremennye-pribory-pomogajut-tushit-torfjaniki/. – Дата доступа: 14.05.2019.

17. **Цикман, И. М.** Калибровка тепловизионной камеры авиационной системы «АВИС» / И. М. Цикман, Ю. В. Беляев, А. С. Сизиков // Метрология и приборостроение. – 2016. – № 2. – С. 33–36.

18. Образцовый излучатель АЧТ «Деметра» [Электронный ресурс] // Прибор-сервис. – Режим доступа: https://metropir.ru/demetra.html. – Дата доступа: 16.05.2021.

19. **Куксин, Г. В.** Рекомендации по тушению торфяных пожаров на осушенных болотах / Г. В. Куксин, М. Л. Крейндлин, Н. А. Коршунов. – Москва: ВИПКЛХ. – 2015. – 112 с.

20. Справочник по климату Беларуси: в 4 ч. Ч. 1: Температура воздуха и почвы / Е. В. Комаровская [и др.]. – Минск: Респ. центр по гидрометеорологии, контролю радиоактивного загрязнения и мониторингу окружающей среды, 2017. – 85 с.

21. **Ефремова, Н. Ю.** Оценка неопределенности в измерениях: практическое пособие / Н. Ю. Ефремова. – Минск: БелГИМ, 2003. – 50 с.

Статья сдана в редакцию 24 января 2023 года

Алексей Сергеевич Сизиков, Научно-исследовательский институт пожарной безопасности и проблем чрезвычайных ситуаций МЧС Республики Беларусь. Тел.: +375-293-500-142. E-mail: aquarey@yandex.ru.
Юрий Владимирович Беляев, канд. техн. наук, доц., Институт прикладных физических проблем имени А. Н. Севченко Белорусского государственного университета. Тел.: +375-173-683-246. E-mail: belyv@tut.by.
Ирина Михайловна Цикман, канд. техн. наук, доц., Институт прикладных физических проблем имени А. Н. Севченко Белорусского государственного университета. Тел.: +375-173-521-933. E-mail: tsik02@bsu.by.

Alexey Sergeevich Sizikov, Research Institute of Fire Safety and Emergency Problems of the Ministry for Emergency Situations of the Republic of Belarus. Tel.: +375-293-500-142. E-mail: aquarey@yandex.ru.
Yuriy Vladimirovich Belyaev, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, A. N. Sevchenko Institute of Applied Physical Problems of Belarusian State University. Tel.: +375-173-683-246. E-mail: belyv@tut.by.
Irina Mikhailovna Tsykman, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, A. N. Sevchenko Institute of Applied Physical Problems of Belarusian State University. Tel.: +375-173-521-933. E-mail: tsik02@bsu.by.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_63

УДК 697.93

С. Д. Галюжин, О. М. Лобикова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ВОДЫ В КАПЛЕУЛОВИТЕЛЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

S. D. Galyzhin, O. M. Lobikova

MATHEMATICAL MODEL OF WATER PARTICLE MOVEMENT IN THE DROPLET ELIMINATOR OF A VENTILATION UNIT

Аннотация

Разработана математическая модель движения капли воды в канале каплеуловителя системы вентиляционной установки, которая дает возможность подобрать его основные параметры: длину изогнутой пластины канала и ширину канала. Модель учитывает действие центробежной силы, сил тяжести и Кориолиса, а также силы сопротивления движению капли воды относительно потока воздуха. Результаты исследований могут быть рекомендованы при проектировании каплеуловителя вентиляционной установки.

Ключевые слова:

каплеуловитель, воздуховод, частица воды.

Для цитирования:

Галюжин, С. Д. Математическая модель движения частицы воды в каплеуловителе вентиляционной установки / С. Д. Галюжин, О. М. Лобикова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 63–70.

Abstract

A mathematical model of the movement of a water drop in the drop eliminator channel of the ventilation system has been developed, which makes it possible to select its main parameters: the length of the curved channel plate and the channel width. The model takes into account the action of centrifugal force, gravity and Coriolis forces, as well as the resistance force to the movement of a water drop relative to the air flow. The research results can be recommended when designing a drop eliminator for a ventilation unit.

Keywords:

droplet eliminator, air duct, water particle.

For citation:

Galyzhin, S. D. Mathematical model of water particle movement in the droplet eliminator of a ventilation unit / S. D. Galyzhin, O. M. Lobikova // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 63–70.

Введение

После прохождения удаляемого воздуха через рекуператор вентиляционной установки, как правило, данный воздух становится насыщенным. При дальнейшем движении удаляемого воздуха в условиях холодного времени го-

© Галюжин С. Д., Лобикова О. М., 2023

да происходит его охлаждение, образование конденсата в виде капель воды и их замерзание в вытяжном воздуховоде [1, 2]. Это приводит к повышению газодинамического сопротивления вытяжного воздуховода и, как следствие, к уменьшению воздухообмена и увеличению расхода электроэнергии [3].

Для исключения данного негативного явления в системах вентиляции устанавливают каплеуловители [4]. Чаще всего для этих целей используют каплеуловители пластинчатого типа. В них вертикально устанавливаются изогнутые пластины, которые образуют ряд каналов. В каналах воздух движется по криволинейной траектории, в результате возникает центробежная сила инерции, воздействующая на капли воды и отбрасывающая эти капли к вогнутой поверхности пластины. Собранный на этих поверхностях конденсат воды стекает вниз в конденсатоприемник, а затем в дренаж (рис. 1).

Рис. 1. Каплеуловитель пластинчатого типа

Для определения основных размеров пластин была разработана математическая модель движения капли воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки.

Основная часть

При составлении расчетной модели движения капли воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки были использованы следующие допущения:

– частица воды является материальной точкой с постоянной массой;

– во время движения форма частицы воды является сферической;

– скорость движения воздуха в канале каплеуловителя постоянна, не изменяется во времени;

– поток воздуха в канале каплеуловителя вентиляционной установки является равномерным;

– для описания условий обтекания частицы воды используется модель сплошной среды;

– применен принцип возвратности аэродинамики – характеристики сил взаимодействия частицы воды и воздуха одинаковы при движении тела в неподвижном воздухе и при набегании на неподвижное тело равномерного потока воздуха.

Данные допущения применяются в аэро- и газодинамике и позволяют с высокой достоверностью описывать процесс движения частицы воды в канале каплеуловителя.

Расчетная схема сил, действующих на каплю воды, движущуюся в канале каплеуловителя вентиляционной установки представлена на рис. 2. Базовую (абсолютную) систему координат обозначим $O_aX_aY_aZ_a$; подвижную систему координат, релятивную потоку воздуха – *OXYZ*. Система координат *OXYZ* вращается относительно оси *3* с угловой скоростью ω_e.

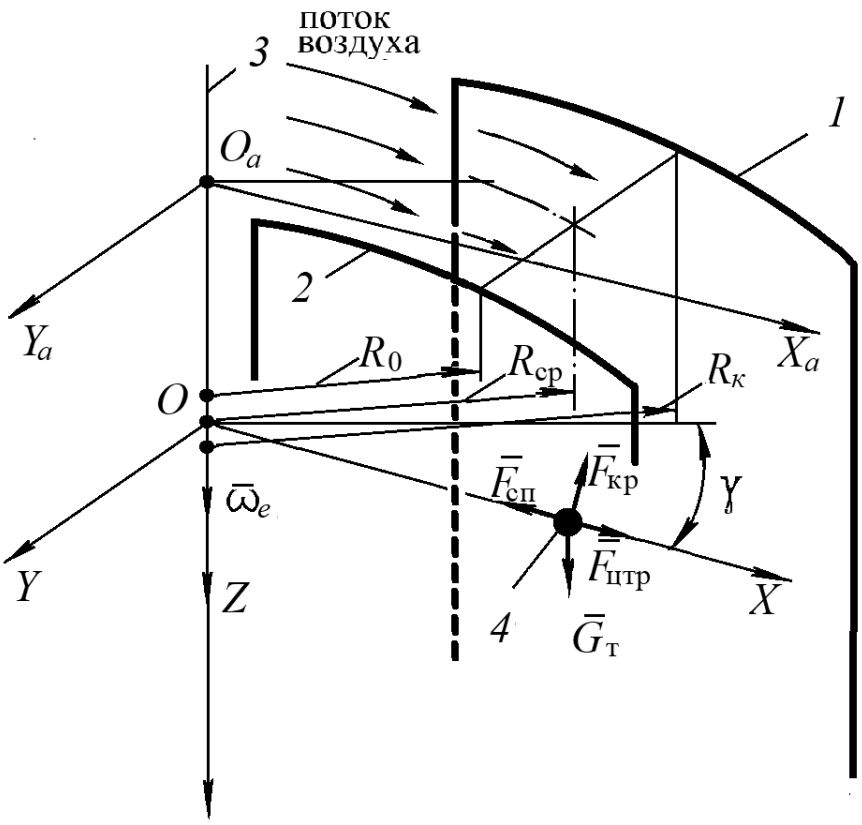

Рис. 2. Схема сил, действующих на каплю воды, движущуюся в канале каплеуловителя: *1*, *2* – изогнутые пластины, образующие канал каплеуловителя для движения потока воздуха; *3* – вертикальная ось, проходящая через центр кривизны средней криволинейной поверхности между пластинами *1* и *2*; *4* – частица воды

Уравнение движения частицы (капли) воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки с учетом принятых допущений можно представить в виде следующей зависимости [5, с. 237–255]:

$$m_{ЧВ}\vec{a}_{ЧВ} = \vec{G}_T + \vec{F}_{ЦТР} + \vec{F}_{КР} + \vec{F}_{СП}, \quad (1)$$

где $m_{ЧВ}$ – масса частицы (капли) воды в канале каплеуловителя, кг; $\vec{a}_{ЧВ}$ – ускорение частицы (капли) воды в канале каплеуловителя в системе координат *OXYZ*, м/с^2; $\vec{G}_T$ – сила тяжести, действующая на каплю воды, Н; $\vec{F}_{ЦТР}$ – центробежная сила инерции, действующая на каплю во-

ды, Н; $\vec{F}_{КР}$ – сила Кориолиса, Н; $\vec{F}_{СП}$ – сила сопротивления, Н.

Сила тяжести и центробежная сила инерции, действующие на частицу (каплю) воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки, определяются по общеизвестным формулам:

$$\vec{G}_T = m_{ЧВ}\vec{g}; \quad (2)$$

$$\vec{F}_{ЦТР} = \vec{a}_Ц m_{ЧВ}, \quad (3)$$

где $\vec{g}$ – ускорение свободного падения, м/с^2; $\vec{a}_Ц$ – центростремительное ускорение, м/с^2.

Система координат *OXYZ*, релятивная потоку воздуха, вращается с угловой скоростью ω_e, тогда модуль центробежной силы будет равен [6, с. 365–369]

$$F_{ЦТР} = m_{ЧВ}\omega_e^2 R, \quad (4)$$

где ω_e – угловая скорость криволинейного движения частицы (капли) воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки вместе с потоком воздуха, с$^{-1}$; *R* – радиус криволинейной траектории движения капли воды *4* (см. рис. 2) в канале каплеуловителя вентиляционной установки, м.

При движении капли воды под воздействием $F_{ЦТР}$ относительно потока воздуха возникает сила Кориолиса, устанавливаемая зависимостью [7, с. 201–203]

$$\vec{F}_{КР} = 2m_{ЧВ}\left[\vec{\omega}_e \vec{V}_R\right], \quad (5)$$

где $\vec{V}_R$ – скорость движения капли воды релятивно (относительно) воздушного потока в канале каплеуловителя вентиляционной установки, м/с.

Движение капли воды в канале каплеуловителя происходит в потоке удаляемого воздуха. Размеры капли воды значительно превышают размеры молекулы воздуха. Поэтому капля воды должна быть рассмотрена как тело, обтекаемое потоком, с учётом аэродинамических закономерностей. А сила сопротивления $F_{СП}$ будет равна совокупности сил сопротивления, возникающих в результате обтекания капли воды воздушными потоками. Форма данной зависимости разработана Ньютоном и имеет следующий вид [7, с. 255–257; 8, с. 133–136]:

$$\vec{F}_{СП} = -0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}\left|\vec{V}_R\right|\vec{V}_R, \quad (6)$$

где $k_{СП}$ – коэффициент лобового сопротивления капли воды; $S_{СП}$ – площадь проекции капли воды на плоскость, перпендикулярную вектору V_R, м^2; $\rho_{ВЗ}$ – плотность воздуха, кг/м^3.

Используем полученные результаты сил $\vec{G}_T$, $\vec{F}_{ЦТР}$, $\vec{F}_{КР}$, $\vec{F}_{СП}$ из выражений (2)–(6) в уравнении (1) движения частицы (капли) воды и спроецируем его на оси *XYZ*. Также предположим, что составляющие $\dot{y}$ и $\dot{z}$ относительной скорости $\vec{V}_R$ пренебрежительно малы в сопоставлении с $\dot{x}$. Следовательно, при определении сил $F_{СП}$ и $F_{КР}$ возможно учитывать исключительно $\dot{x}$, пренебрегая $\dot{y}$ и $\dot{z}$. Тогда систему дифференциальных уравнений движения капли воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки при $\dot{x} \geq 0$ можно представить в виде

$$\begin{cases} m_{ЧВ}\ddot{x} = m_{ЧВ}\omega_e^2 x - 0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}\dot{x}^2; \\ m_{ЧВ}\ddot{y} = -2m_{ЧВ}\omega_e\dot{x} - 0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}\dot{y}^2; \\ m_{ЧВ}\ddot{z} = m_{ЧВ}g - 0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}\dot{z}^2 \end{cases} \quad (7)$$

или

$$\begin{cases} \ddot{x} = (\omega_e^2)x - \left(0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}/m_{ЧВ}\right)\dot{x}^2; \\ \ddot{y} = -2\omega_e\dot{x} - \left(0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}/m_{ЧВ}\right)\dot{y}^2; \\ \ddot{z} = g - \left(0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}/m_{ЧВ}\right)\dot{z}^2. \end{cases} \quad (8)$$

Для упрощения решения введем обозначения:

$$a_1 = \omega_e^2; \quad b_1 = 0,5k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ} / m_{ЧВ};$$

$$d_1 = 2\omega_e. \qquad (9)$$

Тогда система дифференциальных уравнений движения капли воды в канале каплеуловителя вентиляционной установки (8) примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} = a_1 x - b_1 \dot{x}^2; \\ \ddot{y} = -d_1 \dot{x} - b_1 \dot{y}^2; \\ \ddot{z} = g - b_1 \dot{z}^2. \end{cases} \qquad (10)$$

Для приведения данной системы к системе дифференциальных уравнений Риккати первого порядка произведем замену $x_1 = x$, $x_2 = \dot{x}_1$, $y_1 = y$, $y_2 = \dot{y}_1$, $z_1 = z$, $z_2 = \dot{z}_1$. Тогда система уравнений дифференциальных уравнений (10) сведется к следующему виду:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 - b_1 x_2^2; \\ \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = -d_1 x_2 - b_1 y_2^2; \\ \dot{z}_1 = z_2; \\ \dot{z}_2 = g - b_1 z_2^2. \end{cases} \qquad (11)$$

Дифференциальное уравнение Риккати интегрируется в квадратурах только в частных случаях, соответственно системы дифференциальных уравнений Риккати решаются только с использованием численных методов. Поэтому для решения системы (11) целесообразно применить метод Рунге – Кутта, реализованный в пакетах символьной математики [9, 10].

Две последние зависимости системы уравнений (11) не включают переменные x и y и для их решения можно использовать метод разделения переменных. Запишем данные зависимости:

$$\begin{cases} \dot{z}_2 = g - b_1 z_2^2; \\ \dot{z}_1 = z_2. \end{cases} \qquad (12)$$

Первая зависимость системы (12) представляет собой уравнение Риккати. Чтобы выполнить его интегрирование, произведем разделение переменных:

$$\frac{dz_2}{dt} = g - b_1 z_2^2$$

или

$$\frac{dz_2}{g - b_1 z_2^2} = dt;$$

$$\frac{1}{g}\sqrt{\frac{g}{b_1}}\frac{d\left(\sqrt{\frac{b_1}{g}}z_2\right)}{1-\left(\sqrt{\frac{b_1}{g}}z_2\right)^2} = dt. \qquad (13)$$

Проведем интегрирование уравнения (13) и получим

$$\frac{1}{2\sqrt{gb_1}}\ln\left|\frac{\sqrt{\frac{b_1}{g}}z_2 + 1}{\sqrt{\frac{b_1}{g}}z_2 - 1}\right| = t + \ln C_1. \qquad (14)$$

Проведем далее преобразования зависимости (14)

$$z = \frac{1}{b_1}\ln\left|e^{2\sqrt{b_1 g}t} - 1/c\right| - \\ - \frac{t}{\sqrt{b_1/g}} + C_2. \qquad (15)$$

Подставляя в (15) значение b_1 из (9), получим следующую зависимость:

$$z = \frac{2m_{ЧВ}}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}} \times$$

$$\times \ln\left|e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t} - \frac{1}{C}\right| -$$

$$- \frac{t}{\sqrt{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}/2m_{ЧВ}g}} + C_2. \quad (16)$$

Определим постоянные интегрирования C и C_2. Продифференцируем уравнение (16), чтобы определить постоянную C:

$$z = \frac{1}{b_1}\frac{1}{e^{2\sqrt{b_1 g}t} - 1/c} \times$$

$$\times e^{2\sqrt{b_1 g}t}\,2\sqrt{b_1 g} - \frac{1}{\sqrt{b_1/g}}. \quad (17)$$

За начальный момент времени (t = 0) примем момент времени вхождения частицы (капли) воды в канал каплеуловителя вентиляционной установки. При этом, если $z = 0$, то $\dot{z} = 0$. В этом случае зависимость (17) примет следующий вид:

$$\frac{1}{\sqrt{b_1/g}} = \frac{1}{b_1}\frac{2\sqrt{b_1 g}}{1 - 1/c}.$$

Если умножить обе части последнего уравнения на $\sqrt{b_1}$ и выполнить преобразования, то получим значение постоянной интегрирования $C = -1$.

Для определения постоянной интегрирования C_2 воспользуемся зависимостью (16) с теми же начальными условиями:

$$C_2 = -\frac{2m_{ЧВ}\ln 2}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}} = \frac{1{,}386m_{ЧВ}}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}}. \quad (18)$$

С учетом выведенных постоянных интегрирования $C = -1$ и C_2 из (18) уравнение (16) запишем в виде

$$z = \frac{2m_{ЧВ}}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}} \times$$

$$\times \ln\left|e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t} + 1\right| -$$

$$- \frac{t}{\sqrt{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}/2m_{ЧВ}g}} - \frac{1{,}386m_{ЧВ}}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}}. \quad (19)$$

Подставляя в (17) значения b_1 из (9) и C_2 из (18), и выполнив преобразования, получим

$$z = \frac{2m_{ЧВ}e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t}\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}t}}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}\left(e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t} + 1\right)} - \frac{1}{\sqrt{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/2m_{ЧВ}t}}. \quad (20)$$

Преобразуем для упрощения выражение (20). Тогда

$$z = \sqrt{\frac{2m_{ЧВ}g}{k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}}} \times$$

$$\times \left(\frac{2e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t}}{e^{\sqrt{2k_{СП}S_{СП}\rho_{ВЗ}g/m_{ЧВ}}t} + 1} - 1\right). \quad (21)$$

Таким образом, два первых уравнения системы (8) возможно решить с использованием численных методов, для решения третьего уравнения используется зависимость (19).

Для определения длины канала каплеуловителя вентиляционной установки необходимо вывести зависимость $t = f(x)$, т. к. при наличии информации о продолжительности движения капли

воды от стенки *2* до стенки *1* (см. рис. 2) каплеуловителя возможно определить протяженность пути движения воздушного потока в канале и, соответственно, длину изогнутых пластин.

Предложенная математическая модель дает возможность сформулировать следующую методику проектирования ключевых параметров каплеуловителя вентиляционной установки. На первом этапе, основываясь на конструкции вентиляционной установки, с учетом габаритных и присоединительных размеров, находим параметры R_0 и $R_к$ (см. рис. 2). Из-за того, что площадь живого сечения всех каналов каплеуловителя примерно на 10 % меньше площади живого сечения канала для удаляемого воздуха, то с достаточной точностью для технических расчетов можно считать, что средняя скорость движения в канале каплеуловителя будет равна $V_{ср.к} = 1{,}1\ V_{у.в}$ ($V_{у.в}$ – средняя скорость движения удаляемого воздуха в вентиляционном канале).

$$\omega_e = V_{ср.к} / R_{ср}. \qquad (22)$$

Далее с использованием численных методов решаем первые два уравнения системы (8), при соблюдении требований, что $R_к \geq x \geq R_0$, а $y \geq 0$. Определяем t_1 – продолжительность движения капель воды различной массы от стенки *2* до стенки *1* каплеуловителя вентиляционной установки (см. рис. 2). Используя допущение, что форма капли воды является сферической, ее массу можно рассчитать по формуле

$$m_{чв} = \rho_в \frac{4}{3}\pi R_{чв}^3, \qquad (23)$$

где $\rho_в$ – плотность воды, кг/м^3; $R_{чв}$ – радиус капли воды, м.

Так как форма капли воды модели принята сферической формы, то, соответственно, проекция ее на плоскость, перпендикулярную вектору скорости движения капли воды относительно воздушного потока в канале каплеуловителя вентиляционной установки V_R, будет являться кругом площадью $S_{СП}$, и может быть рассчитана по формуле

$$S_{СП} = \pi R_{чв}^2. \qquad (24)$$

Для данной формы капли воды значение коэффициента лобового сопротивления $k_{сп}$ возможно определить на основании данных [7, с. 257–260]: $k_{сп} = 0{,}62$. Чтобы учесть плотность воздуха $\rho_{вз}$, воспользуемся известным уравнением Клапейрона

$$\rho_{вз} = p_{абс} / (R_в T_{абс}), \qquad (25)$$

где $p_{абс}$ – абсолютное давление воздуха, Па; $T_{абс}$ – абсолютная температура, К; $R_в$ – газовая постоянная воздуха, $R_в = 287$ Дж/(кг·К) [11, с. 21].

Далее находим максимальное значение t_1 и угол поворота подвижной системы координат $OXYZ$ γ, релятивной воздушному потоку в канале каплеуловителя:

$$\gamma = \omega_e t_1. \qquad (26)$$

Тогда длина пластины канала каплеуловителя вентиляционной установки l будет определена по формуле

$$l = \gamma R_{ср}. \qquad (27)$$

Важным параметром каплеуловителя является ширина канала $L = R_к - R_0$. Чем больше L, тем длиннее будут пластины, что приведет к повышению линейного газодинамического сопротивления каплеуловителя. Уменьшение L приводит к снижению линейного газодинамического сопротивления, но при этом будет возрастать местное газодинамическое сопротивление, т. к. будет увеличиваться число пластин в каплеуловителе. Решение данной проблемы требует дополнительных исследований газодинамических процессов в капле-

уловителе. На данном этапе, исходя из результатов эксплуатации каплеуловителей, можно принять L = 40 мм [11, 12].

Заключение

Таким образом, разработанная математическая модель движения частицы воды в каплеуловителе вентиляционной установки позволяет выбрать его основные параметры: длину изогнутой пластины канала и ширину канала. Результаты исследований могут быть рекомендованы при проектировании каплеуловителя вентиляционной установки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Галюжин, С. Д.** Сравнительный анализ способов определения расхода конденсата в системе вентиляции машиностроительного предприятия / С. Д. Галюжин, О. М. Лобикова // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 7 (7). – С. 53–63.

2. **Галюжин, С. Д.** Определение исходных данных для проектирования устройства удаления конденсата из рекуператора вентиляционной установки / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Вестн. Белгород. гос. технол. ун-та им. В. Г. Шухова. – 2019. – № 7. – С. 63–71.

3. **Галюжин, С. Д.** Экономическая выгода мероприятий повышения энергетической эффективности систем вентиляции / С. Д. Галюжин, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Казахстан-Холод 2019: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Алматы, 20–21 февр. 2019 г. – Алматы: АТУ, 2019. – С. 104–110.

4. Каплеуловитель [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/. – Дата доступа: 07.01.2023.

5. **Бутенин, Н. В.** Курс теоретической механики: учебное пособие: в 2 т. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – Санкт-Петербург: Лань, 1998. – Т. 1. – 736 с.

6. **Никитин, Н. Н.** Курс теоретической механики: учебник / Н. Н. Никитин. – Москва: Высшая школа, 1990. – 607 с.

7. **Альтшуль, А. Д.** Гидравлика и аэродинамика: учебник / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – Москва: Стройиздат, 1987. – 414 с.

8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник д / Т. М. Башта [и др.]. – 2-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с.

9. **Кирьянов, Д. В.** Самоучитель MATHCAD / Д. В. Кирьянов. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2003. – 560 с.

10. **Охорзин, В. А.** Прикладная математика в системе MATHCAD: учебное пособие / В. А. Охорзин. – 3-е изд. – Санкт-Петербург: Лань, 2009. – 352 с.

11. Каплеуловители и воздухораспределители в вентиляционных установках [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://lazerps.ru/uslugi/vozdukhopodgotovka/kapleuloviteli/. – Дата доступа: 18.01.2023.

12. Каплеуловитель для вентиляции [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://redvent.ru/ catalog/kapleulavlivatel-dlya-ventilyatsii/. – Дата доступа: 18.01.2023.

Статья сдана в редакцию 12 января 2023 года

Сергей Данилович Галюжин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-044-711-78-12. E-mail: serg.galujin@yandex.by.
Ольга Михайловна Лобикова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-033-628-83-73. E-mail: olg.lobikova@yandex.by.

Sergei Danilovich Galyzhin, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-044-711-78-12. E-mail: serg.galujin@yandex.by.
Olga Mikhailovna Lobikova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-033-628-83-73. E-mail: olg.lobikova@yandex.by.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_71

УДК 339.137.2

Л. А. Климова

АНАЛИЗ КОНКУРЕНТНЫХ СИЛ В ОТРАСЛИ ЛИФТОСТРОЕНИЯ И ОЦЕНКА КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ОАО «МОГИЛЕВЛИФТМАШ» НА РОССИЙСКОМ РЫНКЕ ЛИФТОВ

L. A. Klimova

ANALYSIS OF COMPETITIVE FORCES IN THE ELEVATOR INDUSTRY AND ASSESSMENT OF JSC «MOGILEVLIFTMASH» COMPETITIVENESS IN THE RUSSIAN ELEVATOR MARKET

Аннотация

В статье выполнен подробный анализ конкурентных сил в отрасли лифтостроения и проведена оценка конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмащ» на российском рынке лифтов. Для анализа конкурентных сил в отрасли использована модель пяти сил конкуренции М. Портера. Оценка конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов проводилась на основании методики многомерных сравнений. В результате определены конкурентные позиции ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов, сильные и слабые стороны предприятия, предложены рекомендации по повышению конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмаш».

Ключевые слова:

конкуренция в отрасли, угрозы, конкурентоспособность лифтов.

Для цитирования:

Климова, Л. А. Анализ конкурентных сил в отрасли лифтостроения и оценка конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов / Л. А. Климова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 71–79.

Abstract

The article provides a detailed analysis of competitive forces in the elevator industry and assesses JSC «Mogilevliftmash» competitiveness in the Russian elevator market. To analyze the competitive forces in the industry, M. Porter's five competitive forces model was used. The assessment of the competitiveness of JSC «Mogilevliftmash» in the Russian elevator market was carried out based on the methodology of multidimensional comparisons. As a result, the competitive positions of JSC «Mogilevliftmash» in the Russian elevator market, as well as the strengths and weaknesses of the enterprise were determined; and recommendations for improving the competitiveness of JSC «Mogilevliftmash» were proposed.

Keywords:

competition in the industry, threats, competitiveness of elevators.

© Климова Л. А., 2023

For citation:
Klimova, L. A. Analysis of competitive forces in the elevator industry and assessment of JSC «Mogilevliftmash» competitiveness in the Russian elevator market / L. A. Klimova // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 71–79.

Введение

Открытое акционерное общество «Могилевлифтмаш» является единственным в Республике Беларусь и одним из крупнейших производителей лифтов и лифтового оборудования на постсоветском пространстве. Возможности ОАО «Могилевлифтмаш» как производителя и поставщика пассажирских и грузовых лифтов основаны на накопленном в течение многих лет опыте в области разработки, изготовления и совершенствования конструкций выпускаемых товаров. В настоящее время заводом освоен выпуск более 70 базовых моделей лифтов, номенклатура которых охватывает практически все модели, применяемые в странах СНГ. Основным рынком сбыта лифтов предприятия является Российская Федерация (более 80 % экспорта).

Приоритеты развития акционерного общества определены в политике предприятия в области качества. Стратегическая цель – быть в группе лидеров в лифтостроении среди промышленных предприятий СНГ, обеспечить конкурентоспособность продукции на внутреннем и внешнем рынках.

Для достижения стратегической цели предприятию необходимо тщательно отслеживать состояние конкурентных сил в отрасли, а также оценивать свой уровень конкурентоспособности, чтобы своевременно реагировать на рыночные изменения, принимать соответствующие управленческие решения.

Основная часть

Анализируемой отраслью является отрасль производства лифтов и лифтового оборудования в Российской Федерации.

Целями стратегического анализа являются:

– выявление остроты конкуренции внутри отрасли;

– определение возможностей вхождения в отрасль новых производителей;

– изучение возможного влияния товаров-заменителей на продукты отрасли;

– рассмотрение других сил, которые в совокупности могут оказать влияние на прибыльность отрасли в целом и, соответственно, на прибыльность компаний, работающих в отрасли.

Для анализа использована модель пяти конкурентных сил М. Портера [1, с. 49].

Прибыльность отрасли рассматривается как результат конкурентного давления из пяти источников.

1. Угроза со стороны товаров-заменителей.

Лифт – технически сложное и хорошо продуманное устройство для транспортировки пассажиров и грузов, однако и у него в определенных ситуациях могут быть товары-заменители.

Так, альтернативой грузовым лифтам являются подъемники и ленточные конвейеры (или транспортеры).

Что касается подъемников, то их часто используют при строительно-монтажных и ремонтных работах. Особенность таких механизмов в том, что они способны поднять значительные грузы и людей на большую высоту. Некоторые виды подъемников способны перемещать до 5 000 кг груза за один раз. Это главное преимущество подъемников перед лифтами, второе – цена значительно ниже, чем цена аналогичных моделей лифтов (в среднем на 25 %…30 %).

Еще одна замена лифтам – ленточный транспортер (конвейер). Он незаменим там, где нужно перекинуть с места на место большое количество груза. Ленточный транспортер способен не только

перемещать товары по заранее заданной трассе, но и рассортировывать их, доставляя в заданное место. Это устройство может работать бесперебойно и круглосуточно, а потому просто незаменимо на крупносерийном производстве. Транспортер прекрасно вписывается в темп производства, более того – определяет ритм его работы. Поэтому и требования к такому механизму выдвигают повышенные: он должен быть не только надежным, экономичным, легкоремонтируемым, но и способным работать в автономном режиме. Цена в среднем на 40 % ниже, чем цена грузовых лифтов.

Несмотря на все преимущества подъемников и ленточных конвейеров, они, как товары-заменители, представляют угрозу лифтам только в сегменте покупателей, представляющих строительные организации, выполняющие строительно-монтажные и ремонтные работы зданий и сооружений. Основными же покупателями продукции ОАО «Могилевлифтмаш» являются организации, занимающиеся возведением жилых домов и производственных зданий и покупающие лифты для установки внутри помещений, где на первый план выступают не цена и грузоподъемность (вряд ли в жилом помещении понадобится поднимать грузы массой в 5 т и более), а качество, дизайн, эргономические характеристики лифтов.

Для пассажирских лифтов также имеются товары-заменители – это эскалаторы. Однако и они не представляют значительной угрозы для ОАО «Могилевлифтмаш» в силу своей громоздкости и малой грузоподъемности. Сегмент покупателей мал (как правило, это крупные торговые центры в городах и аэропорты) и малопривлекателен для предприятия.

Вывод: товары-заменители не представляют серьезной угрозы для ОАО «Могилевлифтмаш».

2. Угроза со стороны потенциальных участников рынка.

Если в отрасли отдача на вложенный капитал превышает его стоимость, то такая отрасль притягивает потенциальных участников, и если не существуют (или сняты) препятствия для входа на этот рынок новых конкурентов, то уровень прибыльности отрасли снижается (или резко падает). Более высокий уровень прибыльности достигается в отраслях с «высокими входными барьерами» по сравнению с отраслями, защищенными «низкими» и «умеренно низкими» барьерами.

Потенциальными конкурентами для ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов являются китайские производители, которые обладают следующими преимуществами при вхождении в отрасль:

1) капиталовложения. Несмотря на то, что их размер в развитие данного бизнеса оценивается в 15…20 млн евро, китайские производители, объединяясь в ассоциации, успешно преодолевают данный барьер и создают реальную угрозу существующим производителям;

2) преимущество в затратах. Если учесть, что Китай – огромная страна с самой дешевой рабочей силой, то можно с уверенностью сказать, что их лифты будут наиболее конкурентоспособны по цене (чего нельзя сказать о качестве). Это обстоятельство заставляет существующих производителей, в том числе и ОАО «Могилевлифтмаш», искать возможности снижения себестоимости и цен на продукцию, предоставлять высококачественную и своевременную сервисную поддержку для потребителей.

Вместе с тем, для вхождения в отрасль у китайских производителей есть и серьезные барьеры:

1) плохой имидж китайской продукции на российском рынке, однако при грамотной коммуникационной политике это барьер вполне преодолим;

2) поддержка государством (Российской Федерацией) отечественных производителей лифтов, барьер также является преодолимым, если идти по пути создания совместных предприятий и сборочных производств.

Вывод: несмотря на существующие барьеры для в хода в отрасль, угроза со стороны потенциальных участников рынка (китайских производителей) очень велика. Для преодоления угрозы ОАО «Могилевлифтмаш» следует расширять дилерскую сеть, искать новые формы сотрудничества с российскими производителями, проводить активную коммуникационную политику по формированию и поддержанию благоприятного имиджа у потребителей, разрабатывать комплексные программы сервисной поддержки покупателей лифтов во всех регионах Российской Федерации.

3. Угроза со стороны конкурентов внутри отрасли.

Для большинства отраслей ключевым фактором, определяющим общее состояние конкуренции и средний уровень прибыльности, является соперничество конкурентов внутри отрасли.

Для того чтобы определить уровень конкуренции внутри исследуемой отрасли, необходимо рассмотреть ее отраслевую структуру и другие факторы, имеющие на это влияние.

На российском рынке лифтов, помимо ОАО «Могилевлифтмаш», присутствуют российские, американские, европейские и корейские производители.

Главными конкурентами предприятия являются российские производители: АО «Щербинский лифтостроительный завод» (г. Щербинка, Московская область), ПАО «Карачаровский механический завод» (г. Москва), ООО «ОТИС лифт» (г. Санкт-Петербург»), которые предлагают поставку лифтового оборудования со скидкой до 30 % без предварительной оплаты с отсрочкой платежа до 90 дней и более.

Кроме того, основные российские производители объединились в Российское лифтовое объединение (РЛО), основными целями которого являются лоббирование местных производителей в региональных органах государственного управления Российской Федерации и постепенное вытеснение с рынка ОАО «Могилевлифтмаш» как своего основного конкурента.

Американские, европейские и корейские производители также активно осваивают российский рынок лифтов.

Вывод: конкуренция на российском рынке лифтов чрезвычайно велика. Присутствующие конкуренты (особенно российские) создают реальную угрозу ОАО «Могилевлифтмаш». Следовательно, для преодоления угрозы нашему предприятию следует расширять дилерскую сеть, искать новые формы сотрудничества с российскими производителями.

4. Рыночная власть потребителей.

В процессе продажи товара важны такие факторы, определяющие силу потребительского потенциала, как ценовая чувствительность потребителей и относительная рыночная власть.

Ценовая чувствительность потребителей.

Степень чувствительности потребителей к цене, по которой они готовы приобретать товар, зависит от следующих основных факторов:

– чем более существенна доля приобретаемого товара в общей структуре затрат потребителя, тем более чувствительным он будет к цене, которую ему нужно за него заплатить;

– чем интенсивнее конкуренция среди потребителей, тем сильнее их давление на своих поставщиков с целью снизить закупочную цену;

– чем значительнее роль продукта в формировании качества конечного товара, тем менее чувствительны потребители к запрашиваемой за продукт цене;

– чем доступнее товар для потребителя, тем более чувствительным он будет к цене.

В силу высочайшей конкуренции на российском рынке, а также в силу того, что основными покупателями продукции предприятия являются строительные организации, занимающиеся возведением и реконструкцией жилых

домов с обычными потребительскими характеристиками, ценовая чувствительность покупателей-застройщиков будет довольно высокой.

Относительная рыночная власть.

Рыночная власть в конечном счете базируется на отказе одной из сторон участвовать в сделке. Ключевой вопрос заключается в величине издержек, которую каждая из сторон в состоянии понести от несостоявшейся сделки.

Рыночную власть потребителей относительно продавцов определяют следующие факторы:

– размер потребителей и масштабы их закупок;

– концентрация производителей относительно потребителей.

Чем меньше потребителей на рынке и чем масштабней их закупки, тем большую ценность они представляют для производителя, а значит, для него существует больший риск при потере хотя бы одного из них. Крупные покупатели лифтов (например, концерн «Монарх», Государственное управление Москвы и Московской области по капитальному ремонту многоквартирных домов, компания «Ташир» и другие) покупают от 150 до 450 лифтов ежегодно и оказывают существенное влияние на цену лифтов, требуя от производителей предоставления значительных скидок. Как правило, выигрывают производители, предлагающие типовые лифты по самым выгодным ценам и с возможностью поставки точно в срок.

Концентрация производителей лифтов высока (более 30 компаний) и также оказывает влияние на цену в сторону ее понижения. Потребителям есть из кого выбирать, и они диктуют свои правила игры.

Вывод: рыночная власть потребителей значительно выше власти производителей. ОАО «Могилевлифтмаш» следует искать возможности снижения себестоимости и цены продукции, отслеживать изменение потребительских предпочтений и своевременно на них реагировать.

5. Рыночная власть поставщиков.

Рыночная власть поставщиков ОАО «Могилевлифтмаш» невелика:

– с одной сторон, ОАО «Могилевлифтмаш» является крупным покупателем для поставщиков (ежегодная потребность предприятия только в металле составляет более 15 тыс. т);

– с другой стороны, только на территории Республики Беларусь и Российской Федерации существует более 200 поставщиков металла, более 40 производителей электрооборудования, многие из которых готовы предоставить предприятию скидки на свою продукцию и отсрочки платежей.

Вывод: рыночная власть поставщиков невелика и не оказывает отрицательного влияния на деятельность ОАО «Могилевлифтмаш» на российском рынке лифтов.

Итоги анализа отрасли.

Конкуренция на российском рынке лифтов чрезвычайно велика. Присутствующие конкуренты (особенно российские) создают реальную угрозу ОАО «Могилевлифтмаш».

Несмотря на существующие барьеры для в хода в отрасль, угроза со стороны потенциальных участников рынка (китайских производителей) также очень велика.

Рыночная власть потребителей значительно выше власти производителей, что вынуждает производителей снижать цены на продукцию и учитывать все пожелания потребителей.

Товары-заменители и поставщики не представляют серьезной угрозы для ОАО «Могилевлифтмаш».

Таким образом, ситуация в отрасли напряженная, конкуренция чрезвычайно высока. ОАО «Могилевлифтмаш» для выживания и успешного существования на российском рынке необходимо расширять дилерскую сеть, искать новые формы сотрудничества с российскими производителями, проводить активную коммуникационную политику

по формированию и поддержанию благоприятного имиджа у потребителей, разрабатывать комплексные программы сервисной поддержки покупателей.

Оценка уровня конкурентоспособности ОАО «Могилевлифтмаш» позволит выявить конкурентные преимущества и слабые стороны предприятия.

Следует отметить, что ближайшими и наиболее сильными конкурентами для ОАО «Могилевлифтмаш» (далее – МЛМ) являются:

– АО «Щербинский лифтостроительный завод», г. Щербинка, Московская область (далее – ЩЛЗ);

– ПАО «Карачаровский механический завод», г. Москва (далее – КМЗ);

– ООО «ОТИС лифт», г. Санкт-Петербург (далее – ОТИС).

Именно с перечисленными выше производителями и будут проводиться все сравнения.

Оценка конкурентоспособности лифтов будет проводиться с использованием методики многомерного сравнительного анализа [2, с. 36].

Исходные данные для проведения анализа представлены в табл. 1.

Табл. 1. Матрица исходных данных

Параметр	Весовой коэффициент	МЛМ	ЩЛЗ	КМЗ	ОТИС
1. Количество выпускаемых моделей лифтов	0,02	**139**	100	70	100
2. Удаленность от основных покупателей РФ, балл	0,03	3	**5**	**5**	4
3. Доля рынка, %	0,18	13,7	**37,3**	10,8	15,2
4. Качество лифтов, балл	0,20	3	4	4	**5**
5. Ежемесячная производственная мощность, шт.	0,05	**1300**	1200	800	900
6. Количество сервисных центров в РФ, ед.	0,05	23	27	21	**28**
7. Гарантийное сервисное обслуживание:					
срок, мес.		24	18	18	18
балл	0,04	**5**	4	4	4
8. Средняя цена типового пассажирского лифта грузоподъемностью 400 кг, росс. р.	0,20	1531404	1498000	1497580	**1445472**
9. Срок изготовления заказа:					
дни		3–4	5	14–45	30
балл	0,07	**5**	4	3	2
10. Отсрочка платежей, балл	0,08	3	**5**	**5**	4
11. Государственная поддержка (в РФ)	0,08	3	**5**	**5**	4

В каждой строке таблицы определяются лучшие параметры (они выделены жирным шрифтом в матрице исходных данных) – максимальные элементы, которые принимаются за единицу. На следующем этапе строится матрица стандартизированных коэффициентов. Стандартизированные коэффициенты рассчитываются путем деления соответствующего параметра по каждому предприятию на максимальный элемент строки. Так как для средней цены лучшим является минимальное значение, то оно принимается

за единицу, а остальные стандартизированные коэффициенты по данной строке определяются путем деления минимальной цены на соответствующую цену каждого предприятия. Итоговая матрица стандартизированных коэффициентов представлена в табл. 2.

Табл. 2. Матрица стандартизированных коэффициентов

Параметр	МЛМ	ЩЛЗ	КМЗ	ОТИС
1. Количество выпускаемых моделей лифтов	1	0,72	0,50	0,72
2. Удаленность от основных покупателей РФ	0,6	1	1	0,8
3. Доля рынка	0,37	1	0,29	0,41
4. Качество лифтов	0,6	0,8	0,8	1
5. Ежемесячная производственная мощность	1	0,92	0,62	0,69
6. Количество сервисных центров в РФ	0,82	0,96	0,75	1
7. Гарантийное сервисное обслуживание	1	0,8	0,8	0,8
8. Средняя цена типового пассажирского лифта	0,94	0,96	0,97	1
9. Срок изготовления заказа	1	0,8	0,6	0,4
10. Отсрочка платежей, балл	0,6	1	1	0,8
11. Государственная поддержка (в РФ)	0,6	1	1	0,8

Следующий шаг – расчет рейтинговых оценок по формуле

$$R_j = K_1 \cdot x_{1j}^2 + K_2 \cdot x_{2j}^2 + \\ + \ ... + K_n \cdot x_{nj}^2, \qquad (1)$$

где K_1, K_2, …, K_n – весовые коэффициенты по соответствующему параметру; x_{1j}, x_{2j}, …, x_{ij} – стандартизированные коэффициенты.

Результаты расчета рейтингов всех конкурентов сведены в результирующую табл. 3.

Таким образом, наиболее сильным конкурентом среди всех производителей лифтов является АО «Щербинский лифтостроительный завод», который лидирует по таким важным параметрам, как доля рынка, отсрочка платежей, государственная поддержка в Российской Федерации и удаленность от основных производителей, на втором месте – ПАО «Карачаровский механический завод», на третьем – ООО «ОТИС лифт». ОАО «Могилевлифтмаш» занимает последнее место, несмотря на широкий модельный ряд лифтов, наличие больших производственных мощностей и самые выгодные сроки изготовления заказа и гарантийного сервисного обслуживания, имеет слабые стороны и уступает российским производителям по таким важнейшим характеристикам, как качество лифтов, средняя цена, отсрочка платежей, государственная поддержка в Российской Федерации, удаленность от основных потребителей и количество сервисных центров.

С целью повышения качества продукции на предприятии необходимо проводить техническую и технологическую модернизацию.

Табл. 3. Результаты сравнительной рейтинговой оценки

Параметр	Весовой коэффициент	МЛМ	ЩЛЗ	КМЗ	ОТИС
1. Количество выпускаемых моделей лифтов	0,02	1	0,72	0,50	0,72
2. Удаленность от основных покупателей РФ	0,03	0,6	1	1	0,8
3. Доля рынка	0,18	0,37	1	0,29	0,41
4. Качество лифтов	0,20	0,6	0,8	0,8	1
5. Ежемесячная производственная мощность	0,05	1	0,92	0,62	0,69
6. Количество сервисных центров в РФ	0,05	0,82	0,96	0,75	1
7. Гарантийное сервисное обслуживание	0,04	1	0,8	0,8	0,8
8. Средняя цена типового пассажирского лифта	0,20	0,94	0,96	0,97	1
9. Срок изготовления заказа	0,07	1	0,8	0,6	0,4
10. Отсрочка платежей, балл	0,08	0,6	1	1	0,8
11. Государственная поддержка (в РФ)	0,08	0,6	1	1	0,8
Рейтинг R	–	0,557	0,854	0,622	0,673
Место	–	IV	I	III	II

Для успешной ценовой конкуренции с другими поставщиками можно предлагать продукцию по удобным для потребителей финансовым схемам: поставка лифтов и лифтового оборудования с отсрочкой платежа, поставка оборудования под аккредитив, поставка оборудования по факторингу. Также необходимо постоянно осуществлять мониторинг цен конкурентов для проведения гибкой ценовой политики.

Решить задачу снижения цен и максимального приближения к основным покупателям можно путем дальнейшего развития такого направления, как открытие совместных сборочных производств на базе своих торгово-сервисных центров. Следует отметить, что такая работа уже ведется (созданы совместные предприятия в Москве, Санкт-Петербурге и Нижегородской области). Перспективными для создания совместных производств являются такие города Российской Федерации, как Кемерово, Калининград, Саратов, Воронеж, Новосибирск. Создание совместных производств не только обеспечивает снижение себестоимости лифтов, но и способствует увеличению доли рынка и объемов продаж, позволяет использовать административные ресурсы в регионах и тем самым улучшать такой параметр конкурентоспособности, как государственная поддержка в Российской Федерации. Аналогичные задачи решаются и дальнейшим расширением дилерской сети предприятия.

Выводы по результатам исследования

Конкуренция на российском рынке лифтов чрезвычайно велика. Присутствующие конкуренты (особенно российские) создают реальную угрозу ОАО «Могилевлифтмаш». Несмотря на существующие барьеры для входа в отрасль, угроза со стороны потенциальных

участников рынка (китайских производителей) также очень велика. Рыночная власть потребителей значительно выше власти производителей, что вынуждает производителей снижать цены на продукцию и учитывать все пожелания потребителей. Товары-заменители и поставщики не представляют серьезной угрозы для ОАО «Могилевлифтмаш».

Оценка конкурентоспособности показала, что ОАО «Могилевлифтмаш» уступает российским производителям по таким важнейшим характеристикам, как качество лифтов, средняя цена, отсрочка платежей, государственная поддержка в Российской Федерации, удаленность от основных потребителей и количество сервисных центров.

Для повышения уровня конкурентоспособности предприятия на российском рынке лифтов необходимы техническая и технологическая модернизация производства, внедрение удобных финансовых схем для оплаты продукции потребителями, проведение дальнейшей работы по открытию совместных сборочных производств на базе своих торгово-сервисных центров и расширение дилерской сети предприятия.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маркова, В. Д.** Стратегический менеджмент. Курс лекций / В. Д. Маркова, С. А. Кузнецова. – Москва: ИНФРА-М; Новосибирск: Сибирское соглашение, 2003. – 288 с.

2. **Савицкая, Г. В.** Анализ хозяйственной деятельности предприятия: учебное пособие / Г. В. Савицкая. – 7-е изд., испр. – Минск: Новое знание, 2006. – 702 с.

Статья сдана в редакцию 1 февраля 2023 года

Любовь Анатольевна Климова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: lubavaklim@yandex.ru.

Lyubov Anatolyevna Klimova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: lubavaklim@yandex.ru.

ВЕСТНИК
БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 1(78) 2023

Ответственный за выпуск	И. В. Брискина
Оформление обложки	В. П. Бабичева
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр-т Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 332, 212022, г. Могилев. Телефон: 71-30-54, e-mail: bru@bru.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать . Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 9,30. Уч.-изд. л. 5,00. Тираж 100 экз. Заказ .

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.