

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ**

ВЕСТНИК

**ЛУГАНСКОГО
НАЦИОНАЛЬНОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 11 (17)
2018**

**II МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
ИНТЕРНЕТ-КОНФЕРЕНЦИЯ
"АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ ТЕКУЧИХ СРЕД"**

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

Луганск 2018

ВЕСТНИК

ЛУГАНСКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО
УНИВЕРСИТЕТА
ИМЕНИ ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

№ 11 (17) 2018

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ
ОСНОВАН В 2015 ГОДУ
ВХОДИТ В БАЗУ
РИНЦ

ОСНОВАТЕЛЬ

Луганский национальный университет
имени Владимира Даля

Журнал зарегистрирован в Министерстве
информации, печати и массовых коммуникаций
Серия № ПИ 000108 от 08 июня 2017 г.

Свидетельство о государственной регистрации
Издателя, изготовителя и распространителя
средства массовой информации

МИ-СРГ ИД 000003 от 20 ноября 2015г.

VESTNIK

LUGANSK VLADIMIR DAHL
NATIONAL UNIVERSITY

№ 11 (17) 2018

THE SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 2015
INCLUDED INTO THE BASE OF
RISC

Founder

Lugansk Vladimir Dahl
National University

Journal is registered by the Ministry of Information,
Publishing and Mass Communications
Series № PI 000108 of June, 08 2017

State Registration Certificate of Publisher,
Producer and Distributor of means of mass
information

MI-SRG ID 000003 of November, 20 2015

Журнал включен в перечень научных изданий ВАК ЛНР (Приказ МОН ЛНР № 8-ОД от 8.01.19) в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание ученой степени доктора и кандидата физико-математических, химических, технических, экономических, философских, филологических, юридических, педагогических, психологических, социологических наук.

ISSN 2522-4905

Главная редакционная коллегия :

Рябичев В.Д., докт. техн. наук, (главный редактор),
Гутько Ю.И., докт. техн. наук, (зам. главн. редактора),
Витренко В.А., докт. техн. наук (зам. главн. редактора),
Авершин А.А., канд. техн. наук,
Андрийчук Н.Д., докт. техн. наук,
Артеменко В.А., докт. экон. наук,
Атоян А.И., докт. филос. наук,
Белых А.С., докт. пед. наук,
Болдырев К.А., докт. экон. наук,
Будиков Л.Я., докт. техн. наук,
Гедрович А.И., докт. техн. наук,
Губачева Л.А., докт. техн. наук,
Дейнека И.Г., докт. техн. наук,
Дрозд Г.Я., докт. техн. наук,
Евдокимов Н.А., докт. ист. наук,
Ерошин С.С., докт. техн. наук,
Захарчук А.С., докт. техн. наук,
Замота Т.Н., докт. техн. наук,
Исаев В.Д., докт. филос. наук,
Клименко А.С., докт. филол. наук,
Коваленко А.А., канд. техн. наук, проф.,
Кожемякин Г.Н., докт. техн. наук,
Коробецкий Ю.П., докт. техн. наук,
Кривоколыско С.Г., докт. хим. наук,
Крохмалева Е.Г., канд. пед. наук,
Корсунов К.А., докт. техн. наук,
Куликов Ю.А., докт. техн. наук,

Лазор В.В., докт. юридич. наук,
Лазор Л.И., докт. юридич. наук,
Лустенко А.Ю., докт. филос. наук,
Ляпин В.П., докт. биол. наук,
Максимова Т.С., докт. экон. наук,
Максимов В.В., докт. экон. наук,
Мечетный Ю.Н., докт. мед. наук,
Мирошников В.В., докт. техн. наук,
Мортиков В.В., докт. экон. наук,
Нечаев Г.И., докт. техн. наук,
Панайотов К.К., канд. техн. наук,
Родионов А.В., докт. экон. наук,
Рябичева Л.А., докт. техн. наук,
Санжаров С.Н., докт. ист. наук,
Свиридова Н.Д., докт. экон. наук,
Семин Д.А., докт. техн. наук,
Скляр П.П., докт. психол. наук,
Слащев В.А., канд. техн. наук, проф.,
Старченко В.Н., докт. техн. наук,
Тарарычкин И.А., докт. техн. наук,
Тисунова В.Н., докт. экон. наук,
Ульшин В.О., докт. техн. наук,
Утутов Н.Л., докт. техн. наук,
Фесенко Ю.П., докт. филол. наук,
Шамшина И.И., докт. юридич. наук,
Шелюто В.М., докт. филос. наук,
Яковенко В.В., докт. техн. наук

Ответственный за выпуск: Мальцев Я.И.

Рекомендовано в печать Ученым советом Луганского национального университета имени Владимира Даля (Протокол № 3 от 23.11.2018 г.)

Материалы номера печатаются на языке оригинала.

© Луганский национальный университет имени Владимира Даля, 2018
© Lugansk Vladimir Dahl National University, 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ КОМПЬЮТЕРНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ КОНИЧЕСКИХ АЭРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР ПНЕВМОШПИНДЕЛЯ <i>Брешев В.Е.</i>	9
ДРОССЕЛЬНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. <i>Бугаенко В.В., Брюховецкая Е.В.</i>	17
АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ <i>Витренко В.А., Ясуник С.Н., Волков И.В.</i>	27
УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ ВИБРОСТЕНДА <i>Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.</i>	33
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ <i>Гутько Ю.И., Колесников А.В.</i>	42
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ВОЛНОВЫМИ ОБМЕННИКАМИ ДАВЛЕНИЯ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ <i>Доценко Д.М., Брянцев М.А., Данилейченко А.А.</i>	51
ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗДЕЛЕНИЯ СЕМЯН ОСНОВНЫМИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПОТОКОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА <i>Ермак В.П.</i>	58
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ ТРАНСПОРТИРУЕМОЙ СРЕДЫ (ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА) ВЛИЯЮЩИХ НА ТОЧНОСТЬ ПОКАЗАНИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ <i>Капустин Д.А., Куценко А.В., Сентяй Р.Н., Швыров В.В.</i>	62
СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К УПРАВЛЕНИЮ ТРАНСПОРТНЫМИ ПОТОКАМИ НА ТКПШ <i>Косоногова Л. Г., Лошаков А.С.</i>	69
СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС <i>Креселюк Ю.В.</i>	73
ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛЬНОГО ПОДХОДА К ОТДЕЛОЧНО-ЗАЧИСТНЫМ ОПЕРАЦИЯМ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ <i>Мальй В.В., Мальй Д.В.</i>	77
ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАГНИТНЫХ СИСТЕМ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ НА ОСНОВЕ Fe-Va ДЛЯ ТРЕХОБМОТОЧНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЖЕЛЕЗОУТДЕЛИТЕЛЕЙ <i>Парсентьев О.С., Яковенко В.В.</i>	88
ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ПАРКА СИЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЕМ 6-110 кВ ЭНЕРГОКОМПАНИЙ ЛУГАНСКОГО РЕГИОНА <i>Парсентьев О.С.</i>	101

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ <i>Ремень В.И., Квенцель А.Л.</i>	115
ПРИКЛАДНАЯ ЗАДАЧА О ПЕРВИЧНОЙ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ <i>Сусликов А.В., Солодовник М.Д., Кузнецова М.Н., Колесников Д.А.</i>	120
СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОСИСТЕМ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЯ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ <i>Ткачев Р.Ю., Тумин А.Н., Левченко Э.П.</i>	124
К ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ВЯЗКОГО ТОПЛИВА В АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ <i>Тырловой С.И.</i>	131
ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ НАРЕЗАНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБА <i>Малый Д.В., Пузина В.М., Таращанский М.Т., Чалая Е.Ю.</i>	138
ПЛОСКОКАНАЛЬНЫЙ МЕМБРАННЫЙ АППАРАТ <i>Чебан В.Г.</i>	147
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ БИОМЕТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ <i>Коровин М.А.</i>	153
РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАВКИ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННОГО ЧУГУНА <i>Кульчицкий Б.В., Голофаев А.Н., Гутько Ю.И.</i>	162
ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ ОТЛИВКИ «КОРПУС 755А» ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОГО ЧУГУНА НА ЛИНИИ ОМЕГА В УСЛОВИЯХ ЛЛМЗ <i>Гутько Ю.И., Голофаев А.Н., Тараненко Н.А., Мирошниченко В.С.</i>	168
КОРРЕКТИРУЮЩАЯ ФУНКЦИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРАДИЕНТА НАПРЯЖЕННОСТИ МАГНИТНОГО ПОЛЯ БАРАБАННОГО СЕПАРАТОРА <i>Нестеренко И.А., Нестеренко А.П.</i>	173
МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ <i>Николенко И.В.</i>	180
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ОСНОВЕ 3D МОДЕЛИРОВАНИЯ <i>Сыровой Г.В., Синдеева Е.В., Исаевская И.В.</i>	194
МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА <i>Сулига С.В.</i>	199
АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ БАЛЛОНОВ <i>Волков О.В., Семеняка Л.И., Матусевич И.И.</i>	205

<p>ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ВИХРЕВЫХ КЛАПАНОВ С ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫХОДНЫМИ ПАТРУБКАМИ <i>Сёмин Д. А., Левашов А. Н., Левашов Я. Н., Яценко А.А.</i>.....</p>	212
<p>СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К АНАЛИЗУ И ОПИСАНИЮ НАУЧНОЙ ПРОБЛЕМЫ <i>Калюжный В.В.</i>.....</p>	220
<p>АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ОДНОГО ЦИКЛА НАГРУЖЕНИЯ СОПРИКАСАЮЩИХСЯ ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРНЫХ КОЛЁС <i>Волков И.В., Солодовник М.Д., Кузнецова М.Н.</i>.....</p>	234

CONTENTS

COMPUTATIONAL COMPUTER EXPERIMENTS IN RESEARCH OF CONICAL AEROSTATIC SUPPORTS OF PNEUMATIC SPINDLE <i>Breshev V.E.</i>	9
THROTTLE METHOD FOR REGULATING A HYDRAULIC DRIVE. COMPARATIVE CHARACTERISTICS <i>Bugayenko V.V., Bryukhovetskaya E.V.</i>	17
ADDITIVE TECHNOLOGIES IN EDUCATIONAL PROCESS <i>Vitrenko V.A., Yasunik S.N., Volkov I.V.</i>	27
CONTROL FOR THE ELECTRO-HYDRAULIC TRACKING DRIVE OF THE VIBRATING STAND <i>Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M.</i>	33
TECHNOLOGICAL SCHEMES OF UTILIZATION OF SECONDARY POLYMERIC MATERIALS <i>Gutko Y.I., Kolesnikov A.V.</i>	42
INCREASE IN EFFICIENCY OF WORK OF AUTOMOBILE DIESELS WITH WAVE PRESSURE EXCHANGERS ON DISPENSABLE MODES <i>Dotsenko D.M., Bryantsev M.A., Danileychenko A.A.</i>	51
STUDY ON THE SEPARATION OF SEEDS BASIC HORIZONTAL FLOW OF THE AERODYNAMIC SEPARATOR <i>Ermak V.</i>	58
DETERMINING FACTORS OF TRANSPORTED LIQUID (HYDROCARBON FUEL) AFFECTING THE ACCURACY OF THE MEASURING DEVICES <i>Kapustin D. A., Kushchenko A. V., Sentai R. N., Shvyrov V.V.</i>	62
SYSTEM APPROACH TO TRANSPORT FLOWS MANAGEMENT AT TKPSH <i>Kosonogova L. G., Loshakov A.S.</i>	69
STAND FOR THE DIAGNOSTICS OF GEAR WHEELS <i>Kreselyuk Y.V.</i>	73
FEATURES OF THE MODEL APPROACH TO FINISHING AND CLEANING SURFACE OPERATIONS OF BODIES OF ROTATION <i>Malyiy V.V., Malyiy D.V.</i>	77
SEARCH FOR OPTIMAL DESIGNS OF MAGNETIC SYSTEMS WITH PERMANENT MAGNETS ON A Fe-Ba BASIS FOR THREE-WINDING COMBINED IRON SEPARATORS <i>Parsentiev O.S., Yakovenko V.V.</i>	88
OPTIMIZATION OF A CENTRALIZED FLEET OF POWER TRANSFORMERS WITH VOLTAGE OF 6–110 kV FOR POWER COMPANIES OF THE LUGANSK REGION <i>Parsentiev O.S.</i>	101

IMPROVE THE EFFICIENCY OF REGULATING THE COOLING TEMPERATURE OF AIR VENTILATION SYSTEMS <i>Remen V.I., Kventsel A.L.</i>	115
THE APPLICATION TASK ON THE PRIMARY WATERJET MACHINING <i>Suslikov A.V., Solodovnik, M.D., Kuznetsova M.N., Kolesnikov D.A.</i>	120
A METHOD OF INCREASING CONTROL PRECISION OF HYDRAULIC SYSTEMS IN CONDITIONS OF LIMITED STATE VARIABLES OF THE HYDRAULIC AMPLIFIER <i>Tkachev R.Yu., Tumin, A. N., Levchenko E.P.</i>	124
TO HYDRODYNAMIC CALCULATION OF PROCESS OF INJECTION OF VISCID FUEL IN MOTOR-VEHICLE AND TRACTOR DIESELS <i>Tyrlovoy S.I.</i>	131
THE CHOICE OF RATIONAL MODES OF CUTTING WHEN CUTTING CYLINDRICAL GEARS WITH CIRCULAR LONGITUDINAL LINE OF THE TOOTH <i>Maliy D.V., Puzina V.M., Tarashchanskii M.T., Chalaya E.U.</i>	138
FLAT-CHANNEL MEMBRANE DEVICE <i>Cheban V.G.</i>	147
COMPARATIVE ANALYSIS OF STATISTICAL INDICATORS OF MODERN BIOMETRIC SECURITY SYSTEMS <i>Korovin M.A.</i>	153
DEVELOPMENT OF PROCESS PARAMETERS OF MELTING OF HIGH-QUALITY CAST IRON <i>Kulchitsky B.V., Golofayev. A.N., Gutko Y. I.</i>	162
RESEARCH OF DEFECTS OF CASTING "CASE 755A" FROM HIGH-STRENGTH CAST IRON ON OMEGA LINE UNDER LLMZ CONDITIONS <i>Gutko Y.I., Golofayev A.N., Taranenko N.A., Miroshnichenko V.S.</i>	168
CORRECTION FUNCTION FOR CALCULATION OF THE GRADIENT OF MAGNETIC FIELD DRUM SEPARATOR <i>Nesterenko I.A., Nesterenko A.P.</i>	173
METHODS OF ESTIMATION OF POWER EFFICIENCY OF PUMP UNITS WATER SYSTEMS <i>Nikolenko I.V.</i>	180
DETERMINATION OF THE TEMPERATURE PARAMETERS OF THE ELEMENTS OF A SPINDLE UNIT BASED ON 3D MODELING <i>Sirovoy G.V., Sindeyeva E.V., Isaevskaya I.V.</i>	194
METHOD OF CALCULATION AND SELECTION OF A PNEUMATIC CYLINDER <i>Suliga S.V.</i>	199
TECHNOLOGIES ANALYSIS OF MAKING OF CYLINDERS FOR GASES <i>Volkov O.V., Semenjak L.I., Matusevich I.I.</i>	205

IMPROVING THE THROUGHPUT CAPACITY OF VORTEX VALVES WITH DIFFUSER OUTPUTS <i>Syomin D.A., Levashov Y. N., Levashov A. N., Yatsenko A.A.</i>	212
SYSTEM APPROACH TO ANALYSIS AND DESCRIPTION SCIENTIFIC PROBLEMS <i>Kalyuzhnyy V.V.</i>	220
THE ANALYTICAL DETERMINATION OF THE EFFORTS OF ONE LOADING CYCLE CONTACT OF THE TEETH OF GEAR WHEELS <i>Volkov I.V., Solodovnik M.D., Kuznetsova M.N.</i>	234

УДК 621.01: 62-883

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ КОМПЬЮТЕРНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ КОНИЧЕСКИХ АЭРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР ПНЕВМОШПИНДЕЛЯ

Брешев В. Е.

COMPUTATIONAL COMPUTER EXPERIMENTS IN RESEARCH OF CONICAL AEROSTATIC SUPPORTS OF PNEUMATIC SPINDLE

Breshev V.E.

Показано проведение вычислительных компьютерных экспериментов на основе трёхмерной модели пневматического шпинделя на конических аэростатических опорах. Вычислительные эксперименты позволяют исследовать средствами CAD/CAE газодинамические процессы в опорах с газовой смазкой и интегральные характеристики отдельных опор и всей опорной системы пневмошпинделя. Газодинамические процессы в его опорах характеризуются многофакторностью и сложностью распределения параметров воздушной смазки при создании аэростатического подвеса ротора. По этой причине для конических аэростатических опор задачи распределения давления смазки и определения интегральных характеристик не имеют прямого аналитического решения, но использование метода конечных элементов позволяет решать такие задачи численно. Представлен разработанный алгоритм вычисленных компьютерных экспериментов и их результаты по определению несущей способности пневматического шпинделя и характера распределения давления воздушной смазки в его конических аэростатических опорах при варьировании нагрузок и регулируемых параметров.

Ключевые слова: привод бесконтактный, алгоритм, аэростатическая опора, интегральные характеристики, пневмошпиндель.

Введение. Опоры с газовой смазкой, и конические аэростатические опоры в частности, позволяют привода прямого действия сделать бесконтактными. В таких приводах полностью исключён твердотельный контакт между неподвижными и движущимися частями, они разделены воздушным зазором, а силы и моменты, удерживающие и вращающие роторы создаются потоками газа или жидкости, электромагнитными полями.

Бесконтактные приводы на аэростатических опорах, к которым относится рассматриваемый в данной работе пневмошпиндель, являются наиболее высокоскоростными и прецизионными, работают в самом широком диапазоне температур – от криогенных до $+500^{\circ}$ и выше. Аэростатические опоры имеют практически неограниченный технический ресурс ввиду отсутствия износа рабочих поверхностей, разделённых слоем газовой (воздушной) смазки, обладают высокой жёсткостью с чувствительностью в микрометрическом диапазоне. Если прецизионные высокоскоростные шарикоподшипники имеют технический ресурс в шпинделях на уровне 7...10 тыс. часов работы, то ресурс аэростатических опор в период эксплуатации

шпинделя или другой машины не имеет ограничений [1, 2, 3]. Применение шпинделей на аэростатических опорах для высокоскоростной механической обработки, когда скорости резания превышают 25 м/с, а в ряде случаев достигают величин 125...200 м/с, обеспечивается достижением частот вращения от 50 до 150 тыс. об/мин и жёсткостью валов с инструментом до 1000 Н/мкм и более. В сравнении с опорами качения, аэростатические опоры в 7...15 раз имеют меньшие потери на трение, практически не нагреваются и не изнашиваются.

Применение в шпинделях аэростатических опор конической формы даёт ещё два существенных технических преимущества – возможность создать опорную систему шпинделя, или другой машины, не на четырёх подшипниках, а только на двух и изменять величину среднего зазора с воздушной смазкой аэростатических опор при эксплуатации шпинделя. Последнее позволяет сделать шпиндели регулируемыми и подстраиваемыми под требования целевых технологических процессов, таких как высокоскоростная механическая обработка материалов. При этом коническая форма опор затрудняет процесс расчёта их характеристик ввиду сложности, многофакторности и многомерности процесса течения воздушной смазки в зазоре [1, 4, 5].

Но при разработке шпинделей на аэростатических опорах необходимо учитывать, что такие опорные системы обладают относительно не высокой несущей способностью и устойчивостью к возникновению различного рода колебательных процессов на переходных режимах [1, 4, 5, 6].

Постановка задачи

При проектировании высокоскоростного пневмошпинделя расчёт интегральных характеристик его опор – жёсткости, несущей

способности, расхода технологического воздуха – является необходимым условием. Ввиду сложности происходящих процессов в аэростатических опорах, наиболее распространённым методом получения информации у разработчиков и производителей является постановка серии экспериментальных исследований с приборным измерением параметров и характеристик. Но экспериментальный метод требует значительных затрат времени и средств на создание экспериментального образца, подготовку измерительной аппаратуры и т.д.

Другим эффективным методом может быть компьютерный вычислительный эксперимент на основе трёхмерной модели, выполняемый в программах *CAD/CAE* и *CFD*, таких как *FlowVision*, *FloWorks* методом конечных элементов (МКЭ). Но надёжного алгоритма такого вычислительного эксперимента или машинного расчёта газодинамических параметров и интегральных характеристик конических аэростатических опор до настоящего времени не разработано. Для его создания необходимы не только точная трёхмерная модель объекта, но и достоверное представление о происходящих физических процессах, планирование многофакторных вычислительных экспериментов (по аналогии с натурными экспериментами) и, самое главное, необходимы дополнительные источники получения одной и той же информации. Разработка данного алгоритма позволит быстро и без дополнительных затрат получать расчётную информацию при конструктивных модификациях шпинделя, изменении его настроек, а также для создания модельного ряда шпинделей.

Целями работы являются:

- разработка требований к компьютерным вычислительным экспериментам в среде *CAD/CAE* и алгоритмов исследования

параметров и характеристик аэростатической опорной системы пневмошпинделя;

- получение и интерпретирование результатов вычислительных экспериментов.

Изложение основного материала.

Определим основные требования к алгоритму компьютерного вычислительного эксперимента по численному определению параметров и характеристик шпинделя и его аэростатических опор:

- уровень достоверности количественной информации должен быть не менее 85% (средняя статистическая погрешность в сравнении с другими методами не должна превышать 15%);

- уровень чувствительности по давлению подачи не ниже 0,05 атм.;

- уровень чувствительности по эксцентриситету e не ниже 2 мкм;

- повторяемость в серии одинаковых вычислений по величине определяемой интегральной характеристики не менее 98%.

Для верификации результатов и корректировки настроек программы используем ещё два метода – аналитический (на основе разработанного метода декомпозиции опор сложной конструкции [6]) и экспериментальный (на основе натурных испытаний пневмошпинделя [5, 6]).

Компьютерный расчёт характеристик выполняется для каждой из опор как при отсутствии нагрузки (эксцентриситет $e = 0$ мкм), так и под её действием ($e \neq 0$ мкм). Постепенное нагружение опор имитируется за счёт ступенчатого смещения ротора с малым шагом ($\Delta e = 2 \dots 5$ мкм) в радиальном и осевом направлениях. Для определения исходных данных, граничных и начальных условий построена геометрически и конструктивно точная 3D-модель экспериментального образца пневмошпинделя, включая его конические аэростатические опоры. Твёрдотельная модель

определяет проточную часть (питатели и зазор) опорной системы, позволяет изменять её настройку по величинам зазоров (рис. 1).

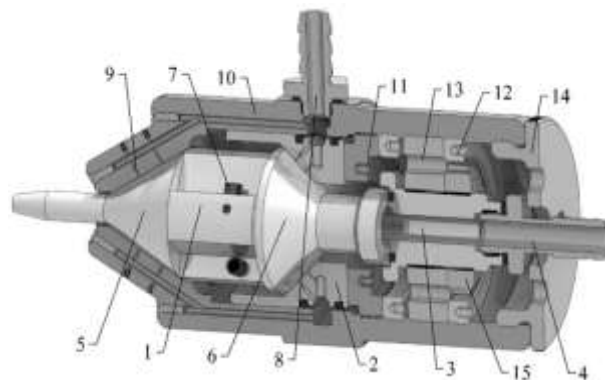


Рис. 1. Трёхмерная модель пневмошпинделя:

1 – ротор с турбиной; 2 – подпятник правой опоры с системой каналов и питателей; 3 – втулка; 4 – штуцера подачи технологического воздуха на турбину; 5 – подвижная коническая несущая поверхность левой аэростатической опоры; 6 – подвижная коническая несущая поверхность правой аэростатической опоры; 7 – сопла Лавала газовой турбины; 9 – ограничители расхода воздушной смазки (питатели); 10 – корпус; 11 – прижимное кольцо; 12 – стопорные кольца (2 шт.); 13 – регулировочное кольцо для втулки; 14 – крышка торцевая; 15 – гайка стопорная.

Для каждого варианта вычислительного компьютерного эксперимента были установлены термодинамические параметры газовой смазки (вязкость, температура, скорость или давление) на входе и давление на выходе из расчётной области. Параметры расчётной сетки определены многократными вычислениями. Установлено, что рациональной, с точки зрения использования ресурсов вычислительной машины и получаемой точности расчёта, является установка точности сетки на уровне 80%.

На рис. 2 показана созданная в программе CFD сетка разбиения расчётного объёма (обведён контуром) опорной системы

пневматического шпинделя с общим количеством элементов 69294.

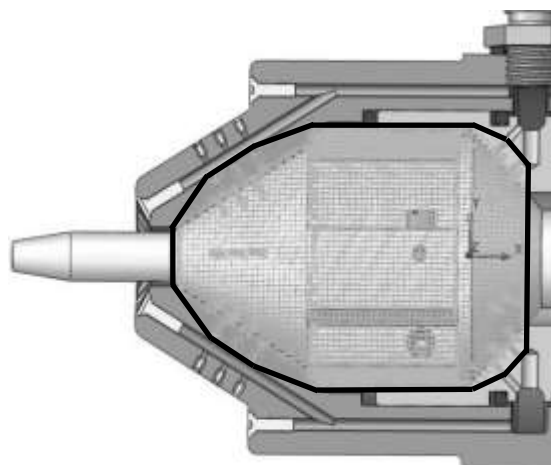


Рис. 2. Сетка расчётного объёма опорной системы пневмошпинделя

Начальные и граничные условия:

- среда – воздух;
- давление – 101325 Па;
- температура – $+20^{\circ}\text{C}$;
- давление на входе в зазор – 501325 Па;
- давление на выходе из зазора – 101325 Па;
- интенсивность турбулентности – 2% (поток воздушной смазки в целом ламинарный);
- поверхностям конических аэроэстатических опор присвоена шероховатость 0,6 мкм.

Результаты исследований. На рис. 3. показано, как меняется картина распределения давления воздушной смазки в правой опоре пневмошпинделя под изменяющейся нагрузкой. Последняя вызывает дополнительное вертикальное относительное смещение конусных опорных поверхностей на 5 мкм. При этом средний зазор в опоре 25 мкм, а давление подачи воздушной смазки $5,5 \cdot 10^5$ Па [5, 6].

На рис. 4 показано, как меняется картина распределения давления воздушной смазки в левой опоре под переменной нагрузкой, вызывающей вертикальное относительное смещение конусных опорных поверхностей на 20 мкм. Средний зазор в опоре 35 мкм, а давление подачи смазки $5,5 \cdot 10^5$ Па.

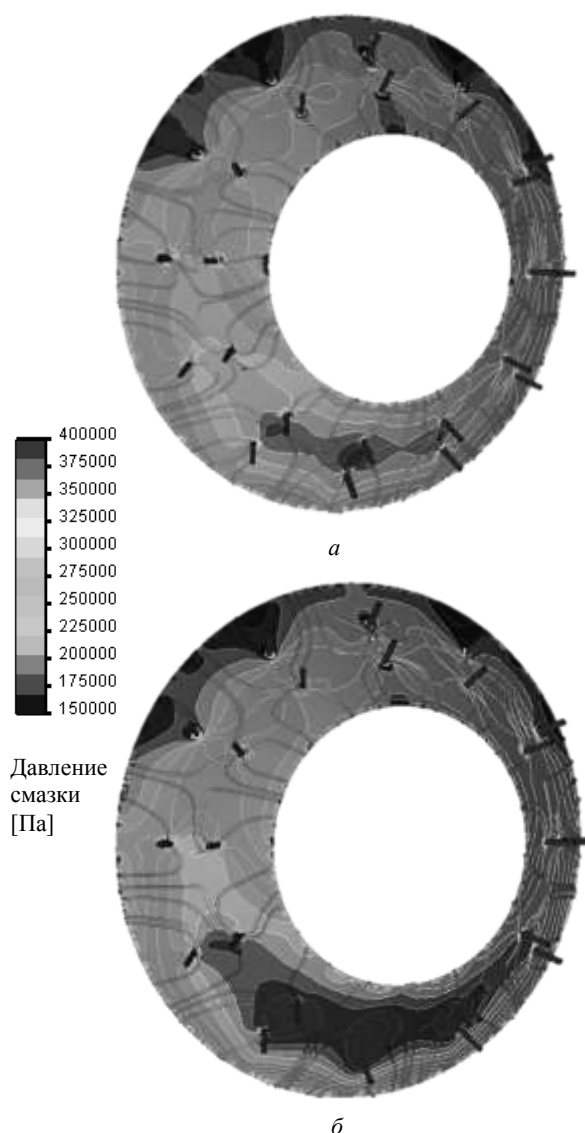


Рис. 3. Распределения давления воздушной смазки в зазоре правой конической аэроэстатической опоры при эксцентриситете $e = 15$ мкм (а) и $e = 20$ мкм (б)

В результате серии вычислительных экспериментов, методом последовательного приближения, были определены наиболее рациональные настройки для программы газодинамического анализа. Полученные в вычислительном компьютерном эксперименте данные расходятся со значениями, рассчитанными аналитическим методом (на основе разработанного метода декомпозиции опор сложной конструкции) на 2...9%. Со значениями, полученными при натурных испытаниях экспериментального образца

пневмошпинделя, расхождение не превышает 12%. Вычисления выполнялись при варьировании одного из параметров (величины среднего зазора, эксцентриситета или давления подачи воздушной смазки) по 5...7 фиксированным значениям. Достигнуты уровни чувствительности по эксцентриситету и величине зазора – 1...2 мкм, по давлению подачи – 0,001 атм., повторяемость полученных результатов вычислений составляет не менее 99% в серии одинаковых экспериментов.

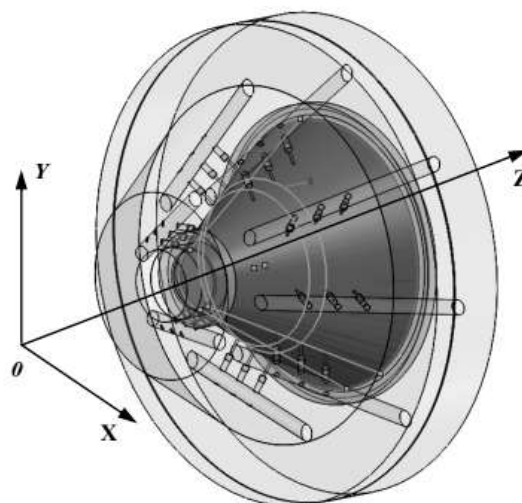


Рис. 5. Трёхмерная модель левой опоры в вычислительном эксперименте

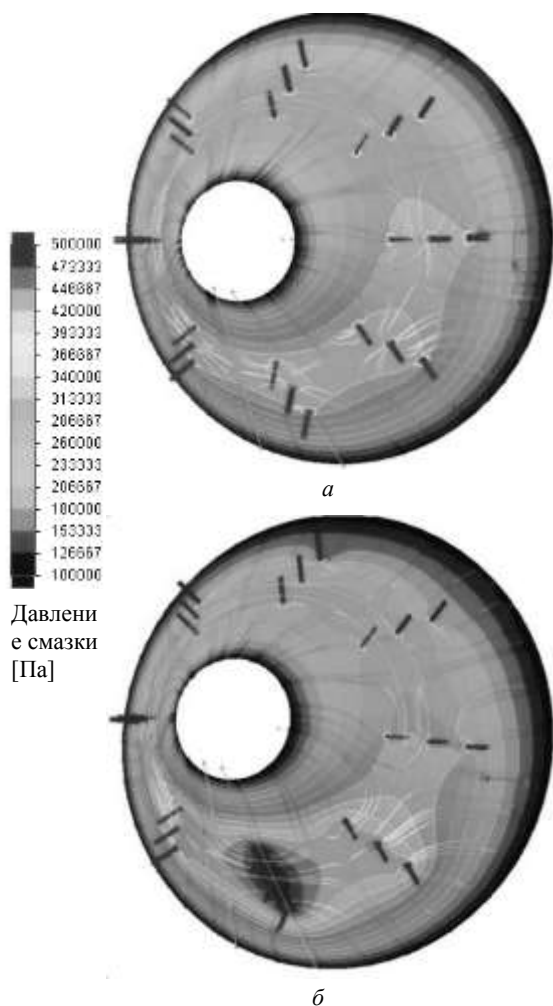


Рис. 4. Распределения давления воздушной смазки в зазоре левой конической аэростатической опоры при эксцентриситете $e = 10$ мкм (*а*) и $e = 30$ мкм (*б*)

Трёхмерная модель левой опоры с заданными для локальных измерений линиями показана на рис. 5.

Распределение давления воздушной смазки вдоль характерной линии, лежащей на образующей конусной опорной (несущей) поверхности левой опоры посередине между линиями питателей (см. рис. 5.), показано на рис. 6, *а*. Давление смазки в зазоре вдоль линии питателей показано на рис. 6, *б*.

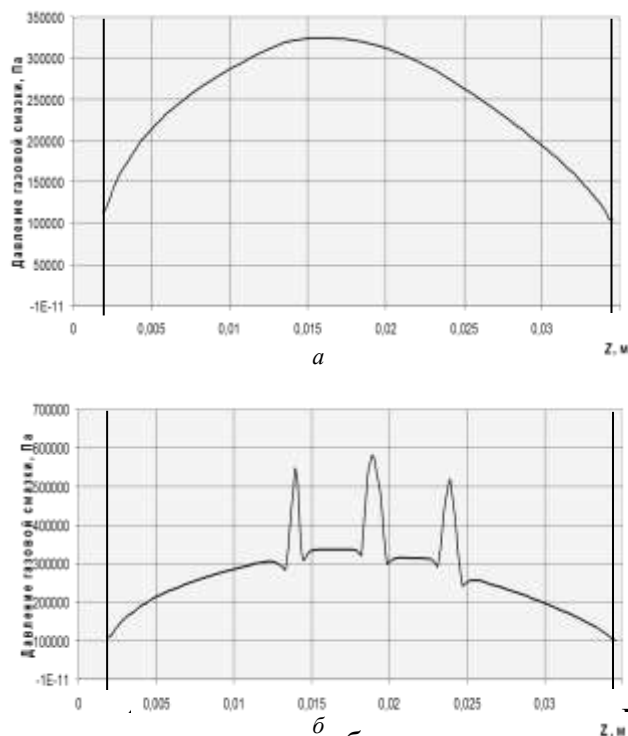


Рис. 6. Распределения давления воздушной смазки по образующим конусной несущей поверхности

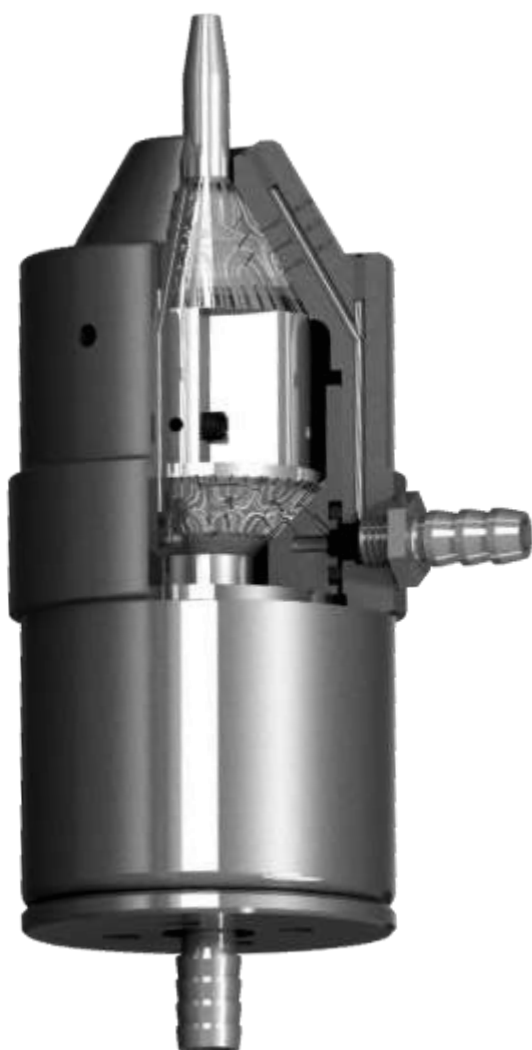


Рис. 7. Течение воздушной смазки в зазорах конических аэроэстатических опор без нагрузки

На рис. 7 показан компьютерный вычислительный эксперимент по исследованию опорной системы пневматического шпинделя для расчётного объёма, показанного на рис. 2. В его результате были определены:

- линии течения воздушной смазки в зазорах левой (на рисунке она верхняя) и правой конических аэроэстатических опор;
- распределение давления воздушной смазки при её течении в зазорах конических опор от питателей к границам;
- расход технологического воздуха.

В данном случае имитировался режим

холостого хода (без нагрузки), при котором конические поверхности опор равноудалены друг от друга на величины своих средних зазоров, а эксцентриситет опор $e = 0$ мкм.

Компьютерные вычислительные эксперименты показали, что при «мягкой» настройке пневмошпиндель имеет следующие интегральные характеристики: радиальную несущую способность до 106 Н и осевую – до 360 Н, его радиальная жёсткость достигает величины 7 Н/мкм, а осевая – 18 Н/мкм [6].

Выводы. Вычислительные компьютерные эксперименты являются эффективным источником количественной и качественной информации о газодинамических процессах, происходящих в конических аэроэстатических опорах исследуемого пневмошпинделя.

Предложенный алгоритм вычислительного эксперимента в среде CAD/CAE позволяет численно определять интегральные характеристики (несущую способность, жёсткость, расход технологического воздуха) отдельных опор и всего пневмошпинделя, получать распределение параметров локально (по заданным точкам, линиям) или по поверхностям. Полученные результаты характеризуются высокими уровнями достоверности, повторяемости и чувствительности к варьируемым факторам, устанавливаемым начальным и граничным условиям.

Компьютерные вычислительные эксперименты, основанные на твердотельной модели, соответствуют наиболее прогрессивной современной технологии сквозного проектирования изделий машиностроения. Они позволяют при разработке или модернизации пневмошпинделя оперативно исследовать результаты предлагаемых конструктивных изменений, возможные диапазоны его регулирования и их эффективность.

Л и т е р а т у р а

1. Дроздович В. Н. Газодинамические подшипники / В. Н. Дроздович. – Л.: Машиностроение, 1976. – 208 с.

2. КонстантINESКУ В. И. Газовая смазка / В. И. КонстантINESКУ ; пер. с рум. Г. П. Махо ; под ред. М. В. Коровчинского. – М. : Машиностроение, 1968. – 709 с.

3. Пинегин С. В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / Пинегин С. В., Табачников Ю. Б., Сипенков И. Е. – М.: Наука, 1982. – 265 с.

4. Космынин А. В. Шпиндели на газовых опорах – перспективный путь развития высокоскоростной обработки металлов / А. В. Космынин, М. Р. Петров // Современные проблемы науки и образования. – 2006. – №6. – С. 47–48.

5. Брешев В. Е. Приводы машин на регулируемых конических аэроstaticеских опорах: Монография / В. Е. Брешев, А. В. Брешев. – Луганск: Изд-во Луганского государственного университета им. В. Даля, 2016. – 204 с.

6. Брешев, В. Е. Развитие теории и методов проектирования приводов бесконтактного типа с комбинированным и пассивным обеспечением устойчивости: Монография / В. Е. Брешев. – Луганск: Изд-во Луганского государственного университета им. В. Даля, 2016. – 208 с.

References

1. Drozdovich V.N. Gazodinamicheskiye podshipniki / V.N. Drozdovich. – L.: Mashinostroyeniye, 1976. – 208 s.

2. Konstantinesku V. I. Gazovaja smazka / Konstantinesku V.I.; per. s rum. G.P. Maho; pod red. M. V. Korovchinskogo. – M.: Mashinostroyeniye, 1968. – 709 s.

3. Pinegin S.V. Statische i dinamicheskie karakteristiki gazostaticeskikh opor / Pinegin S.V., Tabachnikov Ju.B., Sipenkov I. E. – M.: Nauka, 1982. – 265 s.

4. Kosmyinin A. V. Shpindel na gazovyh oporah – perspektivnyj put' razvitiya vysokoskorostnoj obrabotki metallov / A. V. Kosmyinin, M. R. Petrov // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. – 2006. – № 6 – S. 47–48.

5. Breshev V.E. Privody mashin na reguliruemyyh konicheskikh ajerostaticeskikh oporah: Monografija / V. E. Breshev, A. V. Breshev. – Lugansk: Izd-vo Luganskogo gosudarstvennogo universiteta im. V. Dalja, 2016. – 204 s.

6. Breshev V.E. Razvitie teorii i metodov proektirovaniya privodov beskontaktnogo tipa s kombinirovannym i passivnym: obespecheniem ustojchivosti: Monografija / V. E. Breshev. – Lugansk: Izd-vo Luganskogo gosudarstvennogo universiteta im. V. Dalja, 2016. – 208 s.

Breshev V.E. COMPUTATIONAL EXPERIMENTS IN RESEARCH OF CONICAL AEROSTATIC SUPPORTS OF PNEUMATIC SPINDLE

It shows computational computer experiments based on a three-dimensional model of a pneumatic spindle on conical aerostatic supports. Computational experiments allow the CAD/CAE to investigate the gas-dynamic processes in the bearings with gas lubrication and the integral characteristics of the individual supports and the entire supporting system of the pneumatic spindle. Gasdynamic processes in its supports are characterized by the multifactoriness and complexity of the distribution of the parameters of air lubrication when creating an aerostatic suspension of the rotor. For this reason, for the conical aerostatic supports, the problems of distributing the lubricant pressure and determining the integral characteristics do not have a direct analytical solution, but the use of the finite element method allows solving such problems numerically. The developed algorithm of computed computer experiments and their results on the determination of the carrying capacity of a pneumatic spindle, the features of the distribution of air lubricant pressure in the gap of its conical aerostatic bearings with varying loads and adjustable parameters are presented.

Key words: noncontact drive, algorithm, aerostatic support, integral characteristics, pneumatic spindle.

Брешев Владимир Евгеньевич, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Машиноведение» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: veb_lug@mail.ru

Breshev Vladimir Evgen'evich, Candidate of technical sciences, Associate professor, Associate

Professor at the Department of Machine Science Engineering, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University», Lugansk.

E-mail: veb_lug@mail.ru

Рецензент: Утугов Николай Лазаревич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Машиноведение» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 30.11.2018 года

УДК 62-82

ДРОССЕЛЬНЫЙ СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Бугаенко В.В., Брюховецкая Е.В.

THROTTLE METHOD FOR REGULATING A HYDRAULIC DRIVE. COMPARATIVE CHARACTERISTICS

Bugayenko V.V., Bryukhovetskaya E.V.

Выбор способа регулирования гидропривода основывается на тщательном анализе его характеристик при различных способах регулирования скорости движения выходных звеньев. Дроссельный способ регулирования гидропривода – один из наиболее часто применяемых способов. Широкое применение дроссельного способа регулирования в гидроприводах небольшой мощности обусловлено относительной дешевизной применяемого оборудования.

Приведенные в различных источниках подходы к определению характеристик гидропривода при дроссельном способе регулирования не позволяют провести объективный сравнительный анализ нагрузочных характеристик и эффективности работы гидропривода в зависимости от способа включения дросселя.

Предложен подход к сравнительной оценке характеристик гидропривода при дроссельном регулировании, с последовательной и параллельной установкой дросселя, основанный на использовании совмещённых характеристик насосной установки и системы гидропривода. В результате проведенных расчётов, выполнено сравнение эффективности работы гидропривода при последовательной и параллельной установке дросселя.

Ключевые слова: Насос, дроссель, гидродвигатель, давление, нагрузка, скорость, расход жидкости.

Введение. При проектировании гидропривода технологического оборудования возникает вопрос о выборе способа регулирования скорости движения выходного звена. Для эффективной работы гидропривода необходимо обеспечить соответствие характеристик гидропривода, при выбранном способе регулирования, требованиям, обеспечивающим необходимое качество протекающих технологических процессов.

Объёмное регулирование скорости выходного звена гидропривода обеспечивает высокую жёсткость характеристик, при изменении нагрузки, высокое значение КПД. К недостаткам данного способа регулирования следует отнести более высокую стоимость регулируемых гидромашин и увеличение их весогабаритных показателей [1, 2].

Одним из наиболее часто применяемых способов регулирования в гидроприводах небольшой мощности при мало изменяющейся нагрузке является дроссельный способ. Привлекательность дроссельного способа регулирования заключается в использовании относительно недорогих, компактных гидромашин и малогабаритной аппаратуры.

Сравнение способов регулирования обычно проводят по нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости

применяемых машин. Остановимся более подробно на сравнении нагрузочных характеристик и КПД гидропривода при дроссельном регулировании с различными способами установки дросселя.

Дроссельный способ регулирования реализуется в двух вариантах, отличающихся способом установки дросселя: - параллельно гидродвигателю (рис.1) и последовательно с гидродвигателем (рис. 2). По сравнению с объёмным способом регулирования, нагрузочные характеристики гидропривода при дроссельном способе имеют более мягкий характер [1, 2].

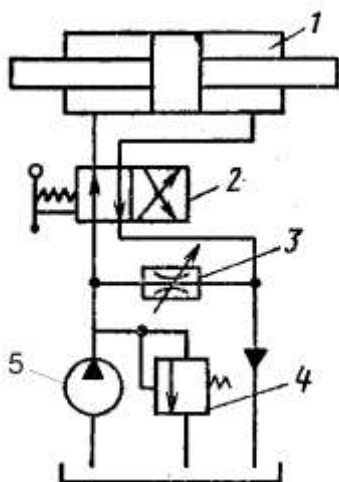


Рис. 1. Схема гидропривода при дроссельном регулировании с параллельным включением дросселя. 1 - гидроцилиндр, 2 – распределитель, 3 – дроссель, 4 - предохранительный клапан; 5 – насос

Для принятия обоснованного решения необходимо провести анализ существующей информации об особенностях характеристик гидропривода присущих различным способам установки дросселя.

При установке дросселя последовательно с гидродвигателем движение выходного звена гидропривода характеризуется большей устойчивостью и возможностью регулирования скорости при знакопеременной нагрузке [1, 2].

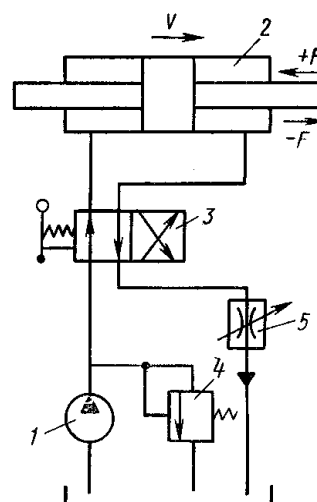


Рис. 2. Схема гидропривода при дроссельном регулировании с последовательным включением дросселя. 1 – насос, 2 - гидроцилиндр, 3 – распределитель, 4 - предохранительный клапан; 5 – дроссель

Представленные в литературе [1, 2, 3] графики нагрузочных характеристик (рис. 3, 4) гидропривода при различных способах включения дросселя, отражают общий характер зависимости скорости выходного звена гидропривода от нагрузки, но они носят условный характер так, как отсутствуют данные о соотношении между номинальной подачей насоса и номинальным расходом через дроссель.

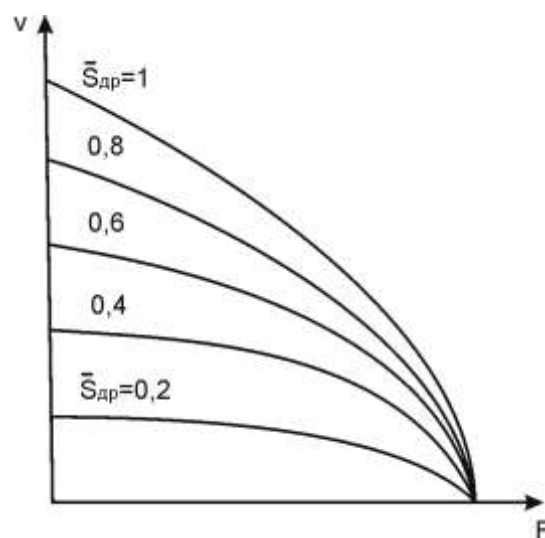


Рис. 3. Нагрузочные характеристики гидропривода при последовательном включении дросселя

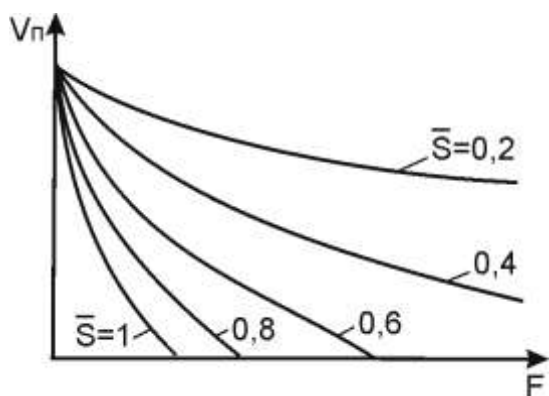


Рис. 4. Нагрузочные характеристики гидропривода при параллельном включении дросселя

Нагрузочные характеристики гидропривода при дроссельном регулировании с параллельным включением дросселя приведенные в работе [4] построены в ограниченном диапазоне изменения параметра регулирования. Максимальная площадь проходного отверстия дросселя выбрана так, что торможение гидродвигателя происходит только при максимальной нагрузке (рис. 5).

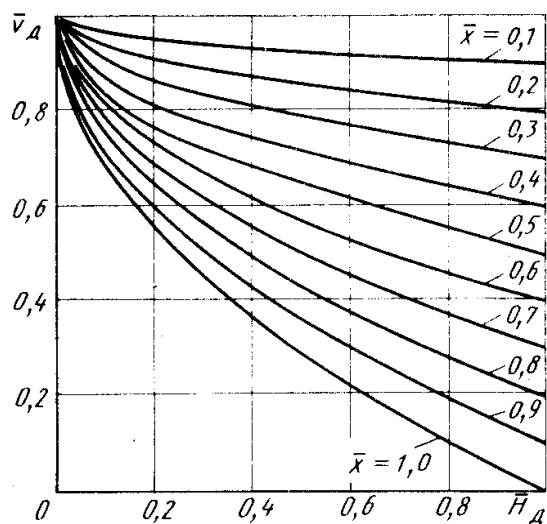


Рис. 5. Нагрузочные характеристики гидропривода при параллельном включении дросселя [5].

В работе [1] приведены графики нагрузочных кривых «построенные при постоянных значениях рабочих объемов гидромашин при объемном регулировании и

неизменных степенях открытия регулирующих дросселей при дроссельном регулировании, а также при одинаковых значениях максимальной скорости и тормозящей нагрузки» (рис. 6). Приведенные графики не позволяют провести объективное сравнение характеристик гидропривода при различных способах включения дросселя так, как отсутствует информация о соотношении степеней открытия дросселей при различных способах их установки.

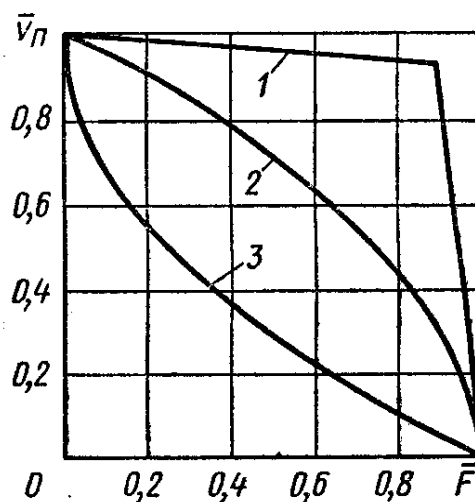


Рис. 6. Сравнение гидроприводов по нагрузочным характеристикам при регулировании: 1 – объемном; 2 – дроссельном с последовательным включением дросселя; 3 – дроссельном с параллельным включением дросселя

Нагрузочные характеристики гидропривода при дроссельном регулировании представленные в работах [6, 7] (рис. 7, 8) построены с учётом конкретных соотношений между подачей насоса и номинальным расходом через дроссель и были получены с использованием совмещённых характеристик насосной установки и системы гидропривода.

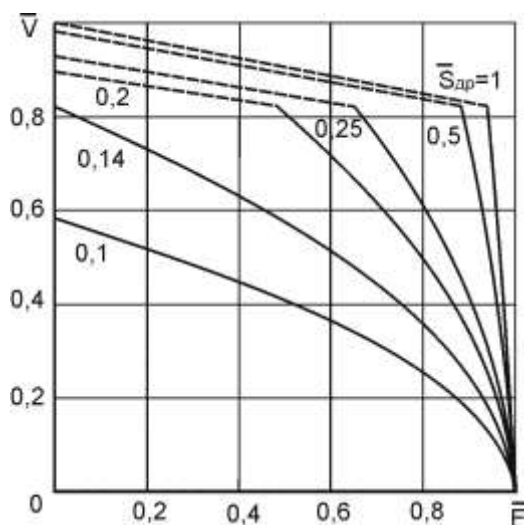


Рис. 7. Нагрузочные характеристики гидропривода при дроссельном регулировании с последовательной установкой дросселя в безразмерных координатах

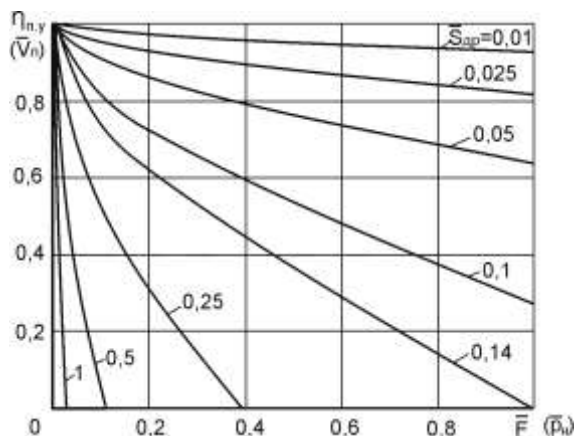


Рис. 8. Нагрузочные характеристики гидропривода при дроссельном регулировании с параллельной установкой дросселя в безразмерных координатах

Представленные характеристики получены при условии близких по величине значениях номинальной подачи насоса и номинального расхода через дроссель. Это обстоятельство позволяет получить нагрузочные характеристики гидропривода в широком диапазоне возможных режимов его работы.

Важное значение имеет также оценка эффективности работы гидропривода при дроссельном регулировании для выбранного режима работы.

Подход использованный для оценки эффективности работы гидропривода при дроссельном регулировании с различными способами установки дросселя в работах [1, 4, 5], нельзя признать удачным, как в части выбора масштаба при переходе к безразмерным величинам, так и в части математических преобразований.

Провести объективное сравнение по КПД способов регулирования гидропривода с дроссельным регулированием, при различных способах включения дросселя, по имеющейся в литературе информации не представляется возможным. Для сравнения необходимо обеспечить идентичность режимов работы гидропривода.

В работах [1, 4, 5] представлены графики зависимости КПД процесса управления от нагрузки и скорости выходного звена гидропривода [1] (рис. 9, 10) при последовательном включении дросселя.

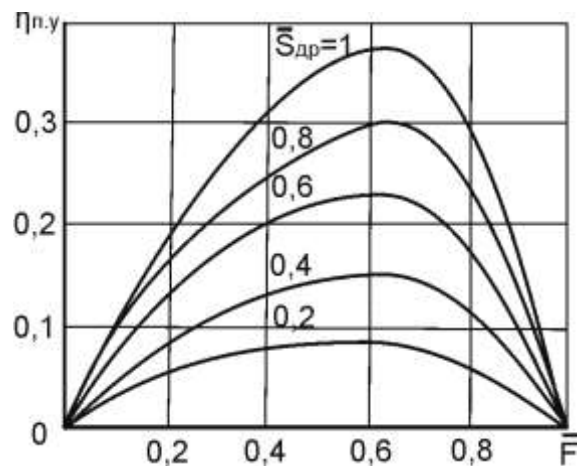


Рис. 9. Зависимость КПД процесса управления от относительной нагрузки на штоке

При этом отсутствуют указания при каком соотношении номинальной подачи насоса и номинального расхода дросселя они получены.

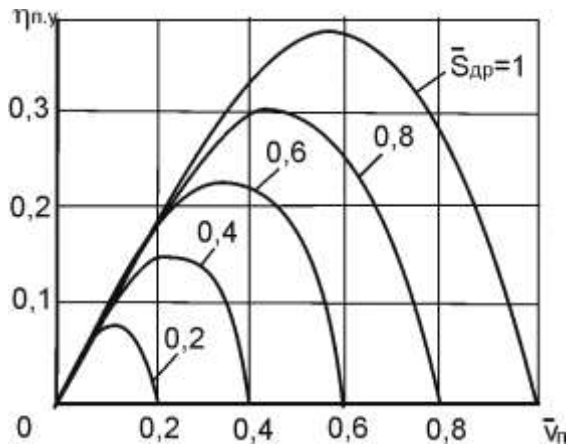


Рис. 10. Зависимость КПД процесса управления от относительной скорости поршня

В работе [1] приведена зависимость КПД процесса управления $\eta_{n,y}$ от относительной площади отверстия проходного отверстия дросселя $\bar{S}_{др}$ при параллельном включении дросселя.

$$\eta_{n,y} = \bar{v}_n = 1 - \bar{S}_{др} \tag{1}$$

Математические преобразования при которых она была получена и окончательный результат нельзя признать справедливыми, так как не учтено то обстоятельство, что, при изменении давления в гидросистеме, закономерности изменения расхода через дроссель и подачи насоса имеют различный характер [7].

Вызывают сомнения низкие значения КПД процесса управления полученные для случая последовательного включения дросселя. Максимальное его значение составляет $\eta_{n,y} = 0,385$ [1, 4, 5, 8].

В работе [1] проведено сравнение способов регулирования по КПД процесса управления $\eta_{n,y}$. Зависимость КПД процесса управления, для случая последовательного включения дросселя, была получена в предположении

равенства единице КПД гидромашин – насоса и гидродвигателя (в этом случае можно считать КПД гидропривода $\eta_{z,n} = \eta_{n,y}$) и оптимальном значении нагрузки $\bar{p}_z = \bar{F} = 2/3$. При этом было получено равенство

$$\eta_{n,y} = 0,385\bar{S}_{др} \tag{2}$$

Далее, основываясь на равенстве

$$\bar{v}_n = \frac{v_n}{v_{n,макс}} = \bar{S}_{др}\sqrt{1-\bar{F}} = \bar{S}_{др}\sqrt{1-\bar{p}_z} = \bar{Q}_z, \tag{3}$$

Было получено соотношение

$$\left(\frac{v_n}{v_{n,макс}}\right)_{опт} = \frac{S_{др}}{S_{др,макс}} \tag{4}$$

или

$$\bar{v}'_n = \bar{S}_{др}, \tag{5}$$

где \bar{v}'_n - отношение скорости поршня к максимальной его скорости при той же оптимальной нагрузке.

Из равенств (2) и (5) было получено соотношение

$$\eta_{n,y} = 0,385\bar{v}'_n \tag{6}$$

На основании полученного соотношения был построен график зависимости КПД процесса управления $\eta_{n,y}$ от относительной скорости поршня \bar{v}'_n (линия 2) (рис. 11).

Как было показано в работе [6], выполненные математические преобразования и конечные результаты нельзя признать справедливыми.

Следует также добавить, что исходя из формул (1) и (2), КПД процесса управления как при параллельном, так и при последовательном включении дросселя не зависит от абсолютной

величины площади проходного отверстия дросселя, что противоречит протекающим в системе гидропривода физическим процессам.

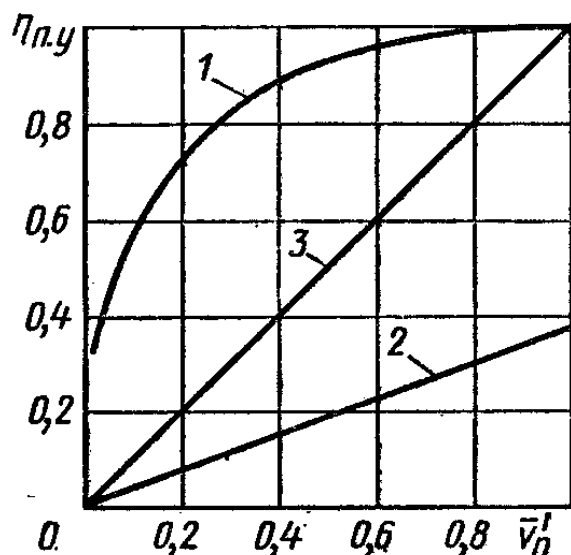


Рис. 11. Сравнение способов регулирования по КПД процесса управления:

1 – объёмном; 2 – дроссельном с последовательным включением дросселя; 3 – дроссельном с параллельным включением дросселя

Приведенные в работе [6] результаты исследования показывают, что КПД процесса управления при дроссельном регулировании с последовательным включением дросселя может иметь достаточно высокие значения (рис. 12, 13) при рациональном сочетании параметров насоса, гидродвигателя и дросселя.

Аналогичные результаты были получены и для случая параллельного включения дросселя (рис. 8) [7]. Результаты были получены с использованием совмещённых характеристик насосной установки и системы гидропривода.

Целью работы является формирование подхода к сравнительной оценке эффективности дроссельного способа регулирования в зависимости от способа включения дросселя.

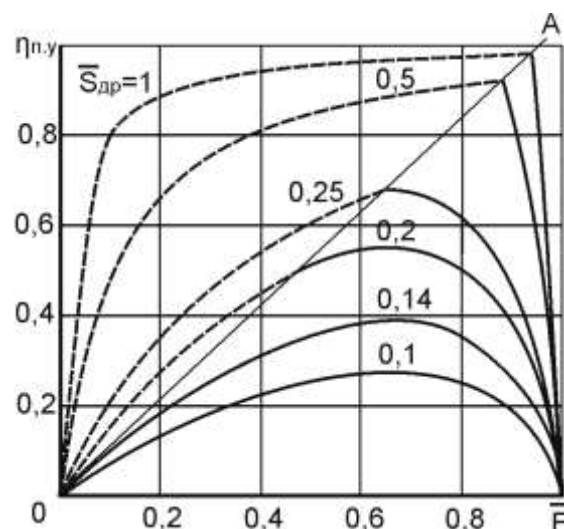


Рис. 12. Зависимость КПД процесса управления от нагрузки на штоке при дроссельном регулировании с последовательным включением дросселя.

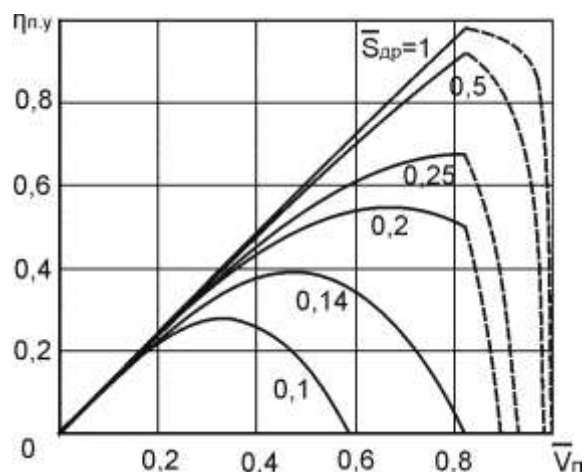


Рис. 13. Зависимость КПД процесса управления от скорости поршня при дроссельном регулировании с последовательным включением дросселя.

Изложение основных материалов.

Предлагается подход к сравнительной оценке характеристик гидропривода при дроссельном регулировании основанный на использовании совмещённых характеристик насосной установки и системы гидропривода.

Для обоснования выбора способа регулирования гидропривода необходимо провести сравнительный анализ эффективности работы гидропривода для разных способов

включения дросселя. Наибольший интерес представляет сравнение эффективности работы гидропривода в области высоких значений КПД при каждом способе включения дросселя. Сравнение гидроприводов по КПД при различных способах включения дросселя проведём в предположении, что КПД насоса и гидродвигателя равны единице, тогда $\eta_{г.н} = \eta_{н.у}$. Для сравнения выберем режимы работы гидропривода при одинаковых насосах, гидродвигателях и при одинаковой нагрузке. На рис. 14 представлены характеристики насоса (1), характеристика, соответствующая совместной работе насоса и переливного клапана (2), и гидродвигателя с последовательно включённым дросселем (3) в относительных координатах. Характеристика гидродвигателя с последовательно включённым дросселем изображена для режима полностью открытого дросселя ($\bar{S}_{др} = 1$). Режим работы гидропривода выбран таким образом, чтобы точка пересечения характеристики гидродвигателя с последовательно включённым дросселем и характеристика совместной работы насоса и переливного клапана происходила в точке, соответствующей давлению настройки переливного клапана $\bar{p}_{настр.кл}$ (точка А). Ордината точки В характеристики гидродвигателя с дросселем, лежащая на оси ординат, будет определять давление, соответствующее нагрузке, выбранной для сравнительной оценки эффективности гидропривода для случаев различного включения дросселя.

При уменьшении площади проходного отверстия дросселя точка пересечения характеристики гидродвигателя с характеристикой совместной работы насоса и переливного клапана будет смещаться в сторону точки С (рис. 14), соответствующей максимальному давлению в гидросистеме,

принятому равным номинальному давлению насоса. Расчёт значений КПД процесса управления $\eta_{н.у}$ проведём в диапазоне значений расхода рабочей жидкости через гидродвигатель от $\bar{Q}_г = 0$ до значения, соответствующего точке А (рис. 14) $\bar{Q}_г = (\bar{Q}_г)_А$. Расчёт значений $\eta_{н.у}$ для случая последовательного включения дросселя проведём по формуле

$$\eta_{н.у} = \frac{\bar{Q}_г \cdot \bar{p}_г}{\bar{Q}_н \cdot \bar{p}_н} \tag{7}$$

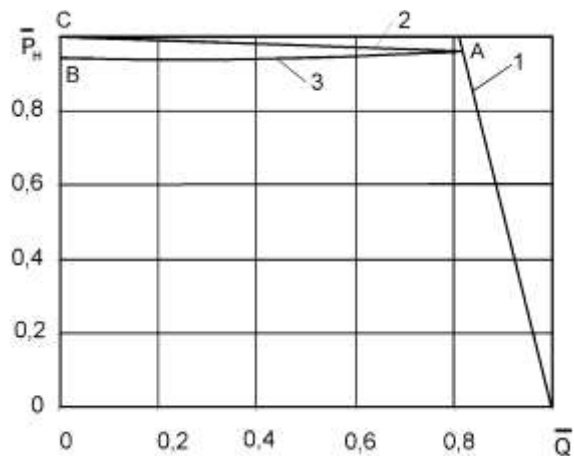


Рис. 14. Совмещённые характеристики гидропривода в безразмерных координатах: 1 – характеристики насоса; 2 – характеристика, соответствующая совместной работе насоса и переливного клапана; 3 – характеристика гидросистемы (гидродвигателя с последовательно включённым дросселем)

Величину расхода через гидродвигатель $\bar{Q}_г = (\bar{Q}_г)_А$ определим по уравнению [6]

$$\bar{Q}_г = 1 - \bar{p}_н \cdot (1 - \eta_{н.о}) - \frac{\bar{p}_н - \bar{p}_{настр.кл}}{\Delta \bar{p}_{кл}} \cdot \bar{Q}_{кл.ном} \tag{8}$$

полагая $\bar{p}_н = \bar{p}_{настр.кл}$. Величину относительной нагрузки $(\bar{F})_В$ соответствующей точке В

(рис. 14) определим из уравнения при $\bar{p}_n = \bar{p}_{настр.кл}$ [6]

$$\bar{p}_n = \frac{\Delta\bar{p}_{др.ном} \cdot \bar{Q}_2^2}{S_{др}^2 \cdot \bar{Q}_{др.ном}^2} + \bar{F} \quad (9)$$

Величина относительной нагрузки $(\bar{F})_B = \bar{p}_2 = const$. Величину давления на выходе насоса \bar{p}_n определяем по уравнению [6]

$$\bar{p}_n = \frac{(1 - \bar{Q}_2) \cdot \Delta\bar{p}_{кл} + \bar{p}_{настр.кл} \cdot \bar{Q}_{кл.ном}}{(1 - \eta_{н.о}) \cdot \Delta\bar{p}_{кл} + \bar{Q}_{кл.ном}} \quad (10)$$

для соответствующих значений расхода через гидродвигатель \bar{Q}_2 . Расчёт величины подачи насоса \bar{Q}_n проводим по уравнению [6]

$$\bar{Q}_n = 1 - \bar{p}_n (1 - \eta_{н.о}) \quad (11)$$

по известным значениям давления \bar{p}_n .

Величину скорости движения поршня \bar{V}_n определяем как отношение

$$\bar{V}_n = \frac{\bar{Q}_2}{\bar{Q}_n} \quad (12)$$

Для случая параллельного включения дросселя воспользуемся соотношением [1, 7]

$$\eta_{н.у} = \bar{V}_n \quad (13)$$

В формулах (7...13) приняты следующие обозначения:

\bar{Q}_n - подача насоса;

\bar{Q}_2 - расход через гидродвигатель;

\bar{p}_n - давление на выходе насоса;

\bar{p}_2 - давление перед гидродвигателем;

$\eta_{н.о}$ - объёмный КПД насоса;

$\bar{p}_{настр.кл}$ - давление настройки клапана;

$\bar{Q}_{кл.ном}$ - номинальный расход через переливной клапан;

$\bar{p}_{др.ном}$ - перепад давления на дросселе, соответствующий его номинальному расходу при площади отверстия дросселя $S_{др} = S_{др.макс}$;

$\Delta\bar{p}_{кл}$ - изменение перепада давления на клапане в диапазоне расходов от $Q_{кл.мин}$ до $Q_{кл.ном}$.

При переходе к безразмерным величинам в качестве масштаба расхода была принята величина идеальной подачи насоса $Q_{н.и}$, для давления - максимальное давление в системе гидропривода, которое было принято равным номинальному давлению насоса $p_{макс} = p_{н.ном}$, для нагрузки - максимальная нагрузка, равная произведению максимального давления на площадь поршня гидроцилиндра $F_{макс} = p_{макс} \cdot S_n = p_{н.ном} \cdot S_n$.

На рис 15 представлены зависимости КПД процесса управления рассчитанные по приведенным выше уравнениям для случаев последовательного и параллельного включения дросселя.

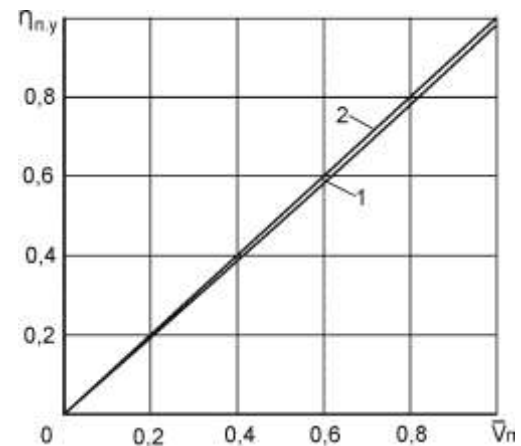


Рис. 15. Зависимость КПД процесса управления $\eta_{н.у}$ от скорости движения поршня в относительных координатах. 1 – параллельное включение дросселя, 2 – последовательное включение дросселя

Выводы. Сравнение характеристик гидропривода при дроссельном регулировании с последовательным и параллельным включением дросселя по энергетической эффективности показывает, что оба способа включения дросселя обеспечивают близкие значения КПД процесса управления. При небольшой глубине регулирования скорости, КПД процесса управления $\eta_{н.у}$ имеет высокие значения (рис. 15). При этом, при последовательном включении дросселя, $\eta_{н.у}$ имеет более низкие (на 2...3%) значения. Это объясняется дополнительными потерями давления на дросселе. Полученные результаты исследования позволяют сделать вывод о практически равной энергетической эффективности гидропривода при дроссельном регулировании с последовательным и параллельным включением дросселя при идентичных условиях.

Л и т е р а т у р а

1. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов /Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. 2-е изд., перераб. –М.:Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков /В. А. Федорец, М. Н. Педченко, А. Ф. Пичко и др. Под ред. В. А. Федорца. – К.: Вища школа, Головное изд-во, 1987. – 375 с.
3. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчёт. – М.:Агропромиздат, 1990. – 239 с.
4. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства автоматизации: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

6. Бугаенко В.В. Характеристики гидропривода при дроссельном способе регулирования с последовательной установкой дросселя/В. В. Бугаенко, Е. В. Брюховецкая //Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск, 2017. - №4 (6) Ч. 2. – с. 181 – 188.

7. Бугаенко В.В. Характеристики гидропривода при дроссельном способе регулирования с параллельной установкой дросселя / В.В. Бугаенко, Брюховецкая Е.В. // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск, 2018. - № 4 (10) – с. 14 – 21.

8. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

References

1. Hydraulics, hydrocars and hydraulic actuators: The textbook for machine-building higher education institutions / Т.М. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov, etc. the 2nd prod., reslave. – М.: Mechanical engineering, 1982. – 423 pages.
2. Hydraulic actuators and hydropneumoautomatic equipment of machines/VA. Fedorets, M.N. Pedchenko, A.F. Pichko, etc. Under the editorship of V.A. Fedorts. – To.: Vishcha school, Head publishing house, 1987. – 375 pages.
3. Lovkis Z.V. Hidroprivody sel'skohozjajstvennoj tehniki: konstrukcija i raschjot. – М.:Агропромиздат, 1990. – 239 s.
4. Navrotsky K. L. Theory and design gidro-and pneumatic actuators: The textbook for students of higher education institutions on specialty "Hydraulic Machines, Hydraulic Actuators and Hydropneumoautomatic Equipment". – М.: Mechanical engineering, 1991. – 384 pages.
5. Chuprakov Ju. I. Hidroprivod i sredstva avtomatiki: Uchebnoe posobie dlja vuzov po special'nosti «Gid-roprivod i gidropnevmoavtomatika». – М.: Mashino-stroenie, 1979. – 232 s.
6. Bugaenko V. V. Harakteristiki gidroprivoda pri drossel'nom sposobe regulirovanija s posledovatel'noj ustanovkoj drosselja/V. V. Bugaenko, E. V. Brjuhoveckaja //Vestnik Luganskogo nacional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja. – Lugansk, 2017. - №4 (6) Ch. 2. – s. 181 – 188.

7. Bugaenko V. V. Karakteristiki gidroprivoda pri drossel'nom sposobe regulirovanija s parallel'noj ustanovkoj drosselja /V. V. Bugaenko, Brjuhoveckaja E. V. //Vestnik Luganskogo nacional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja. – Lugansk, 2018. - № 4 (10) – S. 14 – 21.

8. Vasil'chenko V.A. Gidravlichesкое oborudovanie mobil'nyh mashin: Spravochnik. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 301 s.

Bugayenko V. V., Bryukhovetskaya E. V.

THROTTLE METHOD FOR REGULATING A HYDRAULIC DRIVE. COMPARATIVE CHARACTERISTICS.

The choice of the method of regulating the hydraulic drive is based on a thorough analysis of its characteristics with various methods of controlling the speed of movement of the output links. The throttle method of regulating the hydraulic drive is one of the most commonly used methods. The widespread use of the throttle control method in low-power hydraulic drives is due to the relative cheapness of the equipment used.

The approaches given in various sources to determine the characteristics of the hydraulic drive with the throttle control method do not allow an objective and comparative analysis of the load characteristics and efficiency of the hydraulic drive, depending on the method of choke activation.

An approach to the comparative assessment of the characteristics of the hydraulic drive with throttle control, with the series and parallel installation of the throttle, based on the use of combined characteristics of the pumping unit and the hydraulic drive system is proposed. As a result of the calculations, a comparison

was made of the efficiency of the hydraulic drive with a series and parallel installation of the throttle.

Keywords: *Pump, throttle, hydraulic motor, pressure, load, speed, fluid flow.*

Бугаенко Виктор Васильевич, к.т.н., доцент кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля» г. Луганск.
E-mail: victorvas49@gmail.com

Bugayenko Victor Vasilyevich, PhD in Technological Sciences, associate professor of Gidrogazodinamika department of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»
E-mail: victorvas49@gmail.com

Брюховецкая Елена Васильевна, студентка магистратуры по кафедре «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля» г. Луганск.

Bryukhovetskaya Elena Vasilyevna, the student of a magistracy on Gidrogazo-dinamika department of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

Рецензент: Сёмин Дмитрий Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля» г. Луганск.

Статья подана 25.11.2018

УДК 004.9

АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ

Витренко В.А., Ясуник С.Н., Волков И.В.

ADDITIVE TECHNOLOGIES IN EDUCATIONAL PROCESS

Vitrenko V.A., Yasunik S.N., Volkov I.V.

На сегодняшний день аддитивные технологии переживают всплеск развития в различных областях науки и техники. При использовании аддитивных технологий послойным наращиванием материала создается прототип – физическая модель в соответствии с компьютерной графической 3D-моделью. Это позволяет значительно снизить сроки подготовки производства. Развитие данных технологий в нашем регионе сдерживается отсутствием специалистов. Поэтому для студентов, обучающихся по направлению "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", предлагается ввести дисциплины, необходимые для овладения профессиональными компетенциями в области быстрого прототипирования.

Ключевые слова: быстрое прототипирование, аддитивные технологии, сквозное проектирование, 3D-модель, слайсер, 3D-принтер, образование.

На сегодняшний день с целью выхода на конкурентный рынок необходимо стремиться к сокращению времени начальных этапов жизненного цикла изделия, таких как проектирование, техническая подготовка производства и непосредственно производство. Достичь этого сокращения времени возможно за счет внедрения быстрого прототипирования (RP – rapid prototyping), т.е. процесса построения физической модели (прототипа) в

соответствии с компьютерной моделью. Данный прототип создается послойным наращиванием материала, в отличие от традиционной механической обработки, где происходит удаление материала. Технологии, основанные на добавлении материала, носят название аддитивные (от англ. additive – добавка, дополнение) [1, 2].

Технология послойного построения физической модели включает в себя следующие этапы (рис. 1):

1) создание графической 3D-модели изделия (например, в SolidWorks, Autocad, Компас-3D и др.) и запись в формате для хранения трёхмерных моделей объектов для использования в аддитивных технологиях – это PLY, OBJ, 3DS, VRML2/97, чаще всего STL;

2) передача файла на RP-оборудование и осуществление процесса слайсинга, при котором модель режется по слоям (программы-слайсеры Polygon 2.0, Repetier Host, KISSlicer, Cura, 123D Design и др.), задается технология изготовления детали, на основе которой и формируется **G-код**;

3) непосредственно процесс послойного построения физической модели.

Способов материализации физических моделей существует множество, основные из которых:

- SL (Stereolithography) – лазерная стереолитография – формирование объекта из специального жидкого фотополимера, затвердевающего под действием лазерного излучения;

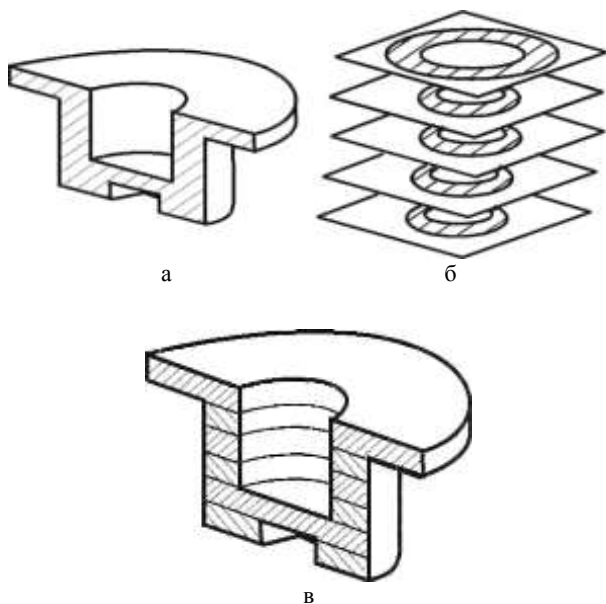


Рис. 1. Основные переходы аддитивных технологий [2]: а – 3D-модель; б – совокупность 2D-моделей; в – послойно построенная твердотельная модель

- SLS (Selective Laser Sintering) – селективное лазерное спекание – формирование объекта из плавкого порошкового материала (пластик, металл) путем его плавления под действием лазерного излучения. Данное направление имеет наибольшую перспективу для отраслей машиностроения. Для плавки металлического порошка в принтерах используются лазеры, обладающие большой мощностью. Во время процесса печати в действительности происходит не спекание, а полная плавка порошка (из металлов и сплавов), в результате которой образуется однородная масса. В результате применения такой технологии получают изделия высокого качества и с любым уровнем геометрической сложности. Применение данного метода позволяет значительно

экономить производственные и временные затраты, которые обычны для традиционных методов литья и штамповки;

- FDM (Fused Deposition Modeling) – моделирование методом наплавления – формирование объекта путем послойной укладки расплавленной нити из плавкого рабочего материала;

- MJM (Multi Jet Modeling) – многоструйное моделирование – послойное распыление капель нагретого воска, фотополимера или пластика;

- LOM (Laminated Object Manufacturing) – изготовление объектов с использованием ламинирования – формирование объекта послойным склеиванием (нагревом, давлением) тонких плёнок рабочего материала, с вырезанием (с помощью лазерного луча или режущего инструмента) соответствующих контуров на каждом слое;

- 3DP (3 Dimensional Printing) – послойное склеивание композитного порошка связующим веществом.

Первые патенты по аддитивным технологиям появились еще в 20 веке. В наше время происходит всплеск их развития. Это связано с возможностями данных методов формообразования:

- выпуск изделий со сложной геометрией и уникальными свойствами;
- экономия расходных материалов и низкая себестоимость;
- возможность анализа конструкции на стадиях проектирования, а также проверки собираемости и функционирования;
- мобильность и скорость производства;
- безопасность.

Такие возможности приводят к внедрению аддитивных технологий в различные сферы и отрасли (рис. 2) [3].



Рис. 2. Сферы применения аддитивных технологий, %

Следует отметить, что технологии быстрого прототипирования, обладающие возможностью быстрой реализации конструкторских и технологических решений, являются частью системы сквозного

проектирования. При сквозном проектировании вся информация об изделии, оборудовании, инструменте, технологии его производства сосредотачивается в единой системе, а также легко подвергается коррекции и модификации в «сквозном» режиме. И действительно, аддитивные технологии проходят "насквозь" этапов жизненного цикла изделия (рис. 3).

RP-технологии широко распространены в США, Китае, Японии, странах Европы (рис. 4) [3]. На постсоветском пространстве доля аддитивного производства пока мала. Это связано с рядом причин, в числе которых дороговизна оборудования и расходных материалов, а также отсутствие квалифицированных кадров, владеющих данным вопросом.

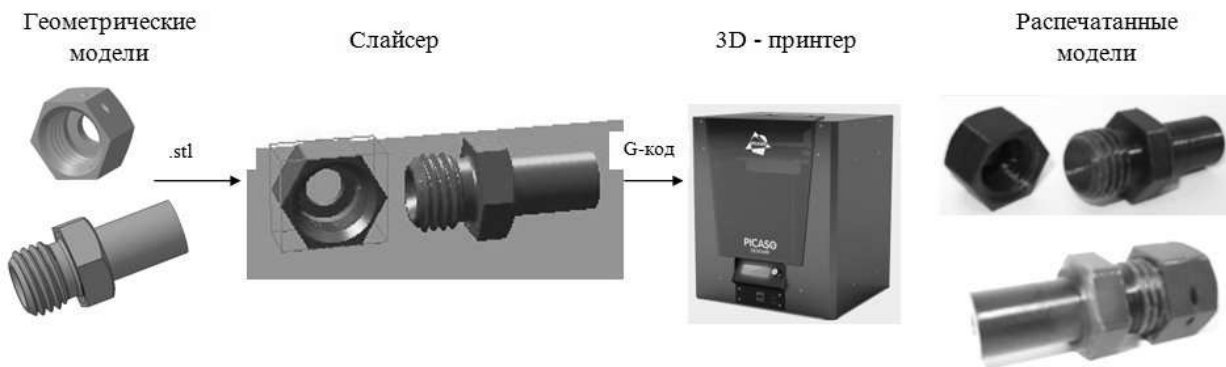


Рис. 3. Технологическая последовательность 3D-печати [4]



Рис. 4. Распространенность RP-оборудования по странам, %

Но Российская Федерация уже движется в нужном направлении, включая в образовательный процесс аддитивные технологии. Во многих вузах страны преподаются дисциплины, освещающие вопросы аддитивных технологий [4, 5, 6]. Приведем некоторые примеры: в Томском политехническом университете читается дисциплина "САПР и аддитивные технологии"; в Южно-Уральском государственном университете – "Аддитивные технологии"; в Южно-Российском государственном политехническом университете им. М.И. Платова – "Технологии прототипирования и формобразования"; в Пермском национальном исследовательском политехническом университете – "Процессы и технологии быстрого прототипирования и изготовления изделий" и т.д.

Становится очевидной необходимость вводить аналогичные дисциплины для студентов, обучающихся по направлению подготовки

"Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", и в Луганском национальном университете имени Владимира Даля. В результате изучения таких дисциплин, помимо теоретических знаний по сути аддитивных технологий, студенты смогут:

– закрепить навыки по построению 3D-моделей (в программах, изучаемых на дисциплинах, например, "Компьютерное моделирование объектов производства", "Основы CAD/CAM-систем", "Прикладные программы в инженерном проектировании");

– расширить знания, получаемые на дисциплинах "Технологии промышленных производств", "Технологические методы производства заготовок деталей машин", "Прогрессивные технологии изготовления изделий машиностроения";

– освоить программное обеспечение оборудования для аддитивных технологий (слайсер-программы);

– познакомиться с RP-оборудованием, в частности 3D-принтером;

– визуализировать результат своего инженерного творчества.

Выпускники, обладающие такими знаниями и умениями, смогут их применить на предприятиях, где уже используются такие технологии, либо обосновать необходимость их внедрения.

Литература

1. Зленко М.А. Аддитивные технологии в машиностроении / М.В. Нагайцев, В.М. Довбыш // Пособие для инженеров. – М. ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – 2015. – 220 с.

2. Интегрированный рабочий процесс ускоренного формообразования изделия или его прототипа - Rapid Prototyping. URL: https://studopedia.ru/3_186188_integrirovanniy-rabochiy-protsess-uskorenogo-formoobrazovaniya-izdeliya-ili-ego-prototipa---Rapid-Prototyping.html

3. Аддитивное производство набирает обороты // Аддитивные технологии. – 2017. – № 1. – С. 24-28. URL: <https://additiv-tech.ru/publications/additivnoe-proizvodstvo-nabiraet-oboroty.html>

4. Абросимов С.Н., Тихонов-Бугров Д.Е. 3D-печать как составляющая часть учебного процесса по геометро-графическим дисциплинам // Качество графической подготовки: материалы VII Международной интернет-конференции. – 2017. URL: <http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/>

5. Бощенко Т.В., Чепур П.В. Опыт внедрения технологий прототипирования изделий на основе 3D-печати в образовательный процесс высшего учебного заведения // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 5. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=22481> (дата обращения: 14.11.2018).

6. Зеленцов В.В., Щеглов Г.А. Опыт интеграции CAD-технологий и 3D-печати в учебном плане подготовки инженеров // Открытое

образование. – 2016. – №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/opyt-integratsii-cad-tehnologiy-i-3d-pechati-v-uchebnom-plane-podgotovki-inzhenerov> (дата обращения: 14.11.2018).

References

1. Zlenko M.F. Additivnye texnologii v mashinostroenii / M.V. Nagajcev, V.M. Dovbysh // Posobie dlya inzhenerov. – М. GNC RF FGUP «NAMI». – 2015. – 220 s.

2. Integrirovannyj rabochij process uskorenogo formoobrazovaniya izdeliya ili ego prototipa - Rapid Prototyping. URL: https://studopedia.ru/3_186188_integrirovanniy-rabochiy-protsess-uskorenogo-formoobrazovaniya-izdeliya-ili-ego-prototipa---rapid-prototyping.html

3. Additivnoe proizvodstvo nabiraet обороты // Additivnye texnologii. – 2017. – № 1. – s. 24-28. URL: <https://additiv-tech.ru/publications/additivnoe-proizvodstvo-nabiraet-oboroty.html>

4. Abrosimov S.N., Tixonov-Bugrov D.E. 3d-pechat kak sostavlyayushhaya chast uchebnogo processa po geometro-graficheskim disciplinam // Kachestvo graficheskoy podgotovki: Materialy vii mezhdunarodnoj internet-konferencii. – 2017. URL: <http://dgng.pstu.ru/conf2017/papers/>

5. Boshhenko T.V., Chepur P.V. Opyt vnedreniya texnologij prototipirovaniya izdelij na osnove 3D-pechati v obrazovatelnyj process vysshego uchebnogo zavedeniya // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. – 2015. – № 5. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=22481> (data obrashheniya: 14.11.2018).

6. Zelencov V.V., Shheglov G.A. Opyt integracii cad-texnologij i 3d-pechati v uchebnom plane podgotovki inzhenerov // Otkrytoe obrazovanie. – 2016. – №5. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/opyt-integratsii-cad-tehnologiy-i-3d-pechati-v-uchebnom-plane-podgotovki-inzhenerov> (data obrashheniya: 14.11.2018).

Vitrenko V.A., Yasunik S.N., Volkov I.V.

ADDITIVE TECHNOLOGIES IN EDUCATIONAL PROCESS

Presently, additive technologies are living out a surge of development in various fields of science and technology. When using additive technologies, a prototype, i.e. a physical model corresponding to a computer-based graphics 3D model, is created by layer-by-layer buildup of the material. This allows a signification reduction in the time of pre-production. The development of these technologies in our region is constrained by the lack of specialists. So for students whose major is "Design and technological support of machine-building production", it is suggested to introduce disciplines necessary for mastering professional competences in the field of rapid prototyping.

Keywords: rapid prototyping, additive technologies, end-to-end design, 3D model, slicer, 3D printer, education.

Витренко Владимир Алексеевич – д.т.н., проф., заведующий кафедрой технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: v_vitr@ukr.net.

Ясуник Светлана Николаевна – к.т.н., доц., доцент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: jsn@ukr.net.

Волков Игорь Владимирович – к.т.н., доц., доцент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: volnaana@mail.ru.

Vitrenko Vladimir Alekseevich – doctor of technical sciences, professor, head of the department of engineering technology and engineering consulting State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: v_vitr@ukr.net.

Yasunik Svetlana Nikolaevna – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of engineering technology and engineering consulting State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: jsn@ukr.net.

Volkov Igor Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of engineering technology

and engineering consulting State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: volnaana@mail.ru.

Рецензент: Корсунов К.А. заведующий кафедрой физики Луганского национального университета имени Владимира Даля.

Статья подана 5.11.2018

УДК 62-822

УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ ВИБРОСТЕНДА

Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М.

CONTROL FOR THE ELECTRO-HYDRAULIC TRACKING DRIVE OF THE VIBRATING STAND

Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M.

Рассмотрен способ управления электрогидравлическим следящим приводом вибростенда, при использовании которого скорость движения выходного звена гидродвигателя теоретически зависит лишь от заданного значения скорости для привода, следящего по скорости, и от отклонения координаты выходного звена от заданной координаты для привода, следящего по положению. Для расширения полосы пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра предложено использовать в составе электрогидравлического привода вибростенда гидроцилиндры с регулируемой величиной хода.

Ключевые слова: электрогидравлический следящий привод; вибростенд; алгоритм управления.

Введение. Испытания изделий и конструкций всевозможного назначения на вибропрочность и виброустойчивость, как правило, требуется производить в широком диапазоне частот. Очевидно, что для этого частота собственных колебаний, а точнее частота среза исполнительской части вибростенда с установленным на него объектом испытаний должна быть не меньше максимальной частоты вибраций, подлежащих

воспроизведению по соответствующей из координат движения стола вибростенда.

Частота среза любой из колебательных механических систем, к которым относятся и вибростенды, определяется, главным образом, приведенной инерционной характеристикой подвижных частей системы (массой при поступательном движении и моментом инерции при вращательном движении) и ее жесткостью. Причем, чем больше при прочих равных условиях жесткость механической колебательной системы, тем выше ее частота среза.

Жесткость вибростендов с электрогидравлическим следящим приводом (ЭГСП) в основном определяется жесткостью их гидропривода [1, 2, 3].

Целью настоящей работы является разработка предложений, направленных на расширение полосы пропускания частот вибростендов с ЭГСП.

Предлагаемые технические решения. Далее для определенности ограничимся рассмотрением ЭГСП поступательного движения, т.е. такого привода, в котором в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр двухстороннего действия, имеющий рабочие полости А и В. Следует отметить, что любая из рабочих полостей

гидроцилиндра может считаться полостью А или полостью В, тогда другая полость соответственно считается полостью В или А. Поэтому приведенные ниже положения и выкладки применимы для любой полости гидроцилиндра и любом направлении движения его выходного звена.

Для тех случаев, когда при изменении нагрузки на выходном звене гидроцилиндра происходит изменение давления в противофазе в обеих полостях гидроцилиндра, коэффициент жесткости $c_{гп}$ собственно гидропривода поступательного движения вычисляется по формуле [4]:

$$c_{гп} = A_A^2 E_A / V_A + A_B^2 E_B / V_B, \quad (1)$$

где A_A , A_B — значения эффективной площади поршня гидроцилиндра со стороны его рабочих полостей соответственно А и В;

E_A , E_B — приведенные модули объемной упругости участков гидропривода, присоединенных к полостям соответственно А и В гидроцилиндра;

V_A , V_B — текущие значения объемов рабочей жидкости в полостях соответственно А и В гидроцилиндра и в присоединенных к ним гидролиниях;

$$V_A = V_{A0} + A_A z,$$

$$V_B = V_{B0} - A_B z;$$

z — текущая координата выходного звена гидроцилиндра, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем рабочей жидкости в полости А гидроцилиндра является минимально возможным;

V_{A0} , V_{B0} — значения объемов рабочей жидкости в полостях соответственно А и В

гидроцилиндра и в присоединенных к ним гидролиниях при $z = 0$.

Из формулы (1) видно, что коэффициент жесткости $c_{гп}$ гидропривода при прочих равных условиях тем больше, чем меньше значения объемов V_A и V_B .

Теоретически влияние жесткости гидропривода на частоту среза и, соответственно, на полосу пропускания частот вибростенда можно устранить, если в процессе виброиспытаний подачу рабочей жидкости в текущую напорную полость А гидроцилиндра производить при расходе $Q_{A,н}$, вычисляемом посредством контроллера (рис. 1) в соответствии со следующим выражением:

$$Q_{A,н} = A_A x_{рассогл} + k_{ут,А} (p_A - p_T) + k_{перет} (p_A - p_B) + (V_A / E_A) dp_A / dt \quad (2)$$

где $x_{рассогл}$ — сигнал рассогласования;

$k_{ут,А}$ — коэффициент утечек рабочей жидкости для участка гидропривода, присоединенного к полости А гидроцилиндра;

$k_{перет}$ — коэффициент перетечек рабочей жидкости между участками гидропривода, присоединенными к полостям А и В гидроцилиндра;

p_A , p_B — значения давления рабочей жидкости в полостях соответственно А и В гидроцилиндра;

p_T — значение давления в сливной гидролинии привода;

t — время.

С учетом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов и полостей, в которых она заключена, расход Q_A рабочей жидкости, поступающей на участок, примыкающий к полости А гидроцилиндра, в

соответствии с уравнением неразрывности связан со скоростью движения $v = dz/dt$ выходного звена гидроцилиндра следующим образом:

$$Q_A = A_A v + k_{ут.А} (p_A - p_T) + k_{перет} (p_A - p_B) + (V_A/E_A) dp_A/dt, \quad (3)$$

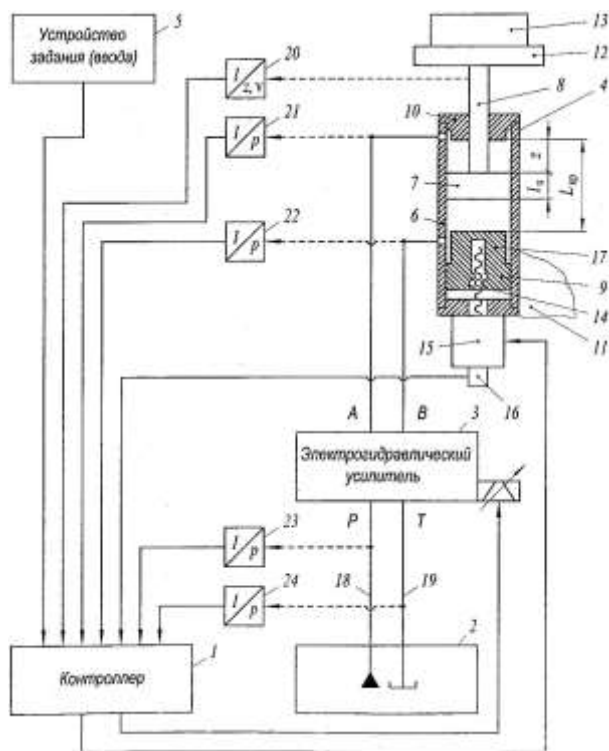


Рис. 1. Схема электрогидравлического следящего привода вибростенда (заявка на изобретение RU № 2017144475): 1 — контроллер; 2 — гидравлический источник питания; 3 — ЭГУ; 4 — гидроцилиндр; 5 — устройство задания (ввода) кинематических параметров движения выходного звена гидроцилиндра 4; 6, 7, 8, 9, 10 — соответственно корпус, поршень, шток, подвижная и неподвижная крышки гидроцилиндра 4; 11, 12 — соответственно станина и стол вибростенда; 13 — изделие, подлежащее испытанию на вибропрочность и/или виброустойчивость; 14 — винтовая передача; 15 — шаговый электродвигатель; 16 — абсолютный энкодер вращения (датчик угла поворота); 17 — хвостовик подвижной крышки 9; 18, 19 — соответственно напорная и сливная гидролинии; 20 — датчик перемещения и скорости; 21, 22, 23, 24 — датчики давления

Приравняв правые части выражений (2) и (3), получаем:

$$v = x_{\text{расогл}} \cdot \quad (4)$$

Таким образом, при регулировании расхода рабочей жидкости на участке, примыкающем к полости А гидроцилиндра, в соответствии с выражением (2) скорость v перемещения выходного звена гидроцилиндра при движении его в любом направлении (в пределах погрешности проведенных математических выкладок, связанной с переменностью в процессе работы гидропривода целого ряда его характеристик, в частности, коэффициентов утечек и перетечек рабочей жидкости, приведенного модуля упругости и т.п.) зависит лишь от значения сигнала рассогласования $x_{\text{расогл}}$.

Следует отметить, что в отдельные моменты времени знак расхода $Q_{A,н}$ может не совпадать со знаком сигнала рассогласования $x_{\text{расогл}}$, например, из-за резкого изменения силы на выходном звене гидроцилиндра и, соответственно, значения производной dp_A/dt . Это означает, в частности, при положительном значении сигнала рассогласования $x_{\text{расогл}}$ и отрицательном значении расхода $Q_{A,н}$, что рабочая жидкость должна не подаваться в полость А гидроцилиндра, а сливаться из нее при соответствующем абсолютном значении расхода.

Для электрогидравлического привода, следящего по положению, исходный управляющий сигнал $x_{\text{упр}}$ равен:

$$x_{\text{упр}} = z_{\text{зад}} - z, \quad (5)$$

а сигнал рассогласования:

$$x_{\text{рассогл}} = k_y x_{\text{упр}}, \quad (6)$$

где $z_{\text{зад}}$ — текущее заданное значение координаты z выходного звена гидроцилиндра (входной сигнал);

k_y — коэффициент усиления.

В данном случае согласно выражениям (4), (5), (6):

$$v = k_y (z_{\text{зад}} - z), \quad (7)$$

то есть текущая скорость движения v выходного звена гидроцилиндра прямо пропорциональна отклонению текущего значения координаты z от ее заданного значения $z_{\text{зад}}$.

Для электрогидравлического привода, следящего по скорости, исходный управляющий сигнал $x_{\text{упр}}$ равен:

$$x_{\text{упр}} = v_{\text{зад}}, \quad (8)$$

а сигнал рассогласования:

$$x_{\text{рассогл}} = v_{\text{зад}} + k_{\text{ос}} (v_{\text{зад}} - v), \quad (9)$$

где $v_{\text{зад}}$ — текущее заданное значение скорости движения v выходного звена гидроцилиндра (входной сигнал);

$k_{\text{ос}}$ — коэффициент обратной связи.

Для такого гидропривода согласно выражениям (4), (8), (9):

$$V = V_{\text{зад}}, \quad (10)$$

то есть текущая скорость движения v выходного звена гидроцилиндра равна ее текущему заданному значению $v_{\text{зад}}$.

В ЭГСП с дроссельным управлением регулирование расхода Q_A осуществляют путем изменения площади проходного сечения рабочих окон электрогидравлического усилителя (ЭГУ): сервоклапана или гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением.

Расход Q_A рабочей жидкости через рабочее окно ЭГУ, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее, в общем случае связан с перепадом давления Δp_A на этом окне зависимостью:

$$Q_A = G_{\text{р.о.А}} \text{sign} \Delta p_A \sqrt{|\Delta p_A|}, \quad (11)$$

где $G_{\text{р.о.А}}$ — коэффициент гидравлической проводимости рабочего окна ЭГУ, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее:

$$G_{\text{р.о.А}} = \mu A_{\text{р.о.А}} \sqrt{2/\rho};$$

$A_{\text{р.о.А}}$ — площадь проходного сечения рабочего окна ЭГУ, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее;

μ — коэффициент расхода рабочего окна ЭГУ;

ρ — плотность рабочей жидкости.

При $x_{\text{упр}} \geq 0$ и $Q_{\text{А.н}} \geq 0$ полость А гидроцилиндра подлежит соединению с напорным каналом ЭГУ, а полость В — со сливным каналом последнего. В этом случае (при пренебрежении потерями давления на участке между ЭГУ и полостью А гидроцилиндра):

$$\Delta p_A = p_{\text{п}} - p_A,$$

где p_n — давление в напорном канале ЭГУ.

В рассматриваемом случае для обеспечения равенства $Q_A = Q_{Aн}$ и истекающего из него равенства (4) коэффициент проводимости $G_{p.o.A}$ должен составлять:

$$G_{p.o.A} = Q_{Aн} / \sqrt{(p_n - p_A)}. \quad (12)$$

При $x_{упр} \geq 0$ и $Q_{Aн} < 0$ полость А гидроцилиндра подлежит соединению со сливным каналом ЭГУ, а полость В — с его напорным каналом.

Для этого случая: $\Delta p_A = p_A - p_{сл}$ — и требуемое значение коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$ равно:

$$G_{p.o.A} = Q_{Aн} / \sqrt{(p_A - p_{сл})}. \quad (13)$$

Здесь и далее отрицательное значение коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$ соответствует соединению полости А гидроцилиндра со сливным каналом ЭГУ.

Для случая $x_{упр} < 0$ получаем следующие формулы для требуемого значения коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$:

$$G_{p.o.A} = K Q_{В,н} / \sqrt{(p_n - p_B)} \text{ при } Q_{В,н} \leq 0; \quad (14)$$

$$G_{p.o.A} = K Q_{В,н} / \sqrt{(p_B - p_{сл})} \text{ при } Q_{В,н} > 0, \quad (15)$$

где

$$Q_{В,н} = A_B x_{рассогл} - k_{ут.В} (p_B - p_{сл}) - k_{перет} (p_B - p_A) - (V_B / E_B) dp_B / dt; \quad (16)$$

$K = G_{p.o.A} / G_{p.o.B}$ ($K > 0$) (выбор рационального значения K рассмотрен в работе [4]);

$G_{p.o.B}$ — коэффициент гидравлической проводимости рабочего окна ЭГУ, через которое жидкость вытекает из полости В гидроцилиндра или поступает в нее;

$k_{ут.В}$ — коэффициент утечек рабочей жидкости для участка гидропривода, присоединенного к полости В гидроцилиндра.

В случае работы гидропривода с постоянной по направлению нагрузкой, воспринимаемой рабочей жидкостью, находящейся в полости А гидроцилиндра, значение необходимого в текущий момент времени коэффициента гидравлической проводимости $G_{p.o.A}$ рабочего окна ЭГУ предпочтительнее определять в зависимости от величины и характера изменения давления в нагруженной полости гидроцилиндра, то есть в полости А, вне зависимости от знака управляющего сигнала $x_{упр}$, используя при $x_{упр} < 0$ вместо выражений (14) и (15) соответственно выражения (13) при $Q_{Aн} \leq 0$ и (12) при $Q_{Aн} > 0$.

Дело в том, что в более нагруженной полости гидроцилиндра и в соединенных с ней гидролиниях в меньшей степени проявляется влияние содержащегося в рабочей жидкости газа на текущее значение ее модуля упругости, вследствие чего при изменении условий работы привода погрешность в вычислении потребного в текущий момент времени значения коэффициента проводимости рабочего окна ЭГУ уменьшается, что способствует повышению точности отработки ЭГСП управляющего сигнала.

Для обеспечения равенства (4) электрический управляющий сигнал, подаваемый с соответствующего выхода контроллера системы управления вибростенда на вход ЭГУ, должен формироваться из условия обеспечения потребного в текущий

момент времени коэффициента гидравлической проводимости рабочего окна ЭГУ (на основании экспериментально определенной зависимости коэффициента гидравлической проводимости рабочего окна используемого ЭГУ от величины упомянутого управляющего сигнала) [5].

В соответствии с вышеизложенным рассмотренный алгоритм управления ЭГСП теоретически позволяет обеспечить инвариантность скорости движения выходного звена гидроцилиндра по отношению к колебаниям давления в напорном и сливном каналах ЭГУ, к величине нагрузки на выходном звене гидроцилиндра (в пределах рабочего диапазона) и к характеру изменения этой нагрузки во времени, а также к регулировочной характеристике ЭГУ.

Однако, в силу погрешностей вычислений, связанных с переменностью в процессе работы ЭГСП целого ряда его характеристик, в первую очередь, модуля упругости используемой рабочей жидкости, и невозможностью точного определения мгновенной скорости изменения давления жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и на примыкающем к ней участке гидросистемы данный способ управления в действительности не обеспечивает полной независимости скорости движения выходного звена гидроцилиндра от характера изменения нагрузки и приводит при прочих равных условиях к динамическим ошибкам слежения тем большим, чем больше объем рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра. При прочих равных условиях погрешность в отработке приводом управляющих сигналов с увеличением частоты колебаний выходного звена гидроцилиндра увеличивается, что ограничивает частотный диапазон использования привода.

Следует отметить, что при проведении испытаний изделий и конструкций на

вибропрочность и виброустойчивость повышенным частотам колебаний, как правило, соответствуют пониженные значения амплитуды (размаха) перемещения стола вибростенда, соединенного с выходным звеном гидроцилиндра. С учетом данного обстоятельства улучшение динамических характеристик привода (а именно: повышение жесткости привода и расширение тем самым его полосы пропускания частот) при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра можно обеспечить, если в составе вибростенда использовать гидроцилиндр с регулируемой величиной хода, а точнее: гидроцилиндр с регулируемой суммарной вместимостью его рабочих полостей, например, гидроцилиндр, одна из крышек которого выполнена подвижной относительно корпуса.

При применении такого гидроцилиндра в составе ЭГСП вибростенда (см. рис. 1) управление приводом осуществляется следующим способом.

Перед началом виброиспытаний с помощью устройства 5 производится задание (ввод) кинематических параметров (закона) движения выходного звена (в рассматриваемом случае штока 8) гидроцилиндра 4, например, частоты и амплитуды изменения скорости движения выходного звена гидроцилиндра 4 (и, соответственно, стола 12 вибростенда), и вид параметра (скорость или координата), который должен использоваться в качестве контролируемого параметра выходного звена гидроцилиндра. В общем случае задаваемый закон движения выходного звена гидроцилиндра 4 может быть сложным, например, полигармоническим.

На основании заданной информации о законе движения выходного звена

гидроцилиндра 4, которая из устройства 5 передается в контроллер 1, в контроллере 1 производится вычисление максимального z_{\max} и минимального z_{\min} значений координаты z выходного звена гидроцилиндра, определяемой как расстояние между его поршнем 7 и неподвижной крышкой 10, в процессе виброиспытаний при реализации заданного закона движения при условии, что движение выходного звена начинается при текущем расстоянии $z_{\text{нач}0}$ между поршнем 7 и неподвижной крышкой 10 гидроцилиндра.

Далее в контроллере 1 производится вычисление значения $z_{\text{раб}}$ рабочего хода выходного звена гидроцилиндра 4, соответствующего заданному закону движения указанного звена в процессе предстоящих виброиспытаний изделия 13:

$$z_{\text{раб}} = z_{\max 0} - z_{\min 0}.$$

После этого в контроллере 1 выполняются: расчет координаты $y_{\text{кр}9}$, которую должна иметь подвижная крышка 9 относительно неподвижной крышки 10 для того, чтобы расстояние $L_{\text{кр}}$ между крышками 9 и 10 было с минимально допустимым заданным запасом $\Delta z_{\text{зап}}$ равно значению вычисленного рабочего хода выходного звена гидроцилиндра 4, сложенному с длиной $l_{\text{п}}$ поршня 7:

$$y_{\text{кр}9} = L_{\text{кр}} = z_{\text{раб}} + l_{\text{п}} + \Delta z_{\text{зап}};$$

расчет начальной координаты $z_{\text{нач}}$ выходного звена гидроцилиндра 4, при которой в процессе виброиспытаний с заданным законом движения выходного звена обеспечивается равенство минимального расчетного расстояния между поршнем 7 гидроцилиндра и каждой из крышек

9, 10 половине минимально допустимого заданного запаса $\Delta z_{\text{зап}}$ по рабочему ходу выходного звена гидроцилиндра:

$$z_{\text{нач}} = z_{\text{нач}0} - z_{\min 0} + \Delta z_{\text{зап}}/2.$$

После проведенных вычислений формируются соответствующие управляющие сигналы, которые с выходов контроллера 1 подаются на управляющие входы ЭГУ 3 и шагового электродвигателя 15. В результате обработки указанных сигналов, контроль выполнения которых производится с использованием датчиков 20 и 16, выходное звено гидроцилиндра 4 перемещается в положение, при котором расстояние между поршнем 7 и неподвижной крышкой 10 гидроцилиндра принимает значение $z_{\text{нач}}$, а подвижная крышка 9 перемещается в положение, при котором расстояние между ней и неподвижной крышкой 10 принимает значение $L_{\text{кр}}$.

В результате при каждом текущем значении координаты выходного звена гидроцилиндра 4 в процессе последующего выполнения виброиспытаний с заданным законом движения выходного звена гидроцилиндра 4 объем рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра является практически минимально возможным и, соответственно, динамическая погрешность в работе привода при прочих равных условиях является также пониженной. Благодаря этому расширяется полоса пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра.

Применение рассмотренного способа управления ЭГСП вибростендов создает

предпосылки для повышения эффективности их использования.

Заключение. Учет рассмотренным выше образом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов и полостей, в которые она заключена, теоретически позволяет при управлении ЭГСП вибростенда добиться полной инвариантности привода по отношению к внешним возмущающим воздействиям и, благодаря этому, обеспечить движение его выходного звена с заданной скоростью для приводов, следящих по скорости, и со скоростью, пропорциональной отклонению текущей координаты выходного звена от заданной координаты, для приводов, следящих по положению.

Применение в составе ЭГСП вибростенда гидроцилиндра с регулируемой величиной хода позволяет расширить полосу пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра путем снижения до минимально возможного значения объема рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра.

Л и т е р а т у р а

1. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы (Теория, расчет и конструкции). — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 326 с.
2. Варсановьев В.Д., Кузнецов О.В. Гидравлические вибраторы. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. — 144 с.
3. Чупраков Ю.И. Гидравлические системы защиты человека-оператора от общей вибрации. — М.: Машиностроение, 1987. — 224 с.
4. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). — М.: Машиностроение, 2009. — 304 с.
5. Патент № 2206804 (RU). Способ регулирования контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя электрогидравлического следящего привода / М.Е. Гойдо, В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов // Оpubл. в Б.И. — 2003. — № 17.

References

1. Baranov V.N., Zakharov Yu.E. Electrohydraulic and hydraulic vibration mechanisms (Theory, calculation and design). — 2-nd ed., rewrite and add. — М.: Mashinostroenie, 1977. — 326 p.
2. Varsanofyev V.D., Kuznetsov O.V. Hydraulic vibrators. — L: Mashinostroenie. Leningrad Separation, 1979. — 144 p.
3. Chuprakov Yu.I. Hydraulic systems of protection of the human-operator from the general vibration. — М.: Mashinostroenie, 1987. — 224 p.
4. Goydo M. E. (2009). Designing of fluid power drives (Designer library). — Moscow: Mashinostroenie, 2009. — 304 p.
5. Patent № 2206804 (RU). Method of inspection for the control parameter of the output link of the hydraulic motor of the electro-hydraulic tracking drive / M. E. Goydo, V.V. Bodrov, R.M. Bagautdinov // Publ. in B.I. — 2003. — № 17.

Goydo M.E., Bodrov V.V., Bagautdinov R.M. CONTROL FOR THE ELECTRO-HYDRAULIC TRACKING DRIVE OF THE VIBRATING STAND

Considered the way of control for the electrohydraulic tracking drive of the vibrating stand, with the use of which the velocity of the output link of the hydraulic motor theoretically depends only off the set value of the velocity for the drives, which track the speed, and only off the value of the deviation coordinate of the output link off the set coordinate for the drives, which track the position. For expanding the frequency bandwidth of the vibrating stand, when testing products for vibration strength and vibration resistance at low values of the working stroke of the output link of the hydraulic cylinder, it is proposed to use variable-stroke hydraulic cylinders as part of the electro-hydraulic drive of the vibrating stand.

Key words: *electro-hydraulic tracking drive; algorithm of control; vibrating stand.*

Гойдо Максим Ефимович, к.т.н., доцент, главный инженер проектов ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: goido@cheltec.ru

Goydo Maxim Efimovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Chief Project Engineer LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.

E-mail: goido@cheltec.ru

Бодров Валерий Владимирович, к.т.н., президент холдинга ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: vbodrov@cheltec.ru

Bodrov Valery Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, President of the Holding LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.

E-mail: vbodrov@cheltec.ru

Багаутдинов Рамиль Мерсеитович, генеральный директор ООО «Уральский инжиниринговый центр», Россия, г. Челябинск.

E-mail: бага@cheltec.ru

Bagautdinov Ramil Merseitovich, General Director of LLC “Ural Engineering Center”, Russia, Chelyabinsk.

E-mail: бага@cheltec.ru

Рецензент: Ширяев Владимир Иванович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Системы автоматического управления» Южно-Уральского государственного университета, Россия, г. Челябинск.

Статья подана 15.10.2018 г.

УДК 628.4.04-405

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Гутько Ю.И., Колесников А.В.

TECHNOLOGICAL SCHEMES OF UTILIZATION OF SECONDARY POLYMERIC MATERIALS

Gutko Y.I., Kolesnikov A.V.

Проведен анализ динамики производства полимерных материалов. Выделены основные причины высоких темпов роста производства полимерных материалов. Представлена классификация полимерных отходов по источникам образования, что напрямую связано с подходами в области их утилизации. Разработана схема классификации процессов и методов утилизации или обезвреживания полимерных отходов. Рассмотрены термические методы утилизации и обезвреживания отходов полимерных материалов; создание полимерных материалов с регулируемым сроком эксплуатации; композиции, содержащие отходы полимерных материалов; использование отходов полимерных материалов путем повторной переработки. Разработана общая схема повторной переработки полимерных отходов. Сделан вывод о том, что для увеличения процента перерабатываемых полимерных отходов необходимо усовершенствование технологии и оборудования основной переработки для использования вторичных полимерных компонентов.

Ключевые слова: полимерные отходы, утилизация, пиролиз, деструкция, разлагаемые полимерные материалы, полимерные композиции, повторная переработка.

Введение. Тенденция развития производства полимерных материалов такова, что с каждым годом прирост их выпуска

происходит с постоянной скоростью, а выпуск металлов в развитых страна мира фактически стабилизировался. В 2016 году было произведено 122 800 тыс. тонн полимерных материалов.

Высокие темпы и масштабы производства полимерных материалов обусловлены, прежде всего, тем, что замена дорогостоящих и дефицитных материалов обеспечивает огромную экономию средств за счет повышения срока эксплуатации многих машин и снижения их веса (в 3 – 5 раз) [1, 2]. Благодаря применению прогрессивных методов изготовления полимерных изделий (литье под давлением, экструзия и др.) значительно повышается производительность труда [3, 4]. Полимерные материалы обладают комплексом характеристик, которые при умелом их использовании обеспечивают эффективные эксплуатационные свойства изделий и рентабельность их производства.

Рост полимерных материалов продолжается, и количество образующихся при этом отходов, к сожалению, опережает рост их производства. В настоящее время отходы полимерных материалов в мире составляют сотни миллионов тонн [5, 6].

Целью работы является исследование технологических схем утилизации вторичных полимерных материалов, классификация их

исходя из типов полимерных отходов и выделение наиболее перспективных направлений для усовершенствования технологии и оборудования по утилизации данного вида отходов.

Изложение основного материала. По источникам образования все полимерные отходы делят на две группы (рис. 1):

- ✓ технологические отходы производства;
- ✓ отходы потребления.



Рис. 1. Классификация полимерных отходов по источникам образования

Технологические отходы полимерных материалов возникают при их синтезе и переработке. Они делятся на неустраняемые и устранимые технологические отходы. К неустраняемым относят кромки, обрезки, литники, облои, грат и т. д. Таких отходов образуется от 5 до 35 % [7, 8].

Неустраняемые отходы представляют собой высококачественное сырье, по свойствам не отличающееся от исходного первичного полимера. Переработка его в изделия не требует специального оборудования и производится на том же предприятии.

Устраняемые технологические отходы производства образуются при несоблюдении технологических режимов в процессах синтеза и переработки, т. е. это – технологический брак,

который может быть сведен к минимуму или совсем устранен.

Технологические отходы производства перерабатываются в различные изделия, используются в качестве добавки к исходному сырью и т. д.

Отходы производственного потребления накапливаются в результате выхода из строя изделий из полимерных материалов, не используемых в различных отраслях промышленности (шины, тара и упаковка, отходы сельскохозяйственных пленок, мешки из-под удобрений и т. д.). Эти отходы являются наиболее однородными, малозагрязненными и поэтому представляют наибольший интерес с точки зрения их повторной переработки [9, 10].

Отходы общественного потребления накапливаются у нас дома, на предприятиях питания и т. д., а затем попадают на городские свалки. В конечном итоге они переходят в новую категорию отходов – смешанные отходы. Они составляют более 50 % от отходов общественного потребления. Количество таких отходов непрерывно растет и составляет в России около 80 кг на душу населения.

Наибольшие трудности связаны с переработкой и использованием смешанных отходов. Причина этого заключается в несовместимости термопластов, входящих в состав бытового мусора, что требует постадийного выделения материалов. Кроме того, сбор изношенных изделий из полимерных материалов у населения является непростой задачей [11, 12].

Поскольку полимерные производства представляют большую угрозу загрязнения окружающей среде, решение проблемы отходов сводится в основном к изысканию способов обезвреживания и переработки отходов с целью утилизации их компонентов и хранения с предварительным уменьшением объема хранимой части отходов. В настоящее время,

наряду с совершенствованием технологических процессов синтеза полимерных материалов и их переработки, все большее внимание уделяется разработке процессов и методов утилизации или обезвреживания полимерных отходов (рис. 2).



Рис. 2. Основные методы утилизации и обезвреживания полимерных отходов

Ниже рассмотрим эти методы использования отходов полимерных материалов более подробно.

Термические методы утилизации и обезвреживания отходов полимерных материалов. Когда полимерные отходы не находят практического использования в различных композициях и не могут быть утилизированы путем переработки в изделия, то используют термические методы их утилизации и обезвреживания. Эти методы широко применялись для обработки городского мусора, содержание полимерных материалов в котором с каждым годом растет [13, 14].

Термические методы обработки полимерных отходов условно можно разделить:

- на термодеструкцию полимерных материалов с получением твердых, жидких и газообразных продуктов;

- на сжигание или инспирацию, приводящую к образованию газообразных продуктов и золы.

В свою очередь термодеструкцию условно разделяют:

- на неглубокое терморазложение полимеров при сравнительно невысоких температурах с образованием в основном низкомолекулярных веществ;

- на пиролиз при повышенных температурах, приводящих к получению жидких и газообразных продуктов и незначительному количеству твердого остатка.

В последнее время, когда особенно остро стоят вопросы энергетического обеспечения, отходы полимерных материалов рассматриваются как нефтехимическое сырье. Это связано с тем, что при температурах выше 300 °С полимерные материалы способны разлагаться с образованием различных углеводородов: газообразного топлива, керосина, тяжелых масел и т. д. Так, регенерация метилметакрилата из полиметилметакрилата организована в промышленном масштабе, а пиролиз отходов полистирола при атмосферном давлении в среде азота при 320 °С позволяет выделить 62 % стирола от общего количества летучих [15, 16].

Отходы полимерных материалов чаще всего сжигают в смеси с бытовым мусором, содержание полимерных отходов в которой не превышает 10 %, хотя в Японии функционирует установка по сжиганию отходов полимерных материалов производительностью 5 т/сут.

Статистика свидетельствует, что только 5 % промышленных отходов полимерных материалов удается регенерировать, в то время как захоронению подвергается 33,6 % отходов. Это является серьезным источником загрязнения почвенных вод и требует

долговременного отчуждения значительных площадей.

Создание полимерных материалов с регулируемым сроком эксплуатации.

Отходы полимерных материалов медленно разлагаются в естественных условиях. Особую опасность представляют тара разового пользования, пленка и упаковочные материалы. Единственным эффективным путем снижения срока службы полимерных материалов является разработка и выпуск в промышленном масштабе фото- или биоразлагаемых полимеров, которые под действием света, тепла, воздуха и микроорганизмов, содержащихся в почве, разлагаются до низкомолекулярных веществ и ассимилируются в почве, включаясь таким образом в замкнутый биологический цикл [17, 18].

Известны три типа разлагаемых полимерных материалов, именно:

- фоторазлагаемые;
- биоразлагаемые;
- водорастворимые.

Все они обладают достаточной стабильностью в обычных условиях эксплуатации и легко подвергаются разложению. Для придания полимерным материалам способности разрушаться под действием света используют специальные добавки или вводят в состав композиции светочувствительной группы. Для того чтобы такие полимерные материалы нашли практическое применение, они должны удовлетворять следующим требованиям:

- в результате модификации не должны существенно изменяться эксплуатационные характеристики полимера;
- добавки, вводимые в полимер, не должны быть токсичными;

- полимеры должны перерабатываться обычными методами, не подвергаясь при этом разложению;

- необходимо, чтобы изделия, полученные из таких полимеров, могли храниться и эксплуатироваться длительное время в условиях отсутствия прямого проникновения УФ-лучей;

- время до разрушения полимера должно быть известно и варьироваться в широких пределах;

- продукты разложения полимеров не должны быть токсичными.

Возможность создания фоторазрушаемых полимеров обуславливается тем, что энергия диссоциации связи С-С большинства полимеров составляет 350 кДж/моль, в то время как энергия естественных УФ-лучей находится в пределах 400...600 кДж/моль. Эта энергия будет направлена на разрушение полимера в том случае, если:

- полимер поглощает свет с длиной волны 400...1000 нм;

- поглощенная энергия передается другим молекулам.

Под действием УФ-облучения в искусственных или естественных условиях фоторазрушаемые полимеры растрескиваются, затем покрываются непрерывной сетью трещин и, наконец, рассыпаются на куски различных размеров, в дальнейшем превращающиеся в порошок.

Металлоорганические соединения представляют собой обширный класс добавок, позволяющих получать фоторазрушаемые полимеры. Они дают возможность регулировать срок службы полимеров в широком интервале. Они способствуют деструкции полимеров и после. К таким добавкам относятся соли металлов переменной валентности и комплексные соединения на их

основе. Это сложные эфиры тиодипропионовой кислоты, эфиры фосфорной кислоты и др.

Известны полимеры, разлагающиеся под влиянием микроорганизмов. В этом случае в полимер вводили вещества, которые сами легко разрушаются и усваиваются микроорганизмами. Практическое значение нашли привитые сополимеры крахмала и метилакрилата, пленки из которых используются в сельском хозяйстве для мульчирования почвы. Очень хорошо усваиваются микроорганизмами неразветвленные парафиновые углеводороды. К биоразлагаемым добавкам относятся карбоксилцеллюлоза, лактоза, казеин, дрожжи, мочевины и другие.

Композиции, содержащие отходы полимерных материалов. Прежде всего, важно установить характеристику отходов и, исходя из этого, определить, какие показатели и в каком направлении могут быть использованы [19, 20].

Отходы полимерных материалов широко используются в строительстве. В большинстве асфальтовых дорожных покрытий основным связующим компонентом являются битумы различной природы. Они отличаются недостаточной водостойкостью. Все это в значительной степени ухудшает свойства асфальтовых покрытий и сокращает сроки их эксплуатации. Использование полиолефинов в композиции с битумом является одним из традиционных направлений, позволяющих модифицировать свойства покрытий. Экспериментально установлено, что вводить в полиолефины более 30 % отходов нецелесообразно, так как это может вызвать расслоение системы.

Композиции получают, смешивая битум с отходами полиолефинов при 40...100 °С, и выгружают смесь в специальные формы, в

которых происходит охлаждение при комнатной температуре.

Атактический полипропилен в силу своей хрупкости при 0 °С и высокой склонности к окислению может быть рекомендован для применения в дорожных покрытиях только в определенной климатической зоне и при соответствующей дополнительной стабилизации.

Введение полистирольных пластиков к битуму приводит к существенному увеличению термостабильности и прочностных показателей при 0, 20 и 50 °С.

Можно выделить следующие направления использования отходов в строительстве:

- применение в композициях с традиционными стройматериалами с целью модификации их свойств;
- получение звукоизоляционных плит и панелей;
- создание герметиков, применяемых в строительстве зданий и гидротехнических сооружений.

Один из методов получения строительных плит заключается в прессовании полимерных отходов и песка, взятых в соотношении 1:1. Песок нагревают до 500 °С, добавляют к смеси отходов, смешивают при 150 °С в течение 25 минут и массу прессуют.

Аналогично получают также композиции отходов полимерных материалов с мелом, стекловолокном, асбестом и другими минеральными наполнителями.

Одно из направлений получения строительных материалов на основе полимерных материалов заключается в расплавлении отходов полиэтилена, полипропилена и полистирола, смешении их с цементом, последующей разливке их в формы и охлаждении. Образующиеся элементы конструкции обладают высокой прочностью и стойкостью к горению.

Одно из направлений использования полимерных отходов заключается в применении их в композициях в качестве модифицирующих добавок. Например, низкомолекулярные отходы полиэтилена могут быть использованы с полистирольными пластиками, при этом возрастают такие показатели, как удельная вязкость и относительное удлинение при разрыве. Полиэтилен выполняет в этой композиции роль пластификатора и может быть использован для замены дорогих пластификаторов при условии использования полистирольных композиций для технического назначения.

Использование отходов полимерных материалов путем повторной переработки. Общая схема повторной переработки полимерных отходов представлена на рис. 3.



Рис. 3. Общая схема повторной переработки полимерных отходов

Общая схема повторной переработки полимерных материалов включает в себя следующие стадии:

- 1) предварительная сортировка и очистка;
- 2) измельчение;
- 3) отмывка и сепарация;
- 4) классификация по видам;
- 5) сушка;
- 6) гранулирование;
- 7) переработка в изделие.

Первая стадия обычно включает сортировку отходов по внешнему виду, отделение неполимерных компонентов (ветошь, остатки тары, металлические предметы и т. д.). Вторая стадия – одно- или двухстадийное измельчение, третья – отмывка материала от загрязнений органического и неорганического характера различными растворителями, моющими средствами и водой, а также отделение от неметаллических примесей. Четвертая стадия зависит от выбранного способа разделения отходов по видам полимерных материалов. В том случае, если отдается предпочтение мокрому способу, сначала производят разделение, а затем сушку. При использовании сухих способов вначале дробленые отходы сушат, а затем уже классифицируют. После этих операций высушенные дробленые отходы смешивают при необходимости со стабилизаторами, красителями, наполнителями и другими компонентами и гранулируют. Часто на этой стадии отходы смешивают с товарным продуктом. Заключительной стадией процесса использования отходов является переработка гранулята в изделия известными методами.

Результаты исследований. Проведем анализ рассмотренных методов утилизации полимерных отходов. Методы термического разложения сопровождаются значительными токсическими выбросами в атмосферу, то есть решая таким образом экологическую проблему

загрязнения почвы твердыми отходами, мы создаем экологическую проблему загрязнения атмосферы токсичными выбросами. Использование полимерных материалов с регулируемым сроком эксплуатации также имеет ограниченную сферу использования, так как введение добавок для самодеструкции через определенный срок эксплуатации или под критическим внешним воздействием неминуемо влечет за собой потерю ценных эксплуатационных качеств изделий, накладывает ограничение на период и условия эксплуатации.

Выводы. Из существующих методов утилизации полимерных отходов наиболее перспективным является вторичная переработка. Путем применения этого метода получают новые изделия из отходов с отсутствием загрязнения окружающей среды, а также качества, не уступающего первичному изделию для ряда областей использования, например, строительной и технической.

Однако масштабное применение данного метода ограничивает ряд причин:

1) организационная – необходимость создания в масштабах государства или значительной территории системы переработки отходов, включающей подсистемы сбора с предварительной классификацией населением, транспортирования и переработки;

2) технологическая – производственная подсистема представляет собой комплекс оборудования, включающий дробилки, мойки, сепараторы, сушилки, грануляторы, экструдеры (или другое оборудование окончательного формования готовых изделий);

3) экономическая – при использовании существующих машин гранулирования и агломерирования, которые производят вторичное полимерное сырье в виде гранул, порошков или сырья другой формы для окончательной переработки, добавляются

дорогостоящие добавки (стабилизаторы, красители, наполнители и другие модификаторы), которые делают вторичное полимерное сырье дорогостоящим настолько, что его цена практически сопоставима с первичным полимерным сырьем.

Если для преодоления первой причины необходим комплекс государственных и правовых мероприятий по ее преодолению, то преодоление второй и третьей причин возможно за счет усовершенствования технологии и оборудования основной переработки для использования вторичных полимерных компонентов. Таким образом, создание технологических комплексов для переработки вторичных полимерных материалов, которые повысят производительность и экономическую эффективность процесса, является актуальной научно-технической проблемой.

Л и т е р а т у р а

1. Rauwendaal C. Melting, "Theory for Temperature-Dependent Fluids, Exact Analytical Solution for Power Law Fluids," Adv. Polym. Techn., no. 11, pp. 19-25, 1992.
2. Rauwendaal C., Ingen Housz J.F., Journal of Reinforced Plastics and Composites, no. 9, pp. 583-601, 1990.
3. Быстров Г. А., Гальперин В. М., Титов Б. П. Обезвреживание и утилизация отходов в производстве пластмасс: – Ленинград, 1982.
4. Дядичев В.В., Локотош Б.Н., Леваничев В.В. Моделирование процессов соэкструзии: – Луганск, 1998.
5. Дядичев В.В. Переработка отходов полимерных материалов методом соэкструзии: – Луганск, 2003.
6. Дядичев В.В. Экструзия вторичных полимеров, Луганск: – 2003.
7. Каган Д. Ф., Гуль В. Е., Самарина Л. Д. Многослойные и комбинированные пленочные материалы, Москва: – 1989.
8. Калиновская Г. Д. Пути переработки отходов слоистых пластиков: – Ленинград, 1997.

9. P. Reitemeyer, "Coextrusions werkzeuge zum Herstellen von Flachfolien fur den Verpackungsbereich," *Kunststoffe*, 78, no. 5, pp. 395-397, 1988.

10. F.R. Nissel, "Split barrier and modules feed block systems," *Coextrusion V*, SPE Regional Technical Conference, Arlington, Oct. 1989.

11. J. Perdikonlias, J. Petric, "Annuler Coextrusion Die Cherts New Territory," *PM & E*, no. 9, pp. 35-39, 1992.

12. A. Auffermann, "Coextrudierte Verbuwdfolien, Coextrudierte Folien und Pletten, Dussldorf," *VDI, Verheg*, pp. 11-32, 1990.

13. R.J. Nichols, F. Kheradi, *Modern Plastics*, 1984.

14. K. Luker, Paper presented at the Continuous Compounding Conference, Beachwood, Ohio, 2000.

15. M. Shahinpoor, *J. Non-Newtonian Fluid Mech*, no. 12, pp. 31-38, 1983.

16. F.J. Brinkschroeder, *Johannaber F. Kunststoffe*, no. 71, pp. 138-143, 1981.

17. C. Rauwendaal, "Melting Theory for Temperature-Dependent Fluids," *Exact Analytical Solution for Power Law Fluids, Adv. Polym. Techn.*, no. 11, pp. 19-25, 1992.

18. B. Davis, "Grooved Feed Single Screw Extruders – Improving Productivity and Reducing Viscous Heating Effects," *Polym. Eng. Sci.*, vol 38, no. 7, pp. 1199, 1998.

19. C.J. Rauwendaal, "Screw Extruder with Adjustable Groove Depth," *U.S. Patent 5,909,958, "Screw Extruder with Adjustable Groove Depth,"* 1999.

20. P. Elemans, J.M. van Wunnik, "The Effect of Feeding Mode on the Dispersive Mixing Efficiency in Single-Screw Extrusion," in *Proc. SPE ANTEC*, 2000, pp. 265-267.

References

1. Rauwendaal C. Melting, "Theory for Temperature-Dependent Fluids, Exact Analytical Solution for Power Law Fluids," *Adv. Polym. Techn.*, no. 11, pp. 19-25, 1992.

2. Rauwendaal C., Ingen Housz J.F., *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, no. 9, pp. 583-601, 1990.

3. G.A. Quick, V. Galperin, B.P. Titov, *Neutralization and utilization of waste plastics*, Leningrad, 1982.

4. V.V. Dyadichev, B.N. Lokotosh, V.V. Levanichev, *Modeling coextrusion process*, Lugansk, 1998.

5. V.V. Dyadichev, *Waste plastics coextrusion*, Lugansk, 2003.

6. V.V. Dyadichev, *Extrusion of secondary polymers*, Lugansk, 2003.

7. D.F. Kagan, V.E. Gul, L.D. Samarin, *Combined multilayer film materials*, Moscow, 1989.

8. G.D. Kalynovska, *Path recycling laminates*, Leningrad, 1997.

9. P. Reitemeyer, "Coextrusions werkzeuge zum Herstellen von Flachfolien fur den Verpackungsbereich," *Kunststoffe*, 78, no. 5, pp. 395-397, 1988.

10. F.R. Nissel, "Split barrier and modules feed block systems," *Coextrusion V*, SPE Regional Technical Conference, Arlington, Oct. 1989.

11. J. Perdikonlias, J. Petric, "Annuler Coextrusion Die Cherts New Territory," *PM & E*, no. 9, pp. 35-39, 1992.

12. A. Auffermann, "Coextrudierte Verbuwdfolien, Coextrudierte Folien und Pletten, Dussldorf," *VDI, Verheg*, pp. 11-32, 1990.

13. R.J. Nichols, F. Kheradi, *Modern Plastics*, 1984.

14. K. Luker, Paper presented at the Continuous Compounding Conference, Beachwood, Ohio, 2000.

15. M. Shahinpoor, *J. Non-Newtonian Fluid Mech*, no. 12, pp. 31-38, 1983.

16. F.J. Brinkschroeder, *Johannaber F. Kunststoffe*, no. 71, pp. 138-143, 1981.

17. C. Rauwendaal, "Melting Theory for Temperature-Dependent Fluids," *Exact Analytical Solution for Power Law Fluids, Adv. Polym. Techn.*, no. 11, pp. 19-25, 1992.

18. B. Davis, "Grooved Feed Single Screw Extruders – Improving Productivity and Reducing Viscous Heating Effects," *Polym. Eng. Sci.*, vol 38, no. 7, pp. 1199, 1998.

19. C.J. Rauwendaal, "Screw Extruder with Adjustable Groove Depth," *U.S. Patent 5,909,958, "Screw Extruder with Adjustable Groove Depth,"* 1999.

20. P. Elemans, J.M. van Wunnik, "The Effect of Feeding Mode on the Dispersive Mixing Efficiency in Single-Screw Extrusion," in Proc. SPE ANTEC, 2000, pp. 265-267.

Gutko Y.I., Kolesnikov A.V.

TECHNOLOGICAL SCHEMES OF UTILIZATION OF SECONDARY POLYMERIC MATERIALS

The analysis of the dynamics of the production of polymer materials. The main reasons for the high growth rates of the production of polymeric materials are highlighted. A classification of polymeric wastes by sources of education is presented, which is directly related to approaches in the field of their utilization. A scheme has been developed for classifying processes and methods for utilizing or disposing of polymeric wastes. Thermal methods for utilization and neutralization of waste polymeric materials are considered; the creation of polymeric materials with adjustable life; compositions containing waste polymeric materials; the use of waste polymeric materials by recycling. A general scheme has been developed for the recycling of polymeric wastes. It was concluded that in order to increase the percentage of processed polymer waste, it is necessary to improve the technology and equipment of the main processing for the use of secondary polymer components

Key words: *polymeric wastes, utilization, pyrolysis, destruction, decomposable polymeric materials, polymeric compositions, reprocessing.*

Гутько Юрий Иванович, д.т.н., профессор, заведующий кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский

национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: unigutko@yandex.ru.

Gutko Yury Ivanovich, doctor of technical sciences, professor, Head of department "Industrial and art casting" State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University», Luhansk.

E-mail: unigutko@yandex.ru.

Колесников Андрей Валерьевич, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Автоматизация и компьютерно-интегрированные технологии» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: angeykav@mail.ru.

Kolesnikov Andrey Valerievich, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department "Automation and Computer Integrated Technologies" State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University», Luhansk.

E-mail: angeykav@mail.ru.

Рецензент: Витренко Владимир Алексеевич, д.т.н., профессор, заведующий кафедры «Технология машиностроения и инженерный консалтинг» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Статья подана 30.11.2018

УДК 621.43.052

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ВОЛНОВЫМИ ОБМЕННИКАМИ ДАВЛЕНИЯ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Доценко Д.М., Брянцев М.А., Данилейченко А.А.

INCREASE IN EFFICIENCY OF WORK OF AUTOMOBILE DIESELS WITH WAVE PRESSURE EXCHANGERS ON DISPENSABLE MODES

Dotsenko D.M., Bryantsev M.A., Danileychenko A.A.

Заметный резерв улучшения показателей двигателей транспортных установок связан с применением систем газодинамического наддува с волновыми обменниками давления. Значительным шагом в повышении приспособляемости обменника к изменениям режима работы является применение карманов. В статье представлены конструктивные схемы и результаты расчетно-экспериментальных исследований устройств для повышения уровня энергоэффективности двигателей автомобильного транспорта, оборудованных системами газодинамического наддува с волновыми обменниками давления на нерасчетных режимах эксплуатации.

Ключевые слова: автомобильный транспорт, двигатель, энергосбережение, система наддува, волновой обменник давления, эффективность.

Введение. Существующая тенденция дальнейшего форсирования двигателей автомобильного транспорта по среднему эффективному давлению, наряду с повышением уровня энергосбережения, предопределила все более широкое использование систем наддува, как газотурбинного, так и механического. Специфика форсирования двигателей автомобильного транспорта, эксплуатируемых в условиях частой смены скоростных и нагрузочных режимов, накладывает

существенные ограничения на использование хорошо зарекомендовавшего газотурбинного наддува [1].

Заметный резерв улучшения технико-экономических и экологических показателей двигателей транспортных установок связан с расширением области эффективного воздухообеспечения путем применения систем газодинамического наддува «Сомпгех» с волновыми обменниками давления (ВОД). Основанный на принципе непосредственного обмена энергиями между отработавшими газами и наддувочным воздухом волновой обменник давления наряду с сокращением времени переходных процессов, обеспечивает повышенное давление наддува в области низких частот, что способствует значительному (до 25-30 %) повышению коэффициента приспособляемости дизеля по крутящему моменту. Рециркуляция отработавших газов, легко осуществляемая ВОД, в свою очередь способствует снижению оксидов азота, и улучшению пусковых свойств дизеля [2, 3].

Существенному улучшению характеристик систем наддува с ВОД способствовало создание на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Луганского государственного университета им. В. Даля комплекса математических моделей, описывающих

сложные газодинамические процессы и ряд опытных конструкций систем наддува [3, 4, 5, 6]. Хорошо зарекомендовавшие конструкции обеспечивают значительный прирост мощности двигателя на расчетных режимах работы двигателя при сохранении экономичности.

Однако, отклонение режима работы обменника от расчетных условий по частоте вращения ротора, расходу и температуре активной среды сопровождается ухудшением показателей, в основном, вследствие рассогласования моментов подключения ячейки к окнам отвода высокого давления (ОВД) и подвода низкого давления (ПНД) с фазами движения первичных волн [2, 4]. Особенно заметно влияние рассогласования частоты вращения ротора проявляется в низконапорной части цикла обменника.

Целью данной работы является поиск способов оптимизации работы систем наддува с волновыми обменниками давления на нерасчетных режимах по критерию повышения энергоэффективности.

Значительным шагом в повышении приспособляемости обменника к изменениям режима работы явилось применение карманов [7]. Назначение воздушных карманов – компрессионного и расширительного – смягчение неблагоприятных последствий раннего отражения первичных волн при снижении частоты вращения ротора. Принудительное вентилирование ячеек снижает чувствительность продувки к частоте вращения ротора [4]. Поэтому размещение вентилятора в линии ПНД можно рассматривать как один из способов расширения эффективной работы ВОД. В устройствах ВОД с принудительным вентилированием ячеек необходимость в газовом кармане отсутствует.

При выборе геометрических параметров компрессионного окна большое внимание

уделяется размеру перемычки между задней стенкой кармана и передней кромкой окна ОВД [4]. Уменьшение этого размера сопровождается увеличением утечек сжатого воздуха из окна ОВД при повышении nR , увеличение – приводит к расширению зоны нечувствительности, в пределах которой карман не включается в работу при снижении nR . В практике размер перемычки составляет 0,4-0,6 V_K (ширины напорообменной ячейки) [4].

Согласование моментов подключения ячеек к окнам ОВД и ПНД с фазами движения первичных волн достигается в устройствах с регулируемым положением передних кромок этих окон. Простейшее решение – применение подвижных шторок с исполнительным механизмом регулирования их положения [4]. Недостатком такого устройства является конструктивная сложность исполнительного механизма и необходимость использования специальной системы автоматического управления шторками.

Возможность следящего саморегулирования подключения ячеек к окнам ОВД и ПНД, а также оптимизации проходного сечения окна ОВД заложена в схеме обменника, представленной на рисунке 1 [2, 4].

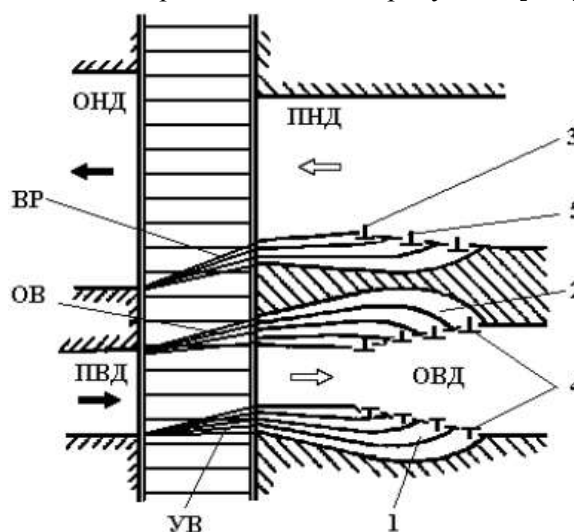


Рис. 1. Схема ВОД с системой автоматического согласования фаз подключения ячеек

Ступенчатое регулирование геометрии окон обеспечивается благодаря выполнению дополнительных ячеек, примыкающих к боковым стенкам патрубков ОВД и ПНД и разделенных перегородками на камеры 1, 2 и 3. Камеры 1 и 2 сообщены с патрубком ОВД и выполнены в виде диффузорных каналов. На выходе из камер 1 и 2 установлены обратные клапаны 4, предотвращающие переток сжатого воздуха из тракта ОВД. Камеры 3 сообщены с патрубком ПНД и выполнены в виде конфузорных каналов.

На входе в камеры 3 (со стороны патрубка ПНД) установлены обратные клапаны 5, предотвращающие перетекание воздуха из камер. К моменту достижения первичной волной давления УВ правого торца ротора напоробменная ячейка сообщается с одной из камер 1, и сжатый воздух поступает в эту и последующие камеры. По мере движения воздуха в этих камерах кинетическая энергия потока частично преобразуется в потенциальную, благодаря чему статическое давление в камерах 1 возрастает, обеспечивая отвод сжатого воздуха в патрубок ОВД. Этот процесс продолжается и при сообщении напоробменной ячейки с камерами 2 до момента подхода к правому торцу ротора отсечной волны разрежения ОВ, образующейся в результате разобщения напоробменной ячейки с окном ПВД.

При уменьшении частоты вращения ротора или увеличении давления сжимающего газа, первичная волна УВ, (рис. 1) достигает правого торца при повороте ротора на меньший угол. В этом случае в работу включаются камеры 1, более удаленные от оси патрубка ОВД. Таким образом, увеличивается количество камер, через которые осуществляется отвод сжатого воздуха, что эквивалентно более раннему подключению напоробменной ячейки к патрубку ОВД. Одновременно уменьшается

количество камер 2, через которые осуществляется отвод сжатого воздуха, что эквивалентно более раннему подключению напоробменной ячейки к патрубку ОВД. Соответственно уменьшается количество камер 2, через которые осуществляется отвод сжатого воздуха, поскольку волна разрежения ОВ достигает правого торца ротора в момент подключения рассматриваемой ячейки к ближней (по ходу вращения ротора) камере 2.

Соответствующим подбором характеристик пружин обратных клапанов 5 камер обеспечивается сохранение в напоробменной ячейке остаточного давления, минимально необходимого для осуществления продувки.

Регулирование момента подключения напоробменной ячейки к окну ПНД осуществляется посредством камер 3, схема включения которых при изменении частоты вращения ротора аналогична схеме включения камер 1. Продувочный воздух поступает в ячейки ротора через камеры 3, расположенные выше точки встречи первичной волны разрежения ВР с плоскостью окна ПНД.

Итак, на всех режимах работы обменника реализуется своевременное подключение напоробменных ячеек к окнам ОВД и ПНД, а также оптимизируется проходное сечение окна ОВД по критерию максимальной производительности обменника [7].

Авторами разработана экспериментальная конструкция системы автоматического согласования фаз подключения ячеек к окнам на базе обменника В110 (наружный диаметр ротора 0,11 м), предназначенного для наддува автомобильных дизелей мощностью от 25 до 40 кВт. Пластины обратных клапанов выполнены из пружинной стали толщиной 0,1 мм. Экспериментально, с помощью тензодатчиков, исследовалась динамика работы обратных клапанов на различных частотах вращения

ротора обменника (рис. 2). Осцилограммы показывают достаточно высокую стабильность включения клапанов при изменении n_R . На установившихся режимах работы дизеля с ВОД колебания клапанных пластин практически отсутствуют.

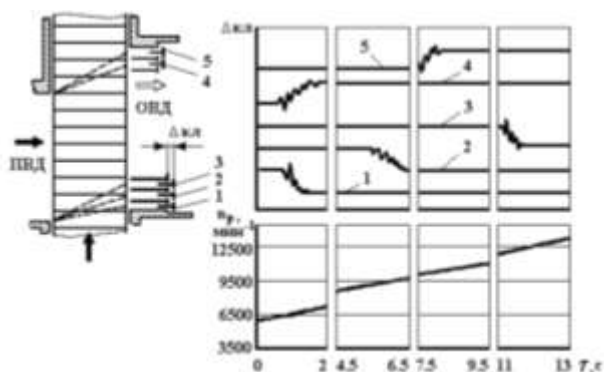


Рис. 2. Осцилограммы перемещения клапанных пластин устройства согласования фаз
1 – ВОД без устройства согласования фаз;
2 – с карманами; 3 – с устройством

Проведены сравнительные испытания на стенде дизеля 4ЧН 8,5 / 11 трех модификаций ВОД В110, различающихся между собой наличием карманов или клапанного устройства согласования фаз. На рисунке 3 приведены зависимости давления наддува p_v от величины n_R для трех модификаций ВОД, полученные при следующих условиях эксперимента. Система наддува с ВОД подключалась к дизелю по разомкнутой схеме. В выпускном коллекторе дизеля на всех скоростных режимах ВОД поддерживались постоянные давление и температура сжимающего газа ($p_{g1} = 0,175$ МПа, $t_{g1} = 490^\circ\text{C}$).

Нагнетаемый обменником воздух отводился в наддувочный ресивер, откуда перепускался в атмосферу. В наддувочном ресивере на каждом режиме поддерживалось давление, обеспечивающее равенство расходов сжимающего газа и нагнетаемого воздуха. Полученные результаты показали, что рабочий

процесс ВОД, оснащенного устройством согласования фаз, характеризуется существенно меньшей чувствительностью к изменению n_R [8, 9, 10]. 161.

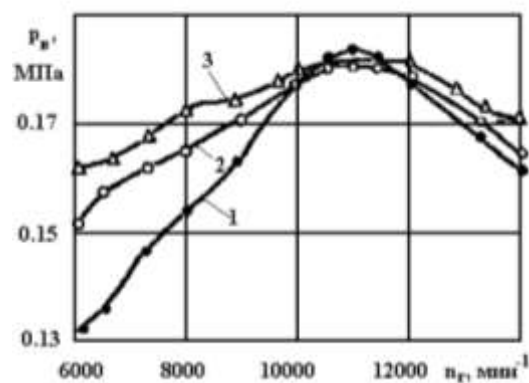


Рис. 3. Зависимость давления наддува p_v от частоты вращения ротора при неизменных параметрах сжимающего газа

Экспериментальные исследования опытных устройств показали, что после 200 часовой наработки конструкции клапанного устройства, размещенного в патрубке ОВД, выявлен слой нагароотложений на внутренней поверхности камер, а также терморелаксационная деформация клапанных пластин. Последняя обнаруживает свое влияние на герметичность неработающих камер клапанного устройства лишь на малых нагрузках. Отмеченные изменения состояния клапанных пластин в период указанной наработки не отразились существенно на показателях работы дизеля с ВОД. Вместе с тем, нерешенной является проблема нагароотложений на поверхностях диффузорных камер, особенно входных участков.

Выводы. На согласованном режиме эффективность работы ВОД с устройством согласования фаз незначительно уступает традиционным модификациям ВОД из-за гидравлического сопротивления клапанного устройства. Эффективность применения

устройства согласования фаз особенно заметно проявляется при высоких значениях π_k на участках изменения n_R , значительно удаленных, а также расположенных в непосредственной близости от согласованного скоростного режима.

Л и т е р а т у р а

1. Крутов, В. И. Регулирование турбонаддува ДВС [Текст] / В. И. Крутов, А. Г. Рыбальченко; – М. : Высшая школа, 1978 – 213 с.

2. Крайнюк, А. И. Численное моделирование потоков в каналах волнового обменника давления [Текст] / А. И. Крайнюк, А. Г. Рыбальченко // Двигатели внутреннего сгорания – Харьков : Изд-во «Высшая школа» при ХГУ, 1990 – Вып. 51 – С. 59-64.

3. Крайнюк, А. И. Моделирование граничных условий газодинамического процесса в волновом обменнике давления [Текст] / А. И. Крайнюк, А. Г. Рыбальченко, В. П. Левчук ; Двигателестроение. – 1989. – № 3. – С. 9-11.

4. Волновые обменники давления в системах наддува двигателей внутреннего сгорания: монография [Текст] / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус, В. П. Левчук и др. ; под ред. Ю. В. Сторчеуса. – Луганск : изд-во «Ноулидж», 2013. – 155 с. – ISBN 978-617-579-639-9.

5. Крайнюк, А. И. Особенности организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения [Текст] / А. И. Крайнюк, А. А. Крайнюк ; Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля. – 2005. – № 8 (90). – С. 169-173.

6. Крайнюк, А. И. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением надвучного воздуха [Текст] / А. И. Крайнюк, С. В. Алексеев, А. А. Крайнюк ; Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 59-65.

7. Сторчеус, Ю. В. Применение немеханического привода ротора волнового обменника давления в системах наддува автомобильных дизелей [Текст] / Ю. В. Сторчеус, В. П. Левчук, Д. М. Доценко // Архитектура, строительство, транспорт [Электронный ресурс] : материалы Международной научно-практической

конференции (к 85-летию ФГБОУ ВПО «СибАДИ»). – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2015. – Режим доступа: <http://bek.sibadi.org/fulltext/ESD75.pdf>. – С. 1027-1032. – Загл. с экрана.

8. Сторчеус, Ю. В. Моделирование одномерных процессов теплообмена в энергетических установках каскадного типа [Текст] / Ю. В. Сторчеус, О. В. Воронов // Наука и техника транспорта. – 2015. – № 4. – С. 47-51.

9. Крайнюк, А. И. Принципы организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения [Текст] / А. И. Крайнюк, О. В. Ключ, С. В. Алексеев ; Scientific journals, Maritime University of Szczecin, Wydawnictwo naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie. – 2008. – Zeszyt № 14(86). – С. 25-29.

10. Hermann, R. Erfahrungen mit der Zweistufen-Aufladung am SEMT-Pielstik-Motor PA 4-200 / R. Hermann // Motortechnische Zeitschrift. – 1979. – Nr. 12. – S. 569-572.

R e f e r e n c e s

1. Krutov, V. I. Regulirovanie turbonadduva DVS [Tekst] / V. I. Krutov, A. G. Ryibalchenko; – M. : Vysshaya shkola, 1978 – 213 s.

2. Kraynyuk, A. I. Chislennoe modelirovanie potokov v kanalah volnovogo obmennika davleniya [Tekst] / A. I. Kraynyuk, A. G. Ryibalchenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya – Harkov : Izd-vo «Vysshaya shkola» pri HGU, 1990 – Vyip. 51 – S. 59-64.

3. Kraynyuk, A. I. Modelirovanie granichnyih usloviy gazodinamicheskogo protsesssa v volnovom obmennike davleniya [Tekst] / A. I. Kraynyuk, A. G. Ryibalchenko, V. P. Levchuk ; Dvigatellestroenie. – 1989. – № 3. – С. 9-11.

4. Volnovyye obmenniki davleniya v sistemah nadduva dvigateley vnutrennego sgoraniya: monografiya [Tekst] / A. I. Kraynyuk, Yu. V. Storcheus, V. P. Levchuk i dr. ; pod red. Yu. V. Storcheusa. – Lugansk : izd-vo «Noulidzh», 2013. – 155 s. – ISBN 978-617-579-639-9.

5. Kraynyuk, A. I. Osobennosti organizatsii rabocheho protsesssa agregatov kaskadnogo szhatiya i nekotoryie napravleniya ih primeneniya [Tekst] / A. I. Kraynyuk, A. A. Kraynyuk ; Visn. ShIdnoukr. nats. un-

tu Imeni Volodimira Dalya. – 2005. – № 8 (90). – S. 169-173.

6. Kraynyuk, A. I. Sistema nadduva DVS s glubokim ohlazhdeniem nadduvochnogo vozdu- ha [Tekst] / A. I. Kraynyuk, S. V. Alekseev, A. A. Kraynyuk ; Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2009. – № 2. – S. 59-65.

7. Storcheus, Yu.V. Primenenie nemehaniceskogo privoda rotora volnovogo obmennika davleniya v sistemah nadduva avtomobilnykh dizeley [Tekst] / Yu. V. Storcheus, V. P. Levchuk, D. M. Dotsenko // Arhitektura, stroitelstvo, transport [Elektronnyy resurs] : materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii (k 85-letiyu FGBOU VPO «Si- bADI»). – Elektron. dan. – Omsk : SibADI, 2015. – Rezhim dostupa: <http://bek.sibadi.org-/fulltext/ESD75.pdf>. – S. 1027-1032. – Zagl. s ekrana.

8. Storcheus, Yu. V. Modelirovanie odnomernykh protsessov teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh kaskadnogo tipa [Tekst] / Yu. V. Storcheus, O. V. Voronov // Nauka i tehnika transporta. – 2015. – № 4. – S. 47-51.

9. Kraynyuk, A. I. Printsipyi organizatsii rabocheho protsessa agregatov kaskadnogo szhatiya i nekotorye napravleniya ih primeneniya [Tekst] / A. I. Kraynyuk, O. V. Klyus, S. V. Alekseev ; Scientific joynals, Maritime University of Szczecin, Wydawnictwo naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie. – 2008. – Zeszyt № 14(86). – S. 25-29.

10. Hermann, R. Erfahrungen mit der Zweistufen-Aufladung am SEMT-Pielstik-Motor PA 4-200 / R. Hermann // Motortechnische Zeitschrift. – 1979. – Nr. 12. – S. 569-572.

Dotsenko D.M., Bryantsev M.A., Danileychenko A.A.

INCREASE IN EFFICIENCY OF WORK OF AUTOMOBILE DIESELS WITH WAVE PRESSURE EXCHANGERS ON DISPENSABLE MODES

A noticeable reserve for improving the technical, economic and environmental performance of engines of transport installations is associated with the expansion of the field of efficient air supply through the use of Complex gas dynamic pressure systems with wave

pressure exchangers. A significant step in improving the adaptability of the exchanger to changes in the mode of operation is the use of pockets. Forced ventilation of the cells reduces the sensitivity of the blowdown to the rotor speed. Therefore, placement of the fan in the low pressure supply line can be considered as one of the ways to expand the efficient operation of the wave pressure exchanger. The article presents design schemes and results of computational and experimental studies of devices for increasing the level of energy efficiency of automobile transport engines equipped with gas-dynamic pressurization systems with wave pressure exchangers in off-design operating conditions.

Key words: road transport, engine, energy saving, supercharging system, wave pressure ex-changer, efficiency.

Доценко Данил Михайлович – аспирант, ассистент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: 280376@rambler.ru

Dotsenko Danil Michaylovich - graduate student, a chair assistant of «Internal combustion engine» State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: 280376@rambler.ru

Брянцев Максим Анатольевич – старший преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: 280376@rambler.ru

Bryantsev Maksim Anatolievich - senior teacher of «Internal combustion engine» State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: 280376@rambler.ru

Данилейченко Александр Анатольевич – канд. техн. наук, доц., заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания», ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: 280376@rambler.ru

Danileychenko Alexander Anatolievich - candidate of technical sciences, assistant professor, head of «Internal combustion engine» State Educational

Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: 280376@rambler.ru

Рецензент: Куликов Юрий Андреевич, д.т.н., проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 24.10.2018

УДК 663.532:621.928.1

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗДЕЛЕНИЯ СЕМЯН ОСНОВНЫМИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ПОТОКОМ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА

Ермак В.П.

STUDY ON THE SEPARATION OF SEEDS BASIC HORIZONTAL FLOW OF THE AERODYNAMIC SEPARATOR

Ermak V.

Для повышения урожайности путем подготовки качественного посевного материала методом сепарации используются в основном воздушно-решетные сепараторы, имеющие высокие энергозатраты и качество разделения.

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований нового аэродинамического сепаратора сыпучих материалов и семян, на примере подсолнечника сортов популяций.

Приведены графики, позволяющие на практике выбирать расстояние установки главной разделяющей заслонки, что отделяет бункера удельно-тяжелых семян от фракции удельно-легких.

Ключевые слова: сепаратор семян аэродинамический, качество разделения, воздушные потоки

Введение. В производстве зерна важным звеном вступает послеуборочная обработка, поэтому разработка высокоэффективных машин для сепарации в сельскохозяйственном производстве имеет важное народнохозяйственное значение. В ходе анализа литературных источников, на основании анализа недостатков существующих сепарирующих способов и устройств, ранее был разработан аэродинамический сепаратор семян [2].

Одним из важных параметров, влияющий на качество процесса разделения, является скорость и распределение воздушного потока в вертикальном канале аспирации.

Целью настоящей работы является исследование процесса разделения семян подсолнечника в основном горизонтальном потоке аэродинамического сепаратора. Для исследования процесса деления разных по удельному весу семян согласно пункту методики была проведена серия опытов. При этих исследованиях было использовано специальное приспособление, которое состояло из двух деревянных брусьев, в которых на расстоянии 100 мм одна от одной, в пазах были закреплены металлические пластины высотой 50 мм.

По результатам опытов построен общий график на рис. 1, на котором указана зависимость удельного веса семян в отсепарированном следе при скоростях встречного потока от $0V_{кр}$ к $1.7V_{кр}$. Также, был построен график на рис. 2, что указывает зависимость среднеквадратичного отклонения общего веса (то есть количества) удельно-тяжелых семян получаемых при сепарировании одних и тех же семян по 10 раз подряд.

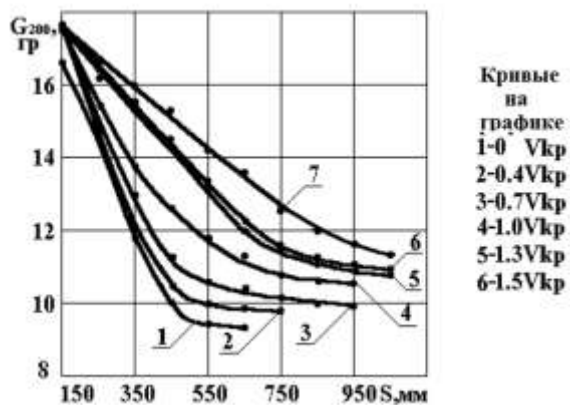


Рис. 1. График зависимости массы 200 семян подсолнечника в отсепарированном следе

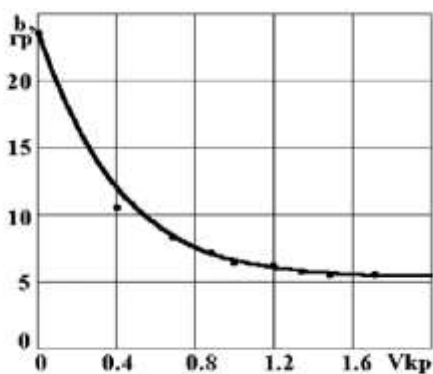


Рис. 2. График зависимости среднеквадратичного отклонения при сепарации тех же семян 10 раз подряд

Результаты исследований. Серии опытов повторялись при разных скоростях встречного потока от $0V_{кр}$... $1.7V_{кр}$.

Построенный график на рис. 2 указывает на зависимость расстояния установления главной разделяющей заслонки для получения в ходе сепарирования удельно-тяжелых семян с массой 1000 шт. – 80 гр., при скоростях встречного потока $0V_{кр}$... $1.7V_{кр}$.

Зависимость общей длины следа семян после сепарирования от скорости встречного потока и полученные распределения удельного веса семян в этом следе, изображено на рис. 3.

Так же, для практического пользования построен график зависимости удельного веса семян в следе после сепарирования, представленный на рис. 4.

Среднеквадратичное отклонение веса 100 удельно-тяжелых семян, при сепарировании тех же

семян по 10 раз подряд, при скорости встречного потока от $0V_{кр}$ к $1.7V_{кр}$, изображено на графике рис. 4.

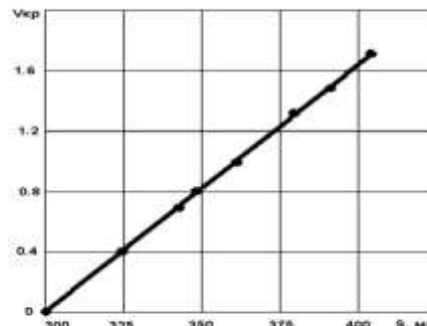


Рис. 3. График зависимости расстояния установки главной разделяющей заслонки сепаратора

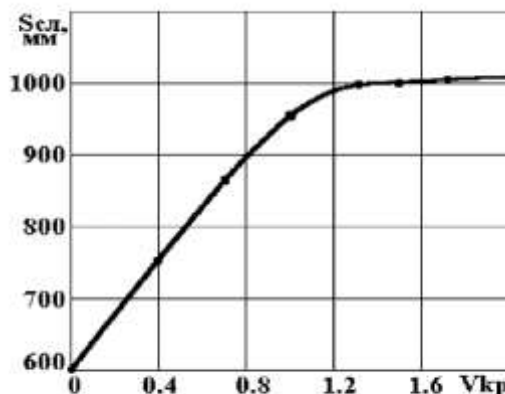


Рис. 4. График зависимости общей длины отсепарированного следа семян подсолнечника сортов популяций в зависимости от величины скорости встречного воздушного потока сепаратора

Выводы. Анализируя полученные результаты, сделаны такие выводы.

1. При увеличении скорости встречного потока от $0V_{кр}$ к $0.7V_{кр}$, не выявлено значительное влияние на распределение удельного веса в следе семян после сепарирования, смотри кривые 1,2,3 на рис. 1. Происходит незначительное удлинение этого следа, при $V_{з.пот}=0.4V_{кр}$ и $V_{з.пот}=0.7V_{кр}$, по сравнению со следом, полученным при $V_{з.пот}=0V_{кр}$. Незначительное влияние на распределение удельного веса в следе обуславливается малой величиной силы, которая действует со стороны встречного

потока малої швидкості на удельно-легкіє насіння.

2. При збільшенні швидкості зустрічного потоку від $1.0V_{кр}$ до $1.7V_{кр}$ відбувається значне гальмування зустрічним потоком удельно-легких і малих за розмірами і вагою, удельно-важких насіння, що призводить до зменшення середньоквадратичного відхилення кількості (рис. 2) маси і геометричних розмірів. Також зменшує кількість насіння середніх геометричних розмірів і вагу, отриманих після сепарування в бункері удельно-важких насіння. Це відбувається за рахунок більш пологого розподілу удельної ваги насіння в сліді після сепарування (см. рис. 3), і збільшення загальної довжини сліду насіння (рис. 3). При збільшенні швидкості зустрічного потоку відбувається збільшення відстані вибору удельно-важких (збільшується відстань встановлення головної розділюючої заслінки, см. рис. 4).

Л и т е р а т у р а

1. Попов П.С. Урожайність і якість насіння підсонячника при десикації / Попов П.С., Проскурина Е.А. // Достижения науки и техники АПК. — 1991. — №3. — С. 16—17.
2. Шкурудь Р.И. Фактори, що визначають дружність появи виходів підсонячника. / Шкурудь Р.И. // Техн. культури. — 1992. — №1. — С. 12—13.
3. Єрмак В.П. Уточнена методика теоретичного визначення раціональної величини швидкості зустрічного потоку у вертикальному каналі для нового способу сепарування насіння у повітряних потоках / Єрмак В.П. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. — 2004, — №. 34. — С. 120—124.
4. Єрмак В.П. Уточнена методика розрахунку раціональної товщини вертикального каналу для нового способу сепарування насіння у повітряних потоках / Єрмак В.П. // Механізація та

електрифікація сільського господарства. — 2004. — № 88. — С. 166—173.

5. Єрмак В.П. Теоретичне обґрунтування раціональної ширини постачання насіння живильником бункеру для нових способів вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу шляхом сепарації насіння у повітряних потоках / Єрмак В.П. // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. — 2004. — № 24. — С. 16—21.

6. Єрмак В.П. Теоретичне порівняння способів сепарування насіння у повітряних потоках / В.П. Єрмак // Сільськогосподарські машини. — 2004. — № 12. — С. 78—84.

7. Єрмак В.П. Теоретичне порівняння максимальної величини зміни вертикальної швидкості насіння для запропонованих шляхів вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу та теоретичне порівняння якості роботи запропонованих способів сепарування / Єрмак В.П. // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. — 2004. — № 7(21). — С. 143—148.

References

1. Popov P.S. Urozhaynost i kachestvo semyan podsolnechnika pri desikatsii / Popov P.S., Proskurina E.A. // Dostizheniya nauki i tehniki APK. — 1991. — #3. — S. 16—17.
2. Shkurud R.I. Faktoryi, opredelyayushchie druzhnost poyavleniya vshodov podsolnechnika. / Shkurud R.I. // Tehn. kulturyi. — 1992. — #1. — S. 12—13.
3. Ermak V.P. Utochnena metodika teoretichnogo viznachennya ratsionalnoyi velichini shvidkostiI zustrichnogo potoku u vertikalnomu kanali dlya novogo sposobu separuvannya naslinn u povitryanih potokah / Ermak V.P. // Konstruyuvannya, virobnitstvo ta ekspluatatsIya silskogospodarskih mashin. — 2004, — #. 34. — S. 120—124.
4. Ermak V.P. Utochnena metodika rozrahunku ratsionalnoyi tovschini vertikalnogo kanalu dlya novogo sposobu separuvannya naslinn u povitryanih potokah / Ermak V.P. // MehanizatsIya ta

elektrifikatsiya silskogo gospodarstva. — 2004. — # 88. — S. 166—173.

5. Ermak V.P. Teoretichne obgruntuvannya ratsionalnoyi shirini postachannya nasinin zhivilnikom bunkeru dlya novih sposobiv virishennya problemi pidgotovki nasinnogo materlalu shlyahom separatsiyi nasinin u povitryanih potokah / Ermak V.P. // Visnik Harkivskogo derzhavnogo tehnichnogo universitetu silskogo gospodarstva. — 2004. — # 24. — S. 16—21.

6. Ermak V.P. Teoretichne porivnyannya sposobiv separuvannya nasinna u povitryanih potokah / V.P. Ermak // Silskogospodarski mashini. — 2004. — # 12. — S. 78—84.

7. Ermak V.P. Teoretichne porivnyannya maksimalnoyi velichini zmIni vertikalnoyi shvidkosti nasinin dlya zaproponovanih shlyahiv virishennya problemi pidgotovki nasinnogo materlalu ta teoretichne porivnyannya yakosti roboti zaproponovanih sposobiv separuvannya / Ermak V.P. // Tehniko-tehnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoYi tehniki i tehnologiy dlya silskogo gospodarstva UkraYini. — 2004. — # 7(21). — S. 143—148.

Ermak V.

STUDY ON THE SEPARATION OF SEEDS BASIC HORIZONTAL FLOW OF THE AERODYNAMIC SEPARATOR

In order to increase the yield by preparing high quality seed material, the separation method uses

mainly air-separating separators with high energy costs and separation quality.

The article presents the results of experimental studies of a new aerodynamic separator of loose materials and seeds, on the example of sunflower of varieties of populations.

The graphs are given, which allow to choose in practice the distance of the installation of the main separating damper, which separates the bunkers of specially-heavy seeds from the fraction of the lungs.

Keywords: aerodynamic seed separator, separation quality, air flow

Ермак Василий Петрович, д.т.н. профессор кафедры «Информационных технологий и систем» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», г. Луганск.

Yermak Vasily Petrovich, Doctor of Technical Sciences Professor, Department of Information Technologies and Systems, Lugansk National Taras Shevchenko University, Lugansk.

Рецензент: Коваленко Алим Алексеевич, к.т.н., профессор, каф. «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 15.11.2018

УДК 621.182.95

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ ТРАНСПОРТИРУЕМОЙ СРЕДЫ (ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА) ВЛИЯЮЩИХ НА ТОЧНОСТЬ ПОКАЗАНИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Капустин Д.А., Кущенко А.В., Сентяй Р.Н., Швыров В.В.

DETERMINING FACTORS OF TRANSPORTED LIQUID (HYDROCARBON FUEL) AFFECTING THE ACCURACY OF THE MEASURING DEVICES

Kapustin D. A., Kushchenko A. V., Sentai R. N., Shvyrov V.V.

Для определения основных параметров течения водоугольных суспензий используются различные типы измерительных устройств: расходомеры, плотномеры, датчики влажности и зольности, а также вискозиметры. Их работа основана на использовании различных принципов: ультразвуковых колебаний, перепаде давления на сужающихся элементах трубопровода, гамма-излучении, а также на использовании вихрековых токов.

Установлено, что основными факторами, влияющими на погрешность измерения являются: толщина слоя исследуемой среды, фракционный состав, наличие определенных химических элементов, скорость и направление движения, а также наличие аномалий течения.

Ключевые слова: водоугольное топливо, измерение, прибор, течение, погрешность.

Введение. Одной из наиболее перспективных технологий энергетического использования угля является приготовление водоугольных суспензий, представляющих собой не просто механическую смесь угольной пыли и воды, а композиционное жидкое топливо, обладающее заранее заданными технологическими свойствами, обеспечивающими минимальные эксплуатационные затраты при его

приготовлении, хранении, транспортировании, сжигании или газификации. Данным вопросам в последние годы было посвящено большое количество работ, наиболее интересные из них касаются разработки эффективных технологических схем [2-5] и моделирования процессов взаимодействия частиц угля с дисперсионной фазой – водой [6–8]. Основной проблемой при использовании водоугольного топлива (ВУТ) является высокая вязкость суспензии при необходимой концентрации угольной пыли. Исследователями рассматриваются различные параметры ВУТ, влияющие на вязкость, – содержание твердой фазы, температура суспензии, состав угля, состояние поверхности частиц и др. Причем многими авторами признано, что водоугольные суспензии с бифракционным составом дисперсной фазы обладают лучшими реологическими характеристиками по сравнению с традиционным топливом с полифракционным составом угольной пыли [5]. Однако для приготовления топлива с бифракционным составом угольной пыли требуется некоторое усложнение технологической схемы, связанной с установкой дополнительных измельчающих устройств или классификаторов.

Водоугольное топливо (ВУТ) является на сегодняшний день перспективным энергоресурсом как в плане замены жидкого котельного топлива – мазута, так и в качестве альтернативы природному газу. Для получения газа необходима термическая переработка ВУТ - газификация. При сопоставлении результатов исследований можно сделать вывод о том, что для проведения процесса газификации не обязательно доведение массовой доли угля до максимальных значений (60-65% по массе) поскольку наибольший химический КПД процесса достигается при гораздо меньшем содержании угля в суспензии – около 50% по массе.

Цель настоящего исследования выявление факторов оказывающих влияние на точность показаний измерительных устройств определения параметров транспортируемой среды (водоугольного топлива).

Результаты исследования. Для построения систем автоматического управления технологическими процессами отделений подготовки водоугольной суспензии используют средства автоматического отбора информации о количестве и качестве рядовых углей и продуктов обогащения, расходах и плотности пульпы и суспензий, уровне жидких и сыпучих продуктов в технологических емкостях, положении подвижных объектов и их отдельных компонентов и др.

В качестве датчиков расхода и плотности используют традиционные средства, основанные на перепаде давления в сужающих устройствах, разности гидростатических давлений контролируемой жидкости и чистой воды.

Первыми промышленными золомерами для потоков угля были приборы РКТП-1 и РКТП-2, в настоящее время разработаны золомеры РКТП-4 и РКТП-5 [1].

Наибольшее распространение получали устройства контроля зольности концентрата в потоке типа УЗПИ, использующие принцип обратного рассеяния гамма-квантов, оптический индикатор зольности отходов флотации типа УЗОФ и устройство контроля концентрации и зольности твердой фазы пульпы типа УКЗ.

Устройство контроля зольности угля в потоке УЗПИ предназначено для автоматического непрерывного контроля зольности продуктов обогащения и рядовых углей в технологическом потоке в условиях умеренного и холодного климата на ленточных конвейерах обогатительных фабрик. Они устанавливаются в закрытых отапливаемых и вентилируемых производственных помещениях.

Данное устройство имеет пылевлагозащищенное исполнение. Принцип действия его основан на регистрации обратнорассеянного контролируемым продуктом потока гамма-излучения. Устройство УЗПИ используется для контроля зольности угля крупностью до 100 мм при содержании частиц класса 50...100 мм не более 15%. Толщина слоя угля в зоне контроля должна быть не менее 100 мм при крупности до 25 мм и не менее 150 мм при крупности до 100 мм, ширина слоя - не менее 250 мм. Изменения влажности угля и содержания оксидов железа в зоне не должны превышать 7% [1].

Функциональная схема устройства УЗПИ показана на рис.1.

Устройство состоит из трех блоков: детектора 5, предварительного преобразования сигнала 10, преобразования сигнала 11, индикации. 12 и управления 13.

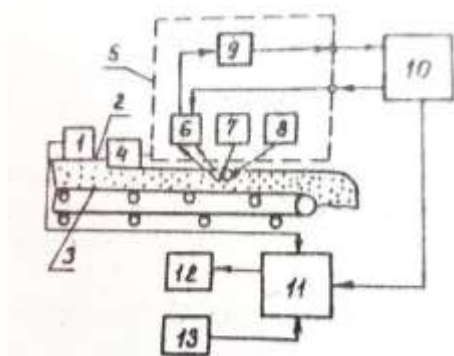


Рис. 1. Функциональная схема устройства контроля зольности УЗПИ

Блок детектора 5 выполнен на основе сцинтилляционного детектора; он преобразует рассеянный контролируемым продуктом 2 поток гамма-квантов. Средняя частота выходных импульсов блока детектора обратно пропорциональна содержанию золообразующих элементов в контролируемом продукте 2. Наличие угля на конвейере контролируется датчиком 1 [1].

Блок детектора, содержит два источника гамма-излучения: основной 8 и дополнительный 7, каждый из которых выполнен на основе радионуклида америций-241.

Конструкция блока обеспечивает инвариантность выходного сигнала блока детектора при изменении расстояния между поверхностью контролируемого продукта и нишей частью детектора в пределах ± 15 мм, что благоприятно отражается на точности контроля.

Управление и настройка осуществляются с помощью устройства управления 13, которое имеет три диапазона контроля зольности: 1) 3...10%, 2) 10...20% и 3) 30...40% при основной, погрешности контроля соответственно до 1) (абс.), до 10% (отн.) и до 3% (абс) [1].

Дополнительная погрешность при изменении содержания окиси железа составляет 0,8% (абс) на 1% (абс) изменения и 0,2% (абс) на 1% (абс) изменения влажности.

Устройство УЗПИ используется в качестве датчика зольности в САУ отсадки, флотацией, тяжелосредной сепарацией и других процессах.

Для непрерывного контроля зольности отходов и зольности питания флотации используют устройство типа УЗОФ, имеющее диапазон контроля 50...90% в относительной погрешностью до 10% (рис. 2) [1].

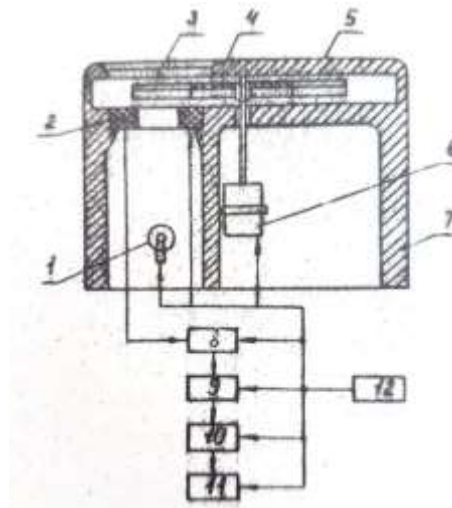


Рис. 2. Схема прибора для контроля зольности отходов флотации УЗОФ

Прибор состоит из оптического устройства и электронного блока. Оптическое устройство устанавливают в потоке отходов флотации с использованием специальной кюветы на ответвлении части потока и последующим его объединением с общим потоком, в кармане флотационной машины или в корпусе плотномера, расположенного в трубопроводе.

Оптическое устройство состоит, из источника света 1, фотоприемника 2, разграничительного стекла 3, обтюратора 4, имеющего эталонное поле 5, микроэлектродвигателя 6 и корпуса 7. Электронный блок содержит преобразователь 8, усилитель 9, выпрямитель 10, миллиамперметр 11 и источник питания 12.

Устройство тарируется в условиях фабрики на основании данных химического анализа отобранных проб. Промышленные

испытания показали, что при доверительной вероятности 0,95 погрешность измерения зольности отходов флотации составила 8,06% при средней зольности: 64,4%.

УЗОФ используется как самостоятельный прибор для контроля работы флотационных машин, так и в качестве датчика зольности питания и отходов флотации в САУ этим процессом. В дальнейшем прибор (типа УКЗ) усовершенствован и используется для измерения концентрации и зольности твердой фазы пудры.

Важная составная часть комплекса аппаратных средств контроля – средства непрерывного автоматического определения влажности угля. Методическая основа таких датчиков – значительное различие диэлектрической проницаемости с одной стороны воды, а с другой – угля и породы.

В последнее время наиболее распространены микроволновые методы определения влажности. Указанный принцип положен в основу работы влагомеров ВУС-1М (рис. 3) и АВУ-1. Оба прибора используют геометрию измерения «на прохождение».

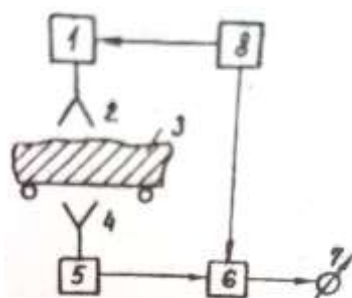


Рис. 3. Блок схема влагомера ВУС-1М

Влагомер ВУС-1Модержит генератор сверхвысокой частоты 1, передающую 2 и приемную 4 антенны, детектор СВЧ, блок обработки сигнала 6, индикатор 7 и блок питания 8. Передающая антенна устанавливается над лентой конвейера с углем 3, приемная – под ней. Прибор может быть

использован для непрерывного контроля влагосодержания потоков угля крупностью до 100 мм [1].

Контролируемые диапазоны влажности и толщины слоя взаимосвязаны: увеличение толщины слоя вызывает уменьшение контролируемого диапазона влажности, и наоборот. Погрешность определения для доверительной вероятности 0,95 составляет 0,5...1,0%(абс). Исследования и опыт промышленной эксплуатации микроволновых влагомеров ВУС-1М и АВУ-1 показывают, что они в меньшей степени, чем влагомеры других типов, подвержены влиянию таких мешающих факторов, как изменение зольности, минерализации воды, вариации гранулометрического состава угля. Например, изменение зольности угля на $\pm 1\%$ адекватно изменению влажности на $\pm 0,05\%$. Вместе с тем изменение толщины контролируемого слоя угля влияет на ослабление электромагнитного излучения наравне с влажностью. Для исключения влияния этого фактора в настоящее время применяют стабилизацию высоты слоя. Время цикла интегрирования сигнала при контроле потоков угля выбирают таким образом, чтобы при используемой системе формирования контролируемого потока двойное среднее квадратическое отклонение от математического ожидания высоты слоя не превышало ± 5 мм. Для этого должно соблюдаться определенное соотношение крупных и мелких классов в данном потоке. Например, при контроле угля крупностью 0...100 мм класса 50...100 мм в нем должно быть не более 15% [1].

Погрешность измерения зависит также от некоррелированных с влажностью изменений насыпной плотности угля. Компенсация влияния насыпной плотности угля возможна только при наличии соответствующего сигнала о плотности. На практике часто такой

компенсации не требуется, поскольку на обогатительных фабриках среднее значение этого параметра в течение цикла измерения, изменяется незначительно, по крайней мере, не вызывает увеличения суммарной предельной приборной погрешности в 1% (абс.). Чувствительность к изменению температуры угля составляет 0,04%/1 °С. Превышение диапазона температурных изменений сверх установленного значения, автоматически включает систему термокоррекции.

Плотность пульпы можно измерить радиоизотопными или гидростатическими плотномерами. Наиболее распространены в угольной промышленности гидростатические плотномеры. На рис.4 изображена схема плотномера, отличающегося от аналогичных по принципу действия плотномеров наличием специальной шарнирно закрепленной подвижной вилки 9 и расположением входного патрубка 8 со стороны, противоположной измерительной камере. При такой конструкции плотномера посторонние предметы задерживаются вилкой и, падают вниз, затем удаляются через сливное отверстие 6, а в измерительную камеру попадает пульпа.

Плотность измеряют следующим образом. В корпусе плотномера на разной высоте установлены отборники давления 3 и 5. Трубу заполняет пульпа, поступающая через входной патрубок 8 через сетку 2, предотвращающую падение в измерительную трубу щепы, тряпок, кусков угля и т.п. Из измерительной трубы пульпа свободно вытекает через сливное отверстие 7, а лишняя пульпа с посторонними предметами – через сливной патрубок 6 [1].

В корпусе плотномера размещено устройство контроля зольности пульпы УЗОФ.

Для измерения расхода пульпы используются ультразвуковые (основанные на эффекте Доплера), электромагнитные расходомеры, а также на основе сужающих

устройств (труба Вентури, патрубок с диафрагмой и др.)

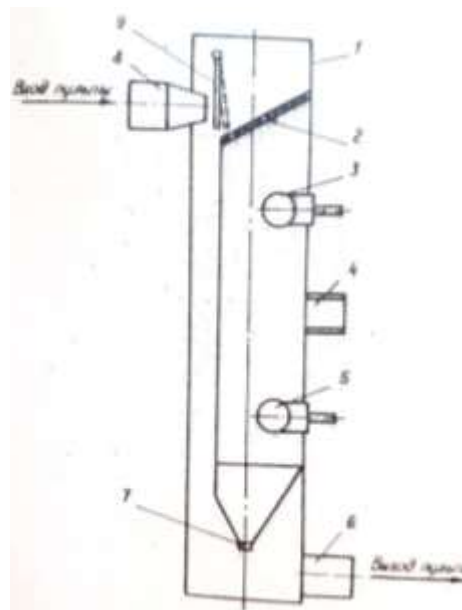


Рис. 4. Схема плотномера

Следует отметить, что в последнее время активно внедряются устройства определения основных показателей гидросмесей (суспензий, ВУТ) на основе вихревого поля.

Выводы. В ходе исследования установлено, что для определения показателей транспортируемой среды (водоугольного топлива) используются ряд приборов: расходомеры, плотномеры, устройства определения зольности и влажности, а также вискозиметры.

Их работа основана на ультразвуковых колебаниях, перепаде давления на сужающихся элементах трубопровода, гамма-излучении, а также на использовании вихревого поля.

Установлено, что основными факторами, влияющими на погрешность измерения являются: толщина слоя исследуемой среды, фракционный состав, наличие определенных химических элементов, скорость и направление движения, а также наличие аномалий течения. Кроме того достоверность показаний зависит от диапазона измерений.

Л и т е р а т у р а

1. Брагин Б.Ф. Трубопроводный транспорт твердых материалов. уч. пос. Ч.1/ Б.Ф. Брагин, А.С. Коломиец, А.С. Кондратьев, С.Е. Криль, Ф.Д. Маркунтович, Ю.Г. Свитлый, В.А. Ульшин. под ред. Б.Ф. Брагина. – К: ИВГУ, 1993. – 400 с.

2. Крапчин И.П., Потапенко И.О. Экономическая эффективность приготовления и использования водоугольных суспензий – экологически чистого топлива для электростанций // Уголь. – 2003. – № 11. – С. 50-52.

3. Пат. РФ № 2268289. Способ получения композиционного водоугольного топлива / Мурко В.И., Федяев В.И., Дзюба Д.А. // БИ. 2006. №2.

4. Пат. РФ № 2178455. Способ получения водоугольного топлива /Десягин Г.Н., Петраков А.П., Ерохин С.Ф. // БИ. 2002. №2.

5. Пат. РФ № 1586170. Способ получения водоугольной суспензии / Ходаков Г.С., Золотухин В.С., Редькина Н.И. // БИ.1995. №8.

6. Потанин А.А., Черномаз В.Е., Тараканов В.М., Урьев Н.Б. Текучесть суспензий со структурообразующей высокодисперсной фракцией // Инженерно-физический журнал. – 1991. – Т.60. №1. – С.32-41.

7. Ходаков Г.С. Реология суспензий. Теория фазового течения и ее экспериментальное обоснование // Российский хим. журнал. – 2003. – Т. XLVII. №2. – С. 33-44.

8. Урьев Н.Б., Потанин А.А. Текучесть суспензий и порошков. - М.: Химия, 1992. – 256 с.

4. Pat. RF № 2178455. Sposob poluchenija vodougol'nogo topliva /Deljagin G.N., Petrakov A.P., Erohin S.F. // BI. 2002. №2.

5. Pat. RF № 1586170. Sposob poluchenija vodougol'noj suspenzii / Hodakov G.S., Zolotuhin V.S., Red'kina N.I. // BI.1995. №8.

6. Potanin A.A., Chernomaz V.E., Tarakanov V.M., Ur'ev N.B. Tekuchest' suspenzij so strukturoobrazujushhej vysokodispersnoj frakciej // Inzhenerno-fizicheskij zhurnal. – 1991. – Т.60. №1. – S.32-41.

7. Hodakov G.S. Reologija suspenzij. Teorija fazovogo techenija i ee jeksperimental'noe obosnovanie // Rossijskij him. zhurnal. – 2003. – Т. XLVII. №2. – S. 33-44.

8. Ur'ev N.B., Potanin A.A. Tekuchest' suspenzij i poroshkov. - M.: Himija, 1992. – 256 s.

Kapustin D. A., Kushchenko A. V., Sentai R. N., Shvyrov V.V.

DETERMINING FACTORS OF TRANSPORTED LIQUID (HYDROCARBON FUEL) AFFECTING THE ACCURACY OF THE MEASURING DEVICES

To determine the main parameters of the flow of coal-water suspensions, various types of measuring devices are used: flow meters, density meters, humidity and ash sensors, as well as viscometers. Their work is based on the use of various principles: ultrasonic vibrations, pressure drop on the narrowing elements of the pipeline, gamma radiation, as well as the use of eddy current.

It has been established that the main factors affecting the measurement error are: the thickness of the medium under investigation, the fractional composition, the presence of certain chemical elements, the speed and direction of movement, and the presence of flow anomalies.

Key words: water-coal fuel, measurement, device, flow, error.

Капустин Денис Алексеевич, к.т.н. доцент кафедры информационных технологий и систем ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», г. Луганск.

References

1. Bragin B.F. Truboprovodnyj transport tverdyh materialov. uch. pos. Ch. 1/ B.F. Bragin, A.S. Kolomiec, A.S. Kondrat'ev, S.E. Kril', F.D. Markuntovich, Ju.G. Svitlyj, V.A. Ul'shin. pod red. B.F. Bragina. – K: IVGU, 1993. – 400 s.

2. Krapchin I.P., Potapenko I.O. Jekonomicheskaja jeffektivnost' prigotovlenija i ispol'zovanija vodougol'nyh suspenzij – jekologicheskij chistogo topliva dlja jelektrostancij // Ugol'. – 2003. – № 11. – S. 50-52.

3. Pat. RF № 2268289. Sposob poluchenija kompozicionnogo vodougol'nogo topliva / Murko V.I., Fedjaev V.I., Dzjuba D.A. // BI. 2006. №2.

Kapustin Denis Alekseevich, candidate of sciences, a dosent of the chair «Information Technologies and Systems», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Taras Shevchenko National University».

E-mail: kap-kapchik@mail.ru.

Кущенко Александр Владимирович, к.т.н. доцент кафедры транспортных систем ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Kushchenko Alexander Vladimirovich, candidate of sciences, a dosent of the chair «Transport Systems», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Сентяй Роман Николаевич, ассистент кафедры информационных технологий и систем ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», г. Луганск.

Sentiay Roman Nikolaevich, a chair assistant of «Information Technologies and Systems», State

Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Taras Shevchenko National University».

E-mail: sentyayroman@yandex.ru.

Швыров Вячеслав Владимирович, к.ф.-м.н. доцент кафедры информационных технологий и систем ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», г. Луганск.

Shvyrov Vyacheslav Vladimirovich, candidate of sciences, a dosent of the chair «Information Technologies and Systems», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Taras Shevchenko National University».

E-mail: slsh@i.ua.

Рецензент: Ермак Василий Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры информационных технологий и систем ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко».

Статья подана 01.12.2018 года

УДК 62.001.519

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К УПРАВЛЕНИЮ ТРАНСПОРТНЫМИ ПОТОКАМИ НА ТКПШ

Косоногова Л. Г., Лошаков А.С.

SYSTEM APPROACH TO TRANSPORT FLOWS MANAGEMENT AT TKPSH

Kosonogova L. G., Loshakov A.S.

Технологический комплекс поверхности шахт(ТКПШ) - совокупность механизмов, зданий и сооружений на поверхности шахты, предназначенных для обработки основного и вспомогательного грузопотоков.

Ключевые слова: ТКПШ, основной и вспомогательный грузопоток, системы и средства управления, функция, моделирование.

Постановка проблемы: Разработка методов управления транспортными потоками технологического комплекса поверхности шахт.

Анализ последних исследований и публикаций: В основу типовых проектов технологического комплекса поверхности шахт положен принцип централизации потоковых процессов обогащения, складирования угля, и ремонта оборудования, при этом выполняются различные погрузочно-разгрузочные, транспортные и складские работы, связанные с перемещением масс грузов. [3]

Процесс перемещения основных и вспомогательных грузопотоков на поверхности шахты координируют технологические комплексы.

Цель статьи: Построение транспортно-логистической системы управления ТКПШ.

Задачи – обоснование применения инновационных систем управления комплексами ТКШП.

Материалы и результаты исследования.

Грузопотоки и изменения их характера в процессах перемещения грузов на ТКПШ оказывают весьма существенное влияние на решение вопросов рациональной организации и комплексных задач по погрузочно-разгрузочным, транспортным и складским работ. Рис 1.



Рис.1. Транспортные потоки шахта - фабрика

На каждом грузопотоке могут возникнуть изменения, специфические для конкретных условий перемещения грузов на предприятии.

Такие изменения вызываются специальными техническими и технологическими требованиями по приему, складированию и отправке грузов, по соблюдению ритма перемещения груза

определенными транспортными партиями при обусловленной величине промежуточных емкостей, а также расстановкой основного технологического оборудования и условиями его обслуживания средствами механизации.[4]

Изменения в характере грузопотока могут привести к изменению характера отдельных операций, а также включению дополнительных операций в процесс перемещения. Грузооборот является одним из основных показателей, характеризующих промышленный объект или транспортный узел. Грузооборот материальных потоков ТКПШ представляет собой общий вес отправляемых, прибывающих и проходящих через комплекс поверхности грузов.

Критериями основного и вспомогательного грузопотока были выбраны в процессе анализа, проводимых исследований на основе использования различных критериев и моделей, как наиболее адекватно отвечающих многим реальным процессам и объектам.

$$F[x,u,p,aw,d] \rightarrow \text{extremum доб.}$$

Конкретный выбор метода управления определяется многими факторами, а именно: спецификой решаемой задачи, характером и сложностью объекта, объемом исходной информации, а также простотой и реализуемостью предлагаемых алгоритмов.

$$x^k = ((x^k)^\omega : \omega \in W); d^k = ((d^k)^\omega : \omega \in W);$$

$$(d^k)^\omega = \frac{\pi_{x^\omega} ((x^\omega)^k - \lambda_k G^\omega(x^k)) - (x^\omega)^k}{\lambda_k};$$

$$x^{k+1} = x^k + \lambda_k d^k, k = 0, 1, 2, \dots,$$

где размер шага λ_k регулируется по соответствующим правилам [6]

Применение метода моделирования позволяет оптимизировать процесс управления

транспортными системами с использованием инновационных технологий.[3]

Приведенные положения по управлению относятся к переборным (комбинаторным) решениям.

1. Применение систем управления на ж/д транспорте на маневровой работе локомотива обеспечить наименьшее время пребывания локомотива на станции и время обработки состава, и наименьшее количество маневровых операций.



Рис. 2 Вагоноопрокидыватель

Единый технологический процесс работы ж/д транспорта горно-обогатительного комплекса позволит выполнять задачи:



Рис. 3 Комплексы погрузки угля (КПУ)

-распределение времени между поступлениями групп вагонов с сырьем;

- рациональное поступление порожних и загруженных вагонов на станцию;

-выполнение плана производства и перевозок грузов;

-улучшение использования вместимости и грузоподъемности вагонов и содержания вагонного и локомотивного парка в технически исправном состоянии;

-обеспечение ритмичности работы грузовых фронтов предприятия и снижение стоимости транспортных и грузовых операций.

С появлением электронно-вычислительной техники и информационных систем началось широкое использование в эксплуатационной работе ЭВМ, обеспечивающее улучшение транспортировки, учета и отчетности по основным показателям работы железнодорожного транспорта. [1].

Применение этих методов позволило разрабатывать модели, имеющие определенные ограничения, связанные с реальными условиями работ транспортных систем.

На основании проанализированных критериев и методов распределения, описанных выше внедряем разработанные программы в области ГИС-технологий. Одной из таких программ является информационная система контроля движения сырья (производственный и логистический модули ERP-системы) для горно-обогатительных комбинатов (ГОК) с использованием GPS/ГЛОНАСС и геоинформационных технологий [5].



Рис. 4. Принципиальная схема GSM-связи

В зависимости от поставленной задачи, можно задавать различные критерии оптимальности, такие как равномерность загрузки транспортных средств, минимизация суммарного времени разгрузки и транспортировки.[2]

Информация обо всех объектах, участвующих в перевозке хранится в базе данных. Объекты могут быть отображены на карте, отдельно можно наносить на нее просчитанные оптимальные маршруты, выводить информацию об объектах.

Выводы: Построение транспортно-логистической системы с применением навигационных систем, позволяют обеспечить обогатительную фабрику в год 1,5 млн. т рядового угля, при ее полной загруженности и перевыполнения плана, связанным с реализацией конечного продукта.

Л и т е р а т у р а

1. Нечаев Г.И., Бабушкин Г.Ф. Управление грузовой и коммерческой работой и грузование. - М.: Транспорт, 1989. - 342 с.
2. Косоногова Л.Г. Проблемы и перспективы использования геоинформационных систем в горном производстве SB.V МНПК «Проблемы развитию транспортных систем и логистики» с. 154-156, 2014 г.Евпатория.
3. Косоногова Л.Г. Анализ возможности применения мультиагентных технологий в транспортной логистике горного производства. Вид-во СХУ ім. В. Даля м. Луганськ 2013. с. 135-139.
- 4.Баландюк Г.С., Куртуков Я.Н. Технология работы железнодорожного транспорта металлургических заводов. - М.: Металлургия, 1985 - 256 с.
5. Барисвиль М., Банвевиста А. Обнаружение изменений свойств сигналов и динамических систем. - М. : Мир, 1989 - 342 с.
- 6.Белов И.В., Каплан А.Б. Применение математических методов в имитировании на железнодорожном транспорте. - М. : Транспорт, 1967.-1 68с.

References

1. Nechaev G. I., Babushkin G. F. management of cargo and commercial work and cargo management.
2. Kosonogova L. G. Problems and prospects of the use of geo-informational systems in mining SB.V international scientific-practical conference "problems

of development of transport systems I loglike" pp. 154-156, 2014 Evpatoria.

3. Kosonogova L. G. the Analysis of possibility of application of multiagent technologies in transport logistics in the mining industry. View-in the DREAM im. V. Dalia M. Lugansk 2013. S. 135-139.

4. Balandyuk G. S., Kurtukov I. N. Technology of railway transport of metallurgical plants. - М.: metallurgy, 1985 256 p.

5. Barisvil M., Banvevista A. Detection of changes in the properties of signals and dynamic systems. - М.: Mir, 1989 - 342 p.

6. Belov I.V., Kaplan A.B. The use of mathematical methods in the simulation of railway transport. - М.: Transport, 1967.-1 68с

Kosonogova L. G., Loshakov A. S.
SYSTEM APPROACH TO TRAFFIC FLOW MANAGEMENT AT TKS

Technological complex of the surface of mines - a set of mechanisms, buildings and structures on the surface of the mine, designed to handle the main and auxiliary cargo flows.

Keywords: TCPS, main and auxiliary traffic, systems and controls, function, modeling.

Косоногова Лариса Георгиевна к.т.н., доцент, доцент кафедры экономики и транспорта ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Kosonogova Larisa Georgievna Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Economics and Transport of the State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Лошаков Александр Сергеевич: студент 3 курса, Институт транспорта и логистики ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Loshakov Alexander Sergeevich: 3rd year student, Institute of Transport and Logistics, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Рецензент: Турушин В.А. проф. ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 12.11.2018

УДК 621.001

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Креселюк Ю.В.

STAND FOR THE DIAGNOSTICS OF GEAR WHEELS

Kreselyuk Y.V.

Рассмотрен экспериментальный стенд для диагностики зубчатых колес с применением простейшего датчика частоты вращения. Приведено описание конструкции и ее узлов, а также конструкции непосредственно датчика частоты вращения. Представлена блок-схема для устройства обработки выходного сигнала феррозонда.

Ключевые слова: датчик частоты вращения, зубчатое колесо, зубчатая передача, постоянный магнит, сигнал.

Введение. Зубчатые передачи (ЗП) – самый распространенный вид механической передачи, которая очень важна в промышленности. ЗП используются почти во всех отраслях машиностроения, автомобилях, сельскохозяйственной технике, являются неотъемлемой составляющей механических редукторов.

ЗП выдерживают большие нагрузки, обладают большой надежностью, высоким КПД, а также очень просты в эксплуатации [1]. Основой ЗП является зубчатое колесо (ЗК). ЗК имеют большую вариативность, они могут быть коническими, цилиндрическими, червячными, с внешним зацеплением, с внутренним и т.д.

В связи с важностью ЗП в отраслях промышленности возникает потребность следить за состоянием ЗК и их исправностью, так как неполадка в ЗП чревата большими

последствиями и денежными убытками для предприятия. Например, если возникнет неожиданная поломка редуктора на транспортной ленте в шахтном предприятии, то произойдет остановка добычи угля, что ведет за собой денежные потери. Поэтому следует производить контроль состояния ЗК в редукторах.

Цель работы – разработка экспериментального стенда для диагностики состояния ЗК, в частности определения степени износа зубьев, а также определения их целостности.

Материал и результаты исследования. В статье описан экспериментальный стенд для диагностики ЗК, на основе датчика частоты вращения (ДЧВ) в основу которых входят, в качестве магнитных чувствительных элементов феррозонды [2].

Экспериментальный стенд (рис. 1) состоит из приспособления 1, которое служит для крепления ЗК 2. В данном приспособлении ЗК одевается и крепится на вал, который вращается двигателем постоянного тока. Для регулировки скорости вращения выходного вала двигателя, устанавливается блок управления 4. Блок управления двигателем позволяет изменять скорость вращения двигателя в пределах 0...2000 об/мин. Также, если это необходимо, возможно изменить

направление вращения выходного вала приспособление 5, которое позволяет двигателю. Над поверхностью ЗК располагается перемещать в нужное нам положение ДЧВ 6.

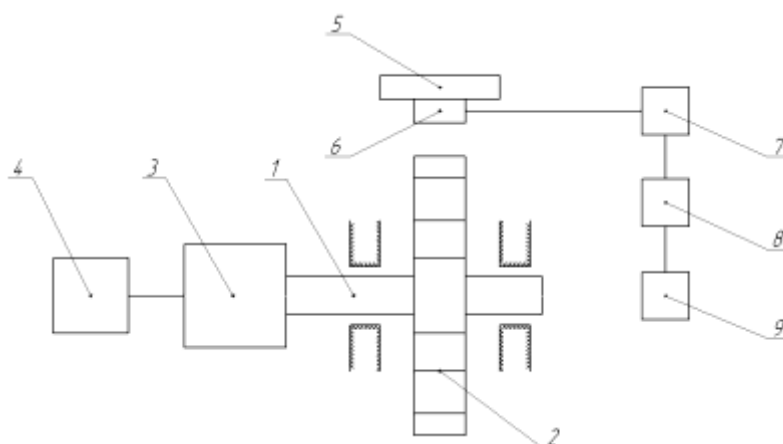


Рис. 1. Функциональная схема экспериментального стенда:

1 – устройство крепления ЗК; 2 – ЗК; 3 – регулятор скорости вращения вала; 4 – блок управления двигателем; 5 – приспособление для перемещения ДЧВ; 6 – ДЧВ с феррозондами; 7 – устройство выходных сигналов; 8 – масштабирующий усилитель; 9 – устройство обработки выходного сигнала ДЧВ

Выходной сигнал с ДЧВ подается на вход устройства обработки выходных сигналов 7. С выхода этого устройства информационный сигнал поступает на вход масштабирующего усилителя 8, выход которого присоединяется

непосредственно к устройству обработки выходного сигнала ДЧВ 9.

Блок-схема для устройства обработки выходного сигнала с феррозондов [3] ДЧВ изображена на рис. 2.

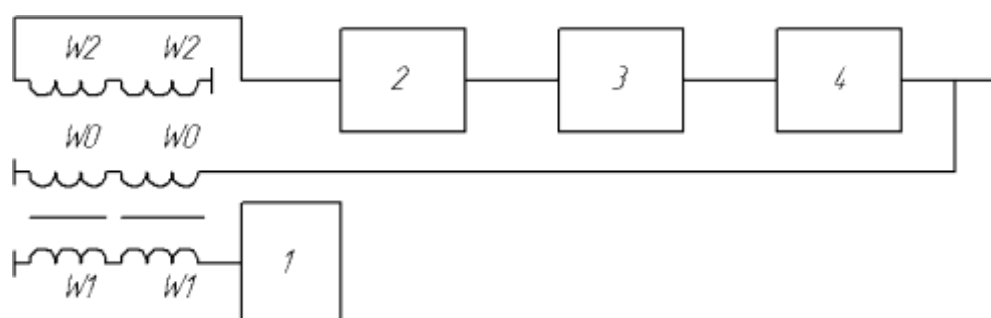


Рис. 2. Блок-схема устройства обработки выходного сигнала с феррозондов ДЧВ:

1 – импульсный генератор; 2 – усилитель напряжения; 3 – амплитудный детектор; 4 – усилитель тока

С импульсного генератора 1 прямоугольные однополярные импульсы подаются на обмотку возбуждения $W1$. Далее с выходной обмотки $W2$ сигнал феррозонда поступает на вход усилителя напряжения 2 с коэффициентом усиления $K1=100$. Потом сигнал поступает на амплитудный детектор 3, где коэффициент передачи амплитудного

синхронного детектора составляет $K2=0,85$. После чего преобразуется усилителем тока 4 с коэффициентом усиления $K3=10^2$. Для линеаризации статической характеристики и увеличения ее стабильности в устройстве вводится отрицательная обратная связь, для этого в феррозонде и предусмотрена обмотка обратной связи $W0$.

ДЧВ, применяющийся на данном стенде имеет элементарную конструкцию (рис. 3) и состоит из ПМ 3 и феррозондов 2. Феррозонд возбуждается прямоугольными импульсами. ДЧВ устанавливается на платформе 1, которая имеет возможность перемещаться вдоль линии, перпендикулярной к поверхности ЗК 4. С помощью данной платформы, также имеется возможность изменять величину рабочего зазора h между ЗК и ДЧВ. Также, возможно определять топографию магнитного поля, если применять редуктор с делителем, который бы позволял поворачивать ЗК с шагом в один градус. Имеется возможность крепить на валу сразу несколько ЗК с различными параметрами, что заметно ускоряет диагностику.

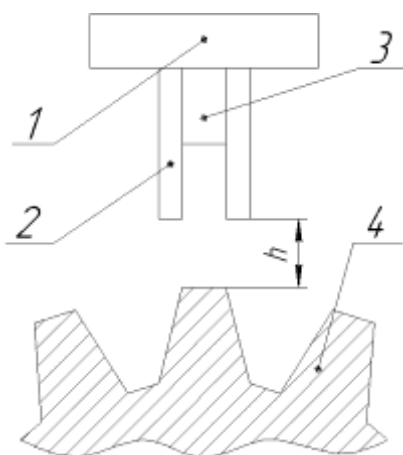


Рис. 3. Конструкция блока с ДЧВ

Вывод. С помощью данного стенда можно определять износ и целостность зубьев. Износ активных поверхностей зубьев под влиянием сил трения является главной причиной выхода из строя зубчатых тяговых приводов транспортных машин.

Эксплуатация транспортных машин в условиях жаркой и запыленной среды, которая характерна для стран Ближнего Востока, вызывает износ активной поверхности зубьев под влиянием сил трения, что является главной причиной выхода из строя ЗК тяговых приводов. Выламывание углов или целого зуба

у основания ЗК является одним из распространенных видов повреждения передач. Основная причина такого разрушения связана с образованием и развитием усталостных трещин в зонах концентрации напряжений от длительных циклических нагрузок. Поломка зуба может происходить в результате больших перегрузок статического и ударного характера, что характерно для зубчатых передач транспортных машин.

Выкрашивание или отрыв от рабочей поверхности зубьев мелких частичек металла, приводящий к образованию ямок, является также типичным видом повреждения передач.

Литература

1. Редукторы энергетических машин: Справочник / Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Л. М. Гаркави и др.; Под общ. ред. Ю. А. Державца. —Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985 — 232 с., ил.
2. Черепакхин Г.А., Яковенко В.В. Датчик частоты вращения. А. с. СССР. — №1654755. — Бюллетень изобретений, 1991. — №23.
3. Яковенко В.В. Феррозонд с однополярным импульсным возбуждением // Дефектоскопия. 1984. — №4. — с. 60 – 63.

References

1. Reducers of energy machines: a Handbook / B. A. Balashov, R. R. Galper, L. M. Garkavi, and others; Under total ed. Yu. A. Derzhavtsa. —L.: Mechanical Engineering, Leningrad Separation, 1985 - 232 s, il.
2. Cherepakhin G.A., Yakovenko V.V. Speed sensor. A. p. THE USSR. - №1654755. - Bulletin of inventions, 1991. - №23.
3. Yakovenko V.V. Ferrosonde with unipolar pulsed excitation // Defectoscopy. 1984. - №4. - with. 60 – 63 s.

Kreselyuk Y.V.

STAND FOR THE DIAGNOSTICS OF GEAR WHEELS

The experimental stand for the diagnosis of gears with the use of a simple speed sensor is considered. A

description of the design and its components, as well as the design of the rotational speed sensor itself. A block diagram for the device for processing the output signal of the fluxgate is presented.

Keywords: *rotational speed sensor, gear, gear, permanent magnet, signal.*

Креселюк Юрий Владимирович – аспирант, ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

E-mail: yurakreselyuk@mail.ru.

Kreselyuk Yuri Vladimirovich – graduate student State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: yurakreselyuk@mail.ru.

Рецензент: Яковенко В.В. проф., д.т.н., ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 18.10. 2018 года.

УДК 621.9.048

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛЬНОГО ПОДХОДА К ОТДЕЛОЧНО-ЗАЧИСТНЫМ ОПЕРАЦИЯМ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ

Малый В.В., Малый Д.В.

FEATURES OF THE MODEL APPROACH TO FINISHING AND CLEANING SURFACE OPERATIONS OF BODIES OF ROTATION

Malyiy V.V., Malyiy D.V.

В работе сформулированы общие требования модельного характера в рамках аналитического решения проблемы отделочно-зачистных операций шпиндельной обработки поверхностей тел вращения, погруженных в среду уплотненного свободного абразива. Получен закон, описывающий пространственно-временные особенности геометрической модификации обрабатываемой поверхности и приведены оценочные соотношения прикладного характера. Результаты исследования отделочно-зачистных операций, приведенные в данной работе, являются следствием предположения о стационарных условиях выполнения соответствующих операций. В нестационарных условиях, учитывающих изменяющийся тепловой режим поверхностей тел вращения, построенный в работе аналитический аппарат допускает модификацию с привлечением феноменологических уравнений математической физики.

Ключевые слова: математическая модель, отделочно-зачистные операции, шпиндельная обработка, съём металла, технологическая поверхность, коэффициент дефекта массы.

Введение. В публикациях отечественных [1, 2, 3] и зарубежных ученых [4, 5] содержатся многочисленные экспериментальные результаты в области отделочно-зачистных операций (ОЗО) обработки деталей.

Эксперименты подобного рода приобретают особую актуальность в связи с интенсивным развитием производства высокоточного оборудования, используемого в различных отраслях машиностроения, в частности, в авиационной промышленности. Несмотря на положительный характер полученных экспериментальных данных, широкое внедрение тех или иных технологий шлифовки поверхностей деталей (метод виброобработки, метод шпиндельной обработки и др.) сдерживается отсутствием системного аналитического подхода к проблеме описания ОЗО, особенно в практически важном случае, когда финишной обработке подвергаются поверхности тел вращения, погруженных в среду свободного абразива [6].

Целью работы является создание универсальной математической модели процесса отделочно-зачистных операций поверхностей тел вращения, допускающей как стационарный, так и нестационарный случай. При этом существенно будут использоваться результаты работы [6] с сохранением символики, обозначений и иллюстративной части.

Постановка задачи. *Общий случай.* Рассмотрим на евклидовой плоскости R^2

декартову прямоугольную систему координат xOy и совмещенную с ней полярную систему координат $ro\varphi$. Пусть Σ_0 – некоторое однородное тело (деталь) с плотностью массы ρ образовано вращением вокруг оси ox криволинейной трапеции T_0 , ограниченной сверху кривой $C_0: r = r_0(\varphi)$, $0 \leq \varphi \leq \pi$, а снизу – отрезком оси абсцисс $[a, b]$, $a = r_0(\pi)$, $b = r_0(0)$ (рис. 1).

Выбор такой геометрии тела Σ_0 не ограничивает общности последующих аналитических построений, которые легко могут быть распространены и на практически важный случай, когда в уравнении кривой C_0 полярный угол изменяется в промежутке $[\varphi_1, \varphi_2]$, $0 < \varphi_1 < \varphi_2 < \pi$, а криволинейная трапеция T_0 ограничена справа и слева,

соответственно, отрезками прямых $x = c$ и $x = d$, а снизу – отрезком $[c, d]$ (рис. 1, заштрихованная область). Математически эта модель может быть изучена с помощью процедуры доопределения до схемы общей задачи. Отметим, что в данной работе будет рассмотрен и так называемый *специальный случай*, когда тело Σ_0 – это цилиндр радиуса r_0 .

Далее тело Σ_0 погружается в изотропную среду свободного абразива с внутренним давлением p и закрепляется посредством зажимного устройства в шпинделе, который вращается с угловой скоростью ω , начиная с момента времени $t = 0$. Рис.1 представляет собой идеализацию эксперимента, поэтому кинематическая часть ОЗО на нем не обозначена.

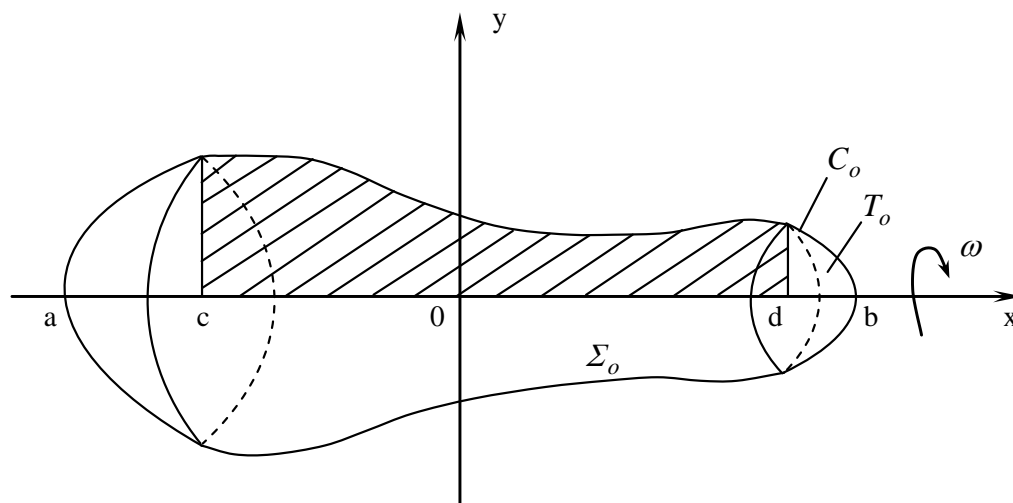


Рис.1. Общий вид тела вращения Σ_0 в методе шпиндельной обработки с установкой зажимного приспособления в точках $x = a$ и $x = b$

Пусть S_t – поверхность, образованная вращением вокруг оси ox кривой $C_t: r = r(t, \varphi)$, $0 \leq \varphi \leq \pi$, $t \geq 0$, при этом $C_0: r = r(0, \varphi) \equiv r_0(\varphi)$, $0 \leq \varphi \leq \pi$. Будем полагать, что $r(t, \varphi) \in C^1(\{t \geq 0\} \times [0, \pi])$. В

процессе шлифовки начальной поверхности S_0 тела Σ_0 происходит модификация его геометрии за счет съема материала тела (потери массы). В связи с этим возникают следующие вопросы:

* какой будет геометрия модифицированного начального тела Σ_0 в процессе ОЗО его поверхности в произвольный момент времени $t > 0$;

* как сочетание внутренних и внешних параметров задачи влияет на скорость ОЗО;

* как определяется оптимальный режим ОЗО для достижения *технологической поверхности* S_{tec} ;

* какой должен быть класс исходной поверхности S_0 тела Σ_0 , чтобы в течение *технологического промежутка времени* $[0, \tau_{tec}]$ достичь поверхности S_{tec} ?

Замечание. Строгое определение понятия S_{tec} и величины τ_{tec} будет дано ниже.

Результаты исследования. При ОЗО исходной поверхности происходит потеря массы тела Σ_0 в результате работы силы трения между поверхностью S_0 и абразивной средой. Обозначим символом Σ_t тело, в

которое переходит начальное тело Σ_0 за время шлифовки $t > 0$. Тогда, учитывая изотропию абразивной среды, легко видеть, что поверхность S_t тела Σ_t будет образована вращением вокруг оси ox кривой C_t . Отсюда следует, что полное описание процесса ОЗО поверхности тела Σ_0 должно проводиться в терминах функции $r(t, \varphi)$. Имея в виду биекцию между множествами $\{S_t, t \geq 0\}$ и $\{r(t, \varphi), t \geq 0\}$, функцию $r(t, \varphi)$ будем в дальнейшем называть *поверхностью*.

Для иллюстрации последующих математических построений удобно использовать информацию на рис.2, где изображены графики кривой $C_t : r = r(t, \varphi), 0 \leq \varphi \leq \pi, t \geq 0$, и $C_{t+\Delta t} : r = r(t + \Delta t, \varphi), 0 \leq \varphi \leq \pi$, соответствующих динамике процесса ОЗО на временном промежутке $[t, t + \Delta t]$.

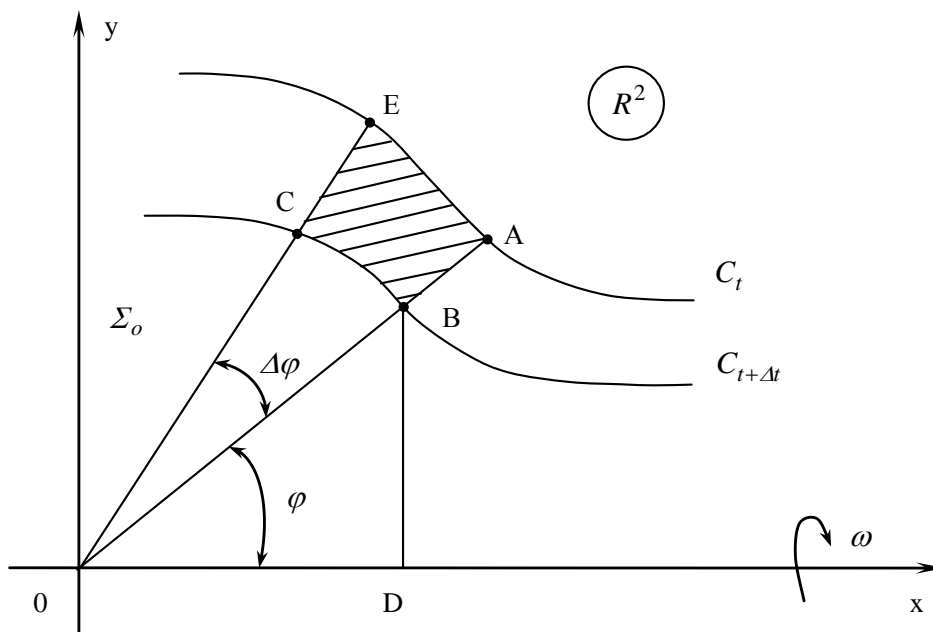


Рис.2. Графики кривых C_t и $C_{t+\Delta t}$, фиксирующих слой снятого материала при шлифовке тела Σ_0 за время Δt

Криволинейный четырехугольник $ABCE$ (рис. 2, заштрихованная область) представляет собой сечение плоскостью $\chi O \chi$ кольца материала тела Σ_0 , который снимается при шлифовке за время Δt . Найдем массу этого кольца Δm . Площадь криволинейного четырехугольника $ABCE$ равна:

$$ABCE = r(t + \Delta t, \phi)[r(t, \phi) - \text{пл.} - r(t + \Delta t, \phi)]\Delta\phi,$$

где Δt и $\Delta\phi$ – дифференциально малые величины, а объем ΔV соответствующего кольца равен $\Delta V = 2\pi BD \cdot \text{пл.} ABCE$ или $\Delta V = 2\pi r^2(t + \Delta t, \phi) \sin\phi [r(t, \phi) - r(t + \Delta t, \phi)]\Delta\phi$.

Таким образом, Δm дается равенством

$$\Delta m = \rho \Delta V = 2\pi \rho r^2(t + \Delta t, \phi) \sin\phi [r(t, \phi) - r(t + \Delta t, \phi)]\Delta\phi. \quad (1)$$

Найдем теперь работу ΔA силы трения на промежутке времени $[t, t + \Delta t]$, что влечет за собой потерю телом Σ_0 массы Δm (1). Абразивная среда является *изотропной* с постоянным внутренним давлением p , действующим по нормали к поверхности S_t , а сила трения направлена по касательной к окружности радиуса $r(t + \Delta t, \phi) \sin\phi$ в любой ее точке. Следовательно, работа ΔA равна:

$$\Delta A = 2\pi \alpha \omega \rho r^3(t + \Delta t, \phi) \sin^2\phi \Delta\phi \Delta t, \quad (2)$$

где α – коэффициент трения.

При выводе формулы (2) мы учли, что площадь поверхности, образованной

вращением дуги $B\tilde{C}$ вокруг оси ox (рис. 2), равна $2\pi r^2(t + \Delta t, \phi) \sin\phi \Delta\phi$, а путь, на котором фиксируется работа силы трения ΔA (2), равен $\omega r(t + \Delta t, \phi) \sin\phi \Delta t$.

Далее, введем следующее:

Определение 1. Величина, численно равная массе материала, теряемой телом Σ_0 в процессе ОЗО его поверхности в среде свободного абразива и соответствующей единичной работе силы трения, называется *коэффициентом дефекта массы* и обозначается символом K_α .

В соответствии с *Определением 1* и учитывая равенства (1), (2), получим:

$$\Delta m = K_\alpha \Delta A,$$

$$\begin{aligned} & 2\pi \rho r^2(t + \Delta t, \phi) \sin\phi [r(t, \phi) - \\ & - r(t + \Delta t, \phi)]\Delta\phi = \\ & = 2\pi \alpha K_\alpha \omega \rho r^3(t + \Delta t, \phi) \sin^2\phi \Delta\phi \Delta t \end{aligned} \quad (3)$$

Выполняя в (3) соответствующие упрощения и деля правую и левую части на $\Delta t \neq 0$, будем иметь:

$$\frac{r(t + \Delta t, \phi) - r(t, \phi)}{\Delta t} = \frac{\alpha K_\alpha \omega \rho}{\rho} \sin\phi \cdot r(t + \Delta t, \phi). \quad (4)$$

Переходя в (4) к пределу при $\Delta t \rightarrow 0$ и замечая, что $r(t, \phi) \in C^1(\{t \geq 0\} \times [0, \pi])$, получим дифференциальное уравнение (ДУ) первого порядка по переменному t для неизвестной функции $r(t, \phi)$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial r(t, \phi)}{\partial t} &= - \frac{\alpha K_\alpha \omega \rho}{\rho} \sin\phi \cdot r(t, \phi) \\ r(0, \phi) &= r_0(\phi), \quad 0 \leq \phi \leq \pi. \end{aligned} \quad (5)$$

Решение ДУ (5) имеет вид:

$$r(t, \phi) = r_0(\phi) \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega p t}{\rho} \sin \phi\right), \quad (6)$$

$$t \geq 0, 0 \leq \phi \leq \pi.$$

Определение 2. Закон $r(t, \phi)$ (6), описывающий геометрию соответствующей поверхности вращения S_t в духе сюръективного отображения, называется *M-поверхностью* и обозначается $M_{surf}(t, \phi; r_0(\phi); \alpha, K_\alpha, \omega, p, \rho)$, или, кратко, M_{surf} .

Учитывая, что $r_0(\phi) \in C^1[0, \pi]$, легко видеть, что M_{surf} принадлежит классу $C^1(\{t \geq 0\} \times [0, \pi])$, а по переменному t – классу $C^\infty(t \geq 0)$.

Из структуры M_{surf} (6) непосредственно следует, что у произвольного тела вращения Σ_0 в процессе ОЗО существуют две неподвижные точки, в которых отсутствует сьем материала. Этим точкам соответствуют значения полярного угла

$$\phi = 0, \pi; r(t, 0) = r_0(0) = b, r(t, \pi) = r_0(\pi) = a, t \geq 0.$$

Рассмотрим с точки зрения приложения аппарата формулы (6) практически важный случай, когда в (6) $r_0(\phi) = r_0 = const$, т.е. начальное тело Σ_0 представляет собой шар радиуса r_0 . Тогда (6) примет вид:

$$r(t, \phi) = r_0 \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega p t}{\rho} \sin \phi\right), \quad (7)$$

$$t \geq 0, 0 \leq \phi \leq \pi.$$

Потребуем, чтобы максимальное искажение сферической поверхности шара Σ_0 в процессе ОЗО не превосходило некоторого *технологического параметра* δ , т.е.

$$r_0 - r(t, \frac{\pi}{2}) = r_0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega p t}{\rho}\right)\right] \leq \delta. \quad (8)$$

Из неравенства (8) следует оценка времени шлифовки t_δ :

$$t_\delta \cong \frac{\rho}{\alpha K_\alpha \omega p} \ln \frac{r_0}{r_0 - \delta}. \quad (9)$$

Если выделить в начальном шаре Σ_0 шаровой слой, заключенный между плоскостями $x = -r_0 \cos \bar{\phi}$ и $x = r_0 \cos \bar{\phi}$ (например, модель клапана шариковых кранов) (рис.3), то максимальное приращение функции $r(t, \phi)$ (7) за промежуток времени $[0, t_\delta]$ равно:

$$\begin{aligned} \max \Delta r(t, \phi) &= r(t_\delta, \bar{\phi}) - r(t_\delta, \pi/2) = \\ &= r_0 \left[\exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega p t_\delta}{\rho} \sin \bar{\phi}\right) - \right. \\ &\quad \left. - \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega p t_\delta}{\rho}\right) \right] \cong \\ &\cong r_0 \frac{\alpha K_\alpha \omega p t_\delta}{\rho} (1 - \sin \bar{\phi}) = \\ &= r_0 (1 - \sin \bar{\phi}) \ln \frac{r_0}{r_0 - \delta}. \end{aligned} \quad (10)$$

Соотношения (9) и (10) можно рассматривать как основные технологические

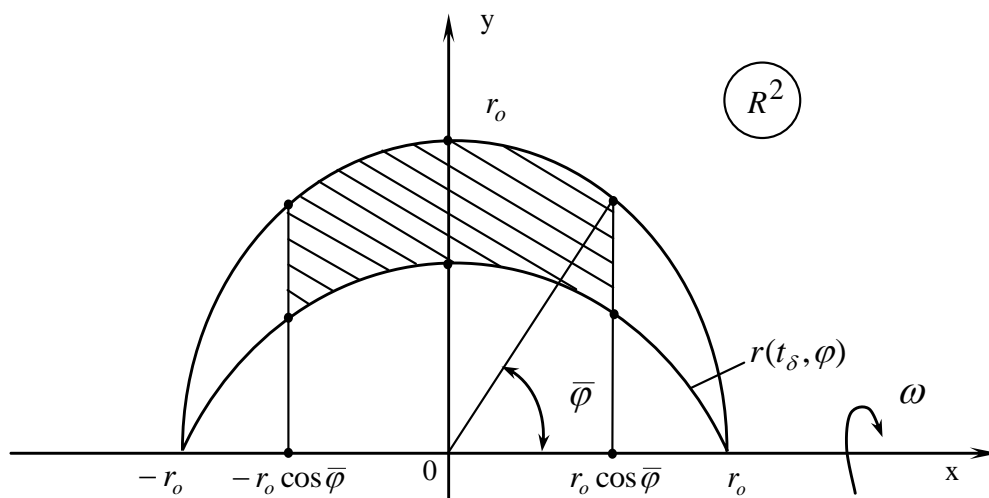


Рис.3. Модификация шарового слоя за время шлифовки $t = t_\delta$ (область съема материала заштрихована)

Заметим, что приведенные аналитические построения, связанные с исследованием процесса ОЗО поверхностей тел вращения (включая и рассмотренный ранее иллюстративный пример), основывались на предположении о том, что исходная поверхность S_0 задана, т.е. имеет строгое математическое описание, и проблема заключалась в нахождении модифицированной поверхности $S_t, t \geq 0$. Большой теоретический и практический интерес представляет также и обратная задача: по заданной модифицированной поверхности $S_t, t \geq 0$ описать геометрическую форму исходной поверхности S_0 . Покажем, в каких терминах решается эта задача.

Определение 3. Система величин $P(M_{surf}) = (\alpha, K_\alpha, \omega, p, \rho; r_0(\phi))$ называется параметрическим рядом поверхности M_{surf} .

При фиксированном параметрическом ряде $P(M_{surf})$ M -поверхности образуют

континуальное семейство $\{M_{surf}, t > 0\}$, определяемое временным параметром $t > 0$.

Определение 4. Поверхность $S_{tec} = \{(r, \phi) : r = r_{tec}(\phi), 0 \leq \phi \leq \pi\}$ тела вращения Σ_{tec} , рассматриваемого в качестве эталона в процессе ОЗО, называется технологической поверхностью.

Покажем, что для произвольной фиксированной технологической поверхности S_{tec} существует хотя бы одна M -поверхность M_{surf}^{tec} с параметрическим рядом $P(M_{surf}^{tec}) = (\alpha, K_\alpha, \omega_{tec}, p_{tec}, \rho; r_{0tec}(\phi))$, являющаяся элементом семейства $\{M_{surf}^{tec}, t > 0\}$, соответствующим некоторому значению $t = \tau_{tec}$, т.е.:

$$S_{tec} = M_{surf}^{tec}(\tau_{tec}, \phi; r_{0tec}(\phi));$$

$$\alpha, K_\alpha, \omega_{tec}, p_{tec}, \rho \quad . \quad (11)$$

Определение 5. Промежуток $[0, \tau_{tec}]$, в течение которого достигается технологическая поверхность S_{tec} , называется *технологическим промежутком времени*, а величина τ_{tec} – *технологическим временным параметром*.

Предполагая существование M -поверхности (11), получим на основании (6) равенство:

$$r_{tec}(\varphi) = r_{0tec}(\varphi) \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega_{tec} p_{tec} \tau_{tec}}{\rho} \sin \varphi\right). \quad (12)$$

Из (12) следует, что начальная поверхность S_{0tec} для технологической поверхности S_{tec} (11) определяется уравнением:

$$r_{0tec}(\varphi) = r_{tec}(\varphi) \exp\left(\frac{\alpha K_\alpha \omega_{tec} p_{tec} \tau_{tec}}{\rho} \sin \varphi\right). \quad (13)$$

Подставляя (13) в (6), найдем закон формирования технологической поверхности S_{tec} за время τ_{tec} :

$$r(t, \varphi) = r_{tec}(\varphi) \exp\left(-\frac{\alpha K_\alpha \omega_{tec} p_{tec}}{\rho} (t - \tau_{tec}) \sin \varphi\right), \quad (14)$$

$$0 \leq t \leq \tau_{tec}, \quad 0 \leq \varphi \leq \pi.$$

Уравнение (14) решает вопрос о существовании M -поверхности вида (11).

Анализируя структуру соотношения (13), легко заметить, что если для S_{tec} существует хотя бы одна M -поверхность (11), то для нее существует бесконечное (континуальное) множество M -поверхностей $M_{surf}(t, \varphi; r_0(\varphi); \alpha, K_\alpha, \omega, p, \rho)$, таких, что $\omega p t = \omega_{tec} p_{tec} \tau_{tec}$. Отсюда находим:

$$t = \frac{h}{\omega p}, \quad h = \omega_{tec} p_{tec} \tau_{tec} = const. \quad (15)$$

Определение 6. Произвольная монотонно возрастающая последовательность времен $\{t_n\}_{n=1}^\infty, t_1 < t_2 < \dots < t_n \dots$ называется последовательностью, индуцированной параметром τ_{tec} , и обозначается $\{t_n, n = 1, 2, \dots; \tau_{tec}\}$. Полагая в (15) $t = t_n, n = 1, 2, \dots$, получим:

$$p = \frac{h}{t_n} \cdot \frac{1}{\omega}. \quad (16)$$

Взаимное расположение линий уровня (16) показано на рис.4.

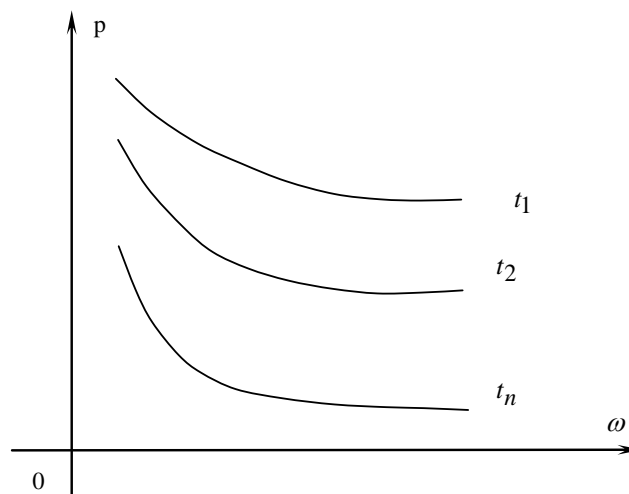


Рис.4. Линия уровня $p = \frac{h}{t_n} \cdot \frac{1}{\omega}, n = 1, 2, \dots$ функции (15)

Из (4) видно, что фиксирование времени операции ОЗО $t = t_n, n = 1, 2, \dots$ приводит к обратно пропорциональной зависимости внутреннего давления p в среде свободного абразива от частоты ω вращения шпинделя. Таким образом, на основании (16) можно решить проблему оптимизации ОЗО.

Пусть в формуле (13) $r_{0tec}(\varphi) = r_{tec}(\varphi) = const$, т.е. технологическая поверхность S_{tec} представляет собой сферу радиуса r_{tec} . Тогда начальная поверхность S_{0tec} имеет вид:

$$r_{0tec}(\varphi) = r_{tec}(\varphi) \exp\left(\frac{\alpha K_\alpha \omega p t_n \sin \varphi}{\rho}\right) \quad (17)$$

$$\omega p t_n = h.$$

Из соотношения (17) легко видеть, что у технологической поверхности – сферы S_{tec} существует при фиксированном h единственная начальная поверхность S_{0tec} ,

которая при ОЗО непрерывно переходит в S_{tec} (рис. 5).

Съем материала при ОЗО (рис. 5, заштрихованная область) происходит за время $t = t_n, n = 1, 2, \dots$ (рис.4).

В заключение исследуем процесс ОЗО в *специальном случае*, когда шлифовке подвергается поверхность однородного тела Σ_0 с плотностью массы ρ , представляющей собой цилиндр радиуса r_0 , вращающийся вокруг своей оси с частотой ω . Заметим, что высоту цилиндра Σ_0 можно принять равной единице, так как торцы цилиндра блокируются зажимным устройством и не обрабатываются, а среда свободного абразива, по предположению, является изотропной и имеет постоянное внутреннее давление p . С учетом этого замечания можно утверждать, что задача носит плоский характер с радиальной симметрией (рис. 6).

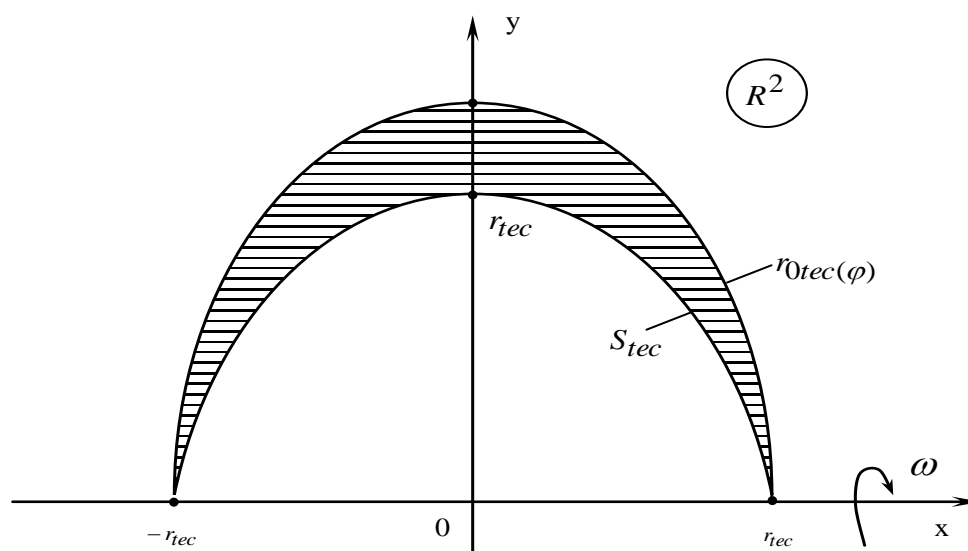


Рис.5. Взаимное расположение технологической поверхности S_{tec} и начальной поверхности

$$r_{0tec}(\varphi)$$

Найдем явное выражение для переменного радиуса цилиндра – функции $r = r(t), t \geq 0$, которая описывает весь процесс ОЗО поверхности исходного цилиндра Σ_0 (рис.6). Масса материала Δm , которая снимается за промежуток времени $[t, t + \Delta t]$, равна:

$$\Delta m = \pi \rho [r^2(t) - r^2(t + \Delta t)]. \quad (18)$$

При этом работа ΔA сил трения вычисляется по формуле:

$$\Delta A = \pi \alpha \omega \rho r^2(t + \Delta t) \Delta t. \quad (19)$$

С учетом (18), (19) и первого из равенств (3), находим:

$$\begin{aligned} \pi \rho [r^2(t) - r^2(t + \Delta t)] &= \\ &= 2\pi \alpha K_a \omega \rho r^2(t + \Delta t) \Delta t. \end{aligned} \quad (20)$$

После очевидных упрощений и деления обеих частей равенства (20) на $\Delta t \neq 0$, будем иметь:

$$\begin{aligned} [r(t) + r(t + \Delta t)] \cdot \frac{r(t) - r(t + \Delta t)}{\Delta t} &= \\ &= \frac{2\beta K \alpha \omega \rho}{\rho} r^2(t + \Delta t). \end{aligned} \quad (21)$$

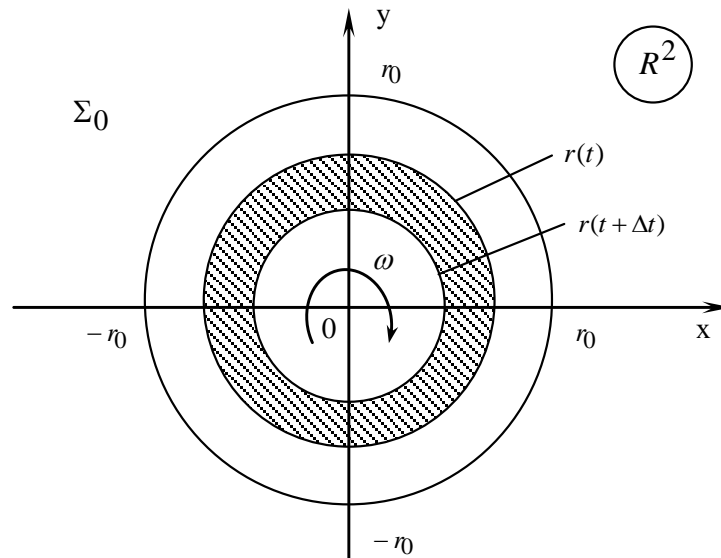


Рис.6. Модель процесса ОЗО поверхности однородного цилиндра Σ_0 (область съема материала за время Δt заштрихована)

Выполняя в (21) предельный переход при $\Delta t \rightarrow 0$ и предполагая, что $r(t) \in C^1(t \geq 0)$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{dr(t)}{dt} &= -\frac{\alpha K_a \omega \rho}{\rho} r(t), \\ r(0) &= r_0. \end{aligned} \quad (22)$$

Решение задачи Коши (22) имеет вид:

$$r(t) = r_0 \exp\left(-\frac{\alpha K_a \omega \rho}{\rho} t\right), \quad t \geq 0. \quad (23)$$

Формула (23) представляет собой M -поверхность M_{surf} в момент времени $t > 0$, в которую непрерывно переходит поверхность исходного цилиндра Σ_0 .

Пусть глубина обработки (технологический параметр) при ОЗО поверхности цилиндра Σ_0 равна δ , т.е. $\delta = r_0 - r(t)$. Тогда время t_δ процесса ОЗО дается равенством:

$$t_\delta = \frac{\rho}{K_\alpha \omega p} \ln \frac{r_0}{r_0 - \delta}. \quad (24)$$

При фиксированных параметрах t_δ, ρ, K_α давление p в среде свободного абразива и частота ω вращения шпинделя могут быть заданы в соответствии с уравнением:

$$p = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\rho}{K_\alpha t_\delta} \cdot \ln \frac{r_0}{r_0 - \delta}. \quad (25)$$

Выводы. В работе получены законы (M - поверхности): (6) – в общем случае и (23) – в специальном случае, которые регулируют съем материала тела Σ_0 в стационарном процессе ОЗО. Эти законы являются полипараметрическими – они зависят от пяти параметров:

- * α – коэффициент трения;
- * K_α – коэффициент дефекта массы;
- * ω – частота вращения шпинделя;
- * p – давление в среде свободного абразива;
- * ρ – плотность массы Σ_0 .

В условиях нестационарности возможно влияние тепловых эффектов на геометрию обрабатываемой поверхности. В связи с этим возникает проблема выбора времени продолжительности t_δ процесса ОЗО и оптимального сочетания всех его параметров, что может составить предмет самостоятельного

исследования в рамках предложенной теории ОЗО.

В заключение авторы выражают благодарность доц. В.С. Щелокову за постоянное внимание к работе и обсуждение результатов.

Л и т е р а т у р а

1. Лубенская М., Мелконов Л.Д., Нечай Е.В. К вопросу обоснования выбора метода отделочно-зачистных операций //Авиационно-космическая техника и технология. – 2009.- № 2(59). – с.21 -26.
2. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии /А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов на Дону: Издательский центр ДГТУ, 2008. -694 с.
3. Чирков О.И. Совершенствование технологии шпиндельной центробежно-ротационной обработки деталей: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Чирков Олег Игоревич: Пензенский гос. ун-т.– Пенза, 2005. – 19 с.
4. Willkommen bei OTEC [Электронный ресурс]: Schleppfinishanlagen /Serie DF 5/6 Tools. – Режим доступа к ресурсу: http://www.otec.de/typo3cms/serie_df_5_6_tools.html, сводный. – Загл. с экрана.
5. WALTHER TROWAL! [Электронный ресурс] : Producte / Gleitschleiftechnik / Schleppscheifanlagen. - Режим доступа к ресурсу: <http://www.walthertrowal.de/produkte/gleitschleiftechnik/schleppscheifanlagen/>, сводный. – Загл. с экрана.
6. Нечай Е.В. Основы теории отделочно-зачистных операций / Е.В. Нечай, В.С. Щелоков //Вібрації в техніці та технологіях. - 2010.- № 3(59). – с.85 -92.

R e f e r e n c e s

1. Lubenskaya M., Melkonov L.D., Nechay E.V. K voprosu obosnovaniya vyibora metoda otdelochno-zachistnyih operatsiy //Aviatsionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya. – 2009.- № 2(59). – s.21 -26.
2. Babichev A.P. Osnovy vibratsionnoy tehnologii /A.P. Babichev, I.A. Babichev. – Rostov na Donu: Izdatelskiy tsentr DGTU, 2008. -694 s.

3. Chirkov O.I. Sovershenstvovanie tehnologii shpindelnoy tsentrobezno-rotatsionnoy obrabotki detaley: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk : 05.02.08 / Chirkov Oleg Igorevich: Penzenskiy gos. un-t.– Penza, 2005. – 19 s.

4. Willkommen bei OTEC [Elektronnyiy resurs]: Schleppfinishanlagen /Serie DF 5/6 Tools. – Rezhim dostupa k resursu: http://www.otec.de/typo3cms/serie_df_5_6_tools.html, svodnyiy. – Zagl. s ekrana.

5. WALTHER TROWAL! [Elektronnyiy resurs] : Producte / Gleitschleiftechnik / Schleppscheifanlagen. - Rezhim dostupa k resursu: <http://www.walthertrowal.de/produkte/gleitschleiftechni/schleppscheifanlagen/>, svodnyiy. – Zagl. s ekrana.

6. Nechay E.V. Osnovyi teorii otdechno-zachistnyih operatsiy / E.V. Nechay, V.S. Schelokov //Vibratsiyi v tehnitsi ta tehnlogiyah. - 2010.- № 3(59). – s.85 -92.

Malyiy V.V., Malyiy D.V.

FEATURES OF THE MODEL APPROACH TO FINISHING AND CLEANING SURFACE OPERATIONS OF BODIES OF ROTATION

In this paper, the general requirements of a model nature are formulated within the framework of an analytical solution to the problem of finishing and grinding operations of spindle treatment of surfaces of bodies of revolution immersed in a compacted free abrasive medium. A law is obtained that describes the space-time features of the geometric modification of the surface to be treated and the estimated relationships of an applied nature are given. The results of the study of finishing and stripping operations given in this work are a consequence of the assumption of stationary conditions for performing the corresponding operations. In non-stationary conditions that take into account the changing thermal conditions of the surfaces of bodies of

revolution, the analytical apparatus constructed in this work can be modified using the phenomenological equations of mathematical physics.

Key words: *mathematical model, finishing and stripping operations, spindle processing, metal removal, technological surface, mass defect ratio.*

Малый Вячеслав Вадимович, канд. тех. наук, доцент кафедры прикладной математики ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: maly_2006@ukr.net.

Malyiy Vyacheslav Vadimovich, candidate of engineering sciences, associate professor of department of the applied mathematics of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: maly_2006@ukr.net.

Малый Дмитрий Вячеславович, канд. тех. наук, доцент кафедры прикладной математики ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: maly_2006@ukr.net.

Malyiy DmitriyVyacheslavovich, candidate of engineering sciences, associate professor of department of the applied mathematics of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: maly_2006@ukr.net.

Рецензент: Гутько Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой промышленного и художественного литья ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 15.11.2018

УДК 621.928.8

ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАГНИТНЫХ СИСТЕМ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ НА ОСНОВЕ Fe-Ba ДЛЯ ТРЕХОБМОТОЧНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ЖЕЛЕЗОУДЕЛИТЕЛЕЙ

Парсентьев О.С., Яковенко В.В.

SEARCH FOR OPTIMAL DESIGNS OF MAGNETIC SYSTEMS WITH PERMANENT MAGNETS ON A Fe-Ba BASIS FOR THREE-WINDING COMBINED IRON SEPARATORS

Parsentiev O.S., Yakovenko V.V

Для получения наибольшего значения пондеромоторной силы в рабочей области трехобмоточных комбинированных железоотделителей из прямоугольных магнитных пластин фирмы ООО «Техномаг» заданной геометрической формы было составлено 13 возможных конфигураций магнитных систем с тремя катушками.

По результатам моделирования в программном комплексе по расчету магнитных полей «Elcut 5.1» установлено, что 4 из 13 возможных конфигураций магнитных систем обладают необходимой симметрией магнитного поля и требуемым значением напряженности магнитного поля для извлечения ферромагнитных тел (ФТ).

По результатам расчетов установлено, что изменение направления силы тока и числа витков в катушках приводит к изменению напряженностей магнитного поля, относительного градиента магнитного поля и пондеромоторных силы в рабочей области комбинированного железоотделителя, а следовательно, и его извлекающей способности.

Получены оптимальные варианты конструкций подвесных трехобмоточных комбинированных железоотделителей, обладающие наибольшей извлекающей способностью.

Ключевые слова: постоянные магниты, трехобмоточный комбинированный железоотделитель, астроида, напряженность и

градиент напряженности магнитного поля, пондеромоторная сила, магнитная восприимчивость

Введение. В настоящее время основными направлениями по совершенствованию магнитных систем сепараторов являются:

- интенсификация магнитного поля традиционных электромагнитных систем сепараторов путем совершенствования конфигурации полюсов и магнитопровода;
- разработка новых электромагнитных систем для магнитной сепарации;
- интенсификация отвода тепла от электрических катушек, позволяющая повысить плотность тока в них и интенсифицировать магнитное поле железоотделителя, уменьшить энергозатраты.

Конечной целью данных методов является увеличение базового показателя интенсивности магнитного поля железоотделителя – удельной пондеромоторной силы $f = HgradH$, действующей на предмет массой 1 кг, на заданном расстоянии от поверхности его полюсов.

Следуя указанным направлениям, разработчики магнитных систем

железоотделителей прибегают к так называемому методу проб и ошибок, суть которого заключается в использовании свойств и формы природных магнитов для конструкций магнитных сепараторов, которые не изменяются в течение относительно длительного промежутка времени.

Совершенствуя магнитные системы сепараторов, разработчики опираются главным образом на фундаментальные теоретические разработки (авторские свидетельства, патентные решения и т.д.), в которых зачастую математические модели магнитного поля идеализированы и не имеют перед собой наглядного конечного распределения поля в проектируемой конструкции.

Последнее обстоятельство приводит к необходимости решения новых задач, связанных с возникновением новых эффектов.

Поэтому при разработке новых конструкций для учета особенностей распределения магнитного поля в магнитных системах железоотделителей, сокращения времени на поиск эффективных решений

целесообразно переходить к компьютерным программам по расчету магнитных полей.

Целью настоящей работы является определение рациональной конфигурации магнитной системы трехобмоточного комбинированного железоотделителя для получения наибольшей извлекающей способности.

Для выбора оптимальной конструкции магнитной системы комбинированного железоотделителя в компьютерной программе «Elcut 5.1» на примере железоотделителя ПММ-650 (фирмы ООО «Промышленные магниты», г. Калуга, РФ), в основу которого положена работа постоянных магнитов на Fe-Ba основе, проведены исследования магнитных полей для определения наибольшей пондеромоторной силы в его рабочей области [3].

В качестве постоянного магнита принят магнитный материал 29РА240 на основе Fe-Ba фирмы ООО «ТЕХНОМАГ»[6] по ОСТ II 0841-91, имеет характеристики, указанные в табл.1.

Таблица 1

Основные характеристики магнита 29РА240

№ п/п	Энергетические показатели	Численные значения
1	Остаточная индукция $B_r, Тл$	0,40
2	Коэрцитивная сила по индукции, $H_{CB}, кА/м$	240
3	Объемная плотность энергии магнитного поля $W, кДж/м^3$	29,0
4	Рабочая температура °С	От -40 до +280

Магниты выполнены в виде пластин размерами ($w \times l \times h$): 120×80×40 мм, представленных на рис. 1.

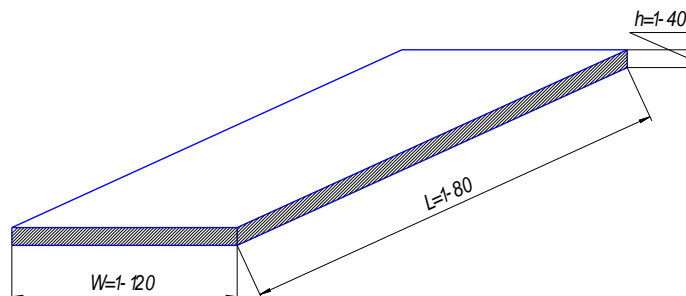


Рис. 1. Внешний вид и габаритные размеры пластины 29РА240 на основе Fe-Ba

Исследуемая модель железотделителя показана на рис. 2 и состоит из шести параллельно стоящих рядов магнитов, образующих полюсы № 1-6, каждый из которых состоит из пяти пластин (рис. 1), имеет габаритные размеры: длину $l=840$ мм, ширину $w=120$ мм и высоту $B=200$ мм. Общая ширина магнитной системы железотделителя составляет 720 мм. В зависимости от построения математической модели полюс может иметь полярность как $90^\circ N/S$, так и $-90^\circ S/N$. В качестве обмотки для комбинированного железотделителя выбрана медная шина размерами ($b \times h$) мм: 10×50 ,

сечением $S=500,1$ мм², ГОСТ 434. Для образования обмотки, высота которой соизмерима с высотой полюсов магнитной системы железотделителя, шины устанавливались ребром друг на друга. Общая площадь поперечного сечения обмотки-колонны в таком случае составляет 2000,4 мм². Количество витков в обмотке принимается равное $w=4$. Для увеличения извлекающей способности и пондеромоторной силы по обмоткам комбинированного железотделителя пропускался импульс тока длительностью $T \leq 0,25$ с, плотность которого составила $J = 50$ МА/м².

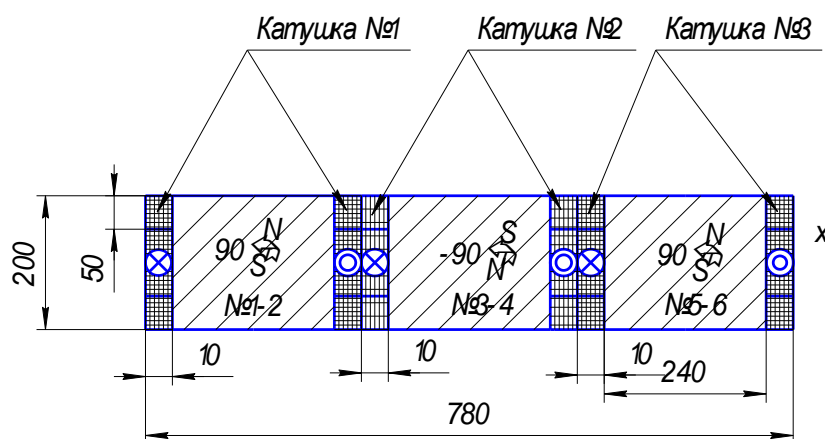


Рис. 2. Габаритные размеры проектируемой модели комбинированного железотделителя с расщепленной Fe-Ва магнитной системой, образованной тремя катушками, навитыми на его полюсную систему, рассчитанного на ширину зоны извлечения 650 мм

Исследования проводились на 13 вариантов исполнения комбинированных железотделителей с расщепленной Fe-а магнитной системой, образованной навитыми катушками на группы полюсов №1-2; №3-4 и №5-6, как это показано на рис. 2 (намотка катушек производилась плашмя, шинами одного сечения, направление токов в катушках принималось как встречное, так и согласное).

В программе «Eicut 5.1» в заданных точках рабочей области железотделителей (табл. 2) производилось измерение напряженностей магнитного поля по составляющим O_x , O_y , соответственно H_x , H_y , а также модуля напряженности магнитного поля H при подаче прямого и встречного импульсов тока в катушки железотделителей.

Таблица 2

Координаты заданных точек в рабочей области трехмоточных комбинированных железоотделителей, где производилось измерение напряженностей магнитного поля на фиксированных глубинах извлечения

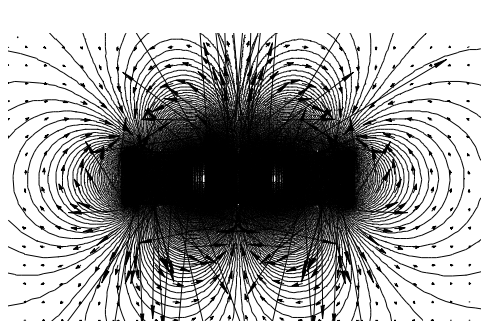
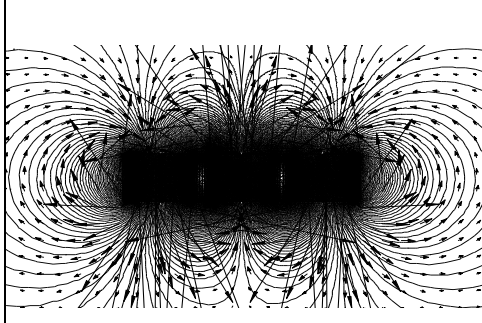
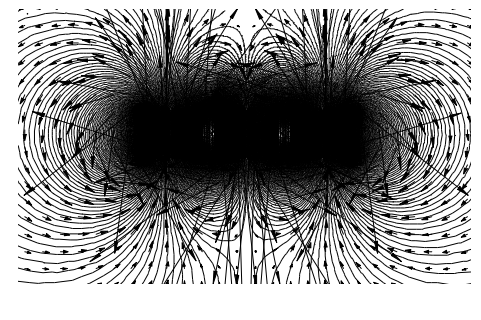
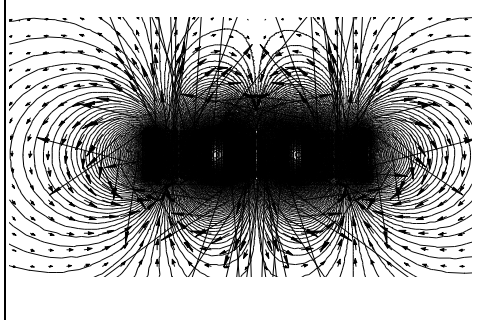
Глубина извлечения h, мм	Координаты заданных точек (x;y) в см									
0	-42,5;12	-36,5;12	-23,5;12	-6,5;12	-0,5;12	0,5;12	6,5;12	23,5;12	36,5;12	42,5;12
100-200	-42,5;22	-36,5;22	-23,5;22	-6,5;22	-0,5;22	0,5;22	6,5;22	23,5;22	36,5;22	42,5;22
200-300	-42,5;32	-36,5;32	-23,5;32	-6,5;32	-0,5;32	0,5;32	6,5;32	23,5;32	36,5;32	42,5;32
300-400	-42,5;42	-36,5;42	-23,5;42	-6,5;42	-0,5;42	0,5;42	6,5;42	23,5;42	36,5;42	42,5;42
400-500	-42,5;52	-36,5;52	-23,5;52	-6,5;52	-0,5;52	0,5;52	6,5;52	23,5;52	36,5;52	42,5;52

Результаты проведенных измерений показывают, что при изменении направления токов в обмотках у 13 вариантов исполнения магнитных систем комбинированных железоотделителей необходимая симметрия

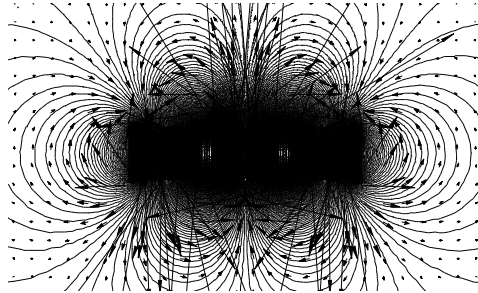
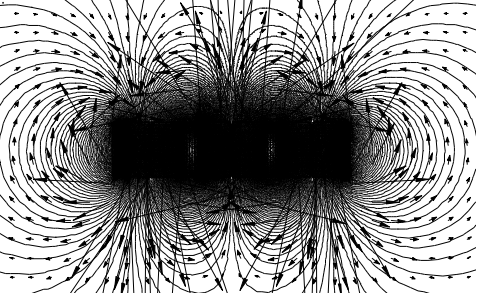
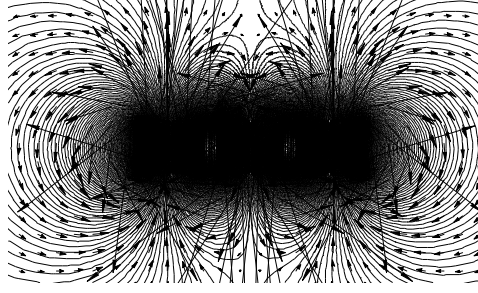
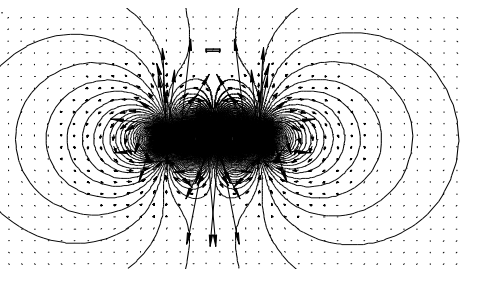
магнитостатического поля, а также требуемые по [1] для извлечения ФТ значения напряженности магнитного поля в рабочей области присутствуют только у вариантов №5,6,12 и 13 (табл. 3).

Таблица 3

Картины результирующих магнитных полей, полученные в комбинированных железоотделителях № 5,6,12 и 13, при изменении направления токов в обмотках

№ варианта	при чередовании магнитов и согласном направлении токов в обмотках		при чередовании магнитов и встречном направлении токов в обмотках	
	Характеристика поля		Характеристика поля	
5		Симметричное, интенсивное, с большой астроидой в центре рабочей области		Симметричное, интенсивное, с большой астроидой в центре рабочей области
6		Симметричное, интенсивное, с большой астроидой в центре рабочей области		Симметричное, интенсивное, с большой астроидой в центре рабочей области

Продолжение табл. 3

№ варианта	при чередовании магнитов и согласном направлении токов в обмотках	Характеристика поля	при чередовании магнитов и встречном направлении токов в обмотках	Характеристика поля
12		Симметричное, интенсивное, с незначительными астроидами между полюсами 2-3 и 4-5		Симметричное, интенсивное, с незначительными астроидами между полюсами 2-3 и 4-5
13		Симметричное, малой интенсивности, с образованием большой астройды в центре магнитной системы		Симметричное, интенсивное, с образованием большой астройды в центре магнитной системы

Результаты исследований. Вариант №5.

В данной магнитной системе как при согласном, так и встречном направлении токов результирующее магнитное поле является симметричным, интенсивным и распределяется неравномерно во всем исследуемом диапазоне глубин извлечения.

Магнитная система железотделителя испытывает некоторое подмагничивание при согласном направлении токов в обмотках. В результате этого результирующее магнитное поле железотделителя является интенсивней в сравнении с магнитным полем, образованным при встречном, размагничивающем действии тока в катушках.

Магнитное поле распределяется неравномерно во всем исследуемом диапазоне извлечения, так как наибольшая его интенсивность наблюдается у полюсов № 2-5, наименьшая – у крайних полюсов № 1 и № 6.

Распределение магнитного поля в рабочей области железотделителя при встречном направлении тока в катушках происходит следующим образом:

- на глубине до 300 мм от поверхности полюсов наибольшая интенсивность наблюдается у группы полюсов № 2-5, наименьшая – у крайних полюсов № 1 и № 6;

- на глубинах 300-400 мм наибольшая интенсивность наблюдается у крайних полюсов №1 и № 6, наименьшая – у остальной группы

полюсов № 2-5. Последнее вызвано тем обстоятельством, что вследствие нарушения сцепления потоков на глубине 400 мм от поверхности полюсов магнитной системы железоотделителя образуется большая область в виде удлинённой астрои́ды [2], в которой напряжённости магнитного поля стремятся принять минимальные значения, при которых дальнейшее извлечение ФТ становится невозможным.

Таким образом, исследуемая модель железоотделителя может быть пригодна для извлечения ФТ из потока немагнитной движущейся массы на глубине до 400 мм.

Варианты № 6 и 13. Результирующие магнитные поля, образованные железоотделителями данной конструкции, являются симметричными и распределяются неравномерно во всей рассматриваемой области извлечения.

При согласном направлении тока в катушках магнитная система железоотделителя испытывает размагничивающее действие, в результате чего результирующее магнитное поле получается низкоинтенсивным. Распределение его в рассматриваемой рабочей области происходит неравномерно, таким образом, что:

- на глубине до 200 мм от поверхности полюсов наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует в полюсах № 1-2 и № 5-6 его магнитной системы, наименьшая – у полюсов № 3-4;

- на глубине 200-400 мм происходит перераспределение магнитного поля таким образом, что наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует в крайних полюсах №1 и №6 его магнитной системы, наименьшая – у остальной группы полюсов №2-5.

При встречном направлении тока в катушках магнитная система железоотделителя

испытывает подмагничивающее действие, в результате чего результирующее магнитное поле получается интенсивным. Распределение его в рассматриваемой рабочей области происходит неравномерно, таким образом, что:

- на глубине до 300 мм от поверхности полюсов наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует в полюсах № 2-5 его магнитной системы, наименьшая – у крайних полюсов № 1 и № 6.

- на глубине 300-400 мм происходит перераспределение магнитного поля таким образом, что наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует в крайних полюсах № 1 и № 6 его магнитной системы, наименьшая – у остальной группы полюсов № 2-5.

Перераспределение магнитных полей в исследуемых конструкциях связано с тем обстоятельством, что в центре рабочей области исследуемой модели железоотделителя, вследствие нарушения сцепления потоков, образуется область в виде удлинённой астрои́ды, где напряжённости магнитного поля стремятся принять минимальные значения:

- на глубине 300 мм от поверхности полюсов железоотделителя при согласном направлении тока в катушках;

- на глубине 400 мм от поверхности полюсов железоотделителя при встречном направлении тока в катушках, при которых дальнейшее извлечение ФТ будет невозможным.

Учитывая вышесказанное, исследуемая модель железоотделителя пригодна для извлечения ФТ из потока немагнитной движущейся массы на глубине до 400 мм.

Вариант № 12. Образующее исследуемой моделью железоотделителя результирующее магнитное поле является симметричным. Распределение магнитного поля в магнитной системе железоотделителя и рабочей области

принимает неравномерный характер как при согласном, так и встречном направлении токов в катушках.

При согласном направлении тока в катушках происходит подмагничивание всей магнитной системы железоотделителя таким образом, что в рабочей области интенсивность результирующего магнитного поля увеличивается, а при встречном направлении тока в катушках происходит размагничивающее действие, в результате которого в исследуемой области интенсивность магнитного поля снижается.

При согласном направлении тока в катушках распределение магнитного поля в исследуемой рабочей области происходит таким образом, что наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует около полюсов №2-5 его магнитной системы, наименьшая – у крайних полюсов №1 и №6.

При встречном направлении тока в катушках распределение магнитного поля в исследуемой рабочей области происходит следующим образом:

- на глубине до 200 мм от поверхности полюсов наибольшая интенсивность магнитного поля присутствует в полюсах №2-5, наименьшая – у крайних полюсов №1 и №6 его магнитной системы;

- на глубине 200-400 мм от поверхности полюсов перераспределение магнитного поля происходит таким образом, что его интенсивность у полюсов № 2-5 становится ниже, чем у крайних полюсов. Данное явление происходит вследствие того, что катушки с током своим встречным полем нарушают сцепление магнитных потоков в рабочей области исследуемой модели железоотделителей. В результате на глубине 400 мм от центра полюсов образуется область больших размеров в виде удлинённой астроида, где напряженности магнитного поля

стремительно принимают минимальные значения, при которых дальнейшее извлечение ФТ становится невозможным.

Учитывая вышесказанное, исследуемая модель железоотделителя пригодна для извлечения ФТ из потока немагнитной движущейся массы на глубине до 400 мм.

Далее, по формуле [4] определим градиент магнитного поля по нормальной составляющей в направлении оси Оу (от поверхности полюсов до рассматриваемой глубины извлечения $h=500$ мм), A/m^2 :

$$\text{grad}H = \frac{H_{y_i} - H_{y_{i-1}}}{y - y_{i-1}}, \quad (1)$$

где H_{y_i} и $H_{y_{i-1}}$ – напряженности магнитного поля, взятые в последующей и предыдущей точках от поверхности полюсов железоотделителя до глубины извлечения h , A/m ;

y_i, y_{i-1} – расстояние между точками, в которых измерялись значения H_{y_i} и $H_{y_{i-1}}$.

По формуле [1] определяется величина удельной пондеромоторной силы магнитного поля в заданных точках рабочей области исследуемых моделей железоотделителей (A^2/m^3):

$$f_m = H \cdot \text{grad}H, \quad (2)$$

где H – модуль напряженности магнитного поля в заданной точке, A/m ;

$\text{grad}H$ – градиент напряженности магнитного поля, A/m^2 .

Учитывая, что модули удельной пондеромоторной силы в рассматриваемых точках рабочей области железоотделителя принимают разные значения, то наиболее вероятное значение модуля удельной

пондеромоторной силы [5], действующее на данной глубине извлечения, определяется как среднее арифметическое значение, взятое из количества n -модулей напряженностей магнитного поля на этой глубине, $(A^2/м^3)$:

$$\sum f_m = \frac{f_{m1} + f_{m2} + \dots + f_{mn}}{n}, \quad (3)$$

где $f_{m1}, f_{m2}, \dots, f_{mn}$ – модули удельной пондеромоторной силы в заданных точках, $A^2/м^3$;

n – количество точек измерения в рабочей области железоотделителя $n=3-13$.

Искомая величина пондеромоторной силы [7] определяется по формуле, H :

$$F = \mu_0 \cdot \chi_{уд} \cdot \sum f_m \cdot m, \quad (4)$$

где μ_0 – магнитная постоянная,

$$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м};$$

$\chi_{уд}$ – удельная магнитная восприимчивость

вещества. В качестве сильномагнитного вещества принят минерал – магнетит $\chi_{уд} = (6300 - 12000) \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{кг}$ [1] массой $m = 1 \text{ кг}$.

Результаты расчетов представлены в табл. 4. По результатам расчета для каждой модели комбинированного железоотделителя на рис.3 построен график зависимости $F = f(h)$.

Таблица 4

Сравнительная оценка удельной извлекающей и пондеромоторных сил, создаваемых в рабочей области вариантов № 5,6,12 и 13 комбинированных железоотделителей, действующих на магнетит, с неизменной геометрией и массой и в зависимости от удаления последнего с поверхности полюсов на глубину h

№ варианта	Глубина удаления ФТ от полюсов h , мм	Тип сепаратора	Среднее значение $f_m \cdot 10^{10} \text{ А}^2/\text{м}^3$ в заданных точках рабочей области сепаратора	Пондеромоторная сила F , Н	Тип магнитного поля	Тип сепаратора	Среднее значение $f_m \cdot 10^{10} \text{ А}^2/\text{м}^3$ в заданных точках рабочей области сепаратора	Пондеромоторная сила F , Н	Тип магнитного поля
5	0-100	Комбинированный железоотделитель с тремя катушками (согласное направление токов)	13,18	104,344	Симметричное	Комбинированный железоотделитель с тремя катушками (встречное направление токов)	7,582	60,025	Симметричное
	100-200		0,8443	6,684			1,019	8,067	
	200-300		0,1389	1,100			0,372	2,945	
	300-400		0,026	0,206			0,202	1,599	
	400-500		0,00573	0,045			0,109	0,863	
6	0-100		47,21	373,753	Симметричное		9,807	77,640	Симметричное
	100-200		5,611	44,421			1,705	13,498	
	200-300		0,9092	7,198			0,5282	4,182	
	300-400		0,168	1,330			0,223	1,765	
	400-500		0,0368	0,291			0,125	0,990	
12	0-100	13,18	104,344	Симметричное	8,782	69,525	Симметричное		
	100-200	0,8443	6,684		0,9348	7,401			
	200-300	0,1389	1,100		0,4019	3,182			
	300-400	0,026	0,206		0,202	1,599			
	400-500	0,00573	0,045		0,109	0,863			
13	0-100	47,21	373,753	Симметричное	9,807	77,640	Симметричное		
	100-200	5,611	44,421		1,705	13,498			
	200-300	0,9092	7,198		0,5282	4,182			
	300-400	0,168	1,330		0,223	1,765			
	400-500	0,0368	0,291		0,125	0,990			

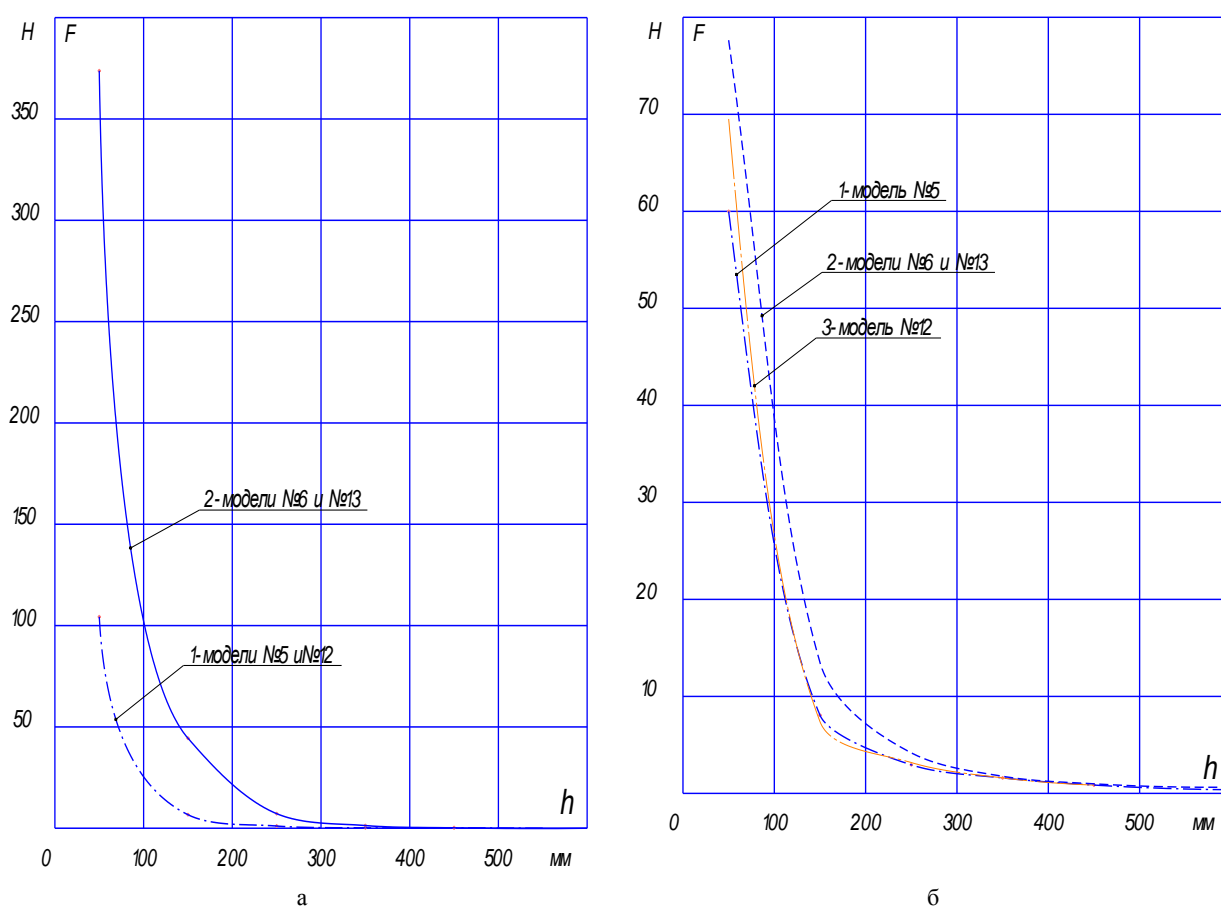


Рис. 3. Семейство характеристик $F = f(h)$, построенных в рабочей области вариантов комбинированных железоотделителей с тремя катушками: а – при согласном направлении тока; б – при встречном направлении тока

Результаты исследований.

Варианты № 5 и 12. При подаче согласно и встречно направленных импульсов тока в катушки распределение напряженностей магнитного поля около полюсов в рабочей области железоотделителя принимает ступенчатый характер таким образом, что часть полюсов испытывает подмагничивающее действие, а другая – размагничивающее. Вследствие этого удельная пондеромоторная сила $HgradH$ около полюсов также принимает ступенчатый характер распределения.

При подаче согласно направленных импульсов тока в катушки среднее значение $HgradH$ в исследуемых глубинах извлечения обеспечивает величину пондеромоторной силы для улавливания ФТ массой до 11 кг.

При подаче встречно направленных импульсов тока в катушки среднее значение $HgradH$ в исследуемых глубинах извлечения обеспечивает величину пондеромоторной силы для улавливания ФТ массой до 9 кг.

Таким образом, согласно направление импульсов тока в катушках способствует образованию больших пондеромоторных сил для улавливания ФТ из потока движущейся массы в сравнении с пондеромоторными силами, образованными при встречном направлении импульсов тока в катушках.

Варианты № 6 и 13. При подаче согласно направленных импульсов тока в катушки исследуемых моделей железоотделителей распределение напряженностей магнитного поля около полюсов в рабочей области железоотделителей принимает ступенчатый

характер. При этом все полюса № 1-6 магнитной системы железоотделителя в определенной степени будут испытывать насыщение. Вследствие этого удельная пондеромоторная сила $HgradH$ около полюсов также будет принимать ступенчатый характер распределения.

При подаче согласно направленных импульсов тока в катушки создается значительное трехмерное полиградиентное магнитное поле, среднее значение $HgradH$ в исследуемых глубинах извлечения обеспечивает величину пондеромоторной силы для улавливания ФТ массой до 37 кг.

В данных моделях, при подаче встречно направленных импульсов тока в катушки, распределение напряженностей магнитного поля около полюсов в рабочей области железоотделителя принимает неравномерный характер. Группы полюсов № 1-2, 5-6 испытывают подмагничивающее действие, а полюса № 3-4 магнитной системы – размагничивающее действие. В итоге на глубине более 100 мм от поверхности полюсов, вследствие нарушения сцепления потоков, образуется астроида, где напряженность магнитного поля снижается до 630 А/м, делая магнитное поле в этой области низкоградиентным, а извлечение ФТ – ненадежным. Вследствие этого область извлечения ФТ в данной конструкции железоотделителя ограничивается до 100 мм. Среднее значение $HgradH$ на глубинах извлечения до 100 мм позволяет обеспечить величину пондеромоторной силы для извлечения ФТ массой до 8 кг.

Таким образом, подача согласно направленных импульсов тока в катушки способствует образованию больших пондеромоторных сил для улавливания ФТ из потока движущейся массы в сравнении с пондеромоторными силами, образованными при встречно направленных импульсах тока в катушки.

Разгрузку указанных моделей комбинированных железоотделителей от ФТ и сростков следует осуществлять при снятом импульсе тока с катушек железоотделителей.

Обобщающий анализ позволяет сделать заключение о том, что наилучшие показатели извлечения ФТ при подаче согласно направленных импульсов тока в катушки имеют комбинированные железоотделители вариантов № 6 и №13. Однако при подаче встречно направленных импульсов тока в катушки этих железоотделителей область действия их ограничивается извлечением ФТ массой до 8 кг на глубине извлечения до 100 мм.

Показатели извлечения у комбинированных железоотделителей вариантов № 5 и 12 имеют большую извлекающую способность до 11 кг при подаче согласно направленных импульсов тока в катушки в сравнении с извлекающей способностью до 9 кг при подаче встречно направленных импульсов тока в катушки.

Таким образом, оптимальная конструкция трехобмоточного комбинированного железоотделителя с улучшенными показателями извлечения, рассчитанного на ширину зоны извлечения 650 мм, примет вид, представленный на рис.4.

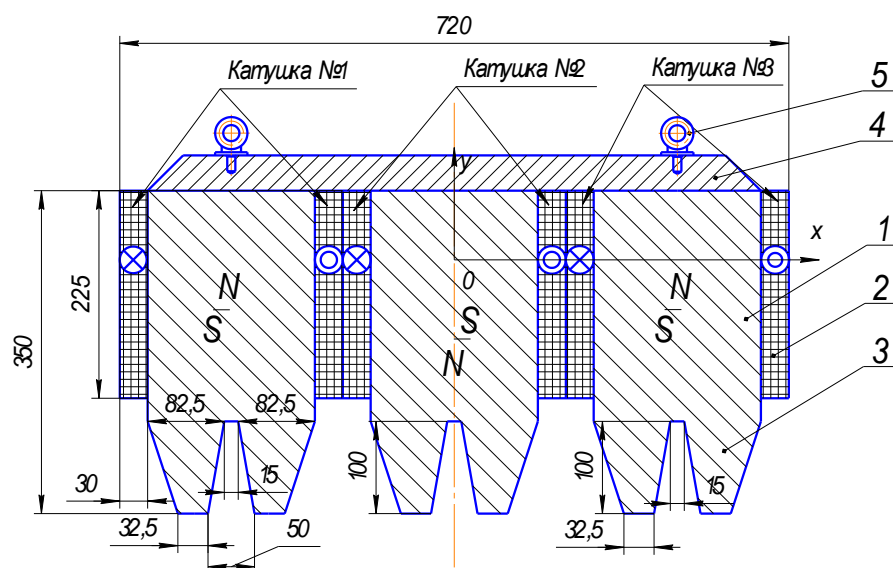


Рис. 4. Габаритные размеры трехобмоточного комбинированного железоотделителя с Fe-Ва магнитной системой, рассчитанной на ширину зоны извлечения 650 мм
1 – полюса магнитной системы; 2 – обмотки; 3 – полюсные наконечники;
4 – ярмо; 5 – рым-болт для подъема и установки железоотделителя

В представленной на рис. 4 конструкции трехобмоточного комбинированного железоотделителя, полюса 1 и обмотки 2 участвуют в создании высокоградиентного магнитного поля в рабочей области, полюсные наконечники 3 необходимы для концентрации нормальной составляющей напряженности магнитного поля в рабочей области, а ярмо 4 участвует в локализации магнитного потока в железоотделителе и снижает магнитное рассеяние, образованное действием магнитного поля.

В данной конструкции железоотделителя, при согласном направлении импульсов тока в катушках, создается полиградиентное магнитное поле, способное извлекать ФТ массой до 14 кг на глубине до 0,5 м из потока сыпучей смеси, движущейся на конвейерной ленте, притягивая их к полюсным наконечникам и удерживая при помощи усилий создаваемых катушками и постоянными магнитами.

Далее, импульс тока с обмоток снимается и ФТ удерживаются на поверхности полюсных

наконечников при помощи одних только сил ближнего действия, создаваемых постоянными магнитами до момента их полного извлечения с полюсов железоотделителя.

Выводы. Получены варианты № 5, 6, 12 и 13 трехобмоточных комбинированных железоотделителей с постоянными магнитами на основе Fe-Ва (Феррит-Бария), имеющие высокие показатели извлечения ФТ из потока движущейся немагнитной массы.

Наилучшими показателями извлечения обладают варианты № 5 и № 12 комбинированных железоотделителей, способные извлекать ФТ и сrostки массой до 37 кг.

Силы ближнего действия, развиваемые на поверхности полюсов в указанных моделях железоотделителей, составляют $F=240,70 \text{ Н}$ и позволяют при снятии импульсов тока с катушек удерживать ферромагнитные включения массой до 24 кг.

Получена оптимальная конструкция трехобмоточного комбинированного железоотделителя с улучшенными

показателями извлечения, рассчитанного на ширину зоны извлечения 650 мм.

Для снижения большой плотности, содержащейся в импульсе тока, посылаемого в обмотки комбинированных железоотделителей, и потерь на магнитное рассеяние целесообразно оптимизировать конструкции железоотделителей путем увеличения в них числа витков в обмотках с соблюдением условий теплового баланса.

Л и т е р а т у р а

1. Кармазин В.В. Магнитные и электрические методы обогащения. Учебник для вузов/Кармазин В.В., Кармазин В.И.–М.: Недра, 1988.– 304 с.

2. Прохоров Ю.В. Математический энциклопедический словарь / С.И. Адян, Н.С. Бахвалов, В.И. Битюцков, А.П. Ершов, Л.Д.Кудрявцева, А.Л. Онищик, А.П. Юшкевич. –М.: Советская энциклопедия, 1988.–847 с.

3. <http://magnetpro.ru> (дата обращения: 11.11.2016, №2250 и №2251)

4. Тозони О.В. Расчет трехмерных магнитных полей/ Тозони О.В., Маергойз И.Д.–К.: Техніка, 1974.-352 с.

5. Демирчян Ю.А. Теоретические основы электротехники. В 3-х томах. Учебник для вузов. Том 3/ Демирчян К.С., Нейман Л.Р., Коровкин Н.В., Чечурин В.Л.– СПб.: Питер, 2004.–377 с.

6. <http://tmag-kaluga.ru> (дата обращения: 22.08.2018)

7. Загирняк М.В. Магнитные сепараторы. Проблемы проектирования: Монография/ М.В. Загирняк, М.Ю. Бранспиз, И.А. Шведчикова; Под общей редакцией М.В.Загирняка.–К.: Техніка, 2011–224 с.

R e f e r e n c e s

1. Karmazin V.V. Magnetic and electrical methods of enrichment. Textbook for high schools / Karmazin V.V., Karmazin V.I.- M .: Nedra, 1988.-304 p.

2. Prokhorov Y.V. Mathematical Encyclopedic Dictionary / S.I. Adian, N.S. Bakhvalov, V.I. Bityutskov, A.P. Ershov, L.D. Kudryavtseva, A.L. Onishchik, A.P.Yushkevich.– M .: Soviet Encyclopedia,

1988. – 847 p.

3. <http://magnetpro.ru> (дата обращения: 11.11.2016, № 2250 и №2251)

4. Tozoni O.V. Calculation of three-dimensional magnetic fields / Tozoni O.V., Maergoyz, I.D.–К.: Technika, 1974-352 p.

5. Yu.A. Demirchyan. Theoretical bases of electrical engineering. In 3 volumes. Textbook for universities. Volume 3 / Demirchyan K.S., Neuman L.R., Korovkin N.V., Chechurin V.L. – SPb.: Peter, 2004. – 377 p.

6. <http://tmag-kaluga.ru> (дата обращения: 22.08.2018)

7. Zagirnyak M.V. Magnetic separators. Design problems: Monograph/ M.V. Zagirnyak, M.Yu. Brunzviz, I.A. Shvedchikova; Under the general editorship of MV Zagirnyak. – K .: Tekhnika, 2011–224 p.

Parsentiev O.S., Yakovenko V.V.

SEARCH FOR DESIGNS OF MAGNETIC SYSTEMS WITH PERMANENT MAGNETS ON A FE-BA BASIS FOR THREE-WINDING COMBINED IRON SEPARATORS

To obtain the highest value of the ponderomotive force in the working area of the three-winding combined iron separators from rectangular magnetic plates of the company Tehnomag, a given geometric shape was composed of 13 possible configurations of magnetic systems with three coils.

According to the simulation results in the Elcut 5.1 magnetic field calculation program, it was found that 4 out of 13 possible configurations of magnetic systems possess the necessary magnetic field symmetry and the required value of the magnetic field strength to extract ferromagnetic tel (FT).

According to the results of the calculations, it was established that a change in the direction of the current and the number of turns in the coils leads to a change in the magnetic field strengths, the relative gradient of the magnetic field and the ponderomotive forces in the working area of the combined iron separator, and therefore its extracting ability .

The optimal variants of the designs of suspended three-winding combined iron separators, with the

greatest extracting ability and extraction indices, are obtained.

Keywords: *permanent magnets, three-winding combined iron separator, astroid, intensity and gradient of magnetic field, ponderomotive force, magnetic susceptibility*

Парсентьев Олег Сергеевич, – Старший преподаватель кафедры «Электротехнические системы электропотребления» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: parsentevo@mail.ru

Parsentiev Oleg Sergeivich, – A chair senior teacher of «Electrotechnical Systems of Electroconsumption», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: parsentevo@mail.ru

Яковенко Валерий Владимирович, – Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Электромеханика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: el_mex@rambler.ru

Yakovenko Valery Vladimirovich, Doctor of Sciences, a professor of the Chair «Electromechanics», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: el_mex@rambler.ru

Рецензент: Витренко В.А., д.т.н., проф., ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 30.11.2018 года

УДК 621.314.222.6.001.26:621.311.1(477.61)

ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ПАРКА СИЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЕМ 6-110 кВ ЭНЕРГОКОМПАНИЙ ЛУГАНСКОГО РЕГИОНА

Парсентьев О.С.

OPTIMIZATION OF A CENTRALIZED FLEET OF POWER TRANSFORMERS WITH VOLTAGE OF 6–110 kV FOR POWER COMPANIES OF THE LUGANSK REGION

Parsentiev O.S.

Проанализированы суммарные годовые потери активной и реактивной электроэнергии, возникающие от изменяющейся нагрузки потребителей в централизованном парке силовых трансформаторов с подводимым напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона, а также затраты на покрытие этих потерь электроэнергии.

Установлено, что наибольшие потери электроэнергии возникают в стали и обмотках силовых трансформаторов (СТ) с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ, в которых срок эксплуатации превышает регламентируемое значение по ГОСТ 11677-85.

Предложены варианты оптимизации парка трансформаторов напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона путем замены морально устаревшего ряда СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ масляными и сухими трансформаторами, потери в которых соответствуют действующим ГОСТ.

Определены стоимостные затраты на реализацию вариантов оптимизации СТ напряжением 10(6)/0,4кВ Луганского региона, экономический эффект от выбранного варианта оптимизации, а также критические значения коэффициента загрузки СТ напряжением 6-110 кВ, превышение которых приводит к возрастанию годовых потерь активной и реактивной электроэнергии и убытку для энергокомпаний.

Предложены мероприятия по снижению годовых потерь реактивной электроэнергии.

Ключевые слова: *силовой трехфазный масляный (сухой) трансформатор, годовые потери активной и реактивной электроэнергии в стали и обмотках, электрические и магнитные потери, оптимизация централизованного парка, затраты на покрытие потерь электроэнергии.*

Введение. В соответствии с [1] суммарные годовые затраты на покрытие потерь электроэнергии от изменяющейся нагрузки потребителей в силовых трансформаторах с подводимым напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона (СТ напряжением 6-110 кВ) составляют:

- по методическим рекомендациям [2] от 5386,026 млн рублей до 38565,823 млн рублей;
- по методическим рекомендациям [4, 5]:
- при нормально-допустимом искажении индукции от 19160,035 млн рублей до 58975,791 млн рублей;
- при предельно-допустимом искажении индукции от 19169,274 млн рублей до 58985,030 млн рублей и остаются несоизмеримо высокими.

Анализ суммарных годовых потерь электроэнергии в СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона, а также совокупных затрат на покрытие этих потерь

электроэнергии [1] позволяет сделать заключение о том, что наибольшие потери электроэнергии присутствуют в СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ, в которых срок эксплуатации превышает регламентируемое значение по ГОСТ 11677-85– 25 лет.

Номинальные параметры масляных СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ имели в процессе регламентируемого срока эксплуатации нормируемые потери по ГОСТ 11677-65, по истечении которого стали стремительно возрастать вследствие того, что обмотки этих СТ стали требовать замены, а магнитные характеристики сталей утратили свои первоначальные свойства. Последнее обстоятельство вызвало существенный рост годовых затрат на покрытие потерь электроэнергии в СТ–10(6)/0,4 кВ энергокомпаний при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона.

Цель работы – определить оптимальный вариант модернизации централизованного парка СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний для минимизации активных и реактивных потерь электроэнергии, транспортируемой потребителям Луганского региона.

В данной работе предлагаются варианты оптимизации парка СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний путем замены морально устаревшего ряда СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ масляными и сухими трансформаторами 10(6)/0,4 кВ, потери в которых соответствуют действующим ГОСТ.

В табл. 1 указаны тип, количество и номинальная мощность СТ – 10 (6)/0,4 кВ в энергокомпаниях Луганского региона [3], в которых электрические и магнитные потери, а также срок эксплуатации превышают регламентируемые значения по ГОСТ 11677-85.

Таблица 1

Тип, количество и суммарная номинальная мощность СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4кВ энергокомпаний Луганского региона, в которых потери мощности в стали, обмотках и срок эксплуатации превышают регламентируемое значение по ГОСТ 11677-85

Тип СТ	Номинальная мощность СТ, кВА	Количество, шт	Суммарная номинальная мощность группы СТ, кВА
ТМ-50	50	72	3600
ТМ-75	75	12	900
ТМ-125	125	3	375
ТМ-180	180	708	127440
ТМ-200	200	216	43200
ТМ-315	315	254	80010
ТМ-320	320	363	116160
ТМ-560	560	95	53200
ТМ-750	750	2	1500
ТМ-800	800	3	2400
Итого		1728	428785

Анализ табл. 1 позволяет сделать заключение о том, что в централизованном парке СТ энергокомпаний Луганского региона замене подлежат **1728** СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4кВ номинальной мощностью **428785** кВА.

Замену таких СТ следует производить, отслеживая ежемесячную динамику роста максимальных электрических нагрузок в летний и зимний периоды, вызванную бытовыми потребителями, объектами социальной сферы, административными зданиями, торговыми

центрами и торгово-развлекательными комплексами и т.д.

Для сравнения берутся стоимостные показатели масляных и сухих силовых трансформаторов напряжением 10(6)/0,4кВ фирмы ЭЛЕКТРОКОНТРОЛЬ ООО НПФ «Нафтаэнергопром» [6].

Исходя из вышесказанного, силовые трансформаторы номинальной мощностью 50 и 75 кВА следует заменить на трансформаторы мощностью 63 и 100 кВА, трансформаторы мощностью 180 и 200 кВА, следует заменить на

силовые трансформаторы мощностью 250 кВА, трансформаторы мощностью 315 и 320 кВА на силовые трансформаторы мощностью 400 кВА а силовые трансформаторы мощностью 560, 750 и 800 кВА, соответственно, заменить на силовые трансформаторы мощностью 630 и 1000 кВА, тем самым учесть фактор прироста мощности на распределительные сети в перспективе.

В табл. 2 представлен план замены морально устаревших трансформаторов, указанных в табл. 1, на СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ, в которых потери мощности в стали, обмотках и срок эксплуатации соответствуют ГОСТ 11677-85, ГОСТ 30297-95.

Таблица 2

План замены морально устаревших СТ с сочетанием напряжений 10(6)/0,4кВ энергокомпаний Луганского региона (табл. 1) на масляные и сухие СТ напряжением 10(6)/0,4кВ, потери которых соответствуют ГОСТ 11677-85, ГОСТ 30297-95

Тип СТ	Номинальная мощность СТ, кВА	Количество, шт	Суммарная номинальная мощность группы СТ, кВА
ТМ,ТС-63	63	75	4725
ТМ,ТС-100	100	12	1200
ТМ,ТС-160	160	3	480
ТМ,ТС-250	250	921	230250
ТМ, ТС-400	400	617	246800
ТМ,ТС-630	630	95	59850
ТМ, ТС- 1000	1000	5	5000
Итого		1728	548305

Результаты табл. 2 позволяют сделать заключение о том, что при оптимизации в централизованном парке СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона общее количество трансформаторов остается неизменным, а суммарная их номинальная мощность (пропускная способность) возрастет в **1,28 раза** от первоначального значения и составит **548305 кВА**.

Ниже представлены технические характеристики и стоимостные показатели на

масляные серии ТМ (табл. 3) и сухие силовые трансформаторы серии ТС (табл. 4), взятые в октябре 2018 года на ЭЛЕКТРОКОНТРОЛЬ ООО НПП «Нафтаэнергопром» [6], с использованием коэффициента пересчета 2,3217 с украинской гривны на рублевый эквивалент в соответствии с текущим курсом на 29.10.2018 года, установленным Государственным банком Луганской Народной Республики.

Таблица 3

Технические характеристики и стоимость масляных трехфазных СТ напряжением 10(6)/0,4кВ ЭЛЕКТРОКОНТРОЛЬ ООО НПП «Нафтаэнергопром» с уровнем потерь по ГОСТ 11677-85

Серия СТ	$S_{ном}, кВА$	Номинальные напряжения обмоток, кВ		$P_{кз}, Вт$	$U_k, \%$	$P_{хх}, Вт$	$I_0, \%$	Стоимость СТ в гривнах (с НДС)	Стоимость СТ в рублях (с НДС)
		ВН	НН						
ТМ-63	63	10(6)	0,4	1280	4,5	220	2,4	34100	79169,97
ТМ-100	100	10(6)	0,4	1970	4,5	305	2,2	46200	107262,54
ТМ-160	160	6	0,4	2650	4,5	400	2,0	58300	135355,11
ТМ-250	250	10(6)	0,4	3700	4,5	550	1,9	71500	166001,55
ТМ-400	400	10(6)	0,4	5500	4,5	830	1,8	91500	212435,55
ТМ-630	630	10(6)	0,4	7600	5,5	1050	1,6	127000	294855,90
ТМ-1000	1000	10(6)	0,4	10800	5,5	1550	1,2	160000	371472,00

Таблица 4

**Технические характеристики и стоимость сухих трехфазных СТ напряжением 10(6)/0,4кВ
ЭЛЕКТРОКОНТРОЛЬ ООО НПП «Нафтаэнергопром» с уровнем потерь по ГОСТ 30297-95**

Серия СТ	$S_{ном}, кВА$	Номинальные напряжения обмоток, кВ		$P_{кз}, Вт$	$U_k, \%$	$P_{xx}, Вт$	$I_0, \%$	Стоимость СТ в гривнах (с НДС)	Стоимость СТ в рублях (с НДС)
		ВН	НН						
ТС-63	63	10(6)	0,4	1280	4,5	300	2,0	45600	105869,52
ТС-100	100	10(6)	0,4	1720	4,5	400	2,0	59100	137212,47
ТС-160	160	6	0,4	2300	4	570	1,9	89400	207559,98
ТС-250	250	10(6)	0,4	2800	4	820	1,8	111420	258683,82
ТС-400	400	10(6)	0,4	3800	4	1150	1,5	303875	705506,59
ТС-630	630	10(6)	0,4	6400	6	1370	1,3	383110	889466,49
ТС-1000	1000	10(6)	0,4	8500	6	2000	1,0	524518	1217773,44

Стоимостные затраты на реализацию энергокомпаний Луганского региона путем вариантов оптимизации СТ напряжением 10(6)/0,4кВ в централизованном парке СТ представлены в табл. 5.

Таблица 5

Сравнительные затраты (в рублях) на модернизацию СТ напряжением 10(6)/0,4кВ в централизованном парке СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона при установке масляных и сухих трансформаторов

Номинальная мощность $S_{ном}, кВА$	Количество СТ подлежащих замене, n	Вариант I (модернизация, осуществляемая при установке масляных СТ)	Вариант II (модернизация, осуществляемая при установке сухих СТ)
63	75	5937747,75	7940214,00
100	12	1287150,48	1646549,64
160	3	406065,33	622679,94
250	921	152887427,55	238247798,22
400	617	131072734,35	435297566,03
630	95	28011310,50	84499316,55
1000	5	1857360,00	6088867,20
Итого	1728	321459795,96	774342991,58

Анализ предлагаемых вариантов оптимизации, представленных в табл. 5, позволяет сделать заключение о том, что стоимостные затраты связанные с заменой морально устаревших СТ напряжением 10(6)/0,4кВ в централизованном парке СТ энергокомпаний Луганского региона на сухие трансформаторы типа ТС, превосходят стоимостные затраты, связанные с установкой масляных трансформаторов типа ТМ, в **2,41 раза**.

Однако необходимо оценить, как снижаются суммарные годовые электрические и магнитные потери в СТ напряжением 10(6)/0,4кВ и всем

централизованном парке СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона при реализации указанных вариантов оптимизации.

В табл. 6 и 7 представлены результаты расчета годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в зависимости от изменяющейся нагрузки потребителей в СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона, рассчитанные по методике [2] при замене морально устаревших СТ, масляными трансформаторами типа ТМ (табл. 3) и сухими трансформаторами типа ТС (табл. 4).

Таблица 6

Сравнительные результаты расчета годичных потерь активной и реактивной электроэнергии при номинальной нагрузке в СТ – 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона, полученные путем замены морально устаревших СТ масляными трансформаторами типа ТМ и сухими трансформаторами типа ТС

№ п/п	Расчетные параметры	Вариант I Оптимизация, реализуемая при помощи установки масляных трансформаторов серии ТМ с потерями по ГОСТ 11677-85		Вариант II Оптимизация, реализуемая при помощи установки сухих трансформаторов серии ТС с потерями по ГОСТ 30297-95	
		6/0,4	10/0,4	6/0,4	10/0,4
1.	Общее количество СТ, шт	5730	6612	5730	6612
2.	Суммарная номинальная мощность СТ до оптимизации $\sum S_{ном}$, кВА	1618238	1354130,50	1618238	1354130,50
3.	Суммарная номинальная мощность СТ после оптимизации $\sum S_{ном}$, кВА	1707624	1383879,5	1707624	1383879,5
4.	Годичные потери активной энергии в стали СТ до оптимизации $\sum W_{год.групп}^{(P)}$, МВт· час	46360,37	38120,15	46360,37	38120,15
5.	Годичные потери активной энергии в стали СТ после оптимизации $\sum W_{год.групп}^{(P)}$, МВт· час	39884,85	35952,35	43072,66	37025,50
6.	Годичные потери реактивной энергии в стали СТ до оптимизации $\sum W_{год.групп}^{(Q)}$, МВАр· час	437102,56	351832,46	437102,56	351832,46
7.	Годичные потери реактивной энергии в стали СТ после оптимизации $\sum W_{год.групп}^{(Q)}$, МВАр· час	330953,48	315450,90	322736,51	312550,99
8.	Годичные потери активной энергии в стали и обмотках СТ до оптимизации при $K_3 = 1$, $\sum W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{к3})}$, МВт· час	306469,72	271702,57	306469,72	271702,57
9.	Годичные потери активной энергии в стали и обмотках СТ после оптимизации при $K_3 = 1$, $\sum W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{к3})}$, МВт· час	296757,52	267176,64	286734,37	268249,78
10.	Годичные потери реактивной энергии в стали и обмотках СТ до оптимизации при $K_3 = 1$, $\sum W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{к3})}$, МВАр· час	1256456,55	1009952,19	1256456,55	1009952,19
11.	Годичные потери реактивной энергии в стали и обмотках СТ после оптимизации при $K_3 = 1$, $\sum W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{к3})}$, МВАр· час	1128437,44	967259,05	1109741,30	964359,13

Таблица 7

Сравнительный анализ распределения годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в стали и обмотках СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ в зависимости от изменяющейся нагрузки потребителей Луганского региона, рассчитанного по методике [2], до и после принятых вариантов оптимизации парка силовых трансформаторов

№ п/п	СТ с сочетанием напряжений	Годичные, активные и реактивные потери в стали и обмотках СТ	Значения коэффициента загрузки СТ K_3 , о.е.				
			0	0,25	0,5	0,75	1,0
1	СТ-6/0,4кВ до проведения оптимизации	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	46360,37	59907,73	100549,82	168286,63	263118,16
		$\Sigma W_{группа\ до\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	437102,56	479777,25	607801,31	821174,75	1119897,55
2	СТ-6/0,4кВ после проведения оптимизации по I варианту с масляными СТ	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	39884,85	55939,39	104103,02	184375,73	296757,52
		$\Sigma W_{группа\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	330953,48	380796,22	530324,47	779538,20	1128437,44
3	СТ-6/0,4кВ после проведения оптимизации по II варианту с сухими СТ	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	43072,66	58301,51	103988,09	180132,37	286734,37
		$\Sigma W_{группа\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	322736,51	371924,30	519487,70	765426,70	1109741,30
4	СТ-10/0,4кВ до проведения оптимизации	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	38120,15	50285,90	86783,15	147611,91	232772,17
		$\Sigma W_{группа\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	351832,46	386109,53	488940,74	660326,08	900265,57
5	СТ-10/0,4кВ после проведения оптимизации по варианту I с масляными СТ	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	35952,35	50403,87	93758,42	166016,01	267176,64
		$\Sigma W_{группа\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	315450,90	356188,91	478402,94	682092,99	967259,05
6	СТ-10/0,4кВ после проведения оптимизации по варианту II с сухими СТ	$\Sigma W_{группа\ опт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	37025,50	51477,02	94831,57	167089,16	268249,78
		$\Sigma W_{группа\ опт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	312550,90	353289,00	475503,03	679193,07	964359,13

Анализ табл. 6 и 7 позволяет сделать заключение о том, что в парке СТ-10(6)/0,4кВ энергокомпаний Луганского региона наибольшее снижение годовых потерь активной электроэнергии в стали и обмотках произойдет в режиме, когда нагрузка будет изменяться в пределах:

– $0 \leq K_3 \leq 0,5$ при оптимизации масляными трансформаторами типа ТМ – 6/0,4кВ в 1,16-1,0 раз;

– $0 \leq K_3 \leq 0,5$ при оптимизации сухими трансформаторами типа ТС – 6/0,4 кВ в 1,16-1,0 раз;

– $0 \leq K_3 \leq 0,25$ при оптимизации масляными трансформаторами типа ТМ – 10/0,4 кВ в 1,06-1,0 раз;

– $0 \leq K_3 \leq 0,25$ при оптимизации сухими трансформаторами типа ТС – 10/0,4кВ в 1,03-1,0 раз.

Наибольшее снижение годовых потерь реактивной электроэнергии в стали и обмотках СТ-10(6)/0,4кВ энергокомпаний Луганского региона произойдет в режиме, когда нагрузка потребителей будет изменяться в пределах:

$-0 \leq K_3 < 1$ при оптимизации трансформаторами типа ТМ - 6/0,4кВ в 1,32-1,0 раз;

$-0 \leq K_3 \leq 1$ при оптимизации трансформаторами типа ТС - 6/0,4кВ в 1,35-1,0 раз.

$-0 \leq K_3 < 0,75$ при оптимизации трансформаторами типа ТМ-10/0,4 кВ в 1,12-1,0 раз;

$-0 \leq K_3 < 0,75$ при оптимизации трансформаторами типа ТС-10/0,4 кВ в 1,13-1,0 раз.

Оптимизация парка СТ напряжением 10(6)/0,4кВ энергокомпаний Луганского региона вызовет увеличение его пропускной способности в 1,28 раза, а также и приращение годовых потерь активной энергии в стали и обмотках последних, при изменении нагрузки в пределах:

$-0,5 \leq K_3 \leq 1$ при замене масляными СТ-6/0,4 кВ в 1,04-1,13 раза;

$-0,5 \leq K_3 \leq 1$ при замене сухими СТ-6/0,4 кВ в 1,03-1,09 раза;

$-0,25 \leq K_3 \leq 1$ при замене масляными СТ-10/0,4 кВ в 1,001-1,15 раза;

$-0,25 \leq K_3 \leq 1$ при замене сухими СТ-10/0,4 кВ в 1,02-1,15 раза.

Приращение годовых потерь реактивной энергии в стали и обмотках СТ напряжением 10(6)/0,4кВ, при изменении нагрузки в пределах:

$-K_3 \leq 1$ при оптимизации масляными СТ-6/0,4 кВ в 1,01 раза;

$-0,75 \leq K_3 \leq 1$ при оптимизации масляными и сухими СТ-10/0,4 кВ в 1,03-1,07 раза.

Далее подсчитаем экономический эффект в рублях от снижения годовых потерь активной и реактивной электроэнергии при принятых вариантах оптимизации парка СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона. Для этого определим величину снижения годовых потерь активной ΔW_A и

реактивной ΔW_P электроэнергии, полученных при разных вариантах оптимизации парка СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ с использованием следующих формул:

$$\Delta W_A = \sum W_{группдоопт}^{(P_{xx}+P_{кз})} - \sum W_{групппослеопт}^{(P_{xx}+P_{кз})} \quad (1)$$

$$\Delta W_P = \sum W_{группдоопт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})} - \sum W_{групппослеопт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})} \quad (2)$$

где $\sum W_{группдоопт}^{(P_{xx}+P_{кз})}, \sum W_{групппослеопт}^{(P_{xx}+P_{кз})}$,

$\sum W_{группдоопт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}, \sum W_{групппослеопт}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$ – годовые потери активной и реактивной электроэнергии до и после оптимизации парка СТ – 10(6)/0,4 кВ.

Определим эффективность от снижения годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в российских рублях, полученную при разных вариантах оптимизации:

$$\mathcal{E}_A = \Delta W_A \cdot T_A \quad (3)$$

$$\mathcal{E}_P = \Delta W_P \cdot T_P \quad (4)$$

где, T_A – тариф для потребителей активной электроэнергии, [7]. По условиям ГП «Энергорынок» тариф для энергокомпаний ООО «Луганские электрические сети» и ООО «Луганское энергетическое объединение» (ООО «ЛЭО») за потребленную активную электроэнергию T_A подразделяется на два класса напряжения:

– первый класс напряжения – СТ напряжением 35-110 кВ, и тариф за выделенные потери активной электроэнергии составляет 367,30 копеек за 1 кВт·час;

– второй класс напряжения – СТ напряжением 0,4-10 кВ, и тариф за выделенные потери активной электроэнергии составляет 461,32 копеек за 1 кВт·час.

T_R – тариф для потребителей реактивной электроэнергии [7]. По условиям ГП «Энергорынок» тариф для энергокомпаний ООО «Луганские электрические сети» и ООО

«ЛЭО» за потребленную реактивную электроэнергию T_A составляет: 3378,88 рублей за 1 МВАр·час.

Суммарный экономический эффект в рублях при применении указанных вариантов оптимизации определяется по формуле:

$$\sum \mathcal{E} = \mathcal{E}_A + \mathcal{E}_P \quad (5)$$

В табл. 8 представлены результаты расчета годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в зависимости от изменения нагрузки в СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона, рассчитанные по формулам (1)–(5), при принятых вариантах оптимизации.

Таблица 8

Сравнительный анализ распределения годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в стали и обмотках СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ в зависимости от изменяющейся нагрузки потребителей Луганского региона, полученного после оптимизации, а также эффективность в рублях от оптимизации

№ п/п	СТ с сочетанием напряжений	Снижение годовых, активных и реактивных потерь в стали и обмотках СТ, а также экономический эффект	Значения коэффициента загрузки СТ K_3 , о.е.				
			0	0,25	0,5	0,75	1,0
1	СТ-6/0,4кВ, после проведения оптимизации по I варианту с масляными СТ	$\Delta W_{групп\ опт}^{(P_{ax}+P_{ax})}$, МВт· час	6475,52	3968,34	-3553,20	-16089,10	-33639,36
		$\Delta W_{групп\ опт}^{(Q_{ax}+Q_{ax})}$, МВАр· час	106149,08	98981,03	77476,84	41636,55	-8539,89
		\mathcal{E}_A , рос.руб.	29872868,86	18306746,09	-16391622,24	-74222236,12	-155185095,55
		\mathcal{E}_P , рос.руб.	358665003,43	334445022,65	261784945,14	140684906,06	-28855263,52
		$\sum \mathcal{E}$, рос.руб.	388537872,29	352751768,73	245393322,90	66462669,94	-184040359,08
2	СТ-6/0,4кВ после проведения оптимизации по II варианту с сухими СТ	$\Delta W_{групп\ опт}^{(P_{ax}+P_{ax})}$, МВт· час	3287,71	1606,22	-3438,27	-11845,74	-23616,21
		$\Delta W_{групп\ опт}^{(Q_{ax}+Q_{ax})}$, МВАр· час	114366,05	107852,95	88313,61	55748,05	10156,25
		\mathcal{E}_A , рос.руб.	15166863,77	7409814,10	-15861427,16	-54646767,77	-108946299,97
		\mathcal{E}_P , рос.руб.	386429159,02	364422175,70	298401090,56	188365971,18	34316750,00
		$\sum \mathcal{E}$, рос.руб.	401596022,80	371831989,80	282539663,39	133719203,42	-74629549,97
3	СТ-10/0,4кВ после проведения оптимизации по варианту I с масляными СТ	$\Delta W_{групп\ опт}^{(P_{ax}+P_{ax})}$, МВт· час	2167,8	-117,97	-6975,27	-18404,1	-34404,47
		$\Delta W_{групп\ опт}^{(Q_{ax}+Q_{ax})}$, МВАр· час	36381,56	29920,62	10537,8	-21766,91	-66993,48
		\mathcal{E}_A , рос.руб.	10000494,96	-544219,20	-32178315,56	-84901794,12	-158714701,00
		\mathcal{E}_P , рос.руб.	122928925,45	101098184,51	35605961,66	-73547776,86	-226362929,70
		$\sum \mathcal{E}$, рос.руб.	132929420,41	100553965,30	3427646,10	-158449570,98	-385077630,71
4	СТ-10/0,4кВ после проведения оптимизации по варианту II с сухими СТ	$\Delta W_{групп\ опт}^{(P_{ax}+P_{ax})}$, МВт· час	1094,65	-1191,12	-8048,42	-19477,25	-35477,61
		$\Delta W_{групп\ опт}^{(Q_{ax}+Q_{ax})}$, МВАр· час	39281,56	32820,53	13437,71	-18866,99	-64093,56
		\mathcal{E}_A , рос.руб.	5049839,38	-5494874,784	-37128971,14	-89852449,7	-163665310,5
		\mathcal{E}_P , рос.руб.	132727677,45	110896632,41	45404409,56	-63749295,17	-216564448,01
		$\sum \mathcal{E}$, рос.руб.	137777516,83	105401757,62	8275438,42	-153601744,87	-380229758,46

По данным табл. 8 построим график зависимости $\Sigma \mathcal{E} = f(K_3)$, представленный на рис. 1.

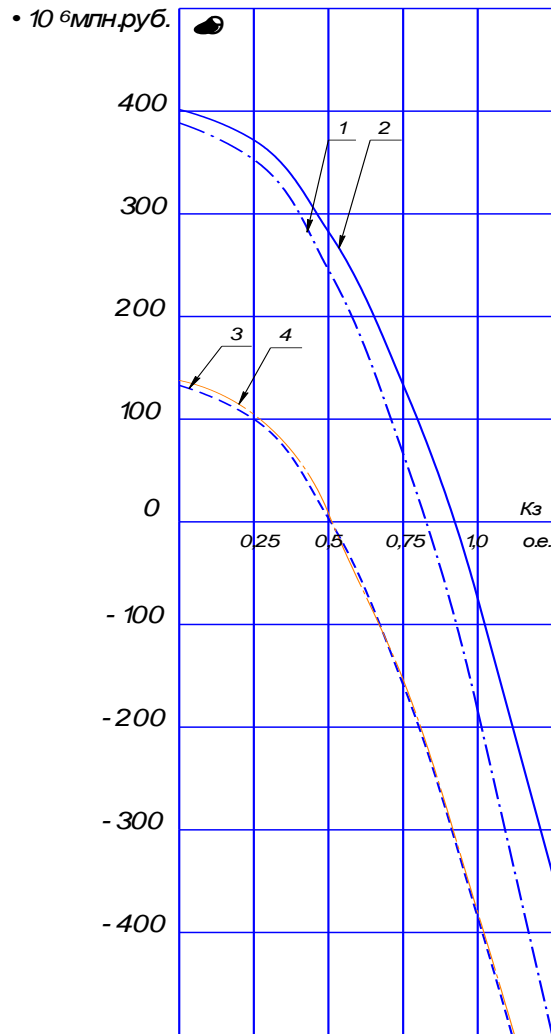


Рис. 1. График зависимости $\Sigma \mathcal{E} = f(K_3)$, построенный при оптимизации парка:

- 1) масляными трансформаторами ТМ-6/0,4кВ; 2) сухими трансформаторами ТС-6/0,4кВ;
- 3) масляными трансформаторами ТМ-10/0,4кВ; 4) сухими трансформаторами ТС-10/0,4кВ

Анализ табл. 6-8 и графика зависимости $\Sigma \mathcal{E} = f(K_3)$, представленного на рис. 1, позволяет сделать заключение о том, что в энергокомпаниях Луганского региона оптимизацию централизованного парка СТ с сочетанием напряжений:

- 6/0,4 кВ целесообразно осуществлять сухими трансформаторами типа ТС-6/0,4 кВ;
- 10/0,4кВ целесообразно осуществлять масляными трансформаторами типа ТМ-10/0,4 кВ.

Суммарные годовичные потери активной и реактивной энергии в стали и обмотках СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона с учетом изменения нагрузки и принятых вариантов оптимизации будут распределяться, как показано в табл. 9, а затраты энергокомпаний на покрытие этих потерь при транспортировке электроэнергии потребителям, как в табл. 10.

Таблица 9

Распределение суммарных годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в стали и обмотках СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона в зависимости от изменяющейся нагрузки потребителей и после принятых вариантов оптимизации, рассчитанные по методике [2]

№ п/п	СТ с сочетанием напряжений	Активные и реактивные потери в стали и обмотках СТ	Значения коэффициента загрузки СТ K_3 , о.е.				
			0	0,25	0,5	0,75	1,0
1	СТ-6/0,4кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	43072,66	58301,51	103988,09	180132,37	286734,37
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	322736,51	371924,30	519487,70	765426,70	1109741,30
2	СТ-10/0,4кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	35952,35	50403,87	93758,42	166016,01	267176,64
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	315450,90	356188,91	478402,94	682092,99	967259,05
3	СТ-35/10(6) кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	33942,37	43645,39	72754,43	121269,50	189190,60
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	196789,42	307006,12	637656,23	1188739,75	1960256,67
4	СТ-110/10(6) кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	27905,86	36190,63	61044,94	102468,79	160462,18
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	171065,10	351777,07	893912,97	1797472,80	3062456,56
5	СТ-110/35/10(6)кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	31676,16	40989,14	68928,06	115492,94	180683,76
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	220229,99	401301,25	944515,03	1849871,32	3117370,13
6	Всего по СТ с напряжением 6-110 кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	172549,40	229530,54	400473,94	685379,61	1084247,55
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	1226271,92	1788197,65	3473974,87	6283603,56	10217083,71

Таблица 10

Затраты в рублях на покрытие годовых активных и реактивных потерь электроэнергии в стали и обмотках СТ напряжением 6 - 110 кВ энергокомпаний ООО "Луганские электрические сети" и ООО «ЛЭО» при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона с учетом принятых вариантов оптимизации

№ п/п	СТ с сочетанием напряжений	Активные и реактивные потери в стали и обмотках СТ	Значения коэффициента загрузки СТ K_3 , о.е.				
			0	0,25	0,5	0,75	1,0
1	СТ-6/0,4кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	43072,66	58301,51	103988,09	180132,37	286734,37
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	198,703	268,957	479,718	830,987	1322,763
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	322736,51	371924,30	519487,70	765426,70	1109741,30
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	1090,488	1256,688	1755,287	2586,285	3749,682
2	СТ-10/0,4кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	35952,35	50403,87	93758,42	166016,01	267176,64
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	165,855	232,523	432,526	765,865	1232,539
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	315450,90	356188,91	478402,94	682092,99	967259,05
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	1065,871	1203,520	1616,466	2304,710	3268,252

Продолжение табл. 10

№ п/п	СТ с сочетанием напряжений	Активные и реактивные потери в стали и обмотках СТ	Значения коэффициента загрузки СТ K_3 , о.е.				
			0	0,25	0,5	0,75	1,0
3	СТ-35/10(6) кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	33942,37	43645,39	72754,43	121269,50	189190,60
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	124,670	160,310	267,227	445,423	694,897
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	196789,42	307006,12	637656,23	1188739,75	1960256,67
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	664,927	1037,337	2154,564	4016,610	6623,472
4	СТ-110/10(6) кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	27905,86	36190,63	61044,94	102468,79	160462,18
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	102,498	132,928	224,218	376,368	589,378
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	171065,10	351777,07	893912,97	1797472,80	3062456,56
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	578,010	1188,613	3020,425	6073,445	10347,673
5	СТ-110/35/10(6)кВ	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	31676,16	40989,14	68928,06	115492,94	180683,76
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	116,347	150,553	253,173	424,206	663,652
		$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	220229,99	401301,25	944515,03	1849871,32	3117370,13
		$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	744,131	1355,949	3191,403	6250,493	10533,220
Всего по СТ напряжением 6-110 кВ до оптимизации	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	178004,91	231018,79	390060,40	655129,77	1026226,87	
	$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	733,241	952,136	1608,822	2703,300	4235,568	
	$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	1377019,53	1925971,22	3572826,28	6317584,70	10160246,48	
	$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	4652,783	6507,626	12072,151	21346,361	34330,254	
Всего по СТ напряжением 6-110 кВ после оптимизации	$\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, МВт· час	172549,40	229530,54	400473,94	685379,61	1084247,55	
	$\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, МВАр· час	1226271,92	1788197,65	3473974,87	6283603,56	10217083,71	
	$\Sigma Z_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$, млн руб.	708,073	945,270	1656,862	2842,848	4503,228	
	$\Sigma Z_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$, млн руб.	4143,426	6042,105	11738,144	21231,542	34522,300	

Анализ табл. 9 и 10 позволяет сделать заключение о том, что после осуществления оптимизации парка СТ напряжением 10(6)/0,4 кВ энергокомпаний Луганского региона суммарные годовые потери электроэнергии в СТ напряжением 6-110 кВ в зависимости от изменения нагрузки потребителей будут распределяться следующим образом:

1. Активные $\Sigma W_{год.групп}^{(P_{xx}+P_{кз})}$: снизятся в 1,03-1,00 раза, при изменении нагрузки у

потребителей в пределах $0 \leq K_3 \leq 0,32$, и возрастут в 1,03-1,06 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах: $0,32 \leq K_3 \leq 1$.

2. Реактивные $\Sigma W_{год.групп}^{(Q_{xx}+Q_{кз})}$ снизятся в 1,12-1,0 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0 \leq K_3 \leq 0,87$, и возрастут в 1,01 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0,87 \leq K_3 \leq 1$.

Соотношение затрат на покрытие годовых потерь в СТ с подводимым напряжением 6-110 кВ при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона после оптимизации парка будет распределяться следующим образом:

1. Активные $\Sigma Z_{\text{год.групп}}^{(P_{\text{ак}}+P_{\text{кз}})}$ снизятся в 1,04-1,0 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0 \leq K_3 \leq 0,32$, и возрастут в 1,03-1,06 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0,32 \leq K_3 \leq 1$.

2. Реактивные $\Sigma Z_{\text{год.групп}}^{(Q_{\text{ак}}+Q_{\text{кз}})}$ снизятся в 1,11-1,0 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0 \leq K_3 \leq 0,75$, и возрастут в 1,01 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0,75 \leq K_3 \leq 1$.

3. Суммарные затраты на покрытие годовых потерь в СТ с подводимым напряжением 6-110 кВ при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона после оптимизации снизятся в 1,11-1,0 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0 \leq K_3 \leq 0,75$, и возрастут в 1,01 раза, при изменении нагрузки у потребителей в пределах $0,75 \leq K_3 \leq 1$.

Учитывая вышесказанное, соотношение годовых потерь активной и реактивной электроэнергии в централизованном парке СТ с подводимым напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона, а также соотношение затрат на покрытие этих потерь электроэнергии в зависимости от изменения нагрузки у потребителей $Pa, Pq, Za, Zq, \Sigma Z = f(K_3)$, полученные после оптимизации, распределяются, как показано на рис. 2.

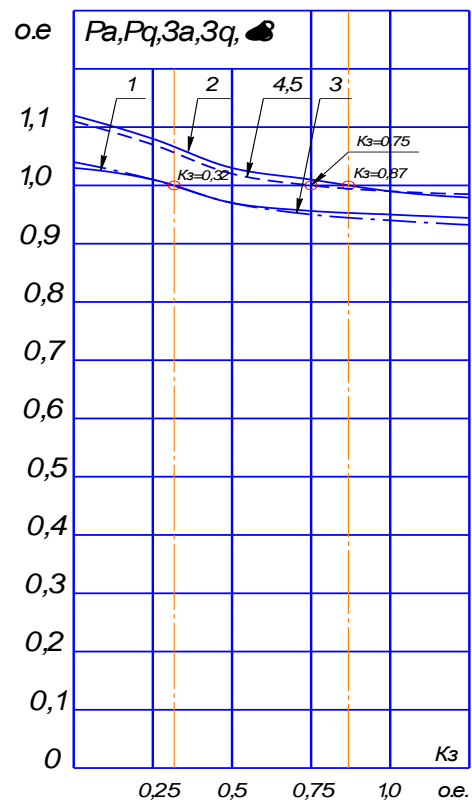


Рис. 2. Графики распределения итоговых относительных потерь электроэнергии и затрат $Pa, Pq, Za, Zq, \Sigma Z = f(K_3)$ в централизованном парке СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона в зависимости от распределения нагрузки потребителей Луганского региона, выполненные после оптимизации:

1—соотношение активных потерь электроэнергии $Pa = f(K_3)$; 2—соотношение реактивных потерь электроэнергии $Pq = f(K_3)$;

3—соотношение затрат на покрытие активных потерь электроэнергии $Za = f(K_3)$;

4,5—соотношение затрат на покрытие реактивных и полных потерь электроэнергии $Zq, \Sigma Z = f(K_3)$.

$K_3 = 0,32; K_3 = 0,75; K_3 = 0,87$ – критические значения коэффициента загрузки СТ напряжением 6-110 кВ, превышение которых, приводит к возрастанию годовых потерь активной и реактивной электроэнергии и убытку энергокомпаний

Выводы. 1. Определен вариант оптимальной модернизации существующего централизованного парка СТ напряжением 6-110 кВ энергокомпаний Луганского региона путем замены ряда морально устаревших трансформаторов с сочетанием напряжений 10(6)/0,4 кВ на масляные и сухие

трансформаторы ТМ(ТС)-10(6)/0,4 кВ, потери которых соответствуют действующим ГОСТ.

2. Определены критические значения коэффициента загрузки для СТ напряжением 6-110 кВ, превышение которых приводит к возрастанию годовых потерь активной и реактивной электроэнергии, а также суммарных годовых затрат на покрытие этих потерь.

3. Для существующих СТ напряжением 6-110 кВ в распределительных электрических сетях Луганского региона необходимо осуществлять компенсацию реактивной мощности для снижения годовых потерь реактивной электроэнергии, а также вести разработку методов подавления высших гармоник без внесения изменения в их конструкцию.

Л и т е р а т у р а

1. Парсентьев О.С. Сравнительная оценка затрат на покрытие потерь электроэнергии в силовых трансформаторах напряжением 6-110 кВ при транспортировке электроэнергии потребителям Луганского региона/Парсентьев О.С// Научный журнал "Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля" №4(10), 2018. Стр. 74-88.

2. «Методические рекомендации определения технологических расходов электроэнергии в трансформаторах и линиях электропередачи», утвержденные Приказом Министерства энергетики и угольной промышленности Украины от 21.06.2013 года № 399.– 42 с.

3. www.en.lg.ua/home/power (дата обращения 27.02.2017 года).

4. Сырцов А.И. Расчет потерь активной энергии в стали силовых трансформаторов с учетом несинусоидальности магнитной индукции, собственной и взаимной индуктивности обмоток/А.И. Сырцов, Д.И. Половинка, О.С. Парсентьев//Научный журнал «ВЕСТНИК Луганского национального университета имени

Владимира Даля» №1 (3) Часть 1, 2017. Стр. 112-118.

5. Сырцов А.И. Расчет магнитных потерь в стали силовых трансформаторов с учетом несинусоидальности магнитной индукции/А.И. Сырцов, Д.И. Половинка, О.С. Парсентьев//Научный журнал «ВЕСТНИК Луганского национального университета имени Владимира Даля» №2 (4) Часть 2, 2017. Стр. 9-15.

6. <https://electrocontrol.com.ua> (дата обращения 28.10.2018 года).

7. <http://inlugansk.ru/archives/5087> (дата обращения 11.04.2018 года).

References

1. Parsentiev O.S. Comparative evaluation of costs on the competition of electricity loss in power transformers with 6-110 kV strength in transport of electric energy to consumers Lugansk region/ Parsentiev O.S// The scientific journal «VESTNIK Lugansk Vladimir Dahl national university» №4 (10), 2018. P. 74-88.

2. Methodological recommendations for determining the technological costs of electric energy in transformers and power transmission lines approved by the Order of the Ministry of energy and coal industry of Ukraine dated 21.06.2013, № 399. – 42 p.

3. www.en.lg.ua/home/power (дата обращения 27.02.2017 года).

4. Syrtsov A.I. The calculation of the active power losses in the steel power transformers based on non-sinusoidal magnetic induction, self and mutual inductance of the windings/ A.I. Syrtsov, D.V. Polovinka, O.S. Parsentiev// The scientific journal «VESTNIK Lugansk Vladimir Dahl national university» №1 (3) P 1, 2017. P. 112-118.

5. Syrtsov A.I. Calculation of magnetic losses of energy in steel of power transformers with the account of non- invisibility of magnetic induction/ A.I. Syrtsov, D.V. Polovinka, O.S. Parsentiev// The scientific journal «VESTNIK Lugansk Vladimir Dahl national university» №2 (4) P 2, 2017. P. 9-15.

6. <https://electrocontrol.com.ua> (дата обращения 28.10.2018 года).

7. <http://inlugansk.ru/archives/5087> (дата обращения 11.04.2018 года).

Parsentiev O.S.

OPTIMIZATION OF CENTRALIZED FLEET OF POWER TRANSFORMERS WITH VOLTAGE OF 6–110 kV FOR POWER COMPANIES OF THE LUGANSK REGION

The total annual losses of active and reactive electric power arising from the changing load of consumers in the centralized park of power transformers with a supply voltage of 6-110 kV of the power companies of the Lugansk region, as well as the costs of covering these electric power losses are analyzed.

It was established that the greatest losses of electricity occur in steel and windings of power transformers (PTs) with a combination of 10 (6)/0,4 kV, in which the service life exceeds the regulated value according to GOST 11677-85.

Options have been proposed for optimizing the fleet of transformers with a voltage of 6-110 kV for the power companies of the Lugansk region by replacing the morally obsolete PTs series with a combination of 10 (6)/0,4 kV voltages with oil and dry transformers, the losses in which correspond to the current GOST.

The cost costs for the implementation of optimization options for PTs with a voltage of 10 (6)/0,4 kV in the Lugansk region, the economic effect of the chosen optimization option, as well as critical values of the load factor for PTs with a voltage of 6-110 kV, the

excess of which leads to an increase in the annual losses of and reactive power and loss for power companies.

The proposed measures to reduce the annual loss of reactive electricity.

Keywords: *three-phase power oil (dry) transformer, annual losses of active and reactive electricity in steel and windings, electrical and magnetic losses, optimization of a centralized fleet, the cost of covering electricity losses.*

Парсентьев Олег Сергеевич – ассистент кафедры «Электротехнические системы электропотребления» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: parsentevo@mail.ru

Parsentiev Oleg Sergeivich – a chair assistant of «Electrotechnical Systems of Electroconsumption», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: parsentevo@mail.ru

Рецензент: Яковенко В.В., д.т.н., проф., ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 19.11.2018 года

УДК 629.714

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Ремень В.И., Квенцель А.Л.

IMPROVE THE EFFICIENCY OF REGULATING THE COOLING TEMPERATURE OF AIR VENTILATION SYSTEMS

Remen V.I., Kventsel A.L.

В статье рассмотрены пневматические устройства регулирования температуры воздуха на базе позиционеров с дополнительными обратными связями для управления мембранным приводом поворота лопаток вентилятора

Ключевые слова: позиционер, мембранный привод, вентилятор, охлаждающее устройство.

Одной из приоритетных задач повышения технико-экономической эффективности систем вентиляции является обеспечение оптимальных режимов работы вентилятора. Для современных систем больше половины всей мощности вспомогательного оборудования затрачивается на привод вентиляторов охлаждающих систем. Чаще всего используются механические, гидромеханические, гидростатические и электрические приводы вентиляторов.

В настоящее время большинство пневматических приводов оборудовано пневматическими исполнительными приводами - мембранными, поршневыми и позиционерами. В связи с широким использованием микропроцессорной техники в последнее время разработаны специальные цифровые управляющие устройства, позволяющие реализовать широкий набор

регулирующих функций – ПИ-регулирование, каскадное регулирование, регулирование соотношения. Применение цифровых устройств позволяет регулировать входное управляющее воздействие в пневматическое исполнительное устройство в целях корректировки его характеристики, что предопределяет использование промежуточного элемента, предназначенного для связи микро-ЭВМ (или любой другой системы автоматического управления) с исполнительным пневматическим механизмом. Анализ конструкций современных усилителей пневматических систем автоматического управления показывает, что в последнее время наметилась тенденция использования мембранных пневматических клапанов-усилителей, которые, имеют достаточно высокое быстродействие и высокую пропускную способность. Существует множество различных конструкций мембранных усилителей, однако разработка и исследование пневматического привода регулирующих органов охлаждающих систем с малогабаритными, быстродействующими клапанами-усилителями, работающими в аналоговом и дискретном режимах, до сих пор является актуальной.

В современных системах вентиляции нашли широкое применение осевые вентиляторы с поворотными лопастями, угол поворота которых и, следовательно, расход зависит от температуры охлаждения. В качестве привода поворота используется пневматический мембранный привод с управлением от пневматического устройства - позиционера с отрицательной обратной связью по положению регулирующего органа. Примером такого позиционера может служить клапан-усилитель с внутренней отрицательной обратной связью по давлению (рис.1).

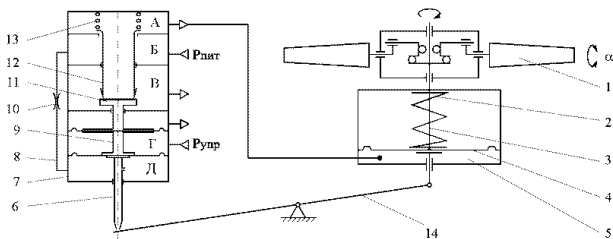


Рис 1. Привод с позиционером с обратной связью по перемещению

Данный привод работает следующим образом: при отсутствующем давлении управления, давление питания, поступает через полость Б, по каналу 8, дроссель 10, полость Д и сопло 6 - в атмосферу. Давление в камере В становится равным атмосферному, и жёсткий центр устанавливается в среднем положении. Т. к. сопло 6 является нормально закрытым (под действием пружины 13), вследствие чего повышается давление в камере Д, мембраны вместе с жёстким центром движутся вниз, опускают польй клапан 12, соединя полость А и Б. Давление питания поступает из полости А в мембранную силовую камеру 5, сжимая при этом пружину 2. Мембрана 4, двигаясь вверх, тянет за собой рычаг 14, отодвигая заслонку, и соединя с атмосферой полость Д. Давление в камере Д падает и мембранная сборка 9

устанавливается в каком-то равновесном положении.

При подаче в камеру Г давления управления (например, от регулятора), мембранная сборка поднимется вверх, снова соединя камеры А и Б, увеличивая давление в полости 5, приоткрывая отверстие сопла 6, уменьшает давление в камере Д, после чего мембранная сборка должна восстановиться до нового равновесного положения.

В данной системе, для правильной работы, необходимо выполнение следующего условия:

$$P_{УПР} \leq P_{ГР} - P_{ПИТ}.$$

Однако данный привод из-за отсутствия обратных связей по давлению и температуре теплоносителя не обеспечивает необходимую точность регулирования, что снижает экономичность и эффективность охлаждающего устройства тепловоза в целом. Одним из путей решения задачи повышения технико-экономической эффективности охлаждающих систем является разработка и исследование новых эффективных устройств автоматического управления регулирующих органов, что может обеспечить существенный положительный эффект[1]. В связи с этим перспективным является применение пневматического привода поворота лопастей вентилятора, в котором используются позиционеры с обратными связями по положению регулирующего органа, давлению и температуре охлаждающего воздуха, обладающими высокими динамическими свойствами и малой зоной нечувствительности, позволяющим поддерживать оптимальную температуру воздуха на всех режимах работы вентиляционной установки. При этом создаются условия не только для экономии энергии, но и для уменьшения износа и повышения долговечности деталей и узлов

благодаря постоянству тепловой напряженности рабочих элементов.

Основными элементами такой системы является пневматический позиционер (клапан-усилитель), работающий совместно с мембранным приводом поворота лопаток вентилятора и имеющий отрицательные обратные связи по перемещению и температуре охлаждающего воздуха (рис.2). В качестве датчиков положения ДП и температуры ТД

могут быть использованы стандартные устройства с пневматическим выходным сигналом стандартного диапазона давления 0,02...0,1 МПа. Давление питания устройства управления – 0,14 МПа, позиционера – 0,2...0,8 МПа, выходное давление (в систему) – 0,2...0,8 МПа. Опорным сигналом является выходное давление (давление управления) от ПИ-регулятора системы охлаждения 0,02...0,1 МПа.

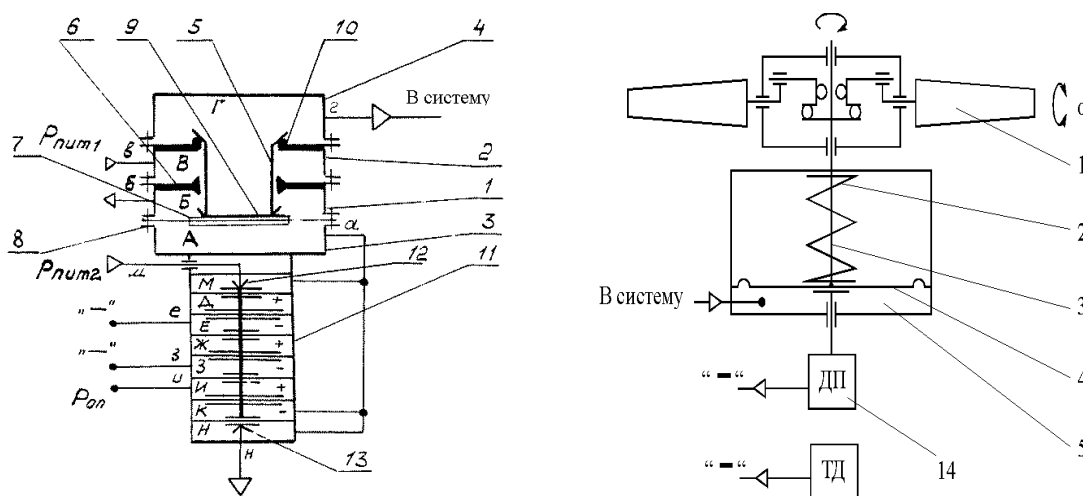


Рис. 2. Мембранный привод поворота лопаток вентилятора и позиционер с отрицательными обратными связями по перемещению и температуре

Система регулирования расхода охлаждающего воздуха работает следующим образом: при изменении, например, температуры воздуха сигнал от датчика поступает в отрицательную камеру элемента управления, равновесие мембранной сборки нарушается и выходной сигнал поступает в камеру А позиционера. Польный клапан 5 поднимается и давление питания из камеры Г проходит в камеру Г и на выход (в систему) в мембранную камеру. Мембрана привода поднимается, преодолевая усилие пружины и через механическое устройство поворачивает лопатки вентилятора, увеличивая или уменьшая расход охлаждающего воздуха. Это будет происходить до тех пор, пока

температура не достигнет своего оптимального значения, определяемого опорным сигналом. Система работает аналогичным образом при изменении положения регулирующего органа.

Выводы.

1. Анализ предложенных принципиальных схем систем вентиляции с разработанными позиционерами показал, что динамические характеристики устройств оказывают существенное влияние на характер проходящих в них переходных процессов.
2. Предложенные позиционеры, установленные в рассмотренных выше пневматических приводах регулирования углом поворота лопаток вентилятора, позволяют не

только существенно упростить структурную схему системы вентиляции, но и улучшить статические и динамические показатели этих систем. Введение дополнительных обратных связей позволяет улучшить качество переходных процессов в системе охлаждения, расширить область устойчивости, уменьшить величину перерегулирования.

Л и т е р а т у р а

1. Morgan Jones. Building Valve Amplifiers/ Morgan Jones/ -Ntwnes.-2004.-363 p.

2. Osenin Y., Remen V. Accuracy increase of positioning of pneumatic drives for mechanical systems/ Osenin Y., Remen V. // ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. - 2010.- № V XB. -p. 95-99.

3. Osenin Y., Remen V., Epifanova O. Mathematical model of valve - amplifiers for pneumatic drives of mechanical systems./ Osenin Y. Remen V., Epifanova O.// ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. -2010.-№ V XC.- p. 255-260.

4. Remen V., Vylich O., Lordkipanidze V. Static characteristics of valve-amplifiers for pneumatic drives of mechanical systems./ Remen V., Vylich O., Lordkipanidze V. // ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture.,-2011.-№ V XC.- p. 255-260

5. Ремень В.И. Пневматические приводы регулирующих органов транспортных систем Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Материалы VII Всероссийской конференции с международным участием 27-28 октября 2017г. /Под ред к.т.н. ,доцента С.А. Гончарова;к.ф.-м.н, доцента Е.А. Дудник/ Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2017.-с. 340-350.

R e f e r e n c e s

1. Morgan Jones. Building Valve Amplifiers/ Morgan Jones/ -Ntwnes.-2004.-363 p.

2. Osenin Y., Remen V. Accuracy increase of positioning of pneumatic drives for mechanical systems/ Osenin Y. Remen V. // ТЕКА Commission of

Motorization and Power Industry in Agriculture. - 2010.- № V XB. -p. 95-99.

3. Osenin Y., Remen V., Epifanova O. Mathematical model of valve - amplifiers for pneumatic drives of mechanical systems./ Osenin Y. Remen V., Epifanova O.// ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. -2010.-№ V XC.-p. 255-260.

4. Remen V., Vylich O., Lordkipanidze V. Static characteristics of valve-amplifiers for pneumatic drives of mechanical systems./ Remen V., Vylich O., Lordkipanidze V. // ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture.,-2011.-№ V XC.- p. 255-260

5. Remen V.I. Pneumatic drives of transport system regulators Modern equipment and technologies: problems, state and prospects: Proceedings of the VII All-Russian Conference with international participation on October 27-28, 2017. / Edited by Ph.D. , associate professor S.A. Goncharova; Ph.D., associate professor E.A. Dudnik / Rubtsovsk Industrial Institute. - Rubtsovsk, 2017 .-с. 340-350.

Remen V.I., Kventsel A.L.

INCREASE OF EFFICIENCY OF REGULATION OF THE COOLING TEMPERATURE OF VENTILATION SYSTEMS

In the article pneumatic air temperature control devices based on positioners with additional feedbacks for controlling the membrane drive of the fan blade rotation are shown .

Key words: *positioner, membrane drive, fan, cooling device.*

Ремень Валентин Иванович, к.т.н., доцент кафедры «Вентиляции, тепло- и газоснабжения» «Институт строительства, архитектуры и жилищно-коммунального хозяйства», ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Remen Valentin Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of "Ventilation, Heat and Gas Supply" "Institute of Construction, Architecture and Housing and Communal Services", State Educational

Establishment of Higher Professional Education
«Lugansk Vladimir Dahl National University».

Квенцель Анатолий Леонидович, к.т.н.,
доцент кафедры «Общеобразовательных
дисциплин» «Институт строительства, архитектуры и
жилищно-коммунального хозяйства», ГОУ ВПО
ЛНР «Луганский национальный университет имени
Владимира Даля».

Kventsel Anatoliy Leonidovich, Candidate of
Technical Sciences, Associate Professor of the "General
Education Disciplines" "Institute of Construction,
Architecture and Housing and Communal Services",

State Educational Establishment of Higher Professional
Education «Lugansk Vladimir Dahl National
University».

Рецензент: Андрийчук Николай Данилович,
доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой
«Вентиляции, тепло- и газоснабжения» «Институт
строительства, архитектуры и жилищно-
коммунального хозяйства», ГОУ ВПО ЛНР
«Луганский национальный университет имени
Владимира Даля»

Статья подана 06.11.2018 года

УДК 621.924.093

ПРИКЛАДНАЯ ЗАДАЧА О ПЕРВИЧНОЙ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ

Сусликов А.В., Солодовник М.Д., Кузнецова М.Н., Колесников Д.А.

THE APPLICATION TASK ON THE PRIMARY WATERJET MACHINING

Suslikov A.V., Solodovnik, M.D., Kuznetsova M.N., Kolesnikov D.A.

В предлагаемой публикации приведен упрощенный и подтвержденный лабораторным экспериментом подход в изучении процесса гидроабразивной обработки заготовок для дальнейшего станочного изготовления деталей. Ненормативная шероховатость заготовок является результатом дефектов литья, сварки, резки, штамповки и т.д. Полученные результаты, имеющие вероятностный характер, можно использовать при выполнении лабораторных работ с участием студентов младших курсов с целью изучения истории и дальнейшего развития технологии гидроабразивной подготовки заготовок как одного из первых этапов машиностроительного производства.

***Ключевые слова:** абразивная подготовка, приоритетные направления, турбулентные движения, качественные и количественные оценки, прикладные значения, исследования.*

Введение. Как известно [1], законы движения жидкости и газов в сегменте традиционных инженерных расчетов сравнительно подобны, однако, для газовой среды свойственны существенные сложности, как аналитического, так и вычислительного характера. В связи с этим мы ограничились, в смысле аналитического описания, уравнением прикладной гидромеханики. Что касается процесса первичной подготовки (очистки) металлических заготовок для дальнейшей

станочной обработки, наряду с вибрационными технологиями [2] на данном этапе утверждается гидроабразивный способ отчистки (жидкость + абразив). Разумеется, что абразив и движущая снизу вверх жидкость образует двухфазный турбулентный поток, очищающий в закрытых объемах загруженные заготовки с недопустимой первоначальной шероховатостью. Частицы заготовок удаляются в основном касательной оставляющей сил трения при взаимодействии с другими частицами, барожирующими в потоке между заготовками и внутренней поверхностью аппарата. Повторимся, что аналитическое описание процесса ведется на инженерно-экспериментальном уровне.

Основная часть. Если отдельно взятую твердую частицу абразива принять за шарик небольшого диаметра d весом

$$G = \frac{1}{6} \pi d^3 \rho_{\text{ч}} g \quad (1)$$

где $\rho_{\text{ч}}$ - плотность частиц;

g – ускорение;

то условием его равновесия в двухфазной среде будет

$$\frac{1}{2} c \rho_{\text{ж}} S \frac{V_{\text{ж}}^2}{2} \leq G \quad (2)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ - плотность жидкости;

$V_{ж}$ - скорость жидкости;

S - площадь поперечного сечения частицы;

c – коэффициент сопротивления.

С увеличением $V_{ж}$, частицы, приходят в состояние зависания (витания) при

$$V_{ж} = 2\sqrt{\frac{gd_{ч}(\rho_{ч} - \rho_{ж})}{3c\rho_{ж}}} \quad (3)$$

обеспечивающей частицу кинетической энергией c соответствующей массой достаточной для выбивания поверхностных дефектов.

Для выбранного метода очистки эффективный размер частицы определяется формулой

$$d_{ч} \cong 1.5\sqrt{\frac{\eta^2}{\rho_{ж}(\rho_{ч} - \rho_{ж})}} \quad (4)$$

где η - вязкость жидкости

Как показали наблюдения интенсивность очистки заготовок начинается в турбулентном потоке при показателе числа Рейнольдса $Re > 7000$.

Поверхностные изменения рельефа заготовок (удаление лишних неровностей) называют структурно-механическим, в основном сдвиговым, (скалывающим, отрывным) характером деформации. Отслоение дефектов, очевидно, определяется разрыхлением материала заготовки и его локальным оттеснением из зоны контактного трения.

Аналитическое описание вышеизложенного процесса изложено в [3] и подчиняется зависимости

$$\frac{d\xi}{\xi(1-\xi)} = f(\xi)dt \quad (5)$$

где ξ - можно назвать параметром отклоняемости частицы от заготовки.

При этом толщина удаляемого слоя (массовая характеристика очистки) определяется приведенной формулой в [3] с.173

$$h = d_{ч}n\left\{\frac{5\pi\rho_{ч}(1-\mu^2)V_{ж}^2 \sin^2 \alpha}{4E}\right\}^{\frac{2}{5}} \quad (6)$$

где E - модуль Юнга материала заготовки

n – число абразивных частиц

«бомбардирующих» заготовку под углом α

μ - коэффициент Пуассона.

Временные характеристики образования нормативной шероховатости, как видно из (5), носят экспоненциальный характер и подчиняются уравнению, приведенному в [4].

В условиях лабораторных экспериментов целесообразно упростить соответствующую формулу, если в цитируемом выше источнике положить начальную (а) и конечную (б) топографии заготовки и связать их зависимостью ($a-b=h$), то время образования рельефа (б) можно приближенно определить с помощью формулы

$$t = \frac{1}{\xi} \ln \left[\frac{2h}{(a-3b)} \right] \quad (7)$$

(при малых $b < \frac{a}{3}$).

Дополнительное толкование и условности по поводу параметра ξ содержатся в [4].

Выводы. Предложен более удобный для преподавателей и студентов аналитико-экспериментальный подход в изучении и применении гидроабразивной обработки заготовок с недопустимой шероховатостью. Очевидно, что время достижения нормативной шероховатости зависит от скорости процесса,

выбора абразивного материала с несущей жидкостью, создания и управления турбулентным потоком [5]. Кроме того для экспериментов необходима классификация заготовок и, очевидно, выбранная методика и ее оценка специалистами соответствующего профиля[1-5].

Л и т е р а т у р а

1. Коваленко А.А. Основы научных исследований / Коваленко А.А., Рогов А.С., Семин Д.А. – Луганск: изд-во ВНУ им. В.Даля 2010 - 210 с.
2. Волков И.В., Ясуник С.Н. др. “Обработка в вибрационных станках”. Монография – Луганск: Ноулидж 2013 – 228 с.
3. Иваночкина Т.А. Оценка интенсивности изнашивания по величине параметра поврежденности. Сборник докладов международной конференции МехТрибо транс. – 2011. Ростов-на-Дону с.182-184
4. Тихонов А.А., Тихонов А.А., Бударагин А.П. Определение времени гидроабразивной обработки для изменения шероховатости поверхности. Сборник трудов международной научно-технической конференции Ростов-на-Дону, 27-28 февраля 2018 г. с. 52-54
5. Семин Д.А., Исследование работы вихревого регулирующего органа на двухфазных средах // Вісник СНУ ім. В.Даля – 2005 – 8(90), ч.2, с. 190-194

R e f e r e n c e s

1. Kovalenko A. A. Fundamentals of scientific research / Kovalenko A. A., Rogov A. S., Semin, D. A. – Lugansk: publishing house VNU. Dal 2010 - 210 с.
2. Volkov I. V., Yasunik S. N. other "processing in vibration machines". Monograph – Luhansk: Knowledge 2013 – 228 с.
3. Ivanochkin T. A. evaluation of the wear rate on the value of the damage parameter. A collection of papers of international conference Mehtab TRANS. - 2011. Rostov-on-don p. 182-184.
4. Tikhonov A.A., Tikhonov A.A., Budaragin A.P. the timing waterjet machining to change the surface roughness. Proceedings of the international scientific and technical conference Rostov-on - don, February 27-28, 2018 p. – С. 52-54.

5. Syomin, D. A., study of the vortex of a regulator in two-phase media // Visnyk of SLEEP im. V. Dalia-2005-8 (90), part 2, P. 190-194.

Suslikov A.V., Solodovnik M.D., Kuznetsova M.N., Kolesnikov D.A. **THE APPLICATION TASK ON THE PRIMARY WATERJET MACHINING**

The proposed publication presents a simplified and laboratory-confirmed approach to the study of the process of waterjet processing of blanks for further machine manufacturing of parts. Non-normative roughness of blanks is the result of defects in casting, welding, cutting, stamping, etc.the results Obtained, having a probabilistic nature, can be used in laboratory work with the participation of Junior students to study the history and further development of the technology of waterjet preparation of blanks as one of the first stages of machine-building production.

Key words: abrasive preparation, priority areas, turbulent motion, qualitative and quantitative evaluation of the applied value of the study.

Сусликов Алексей Владимирович – студент кафедры “Гидрогазодинамики” группы ИМ-371 ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.
E-mail: vip.suslikov.2017@mail.ru

Suslikov Alexey Vladimirovich – student of Department “fluid Dynamics” group of IM-371 of the State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»
E-mail: vip.suslikov.2017@mail.ru

Солодовник Михаил Дмитриевич – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Solodovnik Mikhail Dmitrievich-candidate of physical and mathematical Sciences, associate Professor of the Department of mechanical engineering and

engineering consulting of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

Кузнецова Марина Николаевна – старший преподаватель кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: kuz_mari@rambler.ru

Kuznetsova Marina Nikolaevna - senior lecturer of the Department of mechanical engineering and engineering consulting of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: kuz_mari@rambler.ru

Колесников Дмитрий Александрович – студент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга группы ИМ-371 ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Kolesnikov Alexandr Alexandrovich – student of the Department of mechanical engineering and engineering consulting group of IM-371 of the State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

Рецензент: Витренко В.А. д.т.н., проф. ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Статья подана 24.11.2018

УДК 681.515:681.527.3

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОСИСТЕМ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЯ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ

Ткачев Р.Ю., Тумин А.Н., Левченко Э.П.

A METHOD OF INCREASING CONTROL PRECISION OF HYDRAULIC SYSTEMS IN CONDITIONS OF LIMITED STATE VARIABLES OF THE HYDRAULIC AMPLIFIER

Tkachev R.Yu., Tumin, A. N., Levchenko E.P.

Рассматривается способ улучшения качества работы гидравлических систем с сервоусилителями с электрической обратной связью. Повышение точности и быстродействия достигается применением алгоритма противонакопления и дополнительных условиях, ограничивающих изменение внутренних переменных сервораспределителя в пределах предписанных границ. Применение нелинейного вычислительного устройства подсчитывает соответствующее направление корректирующего воздействия и определяет момент переключения между двумя регуляторами гидросистемы.

Ключевые слова: *сервораспределитель, ограничение, интегральное насыщение, нелинейный регулятор, система с неявным интегрированием.*

Введение. Повышение эффективности, надежности и безопасности функционирования технологических агрегатов связано с совершенствованием систем управления технологическими процессами. На передний план выдвигаются высокие требования к точности регулирования технологических параметров в условиях постоянно действующих возмущений, обусловленных изменением нагрузки и условий эксплуатации,

нестабильностью характеристик технологических объектов управления.

Известно, что реальные системы имеют предельную выходную мощность. Она, например, может быть ограничена имеющимся источником питания. Возможно также, что преобразующее устройство достигает насыщения по положению, либо скорости или по моменту [1]. Ограничение обычно получается в преобразователе для величины полезного момента или выходной мощности в зависимости от управляющего сигнала. В пневматических или гидравлических системах ограничение по скорости движения обуславливается имеющимся давлением рабочей среды [2].

Анализ работы гидравлических машин и агрегатов показывает, что гидравлические системы как объекты управления имеют много внутренних переменных состояния, которые ограничены сами, в силу конструкторской специфики, либо для которых необходимо задавать ограничения [3-5]. При этом естественно предполагать, что эти ограничения не должны препятствовать достижению того значения в установившемся состоянии выходом объекта, которое установлено заданием.

Таким примером, может быть гидроусилитель, у которого ограничивается внутренняя переменная, например перемещение золотника или скорость его перемещения [3].

Для уменьшения ошибки и ее производных до нуля за минимально возможное время необходимо, чтобы в течение всего процесса обработки, вплоть до последнего момента, была приложена полная корректирующая сила, а затем — полная сила торможения. Если ограничиться работой только в линейном диапазоне, то понадобится гораздо больше времени для уменьшения ошибки до нуля. Это означает, что система имеет звенья, мощность которых при нормальной работе никогда полностью не используется. Сточки зрения экономии веса и стоимости система должна работать в режиме насыщения до тех пор, пока имеется ошибка, которую необходимо скорректировать [5]. Линейные системы регулирования дороги в изготовлении обладают большим весом и обычно могут быть заменены нелинейными. Однако их опасаются применять из-за больших ошибок, присущих им, так как устойчивость и точность работы в таких системах неразрывно связаны между собой. Как правило, увеличение точности или быстродействия посредством увеличения коэффициента усиления почти всегда приводит к уменьшению устойчивости.

Применение нелинейного вычислительного устройства дает возможность беспредельно увеличивать коэффициент усиления, так как счетно-решающее устройство всегда подсчитывает соответствующее направление корректирующего воздействия и момент включения торможения [5].

Целью данной работы является повышение точности и качество работы гидросистем с сервоусилителями с учетом нелинейности типа «насыщение» привода по расходу, с помощью

алгоритмов учитывающих дополнительные ограничения переменных состояния.

Изложение основных материалов.

Рассмотрим объект (см. рис. 1) с промежуточной переменной, заданной уравнениями Equation Chapter 1 Section 1

$$\begin{aligned} y(p) &= W_{yu}(p) \cdot U(p), \\ z(p) &= W_{zu}(p) \cdot U(p), \end{aligned} \tag{1}$$

где $y(p)$ – изображение основного выходного сигнала объекта, регулируемой переменной;

$z(p)$ – изображение промежуточного вспомогательного сигнала, внутренней переменной;

$U(p)$ – изображение сигнала управления;

$W_{yu}(p), W_{zu}(p)$ - передаточные функции основного и промежуточного каналов.

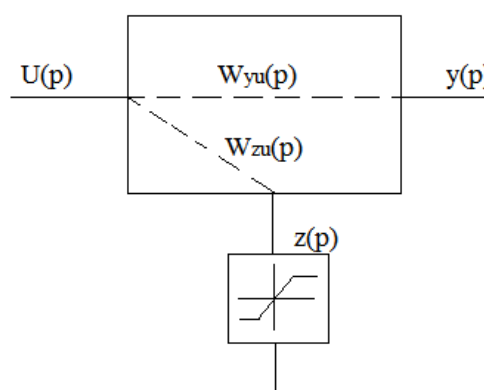


Рис. 1. Схема объекта управления с ограниченной промежуточной переменной

Будем предполагать, что промежуточную переменную $z(t)$ мы можем измерять непосредственно, либо достаточно точно восстановить её с помощью доступных измерений $U(t)$ и $y(t)$, используя, например, наблюдатель для получения оценки для $z(t)$.

Можно показать, что эта оценка может быть использована для разработанной стратегии на ограничения переменных состояния, путём переключения между двумя

регуляторами. Один из этих регуляторов предназначен для достижения главной цели управления: соответствия выходного сигнала объекта $y(t)$ заданному значению.

Задача второго регулятора – удержание промежуточной переменной $z(t)$ в пределах предписанных границ. Традиционно это можно было бы достичь каскадным включением регуляторов, однако в некоторых случаях промежуточная переменная оказывается за допустимыми границами. Поэтому в данном случае будем удерживать промежуточную переменную $z(t)$ в заданных пределах, при помощи дополнительного вторичного контура, предназначенного для регулирования измеряемой/восстанавливаемой переменной, используя фиксированную установку.

Поскольку регулируемое воздействие можно приложить только к одной точке, то задача управления будет сводиться к своевременному поочерёднему подключению сервоусилителя (либо исполнительного механизма) то к главному, то к вспомогательному регулятору. При этом, отметим, что при таком подходе появляется большая вероятность эффекта накопления, поскольку один из этих двух регуляторов в какой-то момент времени находится в разомкнутом контуре (состоянии). Будем устранять этот эффект с помощью схемы противонакопления, предложенной в [6]

$$u_{sat}(t) = sat\left(k_r \left[e(t) - (W_{oc}^{-1} - k_r^{-1}) \cdot \langle u_{sat}(t) \rangle \right] \right) \quad (2)$$

Для простоты предположим, что ограничение накладывается на $|z(t)|$, т.е. $z(t)$ симметрично ограничена. При этом, стратегия управления будет иметь следующие особенности:

1) переключение между двумя регуляторами будем осуществлять по величине $|z(t)|$;

2) оба регулятора должны быть реализованы по схеме, представленной в [6]. При этом, главный линейный регулятор будет иметь передаточную функцию $W_{ry}(p)$ вида

$$W_{ry}(p) = \frac{k_{ry}}{1 + k_{ry}H_y(p)}, \quad (3)$$

где $H_y(p) = [W_{ry}(p)]^{-1} - k_{ry}^{-1}$.

Аналогично линейный регулятор промежуточной переменной имеет передаточную функцию

$$W_{rz}(p) = \frac{k_{rz}}{1 + k_{rz}H_z(p)} \quad (4)$$

где $H_z(p) = [W_{rz}(p)]^{-1} - k_{rz}^{-1}$.

При этом, регуляторы (3) и (4) должны быть синтезированы так, чтобы обеспечить удовлетворительные характеристики в управлении основной переменной $y(t)$ и дополнительной $z(t)$ соответственно.

Естественно, передаточные функции $W_{ry}(p)$ и $W_{rz}(p)$ должны быть минимально-фазовыми бисобственными функциями, а $H_y(p)$ и $H_z(p)$ – устойчивыми передаточными функциями.

3) насыщение входа объекта также присутствует и учитывается в структуре блока $sat(\cdot)$;

4) противонакопления обеспечиваются для обоих регуляторов, гарантируя, что каждый динамический блок $H_y(p)$ и $H_z(p)$ управляется истинным входом объекта $u(t)$ независимо от того какой из регуляторов является активным в управлении реальным объектом.

Общая структура предполагаемой стратегии управления, показана на рисунке 2.

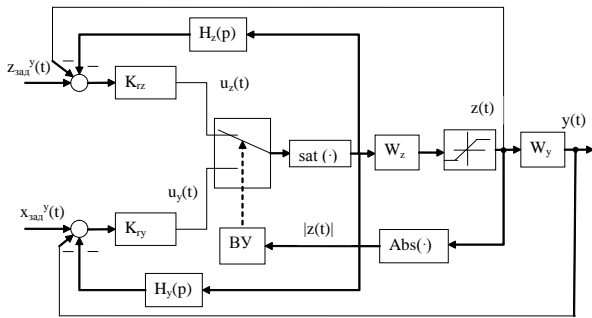


Рис. 2. Структурная схема системы с регулятором противонакопления по вспомогательной переменной

Открытым остаётся вопрос логики работы вычислительного устройства (ВУ), осуществляющего моменты переключения между регуляторами.

Самый простой способ, заключается в том, чтобы передавать сформированный сигнал реального входа объекта $U(t)$ от одного регулятора к другому таким образом, чтобы в любой момент времени сигнал $U(t)$ отправлялся или сигналом $U_y(t)$, или сигналом $U_z(t)$. Если мы хотим поддерживать значение $|z(t)|$ ограниченным в заданном диапазоне, т.е. $z_{зад} > 0$, то тогда переключение можно осуществить с помощью позиционного реле (реле с гистерезисом), где уровни переключения z_{lo} и z_{hi} следует выбрать так, что $0 < z_{lo} < z_{hi} < z_{sat}$. Когда работает регулятор промежуточной переменной состояния, то контур управляется уставкой $z_{зад}$ и задаётся выражением

$$z_{зад}(t) = \text{sign}(z(t)) \cdot x_{зад}^z, \quad (5)$$

где $0 < x_{зад}^z < z_{lo} < z_{sat}$

Таким образом, получается, что в схеме (см. рис. 2) регулятор $W_{rz}(p)$ с дополнительной переменной $z(t)$ перехватывает управление у главного регулятора $W_{ry}(p)$, когда $|z(t)|$ становится больше z_{hi} .

Управление возвращается к главному регулятору $W_{ry}(p)$ только тогда, когда $|z(t)|$ становится меньше z_{low} , что обеспечивается соответствующим выбором значений пределов реле z_{low} , z_{hi} , z_{sat} и уставки $x_{зад}$.

Результаты исследований. Рассмотрим работу предлагаемого алгоритма работы на примере моделирования работы простой гидравлической системы [7], состоящей из гидроцилиндра и двухкаскадного сервоусилителя 4WS.2E.10 Bosch Rexroth [8].

В работе [7] установлено, что динамические характеристики двухкаскадного сервоусилителя 4WS.2E.10. Bosch Rexroth с электрической обратной связью, могут быть, достаточно точно, аппроксимированы характеристиками передаточной функции

$$W_z(p) = \frac{0.0202}{0.000002p^2 + 0.0038p + 1}. \quad (6)$$

В качестве дополнительной ограниченной переменной примем сигнал с датчика обратной связи сервоусилителя по положению золотника.

В качестве основного сигнала – сигнал по скорости выдвижения штока гидроцилиндра [7], динамические характеристики которого могут быть аппроксимированы характеристиками передаточной функции

$$W_y(p) = \frac{1}{0.0065p + 1} e^{-0.04p}. \quad (7)$$

Был проведен сравнительный анализ работы традиционной двухкаскадной системы и предлагаемой системы (см. рис. 2). Для этого были рассчитаны параметры пропорционально-интегральных регуляторов для внутреннего и

внешнего контуров. Для внутреннего, контура регулирования положения золотника сервораспределителя, параметры ПИ-регулятора имеют значения $k_p=5.77$, $T_i=0.0025c$, для внешнего – параметры ПИ-регулятора составили $k_p=0.97$, $T_i=0.06c$. Структура ПИ-регуляторов для каскадной схемы управления – параллельная. Параметры регуляторов основной и вспомогательной переменных для предлагаемой системы те же, что и для каскадной. Структура регуляторов соответствует передаточным функциям (3) и (4) с учетом описанных рекомендаций.

На рисунках 3 и 4 приведены нормированные в относительных единицах графики переходных процессов соответственно основной переменной $y(t)$ – скорости выдвижения штока гидроцилиндра и вспомогательной переменной $z(t)$ – положение золотника сервораспределителя соответственно. Значение уставки основной переменной соответствует 0,8. Здесь на рисунках кривая 1 соответствует процессам, проходящим в предлагаемой системе по рисунку 2, а кривая 2 – традиционной двухкаскадной системе.

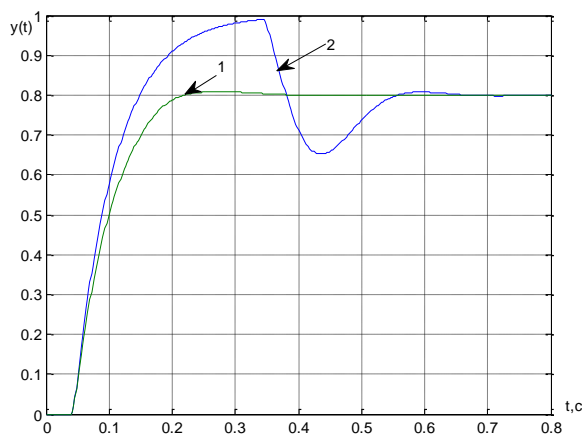


Рис. 3. Графики переходных процессов по скорости перемещения гидроцилиндра (основная переменная)

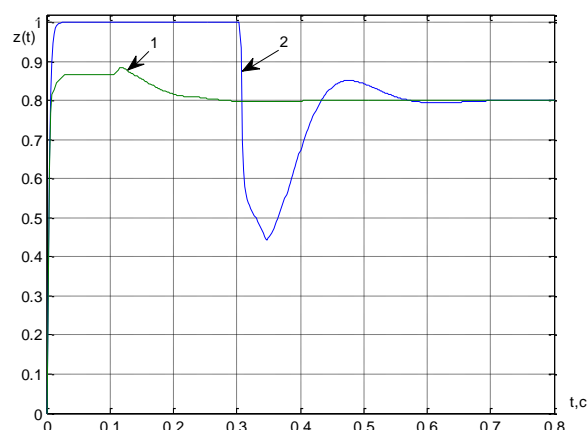


Рис. 4. Графики переходных процессов по положению золотника (вспомогательная переменная)

Как видно из приведенных графиков, в каскадной системе (кривая 2) внутренний контур входит в насыщение по вспомогательной переменной и за счет этого появляется перерегулирование в 25% в основном контуре, и переходный процесс затягивается и носит колебательный характер. В то же время предлагаемая система при регулировании вспомогательной переменной – насыщения не достигает, и таким образом, основная переменная имеет монотонный аperiodический переходный процесс с минимальным временем регулирования и точное соответствие значению уставки в установившемся режиме,

Выводы. Введение ограничений на внутренние переменные сервоклапана в закон управления и применение предлагаемого алгоритма с переключением между регуляторами главной и вспомогательной переменных позволяет значительно улучшить функционирование гидросистем, повысить точность позиционирования регулируемых переменных. Особым преимуществом использования приведенного алгоритма является использование схемы противонакопления. Стоит отметить, что

описанный способ подойдет и для формирования управляющего воздействия в случае многоконтурных гидросистем, однако логика работы вычислительного устройства будет усложняться пропорционально количеству дополнительных переменных, которые необходимо ограничить.

Л и т е р а т у р а

1. Гамынин Н.С. и др. Гидравлический следящий привод. Под ред. В.А. Лещенко. –М.: Машино-строение, 1968, 564с.

2. Иванов Г. М., Свешников В. К., Орлик И. В. Цифровая электрогидравлическая автоматика нового поколения // Гидравлика и пневматика. 2006. № 21. С. 3–8.

3. M. Metwally, M. G. Rabie, N. Girgis, and I. Saleh, "Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servo Actuator with Contactless Controlled Spool," Proceedings of the 12th AMME Conference, MTC, Cairo, Egypt, May 16–18, 2006, pp. 467–489

4. Seron M.M., Graebe S.F., and Goodwin G.C. All stabilizing controllers, feedback linearization and anti-wind-up: a unified review. In Processings of the 1994 American Control Conference, Baltimore, Maryland -1994. P.1685-1689.

5. Сервозолотник весом 92 г способен создавать до 2,8 кВт мощности. Моог. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://konstruktor.net/podrobnee-hidr/servozolotniki-vesom-92-g-mogut-sozdavat-do-28-kvt-moschnosti-2210.html> Дата доступа 2.10.2018.

6. Ткачев Р.Ю., Бойко Н.З., Тумин А.Н. Улучшение динамических характеристик сервоклапанов в условиях ограничения управляющего сигнала Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля №4(6) Ч.2, Луганск: ЛНУ им. В. Даля, 2017. – С 105-109.

7. M. G. Rabie Fluid Power Engineering. Modern Academy for Engineering and Technology McGraw-Hill Companies, Cairo, Egypt – 2007. -420 p.

8. Сервораспределитель 4WS.2E. 10 Bosch Rexroth электронный ресурс. Режим доступа: [https://global-](https://global-rf.ru/catalog/servoraspredeliteli/servoraspredeliteli-4-hodovoe-ispolnenie-4ws-e-2e-10)

[rf.ru/catalog/servoraspredeliteli/servoraspredeliteli-4-hodovoe-ispolnenie-4ws-e-2e-10](https://global-rf.ru/catalog/servoraspredeliteli/servoraspredeliteli-4-hodovoe-ispolnenie-4ws-e-2e-10).

R e f e r e n c e s

1. Gamynin N.S. i dr. Gidravlicheskiy sledjashhij privod. Pod red. V.A. Leshhenko. –M.: Mashinostroenie, 1968, 564s.

2. Ivanov G. M., Sveshnikov V. K., Orlik I. V. Cifrovaja jelektrogidravlicheskaja avtomatika novogo pokolenija // Gidravlika i pnevmatika. 2006. № 21. S. 3–8.

3. M. Metwally, M. G. Rabie, N. Girgis, and I. Saleh, "Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servo Actuator with Contactless Controlled Spool," Proceedings of the 12th AMME Conference, MTC, Cairo, Egypt, May 16–18, 2006, pp. 467–489

4. Seron M.M., Graebe S.F., and Goodwin G.C. All stabilizing controllers, feedback linearization and anti-wind-up: a unified review. In Processings of the 1994 American Control Conference, Baltimore, Maryland -1994. P.1685-1689.

5. Servozolotnik vesom 92 g sposoben sozdavat' do 2,8 kVt moshhnosti. Moog. Jelektronnyj resurs. Rezhim dostupa: <https://konstruktor.net/podrobnee-hidr/servozolotniki-vesom-92-g-mogut-sozdavat-do-28-kvt-moschnosti-2210.html> Data dostupa 2.10.2018.

6. Tkachev R.Ju., Bojko N.Z., Tumin A.N. Uluchshenie dinamicheskikh harakteristik servoklapanov v uslovijah ogranichenija upravljajushhego signala Vestnik Luganskogo nacional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja №4(6) Ch.2, Lugansk: LNU im. V. Dalja, 2017. – S 105-109.

7. M. G. Rabie Fluid Power Engineering. Modern Academy for Engineering and Technology McGraw-Hill Companies, Cairo, Egypt – 2007. -420 p.

8. Servoraspredelitel' 4WS.2E. 10 Bosch Rexroth jelektronnyj resurs. Rezhim dostupa: [https://global-](https://global-rf.ru/catalog/servoraspredeliteli/servoraspredeliteli-4-hodovoe-ispolnenie-4ws-e-2e-10)

Tkachev R.Yu., Tumin A.N., Levchenko E. P.
A METHOD OF INCREASING CONTROL PRECISION OF HYDRAULIC SYSTEMS IN CONDITIONS OF LIMITED STATE VARIABLES OF THE HYDRAULIC AMPLIFIER

A method for improving the quality of the operation of hydraulic systems with servo amplifiers with electrical feedback is considered. Improving accuracy and efficiency is achieved by using an anti-accumulation algorithm and additional conditions that limit the change in the internal variables of the servo-selector within the prescribed limits. The use of a nonlinear computing device calculates the appropriate direction of the corrective action and determines the moment of switching between the two regulators of the hydraulic system.

Key words: *servo-distributor, constraint, integral saturation, nonlinear controller, system with implicit integration.*

Ткачев Роман Юрьевич, к.т.н. доцент кафедры «Автоматического управления технологическими процессами» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет», г. Алчевск.
E-mail: tirpitz@ukr.net

Tkachev Roman Yuryevich, Ph.D. Assistant Professor of the Department of "Automatic Control of Technological Processes" of GOU VPO LNR "Donbass State Technical University", Alchevsk.
E-mail: tirpitz@ukr.net

Тумин Александр Николаевич, старший преподаватель кафедры «Прикладной

гидромеханики» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет», г. Алчевск.

E-mail: a_tumin@mail.ru

Tumin Alexander Nikolaevich, senior lecturer of the Department "Applied Hydromechanics", GOU VPO LNR "Donbass State Technical University", Alchevsk.
E-mail: a_tumin@mail.ru

Левченко Эдуард Петрович, к.т.н. доцент кафедры «Прикладной гидромеханики» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет», г. Алчевск.
E-mail: levchenckoeduard@yandex.ua

Levchenko Eduard Petrovich, Ph.D. Associate Professor of the Department "Applied Hydromechanics" of the GOU VPO LNR "Donbass State Technical University", Alchevsk.
E-mail: levchenckoeduard@yandex.ua

Рецензент: Финкельштейн Зельман Лазаревич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладной гидромеханики» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет», г. Алчевск.

Статья подана 31.10.2018 года

УДК 621.43

К ГИДРОДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ВЯЗКОГО ТОПЛИВА В АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Тырловой С.И.

TO HYDRODYNAMIC CALCULATION OF PROCESS OF INJECTION OF VISCID FUEL IN MOTOR-VEHICLE AND TRACTOR DIESELS

Tyrlovoy S.I.

Названы перспективы использования топлив растительного происхождения в транспортных дизелях. В данной работе представлены методика гидродинамического расчета процесса впрыска вязкого топлива в цилиндр автотракторного дизеля. Получены экспериментальные и расчетные данные, позволяющие оценить влияние добавок до 50% растительного (подсолнечного) масла на параметры процесса впрыска, скоростные характеристики топливоподачи. Показана возможность существенного улучшения пусковых характеристик и повышения ресурса бывших в эксплуатации плунжерных пар распределительных топливных насосов BOSCH-VE при работе на смеси дизельного топлива и растительного масла.

Ключевые слова: топливная аппаратура дизелей, гидродинамический расчет, вязкость, цикловая подача.

Введение. Дефицит топливно-энергетических ресурсов ставит в ряд важных задач поиск новых источников энергии. Одним из перспективных направлений является косвенное использование солнечной энергии, сосредоточенной путем фотосинтеза в биоресурсах. Растительная масса является аккумулятором солнечной энергии при условии ее последующей переработки в растительное масло и спиртовое топливо. Растительные масла можно рассматривать в качестве добавки

с целью частичной замены дизельного топлива. Помимо экономии топлив нефтяного происхождения, они позволяют осуществить более полное сгорание топлив, что можно объяснить наличием кислородсодержащих соединений. Рентабельность производства растительных топлив будет постепенно увеличиваться в сравнении с нефтяными топливами, запас которых ограничен. Уже сегодня в Луганске стоимость дизельного топлива сравнялась со стоимостью подсолнечного масла (1л – 55 руб.).

В эксплуатационных условиях работа транспортных двигателей внутреннего сгорания характеризуется частыми сменами скоростных и нагрузочных режимов. Кроме того, могут использоваться вязкие топлива [1,2]. Распределительные ТНВД современных высокооборотных автомобильных дизелей оснащены встроенными центробежными или электронными регуляторами частоты вращения [3,4]. Для прогнозирования производительности установки с ДВС в эксплуатации необходимо знать часовой или путевой расход топлива, который зависит (исключая КПД) от цикловой подачи топлива ($B_{Ц}$).

Величины ($B_{Ц}$) при различных режимах ДВС и физических свойствах топлива далеко

неоднозначно зависят от соответствующих геометрических активных ходов плунжера, однозначно определяемых положениями дозатора. В доступной литературе такие данные отсутствуют. Поэтому получение названной информации, необходимой для разработки мероприятий по должной настройке ТНВД высокооборотного автомобильного дизеля в различных случаях его эксплуатации, является весьма актуальной.

Для решения проблемы применения растительных масел в качестве топлива для дизелей на кафедре двигателей внутреннего сгорания Луганского национального университета им. В. Даля проведены расчетно-экспериментальные исследования процесса впрыска вязких топлив на основе растительных масел.

Цель работы. Получить достаточно простой расчетный инструмент для определения параметров впрыска вязких топлив и построения скоростных характеристик топливоподачи высокооборотных дизелей, работающих на вязком топливе.

Для этого был применен алгоритм, основанный на аналитическом решении уравнений движения жидкости, разработана методика, включающая использование результатов эксперимента, и переработана имеющаяся на кафедре ДВС программа расчета на ЭВМ применительно к распределительным ТНВД, использующим вязкое топливо.

Алгоритм расчета базируется на одномерном представлении неустановившегося движения слабо газированной жидкости в нагнетательном трубопроводе. Жидкость полагается баротропной, а явлениями теплообмена пренебрегают.

Система уравнений, описывающих движение топлива в зависимости от пространственной координаты и времени имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\lambda \cdot U \cdot |U|}{2 \cdot d_T} \\ \frac{1}{a^2 \cdot \rho} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial U}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе первое уравнение – интерпретация закона сохранения количества движения, второе – интерпретация закона сохранения массы (уравнение неразрывности). Здесь : U – скорость движения топлива; P – давление топлива; ρ – плотность топлива; a – скорость звука в топливе; x – координата расчетного сечения; t – время; λ – коэффициент гидравлического сопротивления; d_T – диаметр трубопровода.

При относительно невысоких скоростях движения топлива в трубопроводе (< 50 м/с) влиянием конвективных составляющих $u \frac{\partial u}{\partial x}$ и $u \frac{\partial p}{\partial x}$ можно пренебречь, тогда система уравнений (1) сводится к так называемому телеграфному уравнению:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial U}{\partial t} - \frac{K}{a^2} \cdot \frac{\partial U}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

где K – фактор гидравлических потерь.

$$K = \frac{\lambda \cdot U_{CP}}{4d_T}. \quad (3)$$

В случае, когда гидравлическими потерями можно пренебречь, решение уравнения (3) находится в форме Д'Аламбера:

$$\begin{cases} P = P_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \\ U = \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \end{cases} \quad (4)$$

где P_0 – начальное давление жидкости в трубопроводе; $F\left(t - \frac{X}{a}\right)$ и $W\left(t + \frac{X}{a}\right)$ – прямая и обратная волна давления; $\tau = \frac{X}{a}$ – время транспортного запаздывания.

При моделировании процессов в реальных топливоподающих системах, диссипативные явления могут быть учтены путем эвристического включения в уравнения (4) коэффициента в виде декремента, учитывающего затухание волн:

$$\begin{cases} P = P_0 + F\left(t - \frac{X}{a}\right) \cdot e^{-k \cdot x} + W\left(t + \frac{X}{a}\right) \cdot e^{-k \cdot (L-x)} \\ U = \frac{1}{a \cdot \rho} \cdot \left[F\left(t - \frac{X}{a}\right) \cdot e^{-k \cdot x} - W\left(t + \frac{X}{a}\right) \cdot e^{-k \cdot (L-x)} \right] \end{cases}, \quad (5)$$

где k – декремент затухания; L – длина трубопровода ВД; e – основание натурального логарифма.

В приведенных уравнениях потери энергии импульса на трение учитываются экспоненциальным множителем $e^{-k \cdot x}$. Уравнения (5) с приемлемой точностью описывают процессы, происходящие в топливной аппаратуре с относительно коротким трубопроводом при использовании маловязкого топлива. В большинстве других случаев, например при работе двигателя на вязких топливах, на стартерных режимах, эти уравнения дают существенную погрешность. Действительно, анализ уравнений (5) показывает, что остаточное давление в трубопроводе после затухания волн стремится к предварительно заданному значению P_0 , что справедливо для некоторого частного случая. Для моделирования процесса топливоподачи вязких топлив расчетная модель уточнена понятием «следа прошедших волн», разработанного профессором Крайнюком А.И.

[4], что позволяет более точно моделировать процесс впрыска вязких топлив.

След прошедших волн – это изменение статического давления в процессе затухания волн, которое может быть определено из уравнения неразрывности, если деформацию жидкости представить как разность объемов, вносимых волной через входное и выходное сечение трубопровода, то есть:

$$\Delta P_{CT} = \frac{\Delta V_{\partial}}{V_{\Sigma}} \cdot \frac{1}{\beta}, \quad (6)$$

где ΔV_{∂} – деформация жидкости; β – коэффициент сжимаемости топлива; V_{Σ} – суммарный объём системы.

Кроме того, в расчетной модели использовались данные работы [5] по зависимости физических параметров топлива (плотность, вязкость, сжимаемость) от текущего давления в процессе впрыска топлива и экспериментальные данные, полученные на кафедре ДВС по величинам износа плунжерных пар в эксплуатации и коэффициентов расхода вязких топлив. Эти данные применены ниже в уравнениях граничных условий.

Давление P_H в полости над плунжером определялось с учетом износа. Износ плунжерных пар моделировался через Q_y – суммарные утечки топлива в плунжерной паре согласно [4], задаваясь эквивалентным зазором в плунжерной паре δ , пропорциональным износу, следующим образом.

$$Q_y = (\mu_y \cdot f_{yn} \cdot \text{sign}(P_p - P_{\text{Пюдж}})) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_p - P_{\text{Пюдж}}|} \cdot dt,$$

где f_{yn} – эквивалентная площадь для утечек топлива;

D_p - диаметр плунжера; $P_{Подк}$ - давление в корпусе насоса.

Для описания изменения физических свойств топлива от текущей величины давления впрыска использовались зависимости, приведенные в работах [1,5]. На основе этих данных определены аппроксимирующие формулы для вязкости, сжимаемости, плотности и коэффициентов расхода при истечении топлива через дросселирующие сечения.

Текущее значение коэффициента сжимаемости:

$$\beta = (2 \cdot 10^{-8} \cdot P^4 - 9 \cdot 10^{-6} \cdot P^3 + 0.0016 \cdot P^2 - 0.1321 \cdot P + 10.015) \cdot 10^{-10}$$

В приведенной здесь формуле и остальных ниже давление топлива подставляется в МПа. Текущее значение плотности топлива:

$$\rho = -0.000001 \cdot P^3 - 0.0003 \cdot P^2 + 0.5099 \cdot P + 84$$

Текущее значение *вязкости топлива* (кинематической):

$$\nu = \nu_{исх} + 0.0045 \cdot P \cdot \nu_{исх}^{-2} + 0.00003 \cdot P^{1.5} \cdot \nu_{исх}^2 + 0.000024 \cdot P \cdot \nu_{исх}^3$$

Текущее значение декремента затухания в зависимости от вязкости топлива:

$$k = k_{исх} \cdot \left(\frac{\nu}{\nu_0} \right)$$

Эмпирическая зависимость коэффициента расхода от вязкости топлива в характерных сечениях получена экспериментально:

$$\mu_p = \sqrt{\frac{n}{1000}} \cdot 1.45 \cdot \nu^{-0.8 \left(\frac{\nu}{\nu_0} \right)^{0.08}}, \quad (7)$$

где μ_p - расчетное значение коэффициента расхода эквивалентного проходного сечения

распылителя; ν_0 - кинематическая вязкость дизельного топлива при 20°C и атмосферном давлении; ν - расчетное текущее значение кинематической вязкости исследуемого топлива; n - частота вращения дизеля. Аналогично определены остальные коэффициенты расхода для топлива. Диапазон изменения вязкости для применения полученной эмпирической зависимости: кинематическая вязкость $\nu=4...20$ сСт. На рис. 1 показана данная зависимость (7).

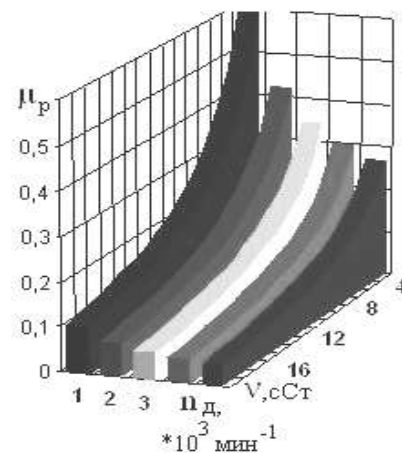


Рис. 1. Эмпирическая зависимость коэффициентов расхода от вязкости топлива

Полученные данные использованы при расчете процесса впрыска по программе кафедры ДВС ЛНУ им. В. Даля для 3-х значений положения дозатора $H_{от}$ (0,9мм, 1,2мм и 1,5мм), 3-х значений износа плунжерной пары (новая, средний износ и максимальный износ в эксплуатации), 5-ти значений вязкости топлива ν (кинематической в сСт - 4, 8, 12, 16, 20), 6-ти значений частот вращения вала ТНВД (100, 300, 600, 1200, 1500, 2000 мин⁻¹).

Некоторые результаты исследований представлены на рис. 2 - 5.

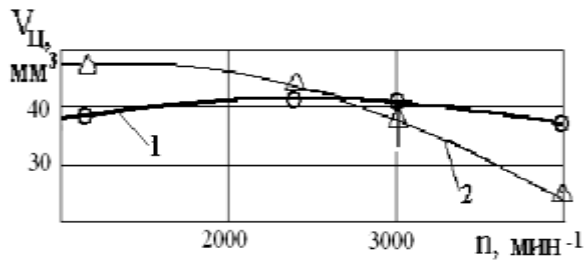


Рис. 2. Проверка адекватности модели при использовании топлив различной вязкости Δ, O – экспериментальные точки; 1-дизельное топливо вязкостью 4 сСт; 2-смесь вязкостью 16 сСт

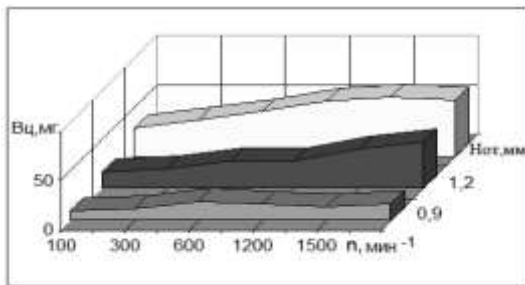


Рис. 3. Цикловая подача дизельного топлива в зависимости от частоты вращения вала ТНВД (n) и положения дозатора (Нот) для новой плунжерной пары

Влияние износа плунжерной пары и вязкости топлива на величину цикловой подачи при постоянном положении дозатора можно видеть на рис. 4 для пусковой частоты вращения вала ТНВД.

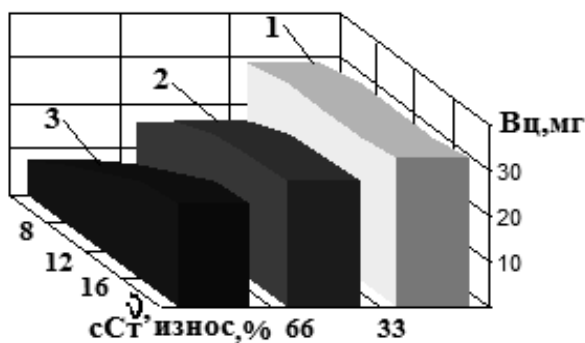


Рис. 4. Цикловая подача при стартерных частотах вращения в зависимости от износа и вязкости топлива для значения координаты дозатора

$H_{от} = 1,5\text{мм}$ 1- новая плунжерная пара; 2 – средний износ плунжерной пары; 3 – максимальный износ плунжерной пары.

Как видно из приведенного рисунка пусковая подача ТНВД на дизельном топливе - в случае предельного износа плунжерной пары - в 4 раза меньше чем у новой пары и в 2 раза меньше минимального значения для уверенного запуска дизеля с объемом цилиндров 2 литра. Интересно отметить, что при увеличении вязкости топлива до уровня биотоплива, пусковая подача возрастает до минимально необходимого уровня. При дальнейшем повышении вязкости топлива для питания данного предельно изношенного ТНВД (например, до 16 сСт, что соответствует смеси 50% подсолнечного масла и 50% дизельного топлива) величина пусковой подачи превышает минимально необходимую в 1,5 раза и перестает быть фактором, ограничивающем дальнейшую эксплуатацию исследуемого предельно изношенного (по гидравлической плотности) ТНВД.

На рис. 5 показана зависимость цикловой подачи смесового топлива от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары.

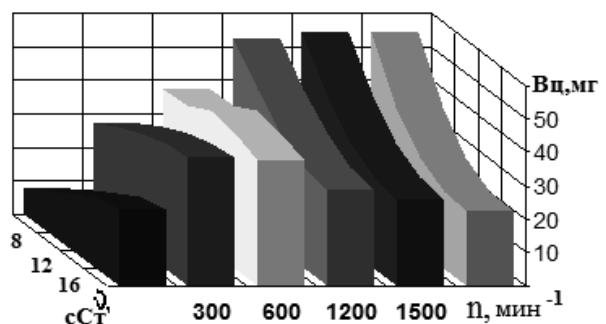


Рис. 5. Цикловая подача смесового топлива в зависимости от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары для максимального положения дозатора $H_{от} = 1,5\text{мм}$

Из этих данных следует, что для постоянного положения дозатора с повышением частоты вращения более 600 мин^{-1} (1200 мин^{-1} по коленчатому валу 4-х тактного двигателя) цикловая подача дизельного топлива (вязкость 4 сСт) возрастает более чем в 7 раз. В тоже время для вязкого топлива (вязкость 20 сСт) $V_{ц}$ снижается в 2 раза (не считая пусковую частоту вращения). Это неизбежно требует изменения настроек регулятора частоты вращения высокооборотного дизеля.

В результате выполнения данной работы несложно получить регрессионные зависимости для $V_{ц}$, некоторые из которых приведены ниже в следующем виде.

$$V_{ц} = a_1 * x + a_2 * x^2 + a_3 * y + a_4 * y^2 + a_5 * x * y + a_0,$$

где $x = n/100$; $y = H_{от} * 10$; размерности величин везде $[V_{ц}] = \text{кг} * 10^{-6}$; $[n] = \text{мин}^{-1}$; $[H_{от}] = \text{м} * 10^{-3}$.

Значения коэффициентов уравнений регрессии для некоторых исследуемых вариантов приведены ниже.

Для зависимости $V_{ц}(H_{от}, n)$ при вязкости топлива 4 сСт (ДТ) и новой плунжерной паре:

$$a_0 = -1.012; a_1 = 0.605; a_2 = -0.113; a_3 = -0.833; \\ a_4 = 0.177; a_5 = 0.218.$$

При вязкости топлива 4 сСт (ДТ) и максимальных утечках в плунжерной паре:

$$a_0 = 28.543; a_1 = 1.259; a_2 = -0.142; a_3 = -7.13; \\ a_4 = 0.418; a_5 = 0.242.$$

При вязкости топлива 16 сСт и максимальных утечках в плунжерной паре:

$$a_0 = -16.436; a_1 = 3.048; a_2 = -0.097; a_3 = 1.502; \\ a_4 = 0.094; a_5 = -0.093.$$

Выводы. физические параметры топлива существенно зависят от давления впрыска;

перемещение дозатора не определяет однозначно величину цикловой подачи топлива; проведенный расчетный эксперимент позволил получить зависимость цикловой подачи топлива от его свойств и режимных параметров дизеля;

для топлив различной вязкости ($\nu = 4 \dots 16$ сСт) различие $V_{ц}$ в эксплуатации при одном и том же положении дозатора достигает 50% при рабочих режимах и более 700% при стартерных режимах при износе плунжерных пар;

для вязких топлив ($\nu > 12$ сСт) износ плунжерных пар существенно меньше влияет на отличие $V_{ц}$ при рабочих и пусковых режимах.

При использовании вязких топлив в механических регуляторах должна быть должным образом изменена их настройка, а в системах с электронным управлением впрыска - программа управления перемещением дозатора или времени открытия форсунок для систем типа COMMON RAIL в соответствии с полученными данными.

Л и т е р а т у р а

1. Семенов В.Г. Бюдизель. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В.Г. Семенов // НТУ "ХП". Харків, 2002. –143 с.
2. Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology, Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. Pakistan.-pp.298-300\М.Г. Bannikov, А.Ж. Chattha, S.I. Tyrlovoy, I.P. Vasilev.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов //Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион Автодата, 2005. - 344 с.
4. Крайнюк О.І. Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник. / О. І.Крайнюк, С. І. Тирловий. - Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2007. –134 с.

5. Марков В. А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В. А. Марков // Вестник МГТУ. Сер.: Машиностроение. 1999. – №. 1, С. 57–73.

References

1. Semenov V.G. Biody`zel`. Fizy`ko-ximichni pokazny`ky` ta ekologo-ekonomichni karaktery`sty`ky` roboty` dy`zel`nogo dvy`guna / V.G. Semenov // NTU "XPI". Xarkiv, 2002.–143 s.

2. Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology, Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. Pakistan.-pp.298-300\M.G. Bannikov, A.J. Chattha, S.I. Tyrlovoy, I.P. Vasilev.

3. Grehov L.V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: Uchebnik dlja vuzov //L.V. Grehov, N.A. Ivashhenko, V.A.Markov.-M.: Legion Avtodata, 2005. - 344 s.

4. Krajnyuk O.I. Paly`vna aparatura avtotraktorny`x dy`zeliv. Navchal`ny`j posibny`k. / O. I .Krajnyuk, S. I. Ty`rlovy`j. - Lugans`k: Vy`davny`ctvo SNU yim. V. Dalya, 2007. –134 s.

5. Markov V.A. Zavisimost' fizicheskikh svojstv avtotraktornyh topliv ot tempratury i davlenija / V. A. Markov // Vestnik MGTU. Ser.: Mashinostroenie. 1999.–№. 1, S. 57–73.

Tyrlovoy Sergey Ivanovich

TO HYDRODYNAMIC CALCULATION OF PROCESS OF INJECTION OF VISCID FUEL IN MOTOR-VEHICLE AND TRACTOR DIESELS

The prospects of the use of fuels of phytogenous are adopted in transport diesels. In hired presented

methodology of hydrodynamic calculation of process of injection of viscid fuel in the cylinder of motor-vehicle and tractor diesel. Experimental and calculation data, allowing to estimate influence of additions to 50% of vegetable (sunflower) oil on the parameters of process of injection, speed descriptions of fuel serve, are got. Possibility of substantial improvement of starting descriptions and increase of resource of former in exploitation plungers pairs of distributive petrolifts of BOSCH - VE during work on mixtures of diesel fuel and vegetable oil.

Key words: fuel apparatus of diesels, hydrodynamic calculation, viscosity, sequencing serve.

Тырловой Сергей Иванович – канд. техн. наук, доц., доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: tyrlovoy.si@mail.ru

Tyrlovoy Sergey Ivanovich - candidate of technical sciences, assistant professor, of «Internal combustion engine» State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: tyrlovoy.si@mail.ru

Рецензент: Куликов Юрий Андреевич, д.т.н., проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 31.10.2018

УДК 621.833

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ НАРЕЗАНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБА

Малый Д.В., Пузина В.М., Тарашанский М.Т., Чалая Е.Ю.

THE CHOICE OF RATIONAL MODES OF CUTTING WHEN CUTTING CYLINDRICAL GEARS WITH CIRCULAR LONGITUDINAL LINE OF THE TOOTH

Maliy D.V., Puzina V.M., Tarashchanskii M.T., Chalaya E.U.

В статье предложено технологическое обеспечение процесса формообразования поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых колес, включающее кинематическую схему, рациональные режимы резания, материалы, инструмент, оборудование. Проведены теоретическое обоснование и практический расчет режимов резания для нарезания зубчатых передач с круговой продольной линией зуба с учетом необходимой мощности резания.

Ключевые слова: *арочная цилиндрическая зубчатая передача, круговая линия зуба, кинематическая схема, режущая головка, рациональные режимы резания.*

Введение. Для передачи вращения между параллельными осями валов наибольшее распространение получили цилиндрические зубчатые передачи, среди которых передачи с арочными зубьями отличаются значительной нагрузочной способностью, являясь при этом технологически сложными деталями. Возрастающие требования к производительности и точности изготовления таких колес определяют необходимость постоянного совершенствования технологических схем зубообработки. Поэтому при проектировании и изготовлении арочных зубчатых передач (в том числе и круговых)

должна быть решена актуальная задача определения рациональных режимов резания с учетом материалов, инструмента и оборудования. Режимы резания должны обеспечивать требуемую производительность станка и высокое качество обработки при оптимальной стойкости режущего инструмента.

Решению этой проблемы посвящено большое количество исследований в области технологии механической и физико-технической обработки [1-4]. Анализ тематических источников позволяет сделать вывод [5, 7]: передачи с арочной формой зуба получают широкое промышленное применение, если будут иметь существенные эксплуатационные и технологические преимущества по сравнению с традиционными зубчатыми передачами.

Традиционные способы изготовления цилиндрических зубчатых колес с круговыми зубьями не всегда обеспечивают высокую эффективность из-за необходимости выполнения последовательной многоэтапной обработки зубьев. Ошибочным является нарезание выпуклых и вогнутых сторон зуба одной инструментальной головкой. Выпуклые и вогнутые стороны зубьев приобретут разные

радиусы, и попытка сопрягать в передаче такие колеса обречена на неудачу. Низкой производительностью зубонарезания характеризуется обработка зубчатого венца арочного колеса цилиндрической пальцевой фрезой, при которой обработка боковой стороны зуба происходит построчно движением минутной подачи фрезы вдоль ширины венца.

Кроме традиционных технологических процессов [2, 4], при нарезании арочных зубьев могут быть использованы и инновационные подходы [1, 3], при разработке которых решаются вопросы целесообразности использования соответствующих инструментов.

Накоплен значительный опыт создания и использования математического аппарата, необходимого для геометрического расчета, синтеза и нарезания зубчатых передач данного класса [5, 9, 10]. Однако, несмотря на имеющиеся теоретические предпосылки и достаточную производственную базу, ряд вопросов, связанных с разработкой технологии нарезания арочных передач, изучены недостаточно и требуют дальнейшего исследования.

Вышеизложенное определило цель данного исследования.

Цель: теоретическое обоснование и практический расчет режимов резания при нарезании арочных зубчатых передач с круговой продольной линией зуба с учетом материалов, инструмента и оборудования.

Отсутствие четких рекомендаций по выбору рациональных схем зубообработки при изготовлении цилиндрических арочных колес вызывает необходимость проведения кинематического анализа и на этой основе – выбора наиболее рациональной схемы зубонарезания для передач данного класса. Учитывая современное состояние вопроса, а

также особенности геометрии зубчатых передач данного вида [9, 10], можно отметить, что наибольший практический интерес представляют способы нарезания, основанные на геометрокинематических схемах на базе поступательного и вращательного движения зубчатых элементов (рис. 1).

Метод обкатки обеспечивает непрерывное формообразование зубьев арочного колеса. При зубонарезании (рис. 1) поступательное движение инструмента V согласовано с вращением заготовки ω_k . Подача врезания осуществляется за счет осевого перемещения инструмента S . Деление прерывистое.

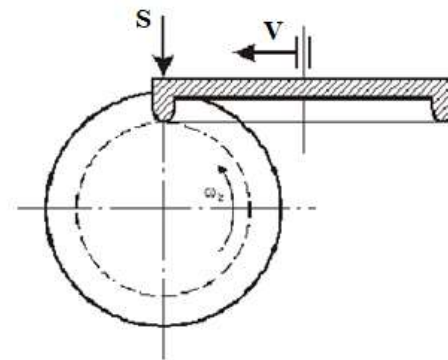


Рис. 1. Кинематическая схема процесса резания

Для образования следующего зуба заготовку необходимо повернуть на угол π/z (z – количество зубьев). Нарезание круговых зубьев осуществляется зуборезными головками с резцами, очерченными в общем случае произвольной кривой.

При практической реализации такого подхода в качестве инструмента используются торцевые зуборезные головки (рис. 2) для нарезания внешней и внутренней сторон арочного зуба.



Рис. 2. Резцовые головки с внешними (слева) и внутренними (справа) резцами

При нарезании круговых зубьев закаленных колес высокие требования предъявляются к точности их изготовления. Процесс шлифования профиля зуба таких колес является дорогостоящим, требующим

специального высокоточного оборудования. Поэтому использование твердосплавных зуборезных резцовых головок (рис. 2) обеспечивает необходимую степень точности изготовления и является процессом окончательной отделки поверхностей закаленных зубьев. Внутренняя головка имеет восемь резцов, внешняя – девять резцов, спрофилированных в соответствии с выбранным исходным контуром.

Материал резцов – быстрорежущая сталь P18, относящаяся к сталям нормальной производительности, HRC 62...65. Технологические свойства этого материала указаны в табл. 1.

Таблица 1

Технологические свойства материала резцов

Марка стали	Прочность, износостойкость	Шлифуемость	Изготавливаемый инструмент
P18	Удовлетворительная прочность, повышенная износостойкость при малых и средних скоростях резания, широкий интервал закалочных температур	Удовлетворительная	Режущий инструмент всех видов, в том числе для обработки обычных конструкционных материалов в условиях динамических нагрузок

Заготовки для нарезания колес опытных передач изготовлены из углеродистой стали 45 ГОСТ 1050-88 одной плавки, прошли одинаковую термообработку, обеспечивающую твердость материала HB 180...190. Нарезание зубьев твердосплавными резцами исправляет погрешности шагов и биение зубчатого венца после термической обработки, значительно снижает уровень шума, обеспечивает стабильное качество зубчатых колес.

Нарезание круговых арочных колес можно производить на вертикально-фрезерном станке модели FB 40V (рис. 3) односторонним методом при периодическом делении с помощью универсальной делительной головки DU-200. Фрезерный станок FB 40 предназначен для широкого диапазона операций на деталях средних размеров в условиях штучного и

серийного производства, в том числе обеспечивает нарезание цилиндрических передач с круговыми зубьями.

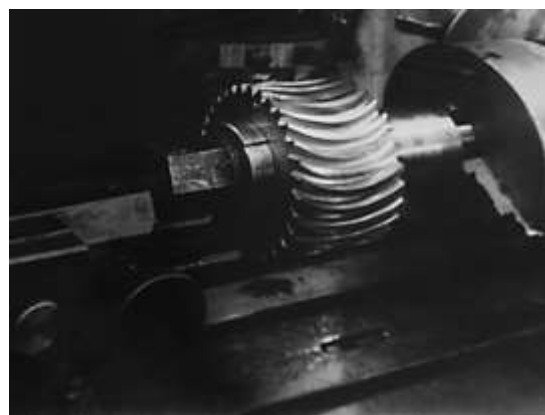


Рис. 3. Рабочая зона станка с арочным колесом

При срезании припуска с заготовки и превращении ее в зубчатое колесо с круговым зубом режущий инструмент совершает

следующие рабочие движения (по ГОСТ 25762-83):

а) вращательное движение режущего инструмента, происходящее с наибольшей скоростью \vec{v} в процессе резания;

б) движение подачи инструмента – прямолинейное и поступательное, скорость \vec{s} которого меньше скорости главного движения резания;

в) касательное движение режущего инструмента, скорость которого \vec{v}_k меньше скорости основного движения и направлена по касательной к режущей кромке;

г) результирующее движение резания.

Несмотря на разнообразие работ, охватываемых нормативами, основные позиции, а именно методический подход, порядок расчета и задачи, решаемые при

расчете режимов резания, являются общими. Поэтому будем использовать рекомендации [6, 8] для нарезания зубьев на зубофрезерных станках, с учетом имеющегося инструмента, оборудования и материала. Основные этапы такого расчета приведены ниже.

Режимы резания составлены с учетом того, что материал зубчатого колеса однородный, хорошо обрабатывается, станок находится в хорошем техническом состоянии, имеет необходимую жесткость и точность. Кроме того, режимы резания рассчитаны на применении смазочно-охлаждающих жидкостей на масляной основе.

Основные геометрические параметры нарезаемых зубчатых колес, которые нужно учитывать при определении режимов резания, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Расчет геометрических параметров арочной передачи

Параметр	Формула	Результат
Число зубьев шестерни	z_1	40
Число зубьев колеса	z_2	40
Модуль в среднем нормальном сечении, мм	m	3,75
Делительный диаметр шестерни, мм	$d_1 = m z_1$	150
Делительный диаметр колеса, мм	$d_2 = m z_2$	150
Диаметр окружности вершин зубьев шестерни, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$	157,5
Диаметр окружности вершин зубьев колеса, мм	$d_{a2} = d_2 + 2m$	157,5
Диаметр окружности впадин зубьев шестерни, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	140,625
Диаметр окружности впадин зубьев колеса, мм	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$	140,625
Угол наклона зубьев на торце зубчатого венца, град	μ_t	34° 20'
Осевой коэффициент перекрытия	ε_β	1,1
Радиус резцовой головки, мм	$R_u = \frac{\pi m_t \varepsilon_\beta}{\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \mu_t}\right)}$	76,2
Ширина зубчатых колес, мм	$B = R_u \sin \mu_t$	80
Межосевое расстояние, мм	$a_w = 0,5(d_1 + d_2)$	150
Высота зуба, мм	$2h = 2,25m$	8,438
Высота головки зуба, мм	$h_a = m$	3,75

С учетом особенностей арочного зацепления при расчете режимов резания были приняты следующие уточнения:

1) Глубина резания соответствует высоте зуба (табл. 2).

2) Длина резания $L_{рез}$ соответствует длине дуги окружности, по которой ведется обработка, и вычисляется исходя из геометрических соображений: $L_{рез} = 2\mu_t \cdot R_u$, где μ_t – угол в радианах (табл. 2), тогда $L_{рез} = 91,3$ мм.

3) Длина рабочего хода рассчитывается, как для аналогичных конических передач, т.е. $L_{р.х.} = L_{рез} + y$, где значение $y = 37$ мм выбирается по специальным таблицам [8], тогда $L_{р.х.} = 91,3 + 37 = 128,3$ мм.

4) При расчете подачи s_0 на оборот резцовой головки были использованы следующие значения: поправочный коэффициент $K_s = 1,2$, зависящий от свойств обрабатываемого материала; табличная величина подачи $s_{0табл} = 0,03$ мм/об, угол $\mu_{t\text{сред}} = 34^\circ 20'$; тогда нормативная подача равна:

$$s_0 = s_{0\text{табл}} K_s \cos \mu_{t\text{сред}};$$

$$s_0 = 0,03 \cdot 1,2 \cdot 0,9 = 0,0324 \text{ (мм/об)}.$$

5) Для уточнения полученного значения скорости подачи s_0 по паспорту станка нужно перевести эту величину в об/мин в соответствии с принятой частотой:

$s_0 = 0,0324 \text{ (мм/об)} = 0,0324 \cdot 180 = 5,8 \text{ (мм/мин)}$, тогда близкая к ней фактическая подача, которую может обеспечить станок, $s_0 = 5,5$ мм/мин или, что то же самое, $s_0 = 0,03$ мм/об.

6) Подача на зуб инструмента $s_z = s_0/z$

рассчитывается обычно при черновом нарезании.

7) При расчете скорости \vec{v} , соответствующей подаче $s_0 = 0,03$ мм/об, были использованы следующие табличные значения [6, 8]: поправочные коэффициенты $K_1 = 1,1$ и $K_2 = 1,2$ для стандартных методов обработки, $\vec{v}_{табл} = 60$ м/мин; тогда скорость резания равна:

$$\vec{v} = \vec{v}_{табл} K_1 K_2;$$

$$\vec{v} = 60 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 79,2 \text{ (м/мин)}.$$

8) Режимы резания ориентированы на стойкость инструмента $T_M = 800$ мин [8].

9) Частота вращения инструмента:

$$n = \frac{1000\vec{v}}{\pi D_u} = \frac{1000 \cdot 79,2}{\pi \cdot 152,4} = 165,4 \text{ (об/мин)}.$$

Для данного станка ближайшее значение частоты, не превосходящее полученное значение, равно $n = 140$ (об/мин). Тогда скорость резания в пересчете на принятое значение частоты равна:

$$\vec{v} = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{\pi \cdot 152,4 \cdot 140}{1000} = 67 \text{ (м/мин)}.$$

10) Время t_z обработки одного зуба нарезаемого колеса (шестерни) складывается из времени, затрачиваемого на обработку выпуклой стороны арочного зуба (внутренняя резцовая головка) и вогнутой стороны (внешняя резцовая головка), при этом вычисления осуществляются по следующей схеме:

а) необходимое число резцов при обработке одного профиля зуба колеса

(шестерни):

$$K_p = \frac{L_{pez}}{M} = \frac{91,3}{0,35} = 261,$$

где $M = 0,35$ для высоконагруженных передач;

б) необходимое число оборотов зуборезной головки для обработки одного профиля за полный цикл:

$$n' = K_p E / z_u,$$

где для используемой резцовой головки $E = 5,2$, тогда при нарезании выпуклой стороны зуба имеем:

$$n'_1 = \frac{K_p}{z_{u1}} \cdot E = \frac{261}{8} \cdot 5,2 = 169,65,$$

а при нарезании вогнутой стороны:

$$n'_2 = \frac{K_p}{z_{u2}} \cdot E = \frac{261}{9} \cdot 5,2 = 150,8;$$

в) расчетное время на обработку одного профиля зуба:

$$t_{z\text{ вын}} = \frac{n'_{\text{вогн}} \cdot 60}{n} = \frac{169,65 \cdot 60}{140} = 72,7 \text{ (сек)},$$

$$t_{z\text{ вогн}} = \frac{n'_{\text{вын}} \cdot 60}{n} = \frac{150,8 \cdot 60}{140} = 64,6 \text{ (сек)}.$$

11) Общее машинное время обработки одной детали (шестерни или колеса):

$$t_M = \frac{(t_{z\text{ вын}} + t_{z\text{ вогн}}) z_i}{60} = \frac{137,3 \cdot 40}{60} = 91,5 \text{ (мин)}.$$

12) Для оценки мощности резания используем формулу [8]:

$$N_{pez} = E' \cdot \frac{\bar{v} t z_u}{1000} \cdot K_1 K_2,$$

где согласно нормативам, $E' = 0,2$, $K_1 = 1,6$, $K_2 = 1$. Тогда мощность резания при использовании внешней резцовой головки $z_{u1} = 8$ равна:

$$\begin{aligned} N_{pez1} &= E' \cdot \frac{\bar{v} t z_{u1}}{1000} \cdot K_1 K_2 = \\ &= \frac{0,2 \cdot 67 \cdot 8,44 \cdot 8 \cdot 1,6}{1000} = 1,45 \text{ (кВт)}. \end{aligned}$$

Мощность резания при использовании внутренней резцовой головки $z_{u2} = 9$ равна:

$$\begin{aligned} N_{pez2} &= E' \cdot \frac{\bar{v} t z_{u2}}{1000} \cdot K_1 K_2 = \\ &= \frac{0,2 \cdot 67 \cdot 8,44 \cdot 9 \cdot 1,6}{1000} = 1,63 \text{ (кВт)}. \end{aligned}$$

При КПД станка $\eta = 0,4$ потребная мощность электродвигателя главного привода станка при использовании внешней и внутренней резцовой головки соответственно:

$$N_{cm} = N_{pez1} / \eta = 1,45 / 0,4 = 3,625 \text{ (кВт)},$$

$$N_{cm} = N_{pez2} / \eta = 1,63 / 0,4 = 4,075 \text{ (кВт)}.$$

Фактическая мощность электродвигателя станка FB 40V равна $N = 18 \text{ кВт}$, т.е. больше требуемой мощности для работы каждой резцовой головки. Следовательно, исходя из проведенных расчетов, установленный режим резания по мощности осуществим.

Результаты поэтапных расчетов режимов резания занесены в технико-нормировочную карту металлообрабатывающего станка для нарезания колеса и шестерни соответственно.

Выводы:

1. Анализ существующих кинематических схем зубонарезания показывает, что сочетания традиционных технологических инструментов с современными режущими сталями и сплавами могут реализовывать прогрессивные схемы резания.

2. Повышение эффективности процесса нарезания круговых зубьев резцовыми головками возможно путем максимального использования потенциальных возможностей метода обкатки в сочетании с другими методами и подходами, достигая высокой производительности в конкретных производственных условиях.

3. Проведен расчет режимов резания, обеспечивающих требуемую производительность станка и высокое качество обработки при оптимальной стойкости режущего инструмента.

4. Таким образом, выполнено технологическое обеспечение процесса формообразования поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых колес, включающее кинематическую схему, режимы резания, материалы, инструмент, оборудование.

Литература

1. Догода М.И. Способы, станки и автоматические устройства для обработки арочных зубьев // Цилиндрические передачи с арочными зубьями. Расчет, проектирование, изготовление: Тез. докл. зональн. научн.-техн. семин. – Курган. – 1983. – С. 31-34.
2. Дроговозов Г.П., Ерихов М.Л., Ратманов Э.В. Нарезание цилиндрических зубчатых колес с круговым зубом спирально-дисковой фрезой // Сб. научн. тр. Хабаровского политехн. инст. – Хабаровск. – 1970. – №24. – С. 76-79.
3. Липатов С.И. Разработка многорезцового обкатного инструмента с нулевым углом профиля для высокопроизводительного зубонарезания арочных колес на станках с ЧПУ. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.07. – М., 2013. – 28 с.

4. Маликов А.А. Основы высокоэффективной технологии изготовления цилиндрических зубчатых колес: Дисс. ... докт. техн. наук. – Тула, 2009. – 418 с.

5. Малый Д.В. Цилиндрические передачи с арочным зубом: анализ опыта расчета, проектирования и изготовления // Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2000. – №9(31). – С. 139-144.

6. Овумян Г.Г., Адам Я.И. Справочник зубореза. – М.: Машиностроение, 1983. – 223 с.

7. Пузина В.М. Исследование цилиндрических зубчатых передач с замкнутыми линиями контакта: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ворошиловград, 1981. – 241 с.

8. Справочник «Режимы резания металлов» // Под ред. Ю.В. Барановского. – М.: Машиностроение, 1972. – 407 с.

9. Шишов В.П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: Дисс. ... докт. техн. наук. – Луганск, 1994. – 525с.

10. Чалая Е.Ю. Моделирование процесса нарезания цилиндрических зубчатых передач с круговой продольной линией зуба // Межд. сборник научных трудов Дон. НТУ. Серия: Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк, 2017. – Вып. № 2(57). – С. 65-74.

References

1. Dogoda M.I. Sposobi, stanki i avtomaticheskie ustroistva dly obrabotki arochnih zubev // Cilindricheskie peredachi s arochnimi zubyami. Raschet proektirovanie, izgotovl. Tez. dokl. zonaln. nauch. tehn. sem. – Kurgan. – 1983. – S. 31-34.
2. Drogovozov G.P., Erihov M.L., Ratmanov E.V. Narezanie cilindricheskih zubchatih koles s krugovim zubom spiralno diskovoi frezoi // Sbornik nauchnih trudov Habarovskogo politehn. instituta. – Habarovsk. – 1970. – № 24. – S. 76-79.
3. Lipatov S.I. Razrabotka mnogorezцового obkatnogo instrumenta s nulevim uglom profilya dlya visokoproizvoditelnogo zubonarezaniya arochnih koles na stankah s CPU. Avt. dis... kand. tehn. nauk: 05.02.07. – M. 2013. – 28s.

4. Malikov A.A. Osnovi visokoeffektivnoi tehnologii izgotovleniya cilindricheskikh zubchatih koles. Dis... dokt. tehn. nauk. – Tula, 2009. – 418 s.

5. Maliy D.V. Cilindricheskie peredachi s arochnim zubom analiz opita rascheta proektirovaniya i izgotovleniya // Visnik Shidnoukraïnskogo Nacion. Universitet. – 2000. – №9(31). – S. 139-144.

6. Ovumyan G.G., Adam Y.I. Spravochnik zuboreza. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 223 s.

7. Puzina V.M. Issledovanie cilindricheskikh zubchatih peredach s zamknutimi liniyami kontakta: Dis... kand. tehn. nauk: 05.02.02. – Voroshilovgrad, 1981. – 241s.

8. Spravochnik «Rejimi rezaniya metallov» // Pod red. Yu.V. Baranovskogo. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 407s.

9. Shishov V.P. Teorija, matematicheskoe obespechenie i realizacija sinteza vysokonagruzhennyh peredach zacepleniem dlja promyshlennogo transporta: Dis...dokt. tehn. nauk. – Lugansk, 1994. – 525s.

10. Chalaya E.U. Modelirovanie processa narezaniya cilindricheskikh zubchatih peredach s krugovoi prodolnoi liniei zuba // Mejdunarodnii sbornik nauchnih trudov Don. NTU. Seriya: Progressivnie tehnologii i sistemi mashinostroeniya. – Doneck, 2017. – Vip. № 2(57). – S. 65-74.

Maliy D.V., Puzina V.M., Tarashchanskii M.T., Chalaya E.U.

THE CHOICE OF RATIONAL MODES OF CUTTING WHEN CUTTING CYLINDRICAL GEARS WITH CIRCULAR LONGITUDINAL LINE OF THE TOOTH

The article proposes the technological support of the process of forming the surfaces of the arched teeth of cylindrical gears, including the kinematic scheme, rational cutting modes, materials, tools, equipment. The theoretical justification and practical calculation of cutting conditions for cutting gears with a circular longitudinal line of the tooth, taking into account the required cutting power.

Keywords: arch cylindrical gear mixed gearing, the circular line of the tooth, kinematics, tool head,

the rational cutting parameters.

Малый Дмитрий Вячеславович, к.т.н., доцент кафедры «Прикладная математика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

E-mail: dmitriy.malyu@gmail.com

Maliy Dmitriy, associate Professor in «Applied mathematics» of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: dmitriy.malyu@gmail.com

Пузина Валентина Михайловна, к.т.н., доцент кафедры «Сопrotивление материалов, инженерная и компьютерная графика» ГОУ ЛНР «Луганский национальный аграрный университет»

E-mail: p_irina@mail.dsip.net

Puzina Valentina, associate Professor of «Resistance of materials, engineering and computer graphics», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk National Agrarian University»

E-mail: p_irina@mail.dsip.net

Тарашанский Марк Танкумович, к.т.н., доцент кафедры «Прикладная математика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

E-mail: mark.tarashchanskii@gmail.com

Tarashchanskii Mark, associate Professor in «Applied mathematics» of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: mark.tarashchanskii@gmail.com

Чалая Елена Юрьевна, старший преподаватель кафедры «Прикладная математика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

E-mail: elena_chalaya@mail.ru

Chalaya Elena, senior lecturer in «Applied mathematics» of State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: elena_chalaya@mail.ru

Рецензент: Витренко В.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Технологии машиностроения и инженерного консалтинга» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

Статья подана 16.11.2018

УДК 628.16.06

ПЛОСКОКАНАЛЬНЫЙ МЕМБРАННЫЙ АППАРАТ

Чебан В.Г.

FLAT-CHANNEL MEMBRANE DEVICE

Cheban V.G.

Приведен краткий обзор истории создания мембранных аппаратов, выявлены их достоинства и недостатки. Предложено конструктивно новое решение по созданию плоскоканального мембранного аппарата, обеспечивающего выполнение всех поставленных перед ним требований, связанных как с повышением производительности и эффективности работы самого аппарата, так и со снижением потерь давления в подводящих и отводящих каналах.

Ключевые слова: мембранный аппарат, канал, фильтрат, концентрат, сетка.

Введение. Одним из определяющих факторов состояния экологической обстановки нашего региона являются промышленные оборотные воды, особенно металлургических предприятий, ливневые и коммунальные стоки, характеризующиеся многообразием примесей, в том числе и высоким содержанием взвешенных частиц. С целью нейтрализации их негативного влияния на окружающую среду создан ряд конструкций очистных сооружений и средств очистки. Наиболее эффективными и массовыми из них являются те, в которых на завершающем этапе очистки используются мембранные технологии [1]. К таким средствам относятся плоскокамерные мембранные аппараты, используемые в системах ультрафильтрации. 70-е и 80-е годы прошлого столетия явились периодом бурного развития мембранных аппаратов разнообразной

конструкции, каждый из которых занимал определенную нишу, обусловленную спецификой сферы его применения. В данной работе исследованию подлежит мембранный аппарат с кассетной системой «Пеликон», как один из наиболее прогрессивных, в котором используется принцип разделения жидкости на фильтрат и концентрат в тангенциальном потоке, протекающем по системе параллельных напорных каналов. Он представляет собой единый скрепленный моноблок, заключенный между внешними опорными плитами. Особенностью модулей «Пеликон» являются тонкие напорные и дренажные каналы (толщина менее 0,5 мм), заполненные сетками-сепараторами, и короткий путь прохождения разделяемой жидкости и фильтрата. В итоге обеспечиваются высокая удельная поверхность мембран и сравнительно низкие энергетические затраты на процесс разделения [2]. Более подробно сущность этого аппарата раскрыта в работе [3], в которой сказано, что он состоит из собранных в стопку мембранных элементов и промежуточных пластин, первые из которых состоят из двух мембран и дренажной сетки между ними. Мембранные элементы и промежуточные пластины на противоположных краях выполнены с рядом отверстий, через одно по синусоиде окруженных герметизирующей пропиткой, внедренной в ячейки дренажных сеток и сеток

промежуточных пластин. В собранном виде отверстия образуют коллекторные каналы для исходного раствора, концентрата и фильтрата, соединяющие образованные при этом напорные и дренажные каналы с соответствующими коллекторами, выполненными в двух стяжных плитах, осуществляющих общую герметизацию аппарата. Преимуществом этой формы и конструкции аппарата в целом является равномерное распределение потока по поверхности мембран за счет отверстий ввода и вывода раствора в напорном канале.

Авторы этих работ утверждают, что в аппарате данного типа достигнуто увеличение удельной поверхности мембран, снижение сопротивления аппарата и равномерное распределение потока по ширине напорного канала. Если с первыми двумя утверждениями авторов можно согласиться, то последнее из них слишком уж категорическое. Это объясняется тем, что за счет круглых отверстий, расположенных в ряд, причем на расстоянии друг от друга, и в непосредственной близости к началу и концу напорного канала постоянной ширины, не возможно достичь максимальной равномерности потока по всей его ширине. Очевидно, что получение максимальной равномерности потока в канале возможно лишь в том случае, когда подводящие и отводящие отверстия будут выполнены в виде щели, поперечное сечение которой будет соответствовать поперечному сечению напорного канала. Кроме того, очевидным является и то, что минимально возможное сопротивление подводящих, отводящих и сливных отверстий возможно при полном их отсутствии или они должны быть максимально малой длины. Все это возможно в случае максимального приближения соответствующих коллекторов к входам и выходам напорных и дренажных каналов. Частично эту задачу

решили при создании корпусного мембранного аппарата фирмы Рокем [4], в котором подводящий коллектор исходной жидкости расположен непосредственно перед входами в плоские напорные каналы пакета, а отводящий коллектор концентрата – непосредственно после выходов из этих каналов. Но, к сожалению, отвод фильтрата из его дренажных каналов не нашел усовершенствования и остался на уровне выше исследуемого аппарата. С должным уровнем эти вопросы решены в одноканальном, в частности, рулонном мембранном аппарате [3], где все коллекторы максимально приближены к соответствующим входам и выходам его каналов. Но, при этом существенно возросла длина дренажного канала. Особенно это заметно в рулонных модулях типоразмера 8040. Например, мембранный модуль Filmtec BW30-400 с рабочей поверхностью 37 м^2 при длине напорного канала примерно $0,9 \text{ м}$ с учетом наличия двух мембран имеет дренажный канал длиной примерно 20 м , что обуславливает большие потери давления в линии фильтрата.

Целью данной работы является разработка такой конструкции мембранного плоскоканальной аппарата, которая обеспечит высокую удельную поверхность мембран, минимальное сопротивление каналов, равномерный поток раствора по ширине напорного канала и низкие потери давления.

Для обеспечения всех выше перечисленных требований конструкция аппарата должна соответствовать схеме, представленной на рисунке 1.

Аппарат должен состоять из закрытого корпуса 1, в котором расположен фильтрующий пакет 2 с поддерживающими его двумя перегородками 3, разделяющими полость корпуса на подающий коллектор 4 жидкости и отводящие коллекторы 5 и 6 фильтрата и концентрата, соответственно. Схемой

предусматривается соединение коллекторов с соответствующими каналами только через их вход и/или выход, при этом каждый дренажный канал имеет два выхода, расположенных на боковых гранях пакета 2, а входы и выходы напорных каналов расположены на его торцевых гранях.

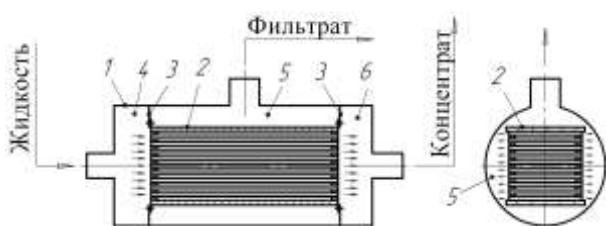


Рис. 1. Схема компоновки мембранного аппарата

Одним из вариантов реализации этой схемы является мембранный аппарат, конструкция которого представлена на рис. 2.

Мембранный аппарат содержит вертикальный корпус 1 с горизонтальными перегородками 2 и 3, между которыми расположен разделяющий жидкость пакет 4, состоящий с последовательно расположенных в ряд дренажных 5 и промежуточных 6 сеток и расположенных между ними плоских прямоугольных мембран 7. Торцовые концы сеток 5 и 6 и мембран 7 заведены при сборке пакета 4 в полости прямоугольных рамок 8 и 9, присоединенных к противоположным торцам стяжных плит 10 и 11 с возможностью стягивания составляющих ряда в пакет 4. При этом торцевые концы 12 дренажных сеток 5 загерметизированы пропитанным материалом как минимум на их толщину, к поверхности которых приклеены торцевые концы мембран 7, боковые грани которых в свою очередь приклеены к поверхности боковых так же загерметизированных упоминаемым способом концов 13 промежуточных сеток 6, к тому же торцевые концы 14 промежуточных сеток 6 и

боковые концы 15 дренажных сеток 5 остаются не загерметизированными.

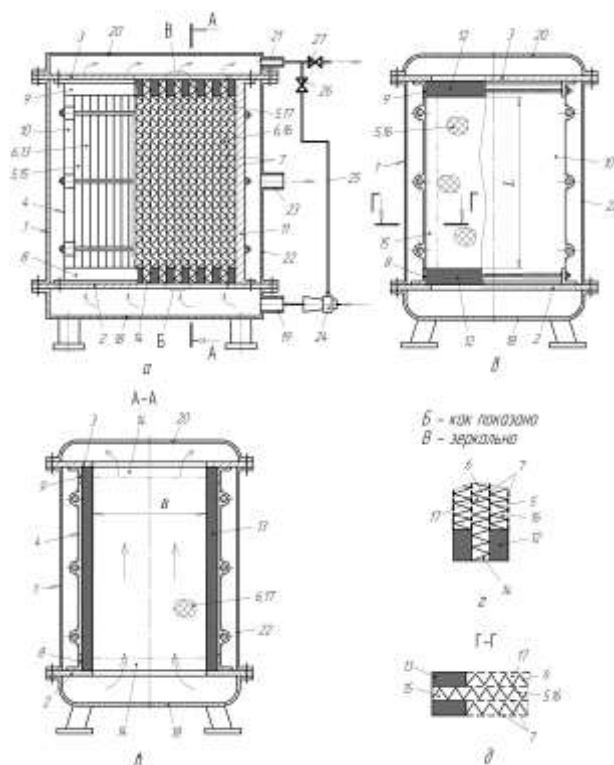


Рис. 2. Усовершенствованный мембранный аппарат:
а, б – общий вид; в – разрез А-А; г – разрез Г-Г;
д – узлы Б, В

После сборки пакета 4 в нем получают поочередно расположенные в ряд дренажные 16 и напорные 17 каналы. При этом роль входа жидкости и выхода концентрата с каждого напорного канала 17 играют не загерметизированные торцевые концы 14 промежуточных сеток 6. Роль же выходов фильтрата с каждого дренажного канала 16 играют два боковые не загерметизированные концы 15 дренажных сеток 5. Причем, входы и выходы 14 напорных каналов 17 выполнены на всю их ширину, равную B (см. рис. 2, в), а выходы 15 для отвода фильтрата из дренажных каналов 16 – на всю их ширину, равную L (см. рис. 1, б). Горизонтальные перегородки 2 и 3, одна из которых может быть выполнена из эластичного материала, со стороны торцовых граней пакета 4, выполнены с

соединительными окнами и разделяют полость корпуса 1 на три части. Первая часть в направлении движения жидкости расположена перед пакетом 4, то есть перед входами 14 в напорные каналы 17, и играет роль коллектора 18 жидкости с патрубком 19. Другая часть расположена после пакета 4, то есть после выходов 14 из напорных каналов 17, и играет роль коллектора 20 концентрата с патрубком 21, а третья часть – вокруг пакета 4 и играет роль коллектора 22 фильтрата с патрубком 23. При этом, коллекторы сообщены с полостями соответствующих каналов через вспомогательные выше и очень короткой длины не загерметизированные концы 15 и 14 сеток 5 и 6, соответственно. Кроме того, аппарат может быть дополнительно оборудован циркуляционным насосом или смонтированным в линии жидкости перед патрубком 19 коллектора 18 эжектором 24, камера пониженного давления которого с помощью циркуляционного трубопровода 25 с дросселем 26 сообщена с полостью патрубка 19 коллектора 18 концентрата через линию концентрата с дросселем 27.

С целью визуального контроля целостности мембран 7 при необходимости замены некоторых из них пакет строят по кассетному принципу (рис. 3).

Для этого дренажные сетки 5, кроме крайних в ряду, выполняют в виде двух идентичных по конструкции сеток 28, но возможно меньшей толщины. При этом, между поверхностями их загерметизированных концов расположены торцевые герметизирующие прокладки 29 незначительной толщины, выполненные в виде полосы или слоя герметика, а загерметизированные концы каждой из всех сеток – в виде непроницаемой полосы 30, к одной из двух плоских поверхностей которой герметически приклеиваются торцевые

поверхности мембран 7, а остальные контактируют с прокладкой 29 или герметиком. При этом образуются отдельные мембранные элементы, которые можно собирать предварительно до сборки пакета 4 и состоят они из одной промежуточной и двух соседних дренажных сеток и мембран 7 между ними.

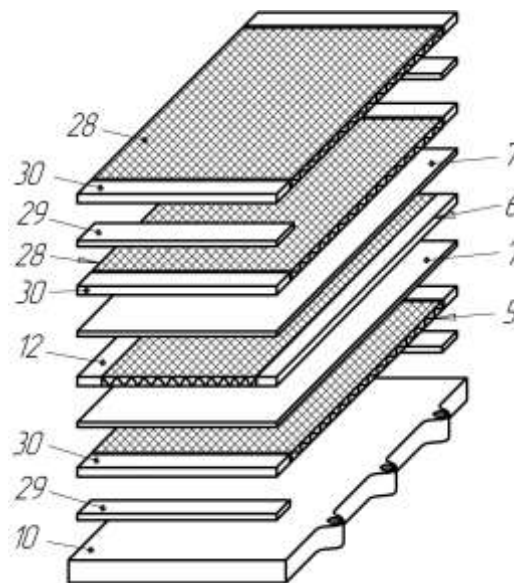


Рис. 3. Кассетный пакет

Рассмотрим принцип работы аппарата.

Исходную жидкость под давлением и непрерывным потоком подают на вход эжектора 24 (см. рис. 1, а), откуда она через патрубок 19 поступает сначала в полость коллектора 18, а потом через нижние торцевые входы 14 направляется непосредственно в напорные каналы 17, где движется равномерным потоком вдоль мембран 7 с большой скоростью. При этом часть жидкости в виде фильтрата проникает через мембраны 7 и попадает сначала в дренажные каналы 16, потом через боковые выходы 15 очень малой длины поступает непосредственно в коллектор 22 и через патрубок 23 оставляет аппарат. Другая же часть жидкости в виде концентрата через верхние торцевые выходы 14 очень малой длины оставляет напорные каналы 17 и

попадает непосредственно в коллектор 20, откуда через патрубок 21 направляется в линию вывода концентрата с дросселем 27 и в циркуляционный трубопровод 25 с дросселем 26. С помощью дросселей 26 и 27 определяется количество концентрата, которое сливается из аппарата и которое используется для внутренней циркуляции в нем. Далее под действием разряжения, образованного в камере пониженного давления эжектора 24, концентрат из циркуляционного трубопровода 25 поступает сначала в эжектор 24, а затем в смеси с жидкостью движется по выше описанному пути. При необходимости в жидкость дозируют коагулянты или другие химические растворы, например в линию, расположенную перед эжектором 24, в котором достигаются лучшие условия смешивания их с жидкостью. В случае засорения мембран до предварительно заданного значения аппарат останавливают на промывку одним из известных способом, после чего аппарат запускают в работу.

Наличием стяжных рамок 8 и 9 достигается герметичное закрепление пакета 4 к перегородкам 2 и 3, а его размещение в коллекторе 22 фильтрата в свою очередь обеспечивает максимальное приближение полостей всех коллекторов к соответствующим входам и/или выходам каналов 16 и 17, чем достигается минимально возможное сопротивление аппарата. При этом наличие двух боковых выходов 15 фильтрата в каждом дренажном канале 16 снижает потери давления в линии фильтрата.

Выполнение дренажных сеток 5 с не загерметизированными боковыми концами 15 при загерметизированных торцевых концах 12 позволяет выполнить ширину выходов каждого из дренажных каналов 16 одинаковой и равной L (см. рис. 1, б). Выполнение промежуточных сеток 6 с не загерметизированными торцевыми

концами 14 при загерметизированных боковых концах 13 позволяет выполнить ширину входа и выхода каждого напорного канала 17 одинаковой и равной B (см. рис. 1, з). Как первое, так и второе мероприятия обеспечивают как равномерную подачу жидкости в напорные каналы 17 по всей их ширине, так и такой же вывод из них концентрата. А это гарантия максимально возможной равномерности распределения потока жидкости по поверхностям мембран 7, что, как известно, вместе с высокой скоростью жидкости вдоль них создает наилучшие условия разделения жидкости на фильтрат и концентрат для данного типа каналов. Поэтому, при работе аппарата в таких каналах на поверхностях мембран 7 отсутствуют застойные зоны и концентрационная поляризация на них возникает значительно позже или вообще не возникает, что повышает производительность аппарата.

Расположение пакета 4 в корпусе 1 обеспечивает снижение давления на внешние поверхности его составляющих, что, например, позволяет резко уменьшить толщину стяжных плит и диаметр стягивающих шпилек и улучшить условия работы герметических узлов.

В случае выполнения примерно квадратного в сечении пакета 4 более целесообразным является изготовление корпуса 1 цилиндрической формы, как более легкой в изготовлении и эстетичной.

Изготовление дренажных сеток 5, кроме крайних в ряду, в виде двух идентичных им по конструкции сеток 28 с прокладками или слоем герметика между поверхностями загерметизированных торцевых концов, выполненных каждый в виде непроницаемой полосы 30 во всех дренажных сетках, в случаях потребности их замены мембран 7 дает возможность визуально контролировать их целостность.

Выводы. Таким образом, предложенная конструкция мембранного аппарата отвечает требованиям поставленной задачи, обеспечивает низкие потери давления, как жидкости, так и фильтрата, расширяет возможности его использования и повышает производительность аппарата.

Л и т е р а т у р а

1. Список внедренных установок по водоподготовке и очистке воды. [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://epcs.ru/works>.
2. Аппаратное оформление ультра и микрофильтрации. Схема устройства и функционирования кассетой системы «Пеликон». Рисунок 9.2. [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://membranemsk.ru/UFMF.pdf>.
3. Основы проектирования производств, использующих мембранное разделение. Дополнение 3.8. Основные типы мембранных модулей. Рисунок 4. [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://membranemsk.ru/Osnoviproektirovania.pdf>.
4. Плоский фильтрационный модуль фирмы Rochem (FM). [Электронный ресурс] / Режим доступа : http://rokem.ru/1_3_3.php.

R e f e r e n c e s

1. Spisok vnedrennyh ustanovok po vodopodgotovke i ochildke vody. [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa : <http://epcs.ru/works>.
2. Apparatnoe oformlenie ul'tra i mikrofil'tracii. Shema ustrojstva i funkcionirovanija kasetoj sistemy «Pelikon». Risunok 9.2. [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa : <http://membranemsk.ru/UFMF.pdf>.
3. Osnovy proektirovanija proizvodstv, ispol'zujushhih membrannoe razdelenie. Dopolnenie 3.8. Osnovnye tipy membrannyh modulej. Risunok 4. [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa : <http://membranemsk.ru/Osnoviproektirovania.pdf>.

4. Ploskij fil'tracionnyj modul' firmy Rochem (FM). [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa : http://rokem.ru/1_3_3.php.

Cheban V.G.

FLAT-CHANNEL MEMBRANE DEVICE

A brief review of the history of the creation of membrane devices is given, their advantages and disadvantages are revealed. A constructive new solution has been proposed for creating a flat-channel membrane device that ensures the fulfillment of all the requirements set for it, related both to an increase in the productivity and efficiency of the device itself, and to a decrease in pressure losses in the supply and discharge channels.

Key words: *membrane device, channel, filter, concentrate, grid.*

Чебан Виктор Григорьевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедры «Прикладная гидромеханика» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет», г. Алчевск.

E-mail: edvik2010@yandex.ua

Cheban Viktor Grigorovych, Canddate of Sciences, a dosent of the Chair «Applied Hydromechanics», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Donbass State Technical University», city Alchevsk.

E-mail: edvik2010@yandex.ua

Рецензент: Ульяницкий Василий Никифорович, кандидат технических наук, профессор кафедры «Машины металлургического комплекса» ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет».

Статья подана 31.10.2018 года

УДК 621.39.001

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СТАТИСТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ БИОМЕТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ

Коровин М.А.

COMPARATIVE ANALYSIS OF STATISTICAL INDICATORS OF MODERN BIOMETRIC SECURITY SYSTEMS

Korovin M. A

В статье представлен анализ и исследование статистических показателей современных биометрических систем безопасности, которые применяются в специальных зонах атомных электростанций, тюремного заключения, аэропортов, больниц, вычислительных центров, оборонных предприятий, банков для обеспечения строжайшего пропускного режима. С этой целью подробно рассмотрены статистические методы биометрической идентификации, основой которых являются уникальные физиологические или поведенческие характеристики человека.

На основании этого анализа предложена сортировка этих методов от лучших к худшим с учетом их достоинств и недостатков, что может практически учитываться пользователями при выборе необходимой системы безопасности объекта.

Ключевые слова: биометрическая идентификация, система регистрации, пользователь, статистические методы, отпечаток пальца, ДНК, почерк, лицо, голос, статистические показатели, биометрические системы, безопасность объекта.

Введение. Существует ряд разного рода объектов, где требуется обеспечить строжайший пропускной режим: это

специальные зоны атомных электростанций, тюремного заключения, аэропортов, больниц, вычислительных центров, оборонных предприятий, банков и т.д.

Нередко в сводках МВД сообщается о побегах преступников из мест заключения (ИТУ) и следственных изоляторов (СИЗО). Способ совершения побега подмена. Подмена одного человека на другого является наиболее наглядным примером ситуации, в которой необходим лишенный субъективизма способ идентификации личности. Поэтому для решения этой проблемы существует целый спектр технических решений. Самое широкое распространение получили устройства с применением магнитных карточек. Однако большинство подобных систем имеют серьезный недостаток проверке подвергается не человек, а некоторый пропуск или ключ, в данном случае магнитная карточка.

Эту проблему успешно решают устройства, производящие идентификацию личности по результатам измерения каких-либо физических параметров человека. В связи с этим в последние годы появились разнообразные пропускные системы, основанные на биометрическом принципе

идентификации: по трехмерному обзору ладони, по радужной оболочке глаза, по голосу, по надписи, по изображению профиля лица, по отпечатку пальца и т.д.

По сравнению с предшествующими системами безопасности, биометрический контроль обеспечивает более надежную защиту, по причине того, что идентифицируется не внешний предмет, принадлежащий человеку, а собственно человек. Простота процесса позволяет инициировать его часто и невозможность предъявления идентификатора другим лицом.

В связи с этим биометрическая идентификация позволяет решать ряд проблем: несанкционированного проникновения злоумышленников за счет подделки, кражи документов, карт, паролей, а также исключение неудобств, связанных с их утерей, порчей или забыванием.

Существуют различные методы биометрической идентификации, основой которых являются уникальные характеристики человека, неотъемлемые от него. С целью анализа и исследования их статистических показателей, которые используются для сравнения разных методов биометрической идентификации, рассмотрим некоторые из них.

Целью статьи является анализ и исследование статистических показателей различных методов биометрической идентификации, которые обеспечивают более надежную защиту и контроль объектов, т.к. основу их представляют уникальные характеристики человека, неотъемлемые от него.

Материалы и результаты исследования. Идентификация по радужной оболочке глаз была предположена Франк Бури еще в 1936 году. До 1987 года все это оставалось научной фантастикой и только в 1998 году рассматриваемая технология была признана

продуктом тысячелетия Проектным Советом Великобритании. В основу данной системы идентификации положены анализ и сопоставление радужных оболочек глаза.

Идентификация по радужной оболочке глаза нашла свое применение в таких областях, как паспортный контроль, электронная торговля, медицинские услуги, именные платежи, контроль доступа к привилегированной информации; используется в помещениях для хранения офисных бумаг, опасных материалов, ценностей, в жизненно важных сооружениях и коммуникациях, аэропортах, портовых сооружениях.

Преимущества данной системы идентификации над другими проявляются в следующих ее качествах и способностях:

- вероятность идентичности радужной оболочки глаза у двух разных людей равна $1 \text{ к } 10^{78}$, причем население на Земле составляет 10^{10} ;
- радужная оболочка глаза наиболее стабильный и статистически сложный параметр человека;
- высокая скорость идентификации и др.

Радужная оболочка глаза – это сужающаяся и расширяющаяся мембрана, окружающая глазной зрачок, расположенная за роговицей, но перед линзой. Единственный защищенный орган тела, который нормально виден внешне.

Система идентификации по радужной оболочке глаза использует видеокамеру. Максимальное расстояние между камерой и пользователем в пределах 0,914 м. Процесс идентификации занимает 1-2 секунды: 1 секунда - сканируется глаз, 1 секунда - формируется код, доли секунды - поиск пользователя в базе данных. Вероятность ошибочного опознавания другого человека с очень схожим рисунком радужной оболочки глаза составляет $1/1200000$.

Эпоха биометрической идентификации по отпечатку пальца взяла свое начало еще в XIV веке, когда китайцы использовали этот метод вместо личной подписи на документах и только в 1905 году эту теорию впервые применили в криминалистике западных стран.

Процесс идентификации по отпечаткам пальцев в последние годы стал широко распространенным средством биометрических технологий. Этот метод нашел свое применение в различных сферах общественной жизни: в финансовой, медицинской и банковской сферах, а также в информационных центрах УВД и МВД. Имеются случаи установления личности неопознанных трупов, выявляются несоответствия паспортных данных на дактилоскопических картах, полученных от одного лица в разное время или в разных местах и т.д.

Соответственно идентификации по отпечаткам пальцев присущ ряд положительных аспектов. В этот перечень можно внести: простота и удобство использования устройств считывания, высокая надежность идентификации, отсутствие психологических барьеров, автономность системы, минимальное время идентификации. Практика показывает, что соотношение количества отказов к количеству сеансов успешной идентификации этого метода равно 1:100, то есть 99 раз из 100 зарегистрированный пользователь будет идентифицирован правильно. Вероятность того, что устройство пропустит незарегистрированного пользователя, составляет 0,001%.

Существует два метода идентификации: криминалистический и математический. Криминалистический метод определяет и сравнивает тип узора на обоих отпечатках: шаблон и новый. В случае обнаружения хотя бы одного несовпадения принимается решение о несовпадении отпечатков.

Математический метод базируется на корреляционном сравнении изображений двух отпечатков, то есть происходит наложение двух изображений отпечатков пальцев в разных положениях и определяется наилучший коэффициент совпадения. Этот подход имеет ряд недостатков: высокий уровень отказа идентификации, неустойчивость алгоритмов к деформации, повороту отпечатка, длительное время идентификации, большой объем кода отпечатка, зависимость от состояния чистоты поверхности пальца.

Таким образом, отпечаток пальца несет индивидуальную информацию, которая позволяет отличить его от других отпечатков и однозначно идентифицировать личность. С этой целью еще с середины 80-х годов действуют автоматизированные дактилоскопические информационно-поисковые системы, которые используются в правоохранительных органах в основном для отождествления изъятых на месте преступления следов пальцев (ладоней) рук с отпечатками пальцев (ладоней) рук, находящимися на дактилоскопическом учете в базе данных МВД.

В настоящее время в базе данных МВД ЛНР находится большой под-учётный массив дактилоскопических карт лиц, склонных к совершению преступлений, что позволяет существенно повысить процент раскрываемости преступлений и эффективность оперативно розыскной деятельности ОВД и МВД. Кроме задачи по раскрытию преступлений по следам рук, решаются и другие проблемы, характерные для работ и учетов информационных центров этих ведомств.

Технология идентификации по геометрическому строению руки доступна на протяжении более 40 лет. Причиной развития этой технологии послужил недостаток в

идентификации по отпечаткам пальцев, который заключается в том, что отпечаток грязного пальца система может и не распознать.

Данная идентификация происходит по таким биометрическим параметрам, как геометрическая форма кисти, руки, расположение подкожных кровеносных сосудов ладони, узор линий ладони.

Эта технология имеет ряд положительных сторон: малый объем биометрического образца, высокая степень надежности и ряд отрицательных сторон: такие устройства занимают много места, высокая стоимость.

Процесс идентификации заключается в сканировании внутренней, боковой сторон руки, используя встроенную видеокамеру, алгоритмы сжатия и поиска полученного образца в базе данных этого устройства.

Начало эпохи идентификации по сетчатке глаза - 30 годы XX столетия.

Однако этот метод нашел практическое применение только в середине 50-х годов XX века. Сетчатка глаза является стабильным физиологическим признаком благодаря тому, что она расположена глубоко внутри глаза, устойчива на протяжении всей жизни человека. Этот признак - уникальный объект для идентификации по той причине, что даже у близнецов рисунок кровеносных сосудов глазного дна существенно отличается.

Стоит обратить внимание на недостатки этого метода. Например, психическая неприязнь, заключающаяся в нерешительности посмотреть в темное отверстие; трудность в реализации; неудобство в использовании; четкая граница расположения глаза и устройства сканирования, неподвижность пользователя во время процесса его взаимодействия с прибором, который проводит процедуру идентификации; около 10% пользователей не способны правильно

выполнить процедуру регистрации, так как сканеры сетчатки глаза состоят из движущихся зеркал и лент и располагаются на расстоянии 7,5 см от исследуемого объекта.

Объектом данного устройства для считывания информации о сетчатке глаза является зрачок. Сканирование происходит с помощью инфракрасного света низкой интенсивности, направленного через зрачок к кровеносным сосудам на задней стенке глаза.

Сканеры для сетчатки глаза отличаются низким процентом распознавания, точнее 0,0001%, что означает порядка 10% зарегистрированных пользователей будут не пропущены системой с первого раза.

Данная технология трудоёмка и занимает сравнительно много времени, поэтому получила применение только у военных, где главная задача состоит в недопуске чужого.

Идентификация по форме и термограмме лица является наиболее древней и распространённой. Основой данного метода идентификации является построение трехмерного образа лица человека. Эта технология выделяется отсутствием необходимости иметь специальное дорогостоящее оборудование, так как в большинстве случаев достаточно персонального компьютера и видеокамеры.

Первым этапом реализации данной технологии является локализация лица в кадре. Она осуществляется путем сканирования исходного изображения в различных масштабах, оценивая по определенным признакам: контуры бровей, глаз, носа, губ и расстояние между ними.

Такие системы получили широкое применение при удаленной идентификации субъекта доступа в телекоммуникационных сетях.

Недостатком данных систем является то, что они не могут различать близнецов. Именно

этот фактор послужил причиной разработки устройств идентификации по термограмме лица. Основой этого метода является уникальность распределения на лице артерий, которые снабжают кровью кожу, выделяют тепло. Термограмма не зависит от времени и изменений внешности человека.

Реализация этой технологии происходит с помощью специальной камеры инфракрасного диапазона.

Основоположником идентификации личности по генетическому коду (ДНК) является Алекс Джефферсон. Он открыл эту технологию в 1985 году, а в 1994 году вступил в силу федеральный закон Британии об идентификации по ДНК. Министерства юстиции многих стран мира рекомендуют

максимально широко применять экспертизы ДНК в уголовном процессе; в популяционно-генетических исследованиях; в практике судебной медицины; с целью определения отцовства или степени сходства; для генетического анализа клеток костного мозга; в селекционной работе; для анализа эволюционного происхождения биологических видов.

Идентификация по ДНК - это установление генетической индивидуальности любого организма. Основана данная идентификация на анализе особенностей его дезоксирибонуклеиновой кислоты (ДНК). Для идентификации используются две характеристики ДНК как носителя генетической информации. Первая характеристика представляет собой последовательность составляющих ДНК элементов, которая имеет индивидуальные особенности у каждого. Вторая - у каждого живого организма ДНК всех клеток совершенно одинакова.

На данном этапе развития этой технологии для идентификации экспертам достаточно

пятна крови величиной с булавочную головку. Уже научились извлекать ДНК из костей и волос. Сейчас в государственных базах данных ДНК-информации всех стран мира хранятся данные сотни миллионов жителей Земного шара. Недостатком использования ДНК для выше - перечисленных специализированных экспертиз является длительность процедуры.

50-тые годы послужили началом существования метода **идентификации по форме ушной раковины**. Изначально эта технология появилась с целью избежания подмены детей в родильных домах, но в результате не получила широкого практического применения.

Аналогичная участь постигла и комплексные системы так называемого «электронного уха (носа)» и динамические методы биометрической идентификации.

Комплексная система «электронного уха (носа)» состоит из трех функциональных узлов, каждый из которых работает в режиме периодического восприятия пахнущих средств.

Динамические методы биометрической идентификации - это методы, суть которых состоит в анализе особенностей, характерных для подсознательных движений испытуемого в процессе повседневной деятельности.

Системы верификации голоса используются при потребности непосредственного контакта машины и человека, применяются в сочетании со средствами распознавания и синтеза речи. Такие системы могут обслуживать голосовые порталы, телекоммуникационные службы, электронную коммерцию, сферу передачи финансовой, медицинской и другой конфиденциальной информации, запросы о состоянии банковских счетов и банковские расчеты, запрос информации из баз данных по телефону, автоматическую оплату междугородных телефонных переговоров.

Помимо достаточно большой сферы пользования, такие системы имеют еще и ряд преимуществ. Во-первых, в наше время хорошо развита телефонная сеть. Во-вторых, звуковые карты стали стандартным оборудованием персональных компьютеров. В-третьих, системы идентификации личности по голосу не вызывают психологической неприязни. В-четвертых, голос нельзя украсть. В-пятых, удобство в применении. Но не стоит забывать, что у всякой системы есть свои недостатки. Обсуждаемым системам присущи такие недостатки, как низкая степень надежности, парольную фразу трудно сохранить в тайне (переход к идентификации личности по произвольным фразам исключит эту проблему), перемена голоса во время болезней человека (ларингит и т. д.), помехи в микрофонах, помехи в низкокачественных каналах передачи данных, влияние окружающей обстановки на результаты распознавания, использование разных устройств регистрации при записи эталонов и идентификации является фактором, влияющим на результаты распознавания, ошибки при произношении, эмоциональное различное состояние проверяемого в момент регистрации эталона и при каждой идентификации.

Речевые навыки говорящего, его индивидуальный опыт, психологический склад, характерологические способности и даже интеллект являются компонентами, без которых не может осуществляться управление речевым процессом.

Поэтому для идентификации личности по голосу изначально в базу системы вводят несколько вариантов произношений каждым проверяемым контрольных фраз для создания биометрических персональных эталонов, характеризующих индивидуальность голоса.

Еще много лет назад человечество нашло взаимосвязь между почерком и характером. В

1630 году профессор Камилло Бальдо написал книгу «Как узнать природу и качества человека, взглянув на букву, которую он написал».

Основным недостатком **систем идентификации по рукописному почерку** является их зависимость от психологического состояния человека. Также следует учесть обязательное наличие у компьютера графического планшета.

Основным способом идентификации по следу автографа или по статистической подписи заключается в исследовании динамики воспроизведения автором подписи, то есть по данным параметров колебания пера при воспроизведении им подписи в трехмерном пространстве, задающиеся несколькими функциями: – функцией времени колебания пера в плоскости графического планшета, функцией вариации давления пера на графический планшет и др.

Для идентификации личности по рукописному почерку на каждого проверяемого также формируется биометрический эталон который должен учитывать все стабильные и нестабильные составляющие, а также динамические параметры, влияющие на вероятность этого процесса.

Клавиатурный почерк - человеческая индивидуальность проявляется при работе радиостов в эфире механическим ключом, при исполнении пианистов одного и того же произведения, при работе с клавиатурой или мышью.

Применение идентификации по клавиатурному почерку является обусловленным только в том случае, когда пользователь имеет длительный опыт работы с компьютером и сформировавшийся почерк работы на клавиатуре. Естественным является то, что данный метод идентификации имеет и свои сложности в реализации, как и все остальные.

Важную роль играют условия набора текста. Например, человек начнет нервничать, если текст будет официально объявлен заранее, смена клавиатуры доставит неудобства и соответственно внесет свои коррективы.

Идентификация пользователя по клавиатурному почерку осуществляется несколькими способами: по «свободному» набору или по контрольной фразе.

В первом случае для анализа берутся произвольно несколько парных символов, которые могут встречаться в идентичных буквосочетаниях при «свободном» наборе. В этом случае главным параметром являются временные зависимости между нажатиями нескольких клавиш в одинаковых сочетаниях.

Во втором случае соответственно пользователь несколько раз набирает только одну контрольную фразу. При ее наборе следует пользоваться следующей рекомендацией, а именно она должна быть легко запоминающейся и содержать от 21 до 42 нажатий на клавиши. Длинная парольная фраза может внести дополнительные ошибки при распознавании клавиатурного почерка.

Обработка этих данных – первый этап идентификации, в результате которого выделяются характеристики: частота ввода символов - временные интервалы, затраченные на ввод отдельных букв; рисунок почерка - разность между соседними временными интервалами, длящимися между отдельными нажатиями, то есть производная по почерку, показывающая относительные замедления или ускорения при работе с клавиатурой.

На перечисленные выше характеристики существенно влияют количество пальцев, используемых при наборе пользователем, сочетания движений различных пальцев руки, движения рук при наборе. Если пользователь набирает одним пальцем руки, почерк полностью теряет свою индивидуальность.

Задача распознавания клавиатурного почерка может решаться различными подходами.

Первым и классическим подходом является статистический подход, который имеет ряд особенностей: зависимость почерка от буквенных сочетаний в слове; наличие связи между набором отдельных символов; наличие задержек при вводе этих символов. Набранная ключевая фраза сравнивается со средними статистическими данными с помощью вычисления расстояний между эталоном и набранной ключевой фразой.

Второй подход - это подход вероятностно-статистический. Сущность его состоит в том, что анализируются моменты нажатия и отпускания клавиш при наборе парольной фразы.

Вывод.

В заключение рассмотрения биометрических систем безопасности обратим внимание на их статистические показатели. Статистические показатели – это общая характеристика, которая используется для сравнения разных методов биометрической идентификации. Статистическими показателями являются ошибка первого рода, заключающаяся в недопуске зарегистрированного пользователя, ошибка второго рода, проявляющаяся в пропуске незарегистрированного пользователя.

При составлении статистических показателей необходимо учитывать зависимость биометрических методов от аппаратуры их реализации и условий осуществления идентификации личности.

На данном этапе сравнительного анализа вышеперечисленных систем, целесообразно предложить следующую последовательность биометрических методов идентификации:

1-ДНК; 2- Радужная оболочка и сетчатка глаза; 3-Отпечаток пальца, термография лица,

форма ладони; 4 - Геометрическое строение руки; 5- Подпись; 6 - Клавиатурный почерк; 7 - Голос.

Применение биометрических параметров для идентификации личности до настоящего времени не получило надлежащего нормативно-правового обеспечения. Несмотря на это, перед биометрическими технологиями открывается большое будущее, о чем свидетельствует их завоевание рынка не только профессиональных комплексов безопасности, но и домашних систем.

Литература

1. Белов В., Сесенин Е. Системы идентификации личности, основанные на интеграции нескольких биометрических характеристик человека // Доклады Томского государственного университета систем управления и радиоэлектроники – 2012.
2. Князев В., Серикова Ю. Актуальные проблемы биометрических систем аутентификации // International Research Journal [Электронный ресурс] – 2016.
3. Кочеткова О. Особенности правового регулирования использования биометрических документов в европейском Союзе и Российской Федерации // Фундаментальные исследования – 2015.
4. Маркелов К. Идентификация и верификация личности - комплексная биометрическая информационная технология // International Journal of Open Information Technologies – 2015.
5. Современные биометрические решения в системах безопасности // Компьютер Пресс, март, 2003. Морзеев Ю.
6. Статья «Биометрические системы безопасности» А.Стеблева, <http://daily.sec.ru>.
7. Статья «Биометрические устройства. Просто и безопасно» Фрэнк Дж. Олхорст.
8. Статья «Идентификация по радужке глаза» Марат Давлетханов.
9. Статья «Сильные и слабые стороны биометрических систем» Майк Фратто.
10. Идентификация по отпечаткам пальцев // PC Magazine/Russian Edition №1, 2004, Виталий Задорожный.

References

1. Belov V., Sesekin E. System identification is based on the integration of multiple biometric characteristics of the person // Reports of Tomsk state University of control systems and Radioelectronics – 2012.
2. Knyazev V., Serikova Y. Actual problems of biometric authentication systems // International Research Journal [Electronic resource] – 2016.
3. Features of legal regulation of the use of biometric documents in the European Union and the Russian Federation // Fundamental research-2015.
4. Markelov K. identification and verification of personality-complex biometric information technology / / International Journal of Open Information Technologies-2015.
5. Modern biometric solutions in security systems. // Computer Press, March 2003. Marzeev Yu.
6. article "Biometric security systems" by A. Steblev, <http://daily.sec.ru>
7. article " Biometric devices. Simple and safe," Frank George. Ohlhorst.
8. the article "the Identification by the iris of the eye" Marat Davletkhanov.
9. article "Strengths and weaknesses of biometric systems" Mike Fratto.
10. Fingerprint identification // PC Magazine / Russian Edition №1, 2004, Vitaly ZADOROZHNY.

Korovin M. A.

COMPARATIVE ANALYSIS OF STATISTICAL INDICATORS OF MODERN BIOMETRIC SECURITY SYSTEMS

The article presents the analysis and study of statistical indicators of modern biometric security systems, which are used in special areas of nuclear power plants, imprisonment, airports, hospitals, computer centers, defense enterprises, banks to ensure the strictest access regime. For this purpose the statistical methods of biometric identification, which are based on the unique physiological or behavioral

characteristics of a person, are considered in detail. Based on this analysis, the sorting of these methods from the best to the worst, taking into account their advantages and disadvantages, which can be practically taken into account by users when choosing the necessary security system of the object.

Key words: *biometric identification, registration system, user, statistical methods, fingerprint, DNA, handwriting, face, voice, statistical indicators, biometric systems, object security.*

Коровин Михаил Андреевич - кандидат военных наук, доцент, профессор военной кафедры ГОУ ВПО Луганского национального университета имени Владимира Даля.

Korovin Mikhail Andreevich - candidate of military Sciences, associate Professor, Professor of the military Department of Lugansk national University named after Vladimir Dal.

Рецензент: Витренко В.А., доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе и инновационной деятельности Луганского национального университета имени Владимира Даля.

Статья подана 12.11.2018

УДК 621.314.222.6.017.3.011.3

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАВКИ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННОГО ЧУГУНА

Кульчицкий Б.В., Голофаев А.Н., Гутько Ю. И.

DEVELOPMENT OF PROCESS PARAMETERS OF MELTING OF HIGH-QUALITY CAST IRON

Kulchitsky B.V., Golofayev. A.N., Gutko Y. I.

Для получения высококачественных чугунов требуется разработка комплексного подхода к повышению качества отливок и стабильности свойств высококачественных серых чугунов с различным типом графита, фазовым составом и структурой металлической основы при обеспечении требуемых свойств отливки клина фрикционного за счет получения рациональной литой структуры.

Ключевые слова: высококачественный чугун, отливка, легирование, модифицирование, вагранка, дулекс- процесс, индукционная печь, автоматическая, шихта, химический состав.

Введение. В условиях массового и серийного производства при изготовлении основной номенклатуры деталей из чугуна имеет место тенденция к унифицированию марок. При этом мероприятия повышения качества чугунных отливок направлены на получение требуемого уровня механических свойств, максимального снижения уровня самых разнообразных дефектов макро- и микроструктуры материала.

Основным узлом тележки грузового вагона, предназначенным для снижения колебаний кузова вагона и уровня динамических сил в вертикальной и горизонтальной плоскости, является рессорное подвешивание с клиновыми фрикционными

гасителями колебаний отливки из высококачественного чугуна марки СЧ-35. Работоспособность деталей, входящих в этот узел, является основным фактором, влияющим на величину межремонтного пробега тележки грузового вагона. При этом фрикционный клиновой гаситель колебаний в процессе эксплуатации характеризуется нестабильностью работы. Создаваемая им сила трения для гашения вертикальных и горизонтальных колебаний кузова вагона со временем уменьшается вследствие износа рабочих поверхностей фрикционного клина, контактирующих с опорной поверхностью надрессорной балки и поверхностью фрикционной планки, что приводит к увеличению динамических сил, действующих на вагон и путь.

Что касается марки СЧ35 (ГОСТ 1412-85), автор А.В. Великанов [3] указывает, что в технических условиях ТУ 3183–061–01124328–97 «Клин фрикционный чугунный для тележки грузовых вагонов» требования к микроструктуре были сформулированы в самом общем виде: «Микроструктура фрикционных клиньев должна представлять собой феррито–перлитную или перлитную основу с равномерно распределенными

включениями пластинчатого графита», т. е. в технических условиях отсутствовали количественные характеристики металлической основы (содержание и дисперсность перлита) и графитной фазы (форма, размер, распределение графита). Этот недостаток технических требований к структуре чугуна был устранен в ТУ 3183–061–01124328–2003 путем внесения в пункт 1.6 технических условий следующего требования к микроструктуре: «Микроструктура чугуна фрикционных клиньев должна иметь феррито–перлитную или перлитную металлическую основу с равномерно распределенными включениями пластинчатого или частично завихренного графита со следующими количественными характеристиками по ГОСТ 3443-87: металлическая основа — перлит П-П70 с дисперсностью пластинчатого перлита ПД0,3 - ПД1,6; графит — форма включений ПГф1, ПГф2, ПГф4 с размером включений графита ПГд15 - ПГд180 и распределением включений графита ПГр1 - ПГр3»[4].

Также важно отметить исследования А.В. Габец [1,2] относительно чугуна марки СЧ35 ГОСТ 1412-85. В своей диссертации он описывает структуру чугуна с сетчато-распределенным пластинчатым графитом завихренной формы длиной 60-120 мкм, количество включений графита 3%. В структуре металлической основы образцов из легированного чугуна наряду с перлитом присутствует игольчатый феррит цементит.

Целью настоящего исследования является разработка комплексного подхода к повышению качества отливок и стабильности свойств высококачественных серых чугунов с различным типом графита, фазовым составом и структурой металлической основы при обеспечении требуемых свойств отливки клина фрикционного за счет получения рациональной литой структуры.

Для достижения указанной цели необходимо решить задачи:

- установить особенности влияния шихтовых материалов на изменение химических и механических свойств чугуна с учетом наследственных факторов, составляющих шихты;

- исследовать влияние скорости охлаждения и изменение химического анализа в отливке *клин фрикционный* на структурообразование, твердость и механические свойства указанных отливок;

- определить влияние формообразования и питающей системы на геометрическую точность и качество отливки клина фрикционного.

Научной новизной является оптимизация шихты высококачественного чугуна СЧ35 ГОСТ 1412-85. Исследованы изменения углерода, кремния, марганца, меди и хрома в расплаве и их влияние на структуру и механические свойства чугуна. Установлено влияние скорости охлаждения на структуру и механические свойства чугуна при производстве отливок *клин фрикционный*.

Исследования химического состава серого чугуна СЧ25 и СЧ35 ГОСТ 1412-85, расплава с легирующими элементами и расплава модифицированного, заливаемого в форму, контролировались на спектрографе Fondri Master.

Форма клиновой пробы изготавливалась из смеси ХТС или стержневой смеси (сухие).

Для оценки глубины отдела после заливки технологической пробы (клина) и её застывания до твердого состояния (температура приблизительно 750 -850 °С) клин извлекался и охлаждался на воздухе (температура приблизительно 650 -700 °С), а затем дальнейшее охлаждение клина производилось в воде (температура 20 °С+10°С). Клины обсушивались в потоке сжатого воздуха и

разбивался по выполненным на клине канавкам, чтобы получился поперечный излом.

Исследования механических свойств проводилось на образцах, вырезанных непосредственно с отливок. Механические свойства образцов на растяжение определялись по ГОСТ 24648-90. Испытания проводились на разрывной машине Р-5 (усилием разрыва 5000 кг). Определение величины ударной вязкости проводят по ГОСТ 9454-78. Диаметр точенных образцов для определения временного сопротивления на разрыв соответствует 6-8 мм. Твердость определялась по ГОСТ 9012-59.

Исследования микроструктуры и графитовых включений проводились на головках образцов, оставшихся после определения временного сопротивления на разрыв σ_b кг/мм², микроскопом Olympus BX51M. Графитовые включения в чугуне оценивались согласно ГОСТ 3443-87.

Результаты исследований. Плавка чугуна СЧ35 ГОСТ 1412-85 производилась в индукционных печах средней частот, емкостью 8 тонн на твердой шихте и дуплекс процессом (ваграночная +индукционная плавка).

Плавка осуществлялась в индукционных печах в соответствии с технологическими инструкциями на плавку. Подбор шихты производился в соответствии с установленными нормами расхода. Контроль правильности ведения процесса плавки осуществлялся приборами панели управления индукционных печей. Проверка соответствия химического состава контролировали спектрографом, а контроль температуры проводили разовыми термопарами погружения с верхним пределом измерения 1800 °С стационарного типа СКТР-0597. Набор материалов шихты производился согласно расчёту шихты, а взвешивание шихтовых материалов - на весах, установленных под тиглем индукционных печей.

При дуплекс-процессе расплав, полученный с вагранки, имел следующий хим. состав: C=3,3%, Si=1,4%, Mn=0,45%, P=0,12%, S=0,12%, а требуемый химический состав расплава СЧ35 ГОСТ 1412-85 должен соответствовать следующим показателям: C=3,0-3,15%, Si=1,1-1,2%, Mn=0,6-0,8%, P≤0,2%, S≤0,15%, Cr=0,25-0,4%, Cu=0,5-0,6%. Для доводки ваграночного расплава до требуемого химического анализа в индукционную печь вводили следующие шихтовые материалы: лом стали и ферросплавы (ферросилиций, феррохром и ферромарганец).

Так, в возвратах производства радиаторов при толщине стенки 3,5-4 мм скорость охлаждения очень высока, что способствует образованию мелкодисперсного графита, и так как шихта обладает наследственными свойствами, то чугун, выплавляемый дуплекс-процессом, наследует мелкодисперсный графит, что подтверждается микроструктурными исследованиями графита (рис. 1, 2).

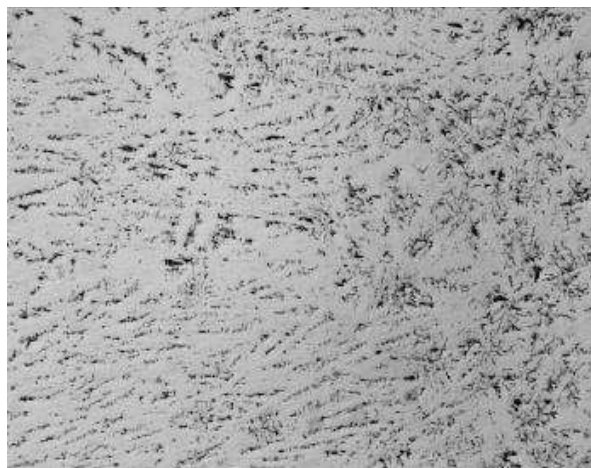


Рис. 1. Микроструктура образца СЧ 35 ГОСТ 1412-85



Рис. 2. Микроструктура образца СЧ-35, полученного при индукционной плавке

Конечная структура серого высококачественного чугуна СЧ35 ГОСТ 1412-85 зависит от химического анализа и скорости охлаждения. При одинаковом химическом анализе, но различном времени нахождения отливки в форме получается разная структура, следовательно, и механические свойства серого высококачественного чугуна. Исследование влияния скорости охлаждения проводили на основании данных, полученных при промышленном производстве отливок клина фрикционного.

Исследуя параметры зависимости, такие как сумма углерода и кремния, твердость HB, количество легирующих элементов, процентное количество модификатора к жидкому металлу, можно определить, что значительным фактором, влияющим на структуру и механические свойства, является скорость охлаждения отливки. Даже при одинаковых углеродных эквивалентах и при одинаковой сумме углерода и кремния в расплаве, при увеличении времени нахождения отливки в форме механические свойства понижаются, а при уменьшении этого времени временное сопротивление разрыву σ_b повышается. На скорость охлаждения оказывает влияние место подвода металла. В процессе исследования проведены

эксперименты по двум вариантам подвода металла.

Также для анализа влияния вида литниковой системы проведено моделирование. Его результаты при подводе металла через питатель в тонкое место отливки и при подводе металла через питающую бобышку в вертикальную стенку отливки с указанием твердости HB в точках контрольного замера отображены на рис. 1,2. Температурные поля остывания отливки при разном варианте подвода питания приведены на рис. 3,4.

Как видно из результатов исследований, при подводе жидкого металла в толстые места (термические узлы) через питающую бобышку по поверхности отливки распределение твердости неравномерное.



Рис. 3. Поле распределения твердости HB при подводе металла через питатель в тонкое место отливки клина

А при подводе жидкого металла в более тонкие места степень прогрева формы выравнивается, и скорость затвердевания во времени увеличивается. Распределение твердости по поверхности отливки клина фрикционного выравнивается и получается более стабильной, что способствует и выравниванию прочности по всему сечению отливки.

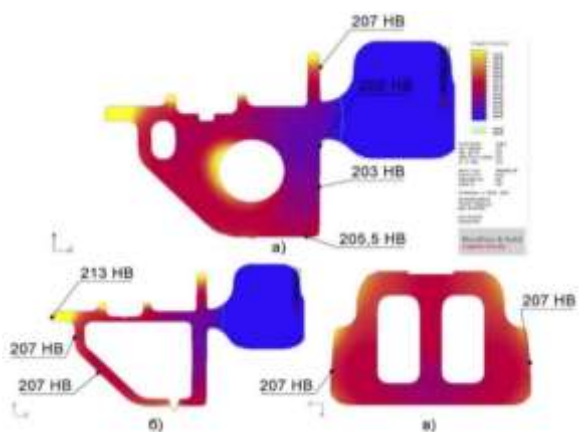


Рис. 4. Поле распределения твердости НВ при подводе металла через питающую бобышку в стенку отливки клина

Выводы. Во-первых, был проведен анализ зависимости прочностных характеристик от типа плавки при получении расплава до модифицирования. Как показали результаты анализа данных, получение расплава при дуплекс-процессе является более эффективным для достижения стабильной механической прочности σ_B в связи с возможностью применения возвратов производства секций радиаторов СЧ10 ГОСТ 1412-85, которые имеют структуру с мелкодисперсным междендритным графитом.

Во-вторых, на основании опыта модифицирования расплава чугуна ферросилицием ФС 75 были получены зависимости результатов модифицирования от суммы кремния и углерода в расплаве, а именно:

– при сумме С+Si от 4,3% до 4,4% процентное количество модификатора соответствует 0,35-0,37%;

– при увеличении суммы С+Si до 4,5 % процентное количество модификатора снижается до 0,3%.

Параллельно с влиянием модифицирования на получение механических свойств в отливке *клин фрикционный* был проведен анализ влияния колебаний

легирующих элементов при уже отработанном химическом составе легирующих элементов Mn = 0,5-0,75%, хрома Cr = 0,25-0,35%, меди Cu = 0,55-0,65 %. Установлено, что ростом количества легирующих элементов хрома и меди наблюдается рост механических свойств отливок *клина фрикционного*, при этом одновременно должно быть снижение суммы углерода и кремния, чтобы модифицирование ФС 75 до 0,5% дало необходимый результат.

В-третьих, получена зависимость прочностных характеристик СЧ 35 ГОСТ 1412-85 от времени нахождения отливки в форме и от подвода литниково-питающей системы к отливке. Рекомендуется выбивать отливки в течение 40-60 минут и подводить литниково-питающую систему к отливке в тонкое место для получения равномерной твердости в отливке.

На основании апробации полученных рекомендаций брак отливок снизился на 9%, что дает значительный экономический эффект.

Таким образом, в данной работе в полном объеме было исследовано влияние факторов технологического процесса на получение низколегированного высококачественного чугуна СЧ35 ГОСТ 1412-85. Даны рекомендации по организации технологического процесса производства отливок *клин фрикционный*.

Изложенные результаты работы имеют практическую ценность в области получения высококачественных чугунов с низким содержанием легирующих элементов на дешевых шихтовых материалах.

Л и т е р а т у р а

1. Габец А.В. Разработка состава и технологии специального модифицированного чугуна повышенной эксплуатационной стойкости для фрикционных узлов подвижного состава железнодорожного транспорта: автореферат диссертации - М.: 2014 г. – 33 с.

2. Великанов А.В., Борщ Б.В., Габец А.В. Разработка и совершенствование нормативных документов на производство деталей узла гашения колебаний тележек грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТ. - 2012 № 2 – С. 31-34;

3. Великанов А.В., Пашарин С.И., Борщ Б.В., Юрьева Е.И. Перспективная пара трения фрикционного клинового гасителя колебаний тележек грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТ. - 2010 № 3 – С.35-39;

4. Щукин В.Г., Марусин В.В. Упрочнение фрикционного клина вагонной тележки // Обработка металлов. - 2015 № 2 (67) – С.17-23.

References

1. Gabec A.V. Razrabotka sostava i tehnologii special'nogo modifitsirovannogo chuguna povyshennoj jekspluatsionnoj stojkosti dlja frikcionnyh uzlov podvizhnogo sostava zheleznodorozhnogo transporta avtoreferat dissertacii M.: 2014 g. – 33 s.;

2. Velikanov A.V., Borshh B.V., Gabec A.V. Razrabotka i sovershenstvovanie normativnyh dokumentov na proizvodstvo detalej uzla gashenija kolebanij telezhok gruzovyh vagonov // Vestnik VNIIZhT. - 2012 № 2 – s. 31-34;

3. Velikanov A.V., Pasharin S.I., Borshh B.V., Jur'eva E.I. Perspektivnaja para trenija frikcionnogo klinovogo gasitelja kolebanij telezhok gruzovyh vagonov // Vestnik VNIIZhT. - 2010 № 3 – s.35-39;

4. Shhukin V.G., Marusin V.V. Uprochnenie frikcionnogo klina vagonnoj telezhki // Obrabotka metallov. - 2015 № 2 (67) – s.17-23.

Kulchitsky B.V., Golofayev A.N., Gutko Y. I. DEVELOPMENT OF PROCESS PARAMETERS OF MELTING OF HIGH-QUALITY CAST IRON

Receiving high-quality cast irons requires development of a comprehensive approach to upgrading of mold pieces and stability of properties of high-quality gray cast irons with various type of graphite, phase structure and structure of a metal base when ensuring the required properties of mold piece of a wedge frictional due to obtaining rational cast structure.

Keywords: *high-quality cast iron, mold piece, doping, modifying, cupola, duplex process, induction furnace, automatic, fusion mixture, chemical composition.*

Кульчицкий Богдан Валерьевич, магистрант кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: BohdanK@yandex.ru

Kulchitsky Bogdan Valerievich, Undergraduate of the the «Industrial and Artistic Casting» State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University»

E-mail: BohdanK@yandex.ru

Голофаев Анатолий Никитович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: Lguni.Lt@yandex.ru

Golofaev Anatoly Nikitovich, Candidate of Sciences, a dosent of the Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: Lguni.Lt@yandex.ru

Гутько Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: Lguni.Lt@yandex.ru

Gutko Yury Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: Lguni.Lt@yandex.ru

Рецензент: Витренко В.А., д.т.н., проф., ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 01.11.2018 года

УДК 621.314.222.6.017.3.011.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ ОТЛИВКИ «КОРПУС 755А» ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОГО ЧУГУНА НА ЛИНИИ ОМЕГА В УСЛОВИЯХ ЛЛМЗ

Гутько Ю. И., Голофаев А. Н., Тараненко Н. А., Мирошниченко В. С.

RESEARCH OF DEFECTS OF CASTING "CASE 755A" FROM HIGH-STRENGTH CAST IRON ON OMEGA LINE UNDER LLMZ CONDITIONS

Gutko Y. I., Golofaev A. N., Taranenko N. A., Miroshnichenko V. S.

В статье проведен анализ дефектов, возникающих при изготовлении отливки «Корпус 7555А», и даны рекомендации по их устранению. Разработан алгоритм автоматизированного проектирования с использованием системы компьютерного моделирования.

Ключевые слова: дефекты, система компьютерного моделирования, усадка, литниковопитательная система.

Введение. Корпус 7555А – это корпус тормоза БелАЗа. Это деталь ответственного назначения, потому что будет работать в условиях повышенных нагрузок и высокого трения. Вес корпуса 104 кг, габаритные размеры 501x285x264 мм. Твердость должна быть от 187 до 241 единиц по Бринеллю. Внешний вид отливки показан на рис. 1, выполнен в программе SolidWorks [1].

При изготовлении отливки возникают различные виды брака, это связано со сложной конструкцией корпуса и большим весом отливки. Поэтому данная тема является актуальной.

Корпус изготавливается из ВЧ 45 ГОСТ 7293-85. Химический состав и механические свойства ВЧ 45 приведены в табл. 1 и 2 соответственно [2].

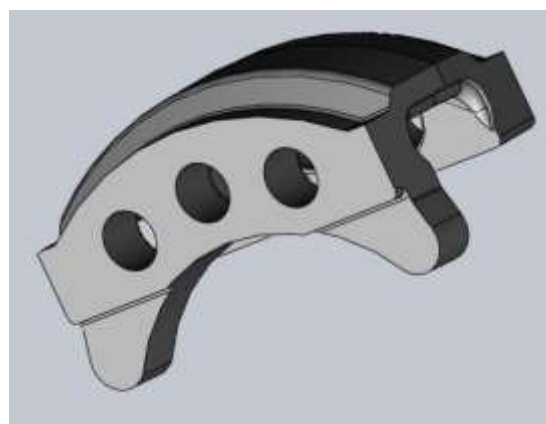


Рис. 1. 3D-модель детали

Таблица 1

Химический состав

C	Si	Mn	S	P	Cr
2.7 - 3.8	0.5 - 2.9	0.3 - 0.7	до 0.02	до 0.1	до 0.1

Таблица 2

Механические свойства

Значение временного сопротивления при растяжении σ_b , МПа	Относительное удлинение δ , %	Твердость, НВ
450	10	140-225

Технология изготовления безопочных форм и стержней по ХТС процессу заключается в следующем: модель крепят к фанерной модельной плите, оснащенной готовой литниково-питающей системой и деревянной

опоклой (гробик) с размерами литейной формы, или изготавливают обычные деревянные стержневые ящики и заполняют смесью [3]. Состав смеси состоит из чистого кварцевого песка, регенерированного песка, связующего и отвердителя (катализатора). Начальное (объёмное) отверждение формы или стержня в оснастке происходит за счёт химических реакций связующего и отвердителя, то есть олигомер (переполимер) связующего переходит в полимер, и форма или стержень приобретают первоначальную прочность. Окончательное упрочнение происходит при последующей выдержке на воздухе или при кратковременной тепловой сушке. Для определения качества отливок и выявления дефектов используют неразрушающие методы контроля. Вначале каждая готовая отливка проходит визуальный осмотр для выявления дефектов [4].

Целью данной работы являются исследование дефектов в отливке тормоза БелАЗа и разработка рекомендаций по их снижению при ее изготовлении по специальной технологии ХТС, которая является актуальной на данный момент.

Исследование дефектов проводилось в течение трех месяцев. При исследовании были выявлены следующие дефекты: раковины, усадка, подрывы, засоры, спаи, корольки.

Контрольные листки дефектов за октябрь, ноябрь и декабрь приведены в табл. 3, 4 и 5 соответственно.

Таблица 3

Октябрь		
Типы дефектов	Количество дефектов	Итого в %
Раковины	1	0,46
Усадка	9	4,22
Подрыв	1	0,46
Засор	1	0,46
Итого	12	5,6
Всего годных	201	94,4

Таблица 4

Ноябрь		
Типы дефектов	Количество дефектов	Итого в %
Раковины	3	0,69
Усадка	16	3,68
Всплыл фильтр	1	0,23
Засор	18	4,42
Лопнула форма	2	0,46
Спай	3	0,69
Королек	1	0,23
Итого	44	10,4
Всего годных	379	89,6

Таблица 5

Декабрь		
Типы дефектов	Количество дефектов	Итого в %
Усадка	4	1,6
Всплыл фильтр	2	0,8
Засор	14	5,6
Лопнула форма	2	0,8
Спай	2	0,8
Королек	1	0,4
Итого	25	10
Всего годных	224	90

В табл. 6 сведены данные для построения диаграммы Парето.

Таблица 6

Данные					
№	Типы дефектов	Число дефектов	Накопленная сумма числа дефектов	Процент	Накопленный процент
1	Засор	32	32	40%	40%
2	Усадка	26	58	35%	75%
3	Спай	5	63	6%	81%
4	Раковины	4	67	5%	86%
5	Лопнула форма	4	71	5%	91%
6	Всплыл фильтр	3	74	4%	95%
7	Королек	2	76	3%	98%
8	Подрыв	1	77	2%	100%
	Итого	77	-	100%	-

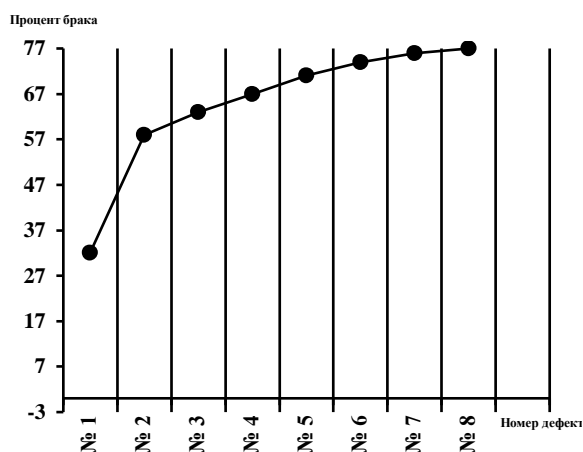


Рис. 2. Кривая Парето

Для устранения данных дефектов и более наглядного решения поставленной задачи была построена 3D модель отливки в программе SolidWorks [5], а затем проводилось моделирование в программе LVMFLOW [6]. Литейная форма принималась как виртуальная для сокращения времени расчетов. Было промоделировано три различных варианта.

Полученная расчетная модель первого варианта представлена на рис. 3.

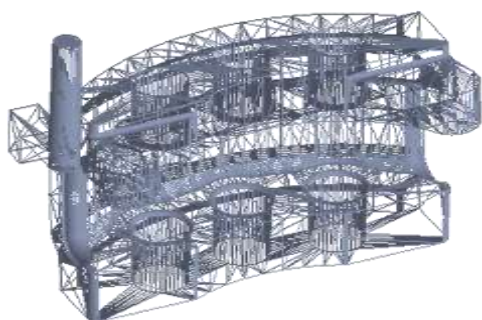


Рис. 3. Расчетная модель первого варианта отливки

В начале численного эксперимента была принята боковая ЛПС как самая оптимальная для данной отливки (рис. 4).

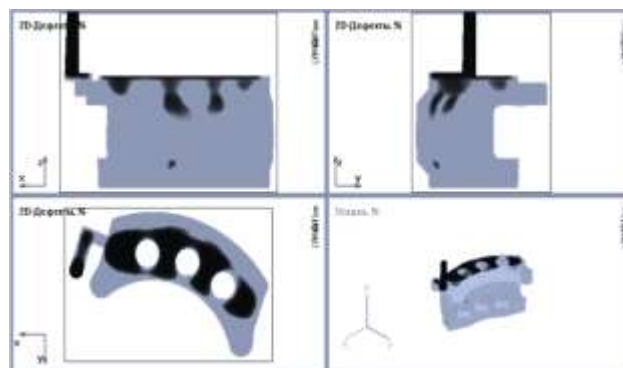


Рис. 4. Дефекты отливки при заливке

Из рис. 3 видно, что усадочные дефекты в верхней части отливки приводят к неисправимому. Затем было принято решение изменить поверхность разреза и положение отливки при заливке. Второй вариант расчетной модели показан на рис. 5.

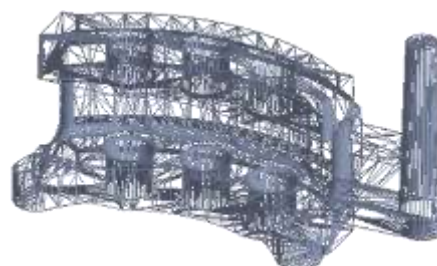


Рис. 5. Расчетная модель второго варианта отливки

Данный вариант разреза значительно уменьшает количество усадочных дефектов, но не решает поставленную задачу по получению бездефектной отливки. Данное утверждение подтверждает рис. 6.

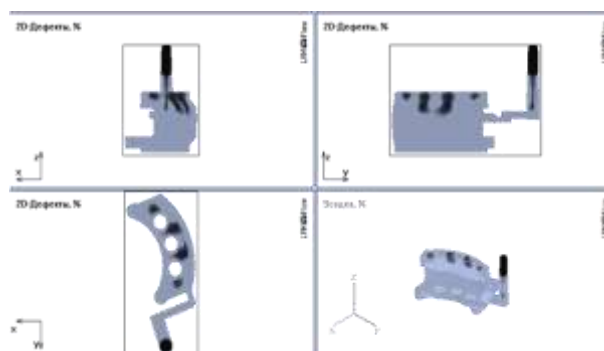


Рис. 6. Дефекты отливки при заливке

Для устранения всех дефектов было принято решение добавить питающую бобышку и поставить на термический узел прибыль. Расчетная модель третьего варианта и дефекты в данной отливке показаны на рис. 7 и 8 соответственно.

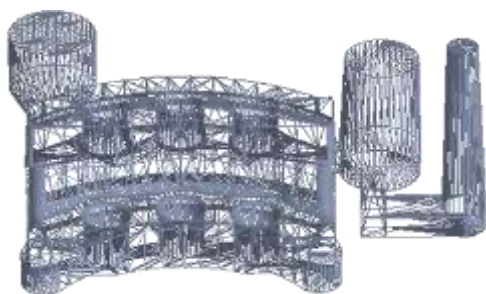


Рис. 7. Расчетная модель второго варианта отливки

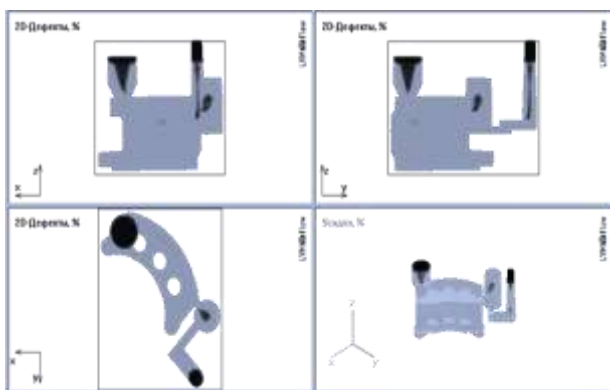


Рис. 8. Дефекты отливки при заливке

Выводы. В результате виртуального моделирования технологических параметров литья отливки корпус тормоза для БелАЗа из высокопрочного чугуна было определено оптимальное положение отливки при заливке, тип литниковопитающей системы, место расположения и необходимость прибыли и питающей бобышки, что позволило без дорогостоящих натуральных экспериментов ликвидировать усадочные дефекты в отливке.

Для снижения количества брака в отливке корпус тормоза для БелАЗа рекомендуется:

- при усадочная раковина необходимо установить прибыль на термическом узле;

- при засоры необходимо изменить конструкцию литниковой системы путем установки питающей бобышки [7].

Литература

1. ГОСТ 19200-80 Отливки из чугуна и стали. Термины и определения дефектов. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 15 с.
2. ГОСТ 7293-85. Чугун с шаровидным графитом для отливок. - М.: Изд-во стандартов, 1985. – 24 с.
3. Контроль качества отливок: Учебное пособие / В.М. Воздвиженский, А.А. Жуков, В.К. Бастраков. – М. : Машиностроение, 1990. – 240 с.
4. Жуковский С.С. Холоднотвердеющие связующие и смеси для литейных стержней и форм. – М.: Машиностроение, 2010. – 256 с.
5. Самоучитель SolidWorks 2007/Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007.-352 с.
6. <http://lvmflow.ru> дата обращения 27.09.2018.
7. Гурьев А.М., Марков В.А. Контроль качества отливок в машиностроении. – Барнаул. : Изд-во АлтГТУ, 2002. – 280 с.

References

1. GOST 19200-80 Castings of iron and steel. Terms and definitions of defects. - M. : Standards Publishing House, 1980. - 15 p.
2. GOST 7293-85. Nodular cast iron for castings. - M. : Standards Publishing House, 1985. - 24 p.
3. Quality control of castings: Textbook / V.M. Vozdvizhensky, A.A. Zhukov, V.K. Bastrakov. - M.: Mechanical Engineering, 1990. - 240 p.
4. Zhukovsky S.S., Cold hardening binders and mixtures for casting cores and molds. - M. : Mashinostroenie, 2010. – 256 p.
5. SolidWorks 2007 Tutorial / N.Y. Dudareva, S.A. Zagayko. - SPb. : BHV-Petersburg, 2007.-352 p.
6. <http://lvmflow.ru> the date of the appeal is 09/27/2018.
7. Guriev A.M., Markov V.A. Quality control of castings in mechanical engineering. - Barnaul. : Publishing house AltGTU, 2002. - 280 p.

Gutko Y. I., Golofaev A. N., Taranenko N. A., Miroshnichenko V. S.

RESEARCH OF DEFECTS OF CASTING "CASE 755A" FROM HIGH-STRENGTH CAST IRON ON OMEGA LINE UNDER LLMZ CONDITIONS

In article the analysis of the defects arising at mold piece manufacture "Case 7555A" is carried out and recommendations about their elimination are made. The automated algorithm with use of system of computer model operation is developed.

Key words: defects, computer simulation system, shrinkage, gating system.

Гутько Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Gutko Yury Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Голофаев Анатолий Никитович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Golofaev Anatoly Nikitovich, Candidate of Sciences, a dosent of the Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher

Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Тараненко Наталья Александровна, старший преподаватель кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Taranenko Natalya Aleksandrovna, Senior Lecturer of the Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Мирошниченко Владислав Сергеевич, студент группы ИМ-5А71м кафедры «Промышленное и художественное литье» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: siran8772@gmail.com

Miroshnichenko Vladislav Sergeevich, student group IM-5A71m of the Chair «Industrial and artistic casting», State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: siran8772@gmail.com

Рецензент: Витренко В.А., д.т.н., проф., ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 01.11.2018

УДК 622.778.2

КОРРЕКТИРУЮЩАЯ ФУНКЦИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРАДИЕНТА НАПРЯЖЕННОСТИ МАГНИТНОГО ПОЛЯ БАРАБАННОГО СЕПАРАТОРА

Нестеренко И.А., Нестеренко А.П.

CORRECTION FUNCTION FOR CALCULATION OF THE GRADIENT OF MAGNETIC FIELD DRUM SEPARATOR

Nesterenko I.A., Nesterenko A.P.

На основании экспериментальных исследований, полученных на физической модели, уточнена формула для расчета градиента напряженности магнитного поля, которая имеет в своем составе аппроксимирующее выражение. Рис.2, табл.2, ист.3

Ключевые слова: магнитная сепарация, напряженность, градиент напряженности магнитного поля.

Введение. При синтезе электромагнитных систем барабанных сепараторов исходной величиной служит произведение напряженности и градиента напряженности магнитного поля $f_0 = H_0 \text{grad} H_0$ на заданном расстоянии от поверхности полюсов. Эта величина характеризует интенсивность магнитного поля. В работе [1,2] изложен метод, позволяющий определить напряженность магнитного поля как функцию геометрических размеров электромагнитной системы методом конформных отображений. Этот метод дает качественное распределение напряженности и градиента напряженности магнитного поля в рабочей зоне сепаратора.

$$H = \frac{H_\infty * U_M}{Z}, \tag{1}$$

$$H_\infty = \frac{X_2}{K(k) * \sqrt[4]{(R_1 + R_2) * (R_3 + R_2)}},$$

где $K(k)$ -эллиптический интеграл с модулем $\frac{1}{X_2}$; $R_1 = (4 * X_2 * (X_5 - X_4)^2 - X_2^2)^2$;

$$R_2 = 64 * X_2^4 * X_5^2 * X_4^2 ;$$

$$R_3 = (4 * X_2^2 * (X_5^2 - X_4^2) - 1)^2 ;$$

Перечень геометрических размеров, влияющих на величину напряженности и градиента напряженности магнитного поля в рабочей области сепаратора, вычислим согласно уравнениям в критериальной форме:

$$X_1 = \frac{l}{q}; X_2 = \frac{z}{q}; X_3 = \frac{y}{z}; X_4 = \frac{x}{z}; X_5 = \frac{d}{q}.$$

Для уточнения этой закономерности применен метод физического моделирования. На физической модели, выполненной в масштабе 1:1, были получены экспериментальные данные напряженности магнитного поля в 125 точках модели. На

основании обработки экспериментальных данных аналитически полученная формула распределения напряженности магнитного поля уточнена корректирующей функцией.

$$k_0 = 1,8145 + 1,62938 * X_1 + 1,25258 * X_1^2 - 7,42276 * X_1 * X_8 - 1,575236 * X_8^2 + 8,20313 * X_1 * X_8^2 / ((1 + X_1)^2 * (0,948 + 0,0513 * X_2)). \quad (2)$$

Таким образом, для расчета напряженности магнитного поля предложена формула, состоящая из двух сомножителей. Первый сомножитель есть аналитическое решение упрощенной задачи на основе метода конформных отображений (1), второй сомножитель есть корректирующая функция, которая уточняет аналитическое решение применительно к фактическим границам магнитного поля (2). Тогда приведенная напряженность магнитного поля определится из уравнения

$$H_0 = \frac{HZ}{U_M} = k_0 H_\infty. \quad (3)$$

При неточно заданной функции k_0 производная от напряженности магнитного поля дает значительные погрешности.

Цель исследования. Для уточнения производной от неточно заданной аппроксимирующей функции напряженности магнитного поля введем в рассмотрение новую корректирующую функцию для градиента напряженности магнитного поля.

Основной текст. Корректирующая функция учитывает несоответствие при взятии производной от аппроксимирующей функции напряженности магнитного поля (3) и градиента напряженности, определенного по экспериментальным данным напряженности магнитного поля:

$$\frac{dk_0}{dX_8} = \frac{-7,42276 * X_1 - 3,15047 * X_8 + 16,40626 * X_1 * X_8}{(1 + X_1)^2 * (0,948 + 0,0513 * X_2)}, \quad (8)$$

Корректирующая функция, полученная аппроксимацией экспериментальных данных физической модели, имеет вид:

$$k_f = \text{grad}H_s / (\text{grad}H_0), \quad (4)$$

где $\text{grad}H_s$ - градиент напряженности магнитного поля, полученный по экспериментальным данным; $\text{grad}H_0$ - градиент напряженности магнитного поля, полученный дифференцированием формулы (3) напряженности магнитного поля, которая содержит неточно заданную функцию k_0 .

$$H_0 = k_0 * H_\infty, \quad (5)$$

здесь H_∞ - вычисляется по формулам (1).

Величина $H_0(\text{grad}H_0)$ определяется из следующих математических преобразований.

Из (1) при взятии производной по X_8 получим

$$\frac{dH_\infty}{dX_8} = -\frac{X_2}{4 * K(k)} * ((R_1 + R_2) * (R_3 + R_2))^{-\frac{5}{4}} * \left(\frac{d(R_1 + R_2)}{dX_8} * (R_3 + R_2) + (R_1 + R_2) * \frac{d(R_3 + R_2)}{dX_8} \right). \quad (6)$$

Из (5) при взятии производной по X_8 получим

$$\frac{dH_0}{dX_8} = k_0 * \frac{dH_\infty}{dX_8} + H_\infty * \frac{dk_0}{dX_8}; \quad (7)$$

$$\frac{d(R_1 + R_2)}{dX_8} = -16 * X_2^2 * X_8 * (4 * X_2^2 * (X_5^2 - X_8^2) - X_2^2) + 128 * X_2^4 * X_5^2 * X_8; \tag{9}$$

$$\frac{d(R_3 + R_2)}{dX_8} = -16 * X_2^2 * X_8 * (4 * X_2^2 * (X_5^2 - X_8^2) - 1) + 128 * X_2^4 * X_5^2 * X_8. \tag{10}$$

Из уравнений (5, 10) получим

$$f = HgradH = \frac{(H_0 * gradH_0) * U_M^2}{Z^3}, \tag{12}$$

$$H_0 gradH_0 = H_0 * k_f * \frac{dH_0}{dX_8}. \tag{11}$$

Таким образом, вычислив $H_0(gradH_0)$ по формуле (11), затем по формуле

можно перейти к приведенной электромагнитной силе, которая задается в техническом задании на проектирование сепаратора.

В табл. 1 приведены результаты вычислений по формуле 4.

Таблица 1

№п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X8	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
k _f	2,998	4,005	5,1198	6,12	6,82	7,029	6,714	5,9997	5,1	4,213

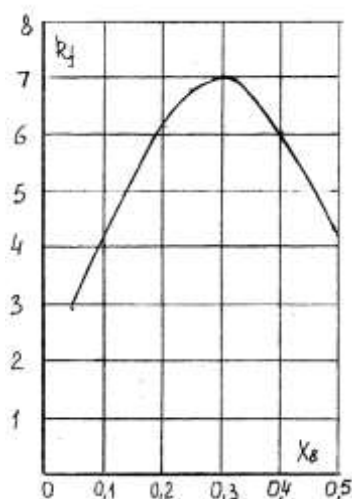


Рис. 1. Зависимость k_f от X₈

Аппроксимацию экспериментальных исследований проведем по известной своей эффективности программе «Polinom» [3]. Эта программа позволяет определять коэффициенты многочлена вида

$$YP = a_{00} + \sum_{i=1}^{N\Phi} a_{0i} * X_i + \sum_{i,j=1}^{N\Phi} a_{ij} * X_i * X_j, (i \leq j) \quad (13)$$

методом наименьших квадратов с последующим вычислением среднеквадратичного отклонения

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (Y_i + YP)^2}{N - NK}}. \quad (14)$$

Для того чтобы после каждой проверки адекватности выбранной модели многочлена не вычислять критерий Фишера, программа предусматривает проверку адекватности вычислением вариационной ошибки по формуле

$$v = \frac{\sigma}{Y_{cp}}, \text{ где } Y_{cp} = \frac{\sum Y_i}{N}. \quad (15)$$

Здесь использованы обозначения: a - коэффициенты многочлена; $N\Phi$ - количество факторов (критериев подобия); N - число опытов; NK - число коэффициентов многочлена; Y_i - экспериментальная величина искомой функции; YP - расчетная величина искомой функции, полученная вычислением по формуле (13); X_j - факторы (критерии геометрического подобия). Если вариационную ошибку выразить в процентах, то критерий Фишера будет выполняться, если вариационная ошибка будет меньше или равна ошибке эксперимента.

Учитывая частную зависимость $k_f=f(X_8)$ см. рис.1, аппроксимирующее выражение для $k_f=f(X_8)$, будем искать в виде:

$$k_f = 1 + a_{01} * X_8 + a_{11} * X_8^2. \quad (16)$$

В результате расчетов найдены коэффициенты регрессии и, соответственно, найдено аппроксимирующее аналитическое выражения для точек над серединой зазора магнитной системы

$$k_f = 1 + 38,937 * X_8 - 65,374 * X_8^2. \quad (17)$$

Среднеквадратичное отклонение между экспериментальными и расчетными значениями составило $s=0,1978$, а вариационная ошибка по параметру составила $var=0,00448$, что следует считать удовлетворительным.

Проверка аппроксимирующего выражения на адекватность данным физического моделирования на исследованном диапазоне изменения переменных X_8 в итоге проводилась по известному критерию Фишера [3].

По разработанной математической модели была просчитана конструкция электромагнитного барабанного сепаратора ЭБМ 90/250А с масляным охлаждением обмоток и следующими техническими характеристиками: наружный диаметр барабана $D=900\text{mm}$, полюсное деление $Z=432\text{mm}$, воздушный зазор между соседними полюсными наконечниками $q=130\text{mm}$, диаметр сердечников катушек $D_c=300\text{mm}$, толщина наружной пластины полюсного наконечника $d_1=32\text{mm}$, толщина внутренней пластины полюсного наконечника $d_2=16\text{mm}$, диаметр яра $DJ=220\text{mm}$, центральный угол полюсного наконечника $\alpha=124^\circ$, высота

сердечника катушек $h_c=370\text{mm}$. Здесь $q_1=Z-D_c$.

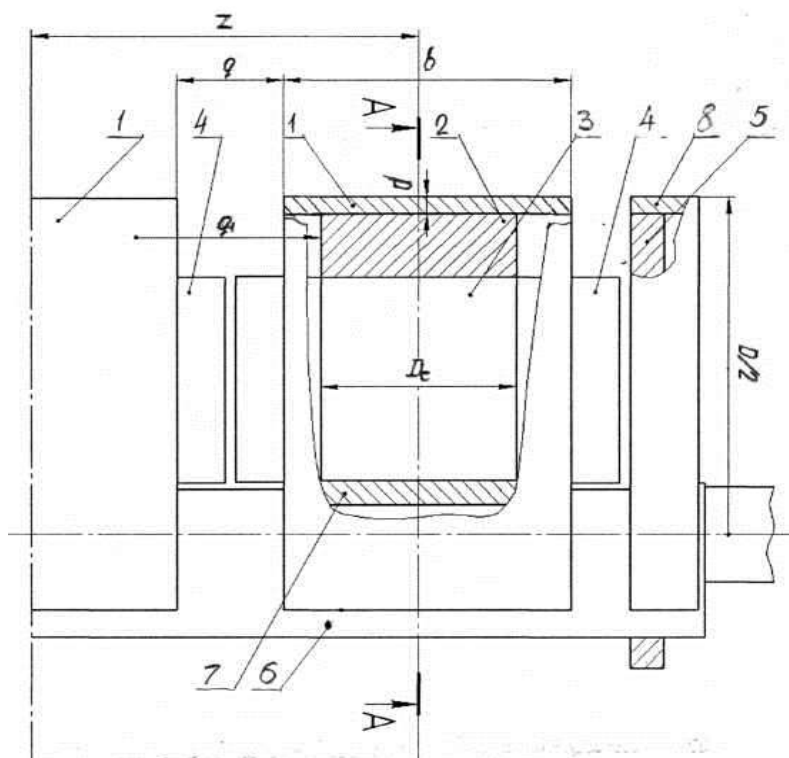


Рис. 2. Многополюсная П-образная электромагнитная система сепаратора ЭБМ 90/250А

На рис. 2. обозначены: 1-полюсный наконечник блока, 2-сегмент, 3-сердечник, 4-намагничивающие катушки, 5-крайний полюс, 6-ядро, 7-призма, 8-наконечник.

В табл. 2 приведены расчетные данные у - расстояние от поверхности полюсных наконечников по середине воздушного зазора, Н-напряженность магнитного поля, В - магнитная индукция, $\vec{f} = -\overline{HgradH}$ - приведенная электромагнитная сила, векторная величина, направленная в сторону возрастания градиента, о чем свидетельствует знак минус:

В табл. 2 также помещены экспериментальные данные, полученные на

экспериментальном образце электромагнитного барабанного сепаратора ЭБМ 90/250А в тех же точках, что и расчетные. Экспериментальные данные обрабатывались по специальной программе на компьютере с применением сглаживания экспериментальных данных и численного дифференцирования.

Из сравнения расчетных H_p , f_p и экспериментальных $H_э$, $f_э$ данных видно, что они достаточно хорошо совпадают, наибольшая погрешность по приведенной силе составляет 7,1%, по магнитной индукции составляет 1,76%, по напряженности магнитного поля 1,72%, что можно считать удовлетворительным для инженерных расчетов.

Таблица 2

X4	у, м	H _p , кА/м	H _э , кА/м	B _p *E-4, Тл	B _э *E-4, Тл	f _p *E6, А ² /м ³	f _э *E6, А ² /м ³
0,05	0,0216	149,35352	146,75904	1875,88022	1843,2935	-222737,3147	239929,6143
0,1	0,0432	125,15179	123,80478	1571,90648	1554,98801	-179317,3925	169414,2733
0,15	0,0648	101,04089	100,41262	1269,07353	1261,18253	-113497,9422	108219,2347
0,2	0,0864	81,100831	80,904943	1018,62644	1016,16609	-66780,76105	66241,22713
0,25	0,108	65,614367	65,671399	824,116449	824,832768	-39754,87452	40758,64279
0,3	0,1296	53,766143	53,963371	675,30276	677,779936	-24902,10233	25744,55167
0,35	0,1512	44,678589	44,945096	561,163082	564,510411	-16573,48152	16803,57404
0,4	0,1728	37,649437	37,940516	472,876926	476,532883	-11560,95406	11343,10654
0,45	0,1944	32,157664	32,445219	403,90026	407,511954	-8182,238471	7909,412778
0,5	0,216	27,823641	28,090237	349,46493	352,813373	-5566,546013	5686,248312

Выводы. 1. Получены формулы для вычисления приведенной электромагнитной силы $H_0 \text{ grad} H_0$ (12) и корректирующая функция k_f (17), которая учитывает несоответствие производной от напряженности магнитного поля по аппроксимирующей формуле с градиентом от напряженности магнитного поля, полученного табличным дифференцированием экспериментальных данных.

Литература

1. Нестеренко И.А., Нестеренко А.П., Серeda Е.А. Аналитический расчёт напряжённости магнитного поля блока магнитной системы барабанного сепаратора. Вісник СНУ, №2Е, 2008, [Электронный ресурс]/ Нестеренко И.А., Нестеренко А.П., Серeda Е.А. / Вісник Східноукраїнського Національного Університету. - №2Е.- 2008.
2. Нестеренко И.А., Нестеренко А.П., Серeda Е.А. Аналитический расчёт распределения напряжённости магнитного поля между крайним полюсом и половиной полюса блока магнитной системы барабанного сепаратора. Вісник СНУ.- №8 (126).-ч.3.- 2008.
3. Рафалес-Ламарка Э.Э., Солодовник П.С. Алгоритм для получения многофакторной

корреляционной зависимости с проверкой значимости коэффициентов. "Локомотивостроение", вып. 7, 1975. Республиканский межведомственный тематический научно-технический сборник. Изд. Объединение "Вища школа".- С.71-75.

References

1. Nesterenko I.A., Nesterenko A.P., Sereda E.A. Analiticheskiy raschYot napryazhYonnosti magnitnogo polya bloka magnitnoy sistemyi barabannogo separatora. VIsnik SNU, #2E, 2008, [Elektronnyiy resurs]/ Nesterenko I.A., Nesterenko A.P., Sereda E.A./ VIsnik ShIdnoukraYinskogo NatsIonalnogo UnIversitetu. #2E.- 2008.
2. Nesterenko I.A., Nesterenko A.P., Sereda E.A. Analiticheskiy raschYot raspredeleniya napryazhYonnosti magnitnogo polya mezhdu kraynim polyusom i polovinoy polyusa bloka magnitnoy sistemyi barabannogo separatora. VIsnik SNU.- #8 (126).-ch.3.- 2008.
3. Rfales-Lamarka E.E., Solodovnik P.S. Algoritm dlya polucheniya mnogofaktornoy korrelyatsionnoy zavisimosti s proverkoй znachimosti koeffitsientov. "Lokomotivostroenie", vyip. 7, 1975. Respublikanskiy mezhvedomstvenniy tematicheskiy nauchno-tehnicheskiy sbornik. Izd. Ob'edinenie "Vischa shkola".- S.71-75.

Nesterenko I.A., Nesterenko A.P.

CORRECTION FUNCTION FOR CALCULATION OF THE GRADIENT OF MAGNETIC FIELD DRUM SEPARATOR

On the basis of experimental studies obtained on the physical model, refined the formula for calculating the gradient of the magnetic field, which has in its composition approximating expression.

Key words: *magnetic separation, the tension gradient magnetic field.*

E-mail: nester@poisk.lg.ua

Нестеренко Игорь Александрович, аспирант кафедры электромеханики. ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Nesterenko, I.A., Postgraduate Department of Electromechanics, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Нестеренко Александр Павлович, доцент кафедры электромеханики ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: nesterenko40@lds.net.ua.

Nesterenko Alekandr Pavlovich, associate professor Postgraduate Department of Electromechanics State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: nesterenko40@lds.net.ua

Рецензент: Захарчук А.С. д.т.н., проф. ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 14.11.2018

УДК 628.12

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Николенко И. В.

METHODS OF ESTIMATION OF POWER EFFICIENCY OF PUMP UNITS WATER SYSTEMS

Nikolenko I.V.

Показана важность проблемы повышение эффективности использования энергии в технических и технологических системах. Одним из путей повышения энергетической эффективности систем водоснабжения является применение новых энергетически эффективных технологий и насосного оборудования, использование современных систем управления. Выполнен анализ современных тенденций оценки энергопотребления при функционировании насосного оборудования систем водоснабжения. Представлены новые методы повышения энергетической эффективности насосных агрегатов системы водоснабжения, с учетом реальных условий эксплуатации.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, насосный агрегат, напор, подача, регулирование, рабочее поле, индекс энергоэффективности.

Современное состояние проблемы

Повышение эффективности использования ресурсов и энергии является условием устойчивого развития страны, отрасли, предприятия. Энергетическая эффективность - характеристика, отражающая отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта,

применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю. Поэтому проблема оценки энергетической эффективности является областью исследований на рубеже инженерных, экономических, юридических, и социологических знаний.

Энергетическая эффективность любого процесса повышается всегда, когда полезный эффект растет, а потребление энергии снижается. Если потребление энергии растет, а полезный эффект падает, то энергоэффективность всегда снижается. Снижение потребления энергии - энергосбережение - при условии, что полезный эффект снижается быстрее, чем потребление энергии, может происходить при снижении энергоэффективности. Так было в Германии, Швеции, России в кризисном 2009 г [1]. С другой стороны рост потребления энергии может сопровождаться ростом энергоэффективности, если полезный эффект от процесса растет быстрее потребления энергии. Повышение эффективности использования энергии, ресурсов в технических и технологических системах уменьшает спрос на природные ресурсы, а также повышает безопасность жизнедеятельности.

Важнейшими характеристиками технического уровня проектируемой и эксплуатируемой системы, машины, их агрегатов являются энергетические, которые отображают объем необходимых энергетических ресурсов для обеспечения соответствующего полезного эффекта от их использования. Энергопотребление изделий во многом определяет стоимость их жизненного цикла для конечных пользователей, а также дополнительные расходы на другие ресурсы.

В структуре себестоимости на оказание услуг по водоснабжению и водоотведению затраты на электроэнергию могут достигать 50%, в том числе непродуктивные затраты до 20%. Важной составляющей затрат в структуре себестоимости являются потери воды при ее распределении и транспортировке потребителям, которые могут достигать не менее 30% от общих объемов. Повышенные напоры в сети создают дополнительные потери, что снижает энергетическую эффективность системы в целом [2, 3]. Вопрос повышения энергетической эффективности насосного оборудования в системах водоснабжения и водоотведения является первоочередным, несмотря на традиционные подходы в сферах проектирования, конструирования, производства и эксплуатации [4].

Анализ публикаций и обзор методов оценки. Проблема повышения энергетической эффективности технологического процесса подачи и распределения питьевой воды, которую необходимо подать с требуемым напором в соответствии с нуждами потребителей, является одной из основных для систем водоснабжения (СВ). Разработке новых конструкций и технологических процессов для повышения энергетической эффективности насосных агрегатов СВ в технической литературе посвящено значительное количество исследований последних

десятилетий. Современные СВ представляют собой сложный комплекс технологических процессов, инженерных сооружений, машин и аппаратов, которые содержат механическое, гидравлическое, энергетическое оборудование, трубопроводы, арматуру, контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации. Этот комплекс предназначен для получения воды из природных источников, обеспечения ее качества в соответствии с действующими нормами и правилами, хранения, транспортирования, подачи и распределения ее между потребителями под требуемым напором в соответствии с их нуждами.

Обеспечения эффективности на всех этапах жизненного цикла СВ, наряду с обеспечением требуемого напора и подачи воды для нормальных и аварийных условий, необходимо при наименьших затратах на их сооружение и эксплуатацию обеспечивать: требуемую степень надёжности, долговечности, экономичности и выполнение ряда других требований. В СВ энергопотребление насосного оборудования является одной из главных составляющих эксплуатационных затрат предприятий коммунального хозяйства. Поэтому повышение энергетической эффективности насосного оборудования является главным резервом снижения затрат на энергопотребление СВ.

Низкая энергетическая эффективность СВ при транспортировке и распределении питьевой воды, а также при ее очистке обусловлен следующими причинами:

- устаревшие методы расчета статических параметров гидравлической сети по существующим нормам водопотребления и коэффициентам часовой неравномерности, а также требования по максимальным напорам в сети с заведомо высокой энергоемкостью;

- сложность обеспечения соответствия переменных параметров сетей СВ рабочим полям характеристик центробежных насосов (ЦН);

- применение насосных агрегатов с низким КПД по причине их изношенности либо изначально конструктивно или технологически несовершенных в условиях их применения;

- использование энергетически малоэффективных способов регулирования режимов работы систем насосной агрегат- сеть

Особенно большие проблемы при организации работы СВ возникают при эксплуатации сложных сетей больших городов, которые связаны со следующим:

- наличием нескольких гидравлически взаимосвязанных зон, находящихся на разных геодезических отметках;

- одновременной работой нескольких насосных станций с разными насосными агрегатами на разветвленную гидравлическую сеть, что вызывает перераспределение потоков воды при изменении режима работы хотя бы одной из насосных станций (НС);

- особенности географического рельефа, подключение новых потребителей, а также разная этажность жилищных микрорайонов и домов;

- перерасходом электроэнергии от 15 % до 50 % в результате установки насосных агрегатов с избыточной мощностью для обеспечения максимальной возможной подачи воды [5].

Все это в СВ приводит к следующим негативным последствиям:

- завышению расходов и напоров насосного оборудования, установленного на НС, что вызывает нерациональное потребление электроэнергии, увеличение потерь воды в сетях, повышение риска гидроударов и ухудшение качества воды;

- неэффективному реагированию агрегатов НС и систем регулирования на изменение условий эксплуатации;

- возникновению аварийных ситуаций за счет порывов трубопроводов, поломок трубопроводной арматуры и насосных агрегатов;

- повышению удельных расходов электроэнергии на перекачивание 1 м³ воды.

К основным направлениям повышения энергетической эффективности СВ относятся: внедрение новых энергетически эффективных технологий, разработка насосного оборудования, обладающего минимально возможным энергопотреблением; его корректный подбор с учетом реальных условий эксплуатации; качественный монтаж, наладка и квалифицированная эксплуатация; оптимизация работы системы насос-водопроводная сеть, использование современных систем управления. Для принятия тех или иных решений по повышению энергетической эффективности СВ необходимо проанализировать реальное энергопотребление действующих насосных агрегатов.

В соответствии с вышеприведенным определением, под энергетической эффективностью понимают отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, для получения такого эффекта. Оценка энергетической эффективности агрегатов НС как физического КПД технической системы с применением классического подхода можно представить в виде

$$\eta_c = \frac{A_{пол}}{A_{зат}},$$

где, - полезная и затраченная энергия.

Однако применение этого показателя нецелесообразно, так как полезная энергия

необходима не только для доставки воды потребителю, но и на преодоление сил гидравлического сопротивления водопроводной сети. Полезным в СВ является сам факт доставки воды в пункт конечного назначения, а не работа, которая при этом потрачена, и ее, очевидно, необходимо уменьшать. Для оценки энергетической эффективности насосных агрегатов СВ в исследованиях [6] предлагается рассматривать отношение

$$\varepsilon = \frac{Q}{N} \quad (1)$$

где Q - подача насосных агрегатов, N - мощность потребляемая электродвигателями для обеспечения подачи.

Энергетическая эффективность насосных агрегатов СВ по формуле (1), с учетом зависимости для мощности потребляемой электродвигателями, имеет размерность $\left(\frac{m^3/c}{кВт}\right)$ и определяется в виде,

$$\varepsilon = \frac{1000}{\rho \cdot g \cdot H} \cdot \eta_n \cdot \eta_{эд} \cdot \eta_{np} \quad (2)$$

где ρ - плотность жидкости, которая перекачивается, кг/м³; g - ускорение свободного падения; H - напор насоса, м; η_n - КПД насоса; $\eta_{эд}$ - КПД электродвигателя; η_{np} - КПД регулирующего или преобразующего устройства (частотного преобразователя, гидромфты и т.д.)

Следовательно, энергетическая эффективность насосных агрегатов СВ является функцией $\varepsilon = f(H, \eta_n, \eta_{эд}, \eta_{np})$, а ее повышение обеспечивается двумя путями: повышение КПД элементов насосного агрегата либо снижение напора. Если первый путь

очевиден, то второй путь требует дополнительного анализа. Напор, который создается насосными агрегатами в СВ, состоит из напора, который необходим для выполнения определенного технологического процесса у потребителя, и напор, который необходим для преодоления сил гидравлического сопротивления трубопроводной сети. Напор, который необходим для выполнения технологического процесса, регламентируется нормативными документами, его уменьшить нельзя, но напор, который необходим для преодоления сил гидравлического сопротивления трубопроводной сети можно уменьшить за счет оптимизации распределения потоков в сети, а также ликвидации лишних местных сопротивлений, увеличения диаметров водовода, и т.д.. Из зависимости (2) также следует, что уровни напоров в водопроводных сетях, которые заложены в требованиях нормативных документов существенно влияют на энергетическую эффективность СВ.

Повышенное внимание к энергетической эффективности насосного оборудования обусловлено тем, что до 85% совокупных затрат, с учетом приобретения и эксплуатации насоса за срок его насоса составляет стоимость потреблённой электроэнергии [7]. При проектировании, реконструкции и модернизации насосных станций СВ насосные агрегаты выбираются из стандартного ряда с запасом по напору и подаче, с учетом параметров максимального режима водопотребления. Важным условием эффективного использования насосных агрегатов в СВ, является согласование их оптимальных режимов работы с переменными параметрами гидравлической сети. Лучший результат выбора насосного агрегата обеспечивается, если при колебании расхода в сети, отклонения параметров насосного агрегата по КПД будут находиться в пределах \pm

10 % от максимального значения. При конструировании ЦН их характеристики по КПД оптимизируются для узкой рабочей области номинального режима, который в условиях эксплуатации может даже не использоваться. В результате, на практике высокий уровень КПД насосов часто остается незадействованным в виду неправильного согласования параметров насосной станции и гидравлической сети.

За последние десятилетия политика европейских стран является примером комплексного подхода к решению проблем по повышению эффективности использования энергии. Ключевую роль здесь сыграло принятие ряда документов, призванных создать систему стимулирования массового внедрения энергосберегающих технологий. Для объективной оценки технического уровня показателей энергосвязанных оборудования, изделий и машин в последние десятилетия сформировалось направление по маркировке его энергетической эффективности. Суть маркировки состоит в том, что на основе анализа и тестирования энергопотребления в группе энергосвязанных изделий каждому из них присваивается определенный индекс энергоэффективности, фиксируемый в технической документации. Индекс энергоэффективности наносится на изделие в виде специальной маркировки, а с 2005 года эта маркировка является обязательным требованием в странах ЕС и регламентируется специальной Директивой. В настоящее время индекс или класс энергоэффективности, становится такой же значимой характеристикой конкурентоспособности товара, как его качество, надежность, дизайн.

Реализация указанного комплекса мер неразрывно связана с вопросами повышения энергетической эффективности работы насосного оборудования, эксплуатируемого в

различных инженерных системах. С этими целями в последние годы были разработаны европейские стандарты EN16297-1-2015 «Общие требования и методика испытаний и расчета индекса энергетической эффективности (ИЭЭ)» и EN16297-2-2015 «Расчет индекса энергетической эффективности (ИЭЭ) автономных циркуляционных насосов». Критерием оценки эффективности насоса в рамках введенной классификации принят индекс энергоэффективности ИЭЭ (EEI), который определяется как отношение средневзвешенной, потребляемой насосом мощности в различных режимах работы, к базовой мощности, рассчитываемой для режима с максимальным КПД. Для развития концепции энергоэффективности ЦН разработан, и в настоящее время на стадии обсуждения находится европейский стандарт EN16480 «Минимальный требуемый КПД центробежных насосов для воды». Данный стандарт будет определять эффективность насосов с подачей до 1000 м³/ч шести конструктивных схем консольных, консольно-моноблочных, консольных моноблочных с расположением патрубков «в линию», вертикальных многоступенчатых и погружных многоступенчатых насосов, для которых вводится показатель энергоэффективности - индекс минимального КПД MEI (minimum efficiency index). Этот индекс представляет собой десятичное число менее 1,0 и отражает количественное отношение представленной на рынке продукции разного технического уровня. Индекс минимального КПД позволяет выявить не только фактическое значение но и определить необходимый порядок действий для достижения целевых ориентиров.

В работе [4] приведены примеры расчета ИЭЭ и МЭИ, на основе действующих методик с исходными данными насосного оборудования, работающего на насосной станции подкачки на

гидравлическую сеть СВ, с учетом геодезических особенностей и в реальных условиях эксплуатации. Следует отметить, что в предложениях по стандарту EN16480 определяется порядок оценки технического уровня ЦН по трем точкам его характеристики КПД: при подаче $Q_{\text{ВЕР}}$ в точке максимального КПД, при подаче Q_{PL} в точке частичной нагрузки, при $Q=0,75Q_{\text{ВЕР}}$ и при подаче Q_{OL} в точке перегруза при $Q=1,1Q_{\text{ВЕР}}$. По этим точкам определяются значения КПД, которые образуют «домик КПД», ниже которых фактические величины КПД насоса опускаться не могут. Выполненные расчеты этих показателей энергетической эффективности ЦН показали их сложность в виду необходимости большого объема дополнительной информации. Фактический индекс энергоэффективности можно установить с учетом реального профиля нагрузки ЦН. Для насосных станций СВ, которые работают на потребителя профиль нагрузки ЦН можно получить в результате статистической обработки эксплуатационных параметров. Поэтому при подборе насосного оборудования в СВ до настоящего времени индексы энергоэффективности не применяются, а эффективность использования энергии оценивается в основном по КПД агрегатов насосной установки. Однако методика оценки энергетической эффективности работы агрегатов НС подкачки с учетом условий эксплуатации позволяет установить правильность выбора типоразмеров насосов, их приводных двигателей, а также определить реальные резервы энергосбережения.

Результаты исследований. Анализ методов повышения энергетической эффективности СВ показал, что наиболее рациональные способы решения данного комплекса проблем, основываются на создании современных методов мониторинга условий

эксплуатации насосных агрегатов, способов управления работой НС, а также применении современных систем автоматизации.

Процесс функционирования СВ характеризуется изменениями параметров ее состояния во времени. Эти изменения зависят от многочисленных внутренних и внешних факторов, контроль над большинством из которых затруднителен [8]. Методики построения математических моделей режимов работы СВ основаны на теории случайных функций, но проблемы применения этих методик заключается в сложности получения статистических данных по режимам работы, которые необходимо для применения этих методик и построения моделей [9]. Поэтому проводятся научные исследования режимов работы современных СВ с последующим их обобщением и систематизацией для разработки адекватных математических моделей.

Рассмотрим временные изменения параметров функционирования системы водоснабжения как случайный процесс. Для построения математической модели случайного процесса, реализовывались следующие этапы [10]:

- сбор и регистрация экспериментальных данных;
- предварительный анализ свойств случайного процесса водопотребления;
- анализ случайного процесса и нахождение его характеристик.

Корректность использования тех или иных методов анализа случайного процесса в значительной степени зависят от его свойств. К ним, в первую очередь относятся стационарность, наличие периодических составляющих и нормальность процесса.

Предположение о стационарности процесса проверяется путем анализа имеющихся реализаций. Предполагая, что выбранная длина реализации существенно

превосходит период самой его низкочастотной составляющей и, учитывая данные выше определения, для проверки стационарности по данным отдельной реализации планируется следующая последовательность операций:

- реализация делится на N равных интервалов;

- вычисляются оценки средних значений и дисперсий, которые располагаются в порядке возрастания номера интервала;

- полученные последовательности проверяются на наличие тренда с использованием непараметрических критериев, для которых не требуется знание выборочных распределений оценок, в качестве которых принимаются критерий серий или критерий инверсий.

При достаточном наборе реализаций случайного процесса, который получен в результате измерений его параметров, то вычисление оценок их средних значений и дисперсий можно проводить сечениям случайного процесса. Общая схема анализа предварительного анализа случайного процесса приведена на рис. 1. Данная схема может применяться для статистического анализа

параметров насосных агрегатов, действующей НС. Для обоснования параметров обеспечивающих оптимальные условия работы насосных агрегатов необходимо получить, по результатам статистического анализа, законов распределения исследуемых процессов. Хотя, для решения практической задачи оптимизации работы НС достаточно иметь математическую модель, описывающую поведение математического ожидания случайной величины подачи НС.

Если доказана стационарность процесса, то математическое ожидание является постоянной величиной и можно получить ее интервальную оценку с заданной степенью точности по любому сечению процесса. Если исходные данные содержат посторонние тренды, то могут возникать значительные искажения оценок плотности распределения вероятности, ковариационных и спектральных характеристик. Наиболее распространенный способ удаления тренда заключается в построении многочлена минимального порядка на основе метода наименьших квадратов

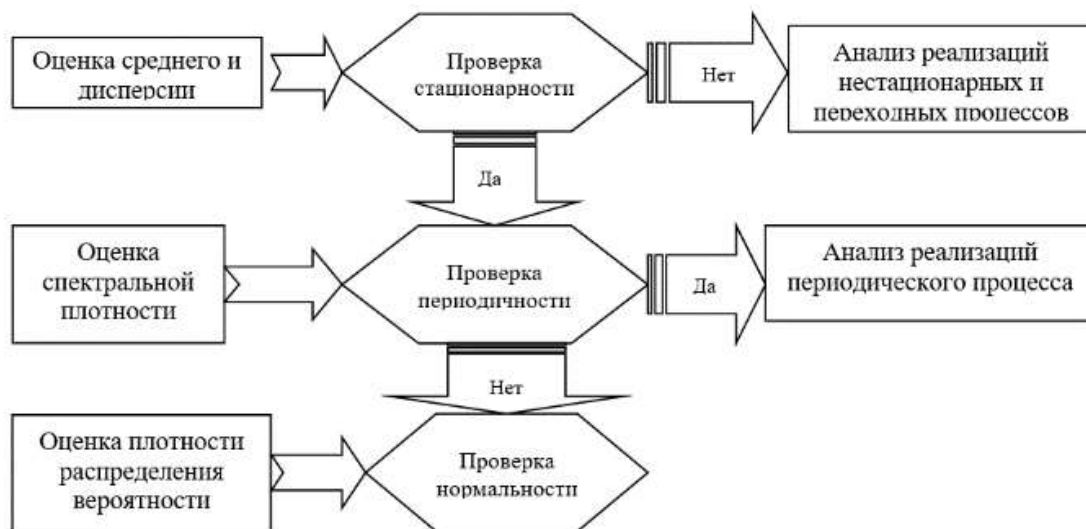


Рис. 1. Общая схема предварительного анализа случайного процесса

Исходные статистические данные представляют собой результаты измерения расхода воды, подаваемой НС, как минимум, в течение двух месяцев с дискретностью времени $\Delta t = 1 \text{ час}$. Получено шестьдесят реализаций непрерывной случайной величины, в рамках каждой из которых можно выделить двадцать четыре сечения. Предполагалось, что проводимый эксперимент, в пределах суток, допускает повторение при статистически идентичных условиях. То есть, на данном этапе исследования, мы пренебрегали возможным влиянием сезонного тренда, различиями в водопотреблении по отдельным дням недели и т.д.

Располагая ансамблем реализаций $Q_k(t)$; $m = \overline{1,60}$; $t = \overline{1,24}$ случайного процесса, оценку среднего значения получают усреднением сечению [11]:

$$\mu_Q(t) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N Q_k(t); \quad t = \overline{1,24}, N = 60 \quad (3)$$

Оценки $\mu_Q(t)$ являются случайными величинами и удовлетворяют требованиям несмещенности и состоятельности. Доверительный интервал для среднего значения $M_Q(t)$ для уровня значимости α дается формулой:

$$\mu_Q(t) - \frac{s_Q(t) \cdot t_{n;\alpha/2}}{\sqrt{N}} \leq M_Q(t) \leq \mu_Q(t) + \frac{s_Q(t) \cdot t_{n;\alpha/2}}{\sqrt{N}} \quad (4)$$

В (4) $s_Q(t)$ - несмещенная оценка среднеквадратического отклонения $\sigma_Q(t)$

случайного процесса $Q(t)$ в момент времени t , определяемая по формуле:

$$s_Q(t) = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (Q_i(t) - \mu_Q(t))^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

$t_{n;\alpha/2}$ - квантиль t-распределения Стьюдента с $n = N - 1$ степенями свободы. При достаточно большой выборке формула (4) справедлива и для негауссовых процессов.

Результаты расчета по формуле (4) выполняются в стандартной программе STATISTICA и представляются в графической форме. Вид зависимости, $M_Q(t)$ вследствие непостоянства математического ожидания, позволяет подтвердить гипотезу о нестационарности случайного процесса водопотребления.

При наличии данных о характеристиках реального водопотребления, можно, используя методы математического программирования определить оптимальные режимы работы агрегатов НС. Задание оптимизации ставится уже не к одному номинальному режиму, а к целой области режимов, которые характеризуются необходимыми диапазонами изменения подач и напоров, а также допустимым уменьшением энергоэффективности насосного агрегата. Для реализации этих направлений по повышению энергетической эффективности насосных агрегатов решались следующие задачи.

Задача 1. Разработка оптимизационной модели минимизации суммарных затрат НС на обеспечение процесса водоснабжения и нахождение оптимальных объемов и временных интервалов подачи воды потребителям.

В работе [10] представлена методика определения оптимальных параметров ЦН и временные интервалы подачи воды $Q(t)$

потребителям НС с резервной емкостью объема V_{\max} по критерию минимальной стоимости подачи воды, при известной функции суточного водопотребления $Ras(t)$ и тарифах на электроэнергию $St(t)$. В качестве целевой функции оптимизационной задачи рассматривалось условие:

$$\rho g H \cdot \int_0^{24} Q(t) \cdot St(t) \cdot dt \rightarrow \min$$

а система ограничений представлена системой зависимостей:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 \leq \int_0^t (Q(t) - Ras(t)) dt \leq V_{\max} - V_{рез} \\ \int_0^{24} (Q(t) - Ras(t)) dt = 0 \\ Q(t) \geq 0 \end{array} \right.$$

Задача 2. Разработка оптимизационной модели ступенчатого способа регулирования параметров насосных агрегатов НС.

При ступенчатом способе регулирования изменение характеристик НС достигается путем изменения количества работающих насосов. Величина "шага" переключения зависит от производительности и вида характеристик используемых насосов. Ступенчатое регулирование является наиболее простым и относительно дешевым, поэтому изменение характеристик путем переключения числа нерегулируемых ЦН нашло наибольшее применение в большинстве повысительных НС.

Оптимизация параметров процедуры ступенчатого регулирования является многокритериальной задачей оптимизации. В

качестве критериев оптимальности решения могут приниматься следующие:

- минимальное количество используемых ЦН;
- минимальное количество изменений режима работы ЦН;
- минимальный размер резервной емкости;
- объем запаса воды в резервной емкости – неотрицательная функция времени;
- отсутствие излишков воды в резервной емкости на конец характерного временного периода;
- максимальный КПД работы каждого ЦН.

Процедура оптимизации ступенчатого регулирования параметров насосных агрегатов НС на основе предложенной блок-схемы организована в виде рабочего листа математического пакета MathCAD.

Задача 3. Повышение энергетической эффективности частотного способа регулирования параметров насосных агрегатов повысительных НС.

Одним из современных способов регулирования параметров силовых агрегатов НС является частотное регулирование, которое обеспечивается изменением частоты вращения рабочего колеса ЦН. За счет регулирования частоты вращения рабочего колеса насосного агрегата, в некоторых случаях можно сократить расходы на электроэнергию. Однако эффективность внедрения регулируемого электропривода ЦН зависит от многих факторов и нуждается в детальном исследовании и обосновании. В работе [13] выполнен анализ основных способов частотного регулирования параметров и режимов работы насосных агрегатов НС второго подъема.

Наибольшее применение получил способ частотного регулирования с ограничением максимально допустимого напора в сети, для расчета которого учитываются потери

динамического напора в режиме максимального водопотребления. При уменьшении частоты вращения с сохранением максимального допустимого напора в сети происходит завышение напоров на величину разности динамических напоров при максимальной и измененной подаче. С учетом того, что максимальное водопотребление в системе водоснабжения может быть только незначительную часть рабочего времени, то данный способ регулирования содержит в себе значительный потенциал по повышению энергетической эффективности СВ в целом.

В работе [14] на основе математического моделирования режимов работы насосных агрегатов НС второго подъема обоснованы параметры ступенчатого частотного регулирования. В качестве примера в течении года рассматривалась эксплуатационные параметры НС подкачки, одного из жилых массивов города со среднесуточной подачей $2500 \text{ м}^3/\text{сут}$, и постоянно поддерживаемым напором 60 м за счет установки частотного преобразователя в приводе насосного агрегата.

Анализ эксплуатационных данных показал сезонную неравномерность, а также тенденцию к снижению водопотребления. Области, в которых замечены выделяющиеся пики часового водопотребления, могут быть уже проанализированы по выбранной дате, месяца или времени года. Массив данных может легко преобразовываться для анализа суточных, недельных и сезонных закономерностей часовой подачи НС. Результаты статистической обработки годовых эксплуатационных параметров силового агрегата НС показывают, что в диапазоне подач с необходимостью поддержания максимального давления ЦН 60 м работает только 13,7% от суммарного времени эксплуатации.

С учетом этого предложен новый ступенчатый способ регулирования параметров

системы силовой агрегат – водопроводная сеть, на основе изменения частоты вращения рабочего колеса ЦН при различных величинах поддержания напоров на выходе с ЦН. Эти диапазоны по напору определяются по напорной характеристике силового агрегата с учетом результатов статистической обработки эксплуатационных параметров в течение заданного периода наблюдения. Для рассмотренной НС предложен вариант регулирования частоты вращения рабочего колеса ЦН на трех уровнях стабилизации напора: максимальном - 60 м; среднем – 55 м и минимальном – 50 м. При этом на верхнем уровне давления система работает – 13,7%, на среднем – 75,8%, а на минимальном – 10,5% от суммарного времени эксплуатации. На рис. 2 показаны часовые значения потребляемой мощности насосным агрегатом в течении суток при различных вариантах регулирования. Верхняя точечная кривая показывает часовые значения потребляемой мощности насосным агрегатом, при номинальной частоте вращения рабочего колеса, то есть без регулирования частоты вращения рабочего колеса. Средняя пунктирная кривая показывает потребляемую мощность, при регулировании частоты вращения рабочего колеса ЦН при постоянно поддерживаемом напоре в сети 60 м. Нижняя кривая показывает почасовые уровни потребления мощности силовых агрегатов НС, при трехступенчатом регулировании по напору, при выбранных значениях по напору: 50-55-60 м. На графике видно, что в пиковые часы водопотребления, нижняя и средняя кривая совпадают. Разность площадей, которые ограничиваются этими кривыми соответствует величине суточной экономии электроэнергии.

В представленном примере, при ступенчатом способе частотного регулирования повышается энергетическая эффективность на 9,7% по отношению к регулированию на

постоянном уровне максимального напора; и на 20,8% по отношению к нерегулируемому насосному агрегату. Для рассмотренной в статье НС повышение энергетической эффективности на 9,7% обеспечивает экономию электроэнергии 30 тысяч кВт-час в год.

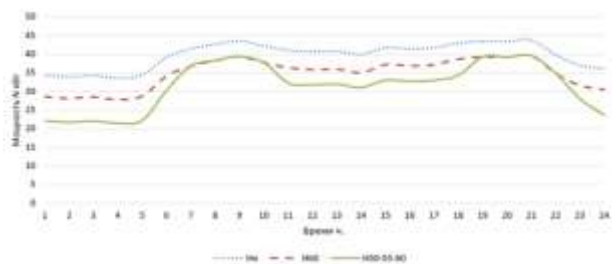


Рис. 2. Суточные графики потребляемой мощности насосного агрегата при различных способах регулирования

Следует отметить, что при ступенчатом регулировании снижаются действующие в сети напоры, чем обеспечивается повышение надежности СВ и снижения потерь воды за счет ее утечек. Отличительной чертой этого способа регулирования, является то, что он не требует больших затрат, при уже установленных преобразователях частоты в системах управления электродвигателями. Для изменения режимов регулирования достаточно установки контроллеров с дополнительными настройками напоров в сети по времени, которые определяются по от результатам статистической обработки режимов водопотребления.

Задача 4. Повышение энергетической эффективности комбинированного способа регулирования параметров насосных агрегатов повысительных НС.

Широкое применение ЦН в системах подачи и распределения воды обусловлено простотой и технологичностью их

конструкции, обеспечением больших подач, возможностью перекачки загрязненных жидкостей, с различными свойствами и характеристиками. Главными недостатками ЦН, что вызвано их гидронимическим принципом работы, являются невысокий уровень создаваемого давления, относительно низкий КПД, а также жесткость напорной характеристики, приводящая при изменении подачи к существенному изменению напора и КПД. Водопотребление в централизованных СВ является нестационарным случайным процессом, что определяет сложности в обеспечении требуемых режимов работы насосных агрегатов по энергетической эффективности.

Для наиболее современного способа качественного регулирования параметров ЦН за счет изменения частоты вращения рабочего колеса установлено, что такой способ не всегда дает существенное снижение энергопотребления, что вызвано сложностью увязки характеристик сетей и их изменений с напорными и энергетическими характеристиками насосных агрегатов. Создание и применение принципиально новых конструкций насосов для перекачки воды, а также применение энергетически эффективных способов регулирования является результативным способом решения проблемы повышения эффективности функционирования СВ. Одной из таких конструкций являются объемные бироторные насосы, которые обеспечивают снижение габаритов и массы, повышение рабочего давления и стабилизацию КПД в широком диапазоне параметров [15]. Отличительным признаком работы бироторных объемных насосов является их жесткая напорная характеристика, то есть практически постоянная подача, которая не зависит от напора, а определяется частотой вращения рабочего колеса.

В качестве комбинированного способа регулирования в работе [16] предложены способы повышения энергетической эффективности систем насосных агрегатов за счет параллельного соединения ЦН и объемных бироторных насосов с изменяемой частотой вращения. В работе [17] представлено построение рабочего поля насосного агрегата состоящего из параллельно подключенных ЦН и бироторного насоса с регулируемыми частотами вращения.

Из анализа представленных зависимостей следует, что при комбинированном способе регулирования рабочее поле ЦН с регулируемой частотой вращения, существенно увеличивается как по напору, так и по подаче. Также установлены условия образования оптимального рабочего поля в котором обеспечивается максимальный КПД комбинированного насосного агрегата, путем изменения частоты вращения рабочего колеса ЦН в соответствии с параметрами параболы подобных режимов, проходящей через координаты оптимальной рабочей точки при номинальной частоте вращения.

Выводы

1. Общими принципами повышения технического уровня энергосвязанных изделий являются энергетические, которые отображают объем необходимых энергетических ресурсов для обеспечения соответствующего полезного эффекта от их использования. Главными задачами реализации федеральной политики энергосбережения и повышения энергоэффективности являются динамичное снижение интегрального индекса энергетической эффективности, а также сокращение технологического разрыва оборудования и технологических процессов с ведущими странами.

2. Для ЖКХ, как одного из наибольших потребителей энергетических ресурсов РФ,

повышение эффективности использования энергии является одной из основных. Системы водоснабжения и водоотведения относятся к наиболее энергоемким объектам ЖКХ, где основными потребителями электроэнергии являются силовые агрегаты НС.

3. Водопотребление в централизованных СВ является нестационарным случайным процессом, что для обоснования различных способов регулирования и обеспечения оптимальных режимов работы насосных агрегатов требует разработки математической модели случайного процесса на основе статистической обработки эксплуатационных параметров.

4. Выполнен анализ четырех, ранее предложенных, способов регулирования параметров силовых агрегатов НС, а также показаны их основные преимущества по возможности оптимизации параметров. Обосновано, что дальнейшее совершенствование этих способов регулирования должно быть основано на исследовании эксплуатационных параметров силовых агрегатов, с целью выявления законов распределения этих параметров по времени.

Литература

1. Башмаков И.А., Мышак А.Д. Российская система учета повышения энергоэффективности и экономии энергии// М.: ЦЭНЭФ, 2012, 81 с.
2. Николенко И.В., 2017. Анализ методов повышения энергетической эффективности силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения// Вода Magazine . - №8 (120). - С. 28 -34.
3. Хроменков С.В., 2011. Задачи развития водной отрасли для обеспечения населения России чистой водой// Водоснабжение и санитарная техника, № 5. – С. 15 – 22.
4. Николенко И.В., Котовская Е.Е., 2016. Оценка энергетической эффективности работы агрегатов насосных станций подкачки с учетом условий эксплуатации// Строительство и

техногенная безопасность. Сб. научных трудов АСА. – Симферополь – вып. 56. – С. 103 – 111.

5. Кравченко В.С., 2007. Водоснабжение и канализация: Учебник. – "Кондор". - 288 с.

6. Хованський С.О., 2010. Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів у системі водопостачання житлово-комунального господарства: дис. ... канд. техн. наук. Сумы. – 162 с.

7. Филютич И.С., 2016. Нормирование энергопотребления насосного оборудования и электропривода как важный элемент энергосберегающей политики. Электронный ресурс: режим доступа: http://www.web-energo.by/page.php?form_id=495 (дата обращения 02.08.2016 г.)

8. Николенко И., Пастушенко А., Котовская Е., 2010. Анализ влияния условий эксплуатации насосной станции на параметры насосных агрегатов // MOTROL: Polish Academy of sciences. – Lublin. – Vol. 12D, p. 33 – 44.

9. Трубопроводные системы энергетики: Методические и прикладные проблемы математического моделирования, 2015/ Новицкий Н.Н., Сухарев М.Г., Тевяшев А.Д. и др. - Новосибирск: Наука. - 476 с.

10. Николенко И.В., Рыжаков А.Н., 2016. Метод оптимизации режимов работы силовых агрегатов насосной станции// Строительство и техногенная безопасность. Сб. научных трудов АСА. – Симферополь. – вып. 57. – С. 77 – 82.

11. Дж. Бендат, А. Пирсол., 1989. Прикладной анализ случайных данных.–М.: Мир. – 541 с.

12. Лезнов Б.С., 2006. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуховодных установках. М.: Энергоатомиздат. – 359 с.

13. Николенко И. В. , Швагирев П.А., 2015. Анализ энергетической эффективности различных способов регулирования насосов в системах водоснабжения// MOTROL: Polish Academy of sciences. - Lublin.– Vol. 17, №1 – P. 87 - 96.

14. Николенко И.В., Рыжаков А.Н., Умаров Р.С., 2016. Повышение энергетической эффективности регулирования силовых агрегатов насосных станций систем водоснабжения// Строительство и техногенная безопасность. Сб.

научных трудов АСА. – Симферополь. – вып. 55. – С. 75 – 82.

15. Николенко И. В., Шевцов Е.Н., 2009. Бироторные насосы для повышения энергоэффективности систем водоснабжения и водоотведения// Вісник Сумського державного ун-ту.— № 21. — С. 49—58.

16. Николенко И. В., Толстой М.Ю., 2015. Пути повышения энергетической эффективности регулирования насосов в системах водоснабжения // Вестник Иркутского государственного технического ун-та. – Иркутск. - № 10 (105). – С. 150 – 161.

17. Nikolenko I., Shvagirev P. Analysis of methods of improving energy efficiency of pumping stations power units of water supply systems // ECOTECHMOD. - Lublin – Rzeszow (Poland). - 2018. – Vol. 7, №1 – P. 67 – 77.

References

1. Bashmakov I.A., Myshak A.D. Russian accounting system for improving energy efficiency and energy saving // М.: CENEFF, 2012, 81 p.

2. Nikolenko IV, 2017. Analysis of methods for improving the energy efficiency of power units of pumping stations of water supply systems // Water Magazine. - №8 (120). - pp. 28 -34.

3. Khromenkov S.V., 2011. Tasks of the development of the water industry for providing the population of Russia with clean water // Water supply and sanitary equipment, No. 5. - P. 15 - 22.

4. Nikolenko I.V., Kotovskaya E.E., 2016. Assessment of the energy efficiency of the units of pumping stations taking into account the operating conditions // Construction and Technological Safety. Sat scientific papers of ASA. - Simferopol - vol. 56. - p. 103 - 111.

5. Kravchenko V.C., 2007. Water supply and sewerage: Textbook. - "Condor". - 288 s.

6. Khovanskiy S.O., 2010. Improving the efficiency of the operation of the pumps at the water supply system of the housing and communal state: dis. ... Cand. tech. sciences. Sumy. - 162 s.

7. Filutich IS, 2016. Rationing of energy consumption of pumping equipment and electric drive as an important element of energy saving policy. Electronic resource: access mode: http://www.web-energo.by/page.php?form_id=495

energo.by/page.php?form_id=495 (access date 02.08.2016)

8. Nikolenko I., Pastushenko A., Kotovskaya E., 2010. Analysis of the influence of the operating conditions of a pumping station on the parameters of pumping units // MOTROL: Polish Academy of sciences. - Lublin. - Vol. 12D, p. 33 - 44.

9. Pipeline energy systems: Methodical and applied problems of mathematical modeling, 2015 / Novitsky NN, Sukharev MG, Tevyashev AD and others. - Novosibirsk: Science. - 476 s.

10. Nikolenko I.V., Ryzhakov A.N., 2016. Method for optimizing the operating modes of the power units of a pumping station // Construction and Technogenic Safety. Sat scientific papers of ASA. - Simferopol. - vol. 57. - p. 77 - 82.

11. J. Bendat, A. Pirsol., 1989. Applied analysis of random data. -M.: Mir. - 541 s.

12. Leznov, BS, 2006. Energy saving and adjustable drive in pump and blower installations. M.: Energoatomizdat. - 359 s.

13. Nikolenko I. V., Shvagirev PA, 2015. Analysis of the energy efficiency of various methods of pump control in water supply systems // MOTROL: Polish Academy of sciences. - Lublin. - Vol. 17, No. 1 - P. 87 - 96.

14. Nikolenko I.V., Ryzhakov A.N., Umarov R.S., 2016. Increasing the energy efficiency of regulating the power units of pumping stations of water supply systems // Construction and Technogenic Safety. Sat scientific papers of ASA. - Simferopol. - vol. 55. - P. 75 - 82.

15. Nikolenko I.V., Shevtsov E.N., 2009. Birotor pumps for increasing the energy efficiency of water supply and drainage systems // Bulletin of Sumy State University. No. 21. - P. 49—58.

16. Nikolenko I.V., Tolstoy M.Yu., 2015. Ways to improve the energy efficiency of pump control in water supply systems // Bulletin of the Irkutsk State Technical University. - Irkutsk. - No. 10 (105). - P. 150 - 161.

17. Nikolenko I., Shvagirev P. Analysis of energy supply systems // ECOTECHMOD. - Lublin - Rzeszow (Poland). - 2018. - Vol. 7, No. 1 - P. 67 - 77.

Nikolenko I.V.

METHODS OF ESTIMATION OF POWER EFFICIENCY OF PUMP UNITS WATER SYSTEMS

Shows the importance of the problem improving the efficiency of energy use in technical and technological systems. One of the ways of improving the energy efficiency of water supply systems is the use of new energy-efficient technologies and pumping equipment, using modern management systems. The analysis of modern trends in the evaluation of energy consumption for operation of pumping equipment of water supply systems. Presented new methods to improve energy efficiency of pumping units in water supply system, taking into account the real operating conditions.

Key words: energy efficiency, pumping unit, pressure, flow, regulation, working field, the target value, the index of efficiency.

Николенко Илья Викторович, заведующий кафедрой водоснабжения, водоотведения и санитарной техники Академии строительства и архитектуры Крымского федерального университета им. В.И. Вернадского, д.т.н., профессор. «Академия строительства и архитектуры. Крымский федеральный университет им. В.И. Вернадского», Крым.

E-mail: nikoshi@mail.ru

Nikolenko Ilya Viktorovich, Head of the Department of Water Supply, Sanitation and Sanitary Engineering of the Academy of Construction and Architecture of the Crimean Federal University. IN AND. Vernadsky, Doctor of Technical Sciences, Professor. "Academy of construction and architecture. Crimean Federal University. im V.I. Vernadsky ", Crimea.

E-mail: nikoshi@mail.ru

Рецензент: Коваленко Алим Алексеевич, кандидат технических наук, профессор кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 17.11.2018

УДК 621.91.061

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ОСНОВЕ 3D МОДЕЛИРОВАНИЯ

Сыровой Г.В., Синдеева Е.В., Исаевская И.В.

DETERMINATION OF THE TEMPERATURE PARAMETERS OF THE ELEMENTS OF A SPINDLE UNIT BASED ON 3D MODELING

Sirovoy G.V., Sindeyeva E.V., Isaevskaya I.V.

Рассмотрены вопросы использования современных программных продуктов для облегчения проектирования и инженерного анализа изделий машиностроения. Исследован вопрос влияния температуры на общую погрешность станка. Выбран оптимальный метод для оценки температурных характеристик шпинделя.

Ключевые слова: *шпиндельный узел, температурная погрешность, температурная характеристика, математическая модель, метод конечных элементов, металлорежущий станок.*

Введение. Задачей конструирования шпиндельного узла (ШУ) металлорежущего станка является правильный подбор составляющих компонентов, обеспечивающих сочетание свойств, необходимых в конкретном эксплуатационном случае. При конструировании современных металлорежущих станков широко используется компьютерная обработка данных, для чего разработано большое количество разнообразных программных продуктов. Их использование позволяет повышать качество продукции, сокращать длительность разработки и организации производства конструкций, комплексно, качественно и быстро решать задачи их рационального проектирования [1].

Непрерывное повышение точности обработки и скоростей резания, связанное с разработкой новых более теплостойких и твердых материалов для металлорежущего инструмента, требует непрерывного повышения частот вращения шпинделей с одновременным повышением их точности, жесткости, виброустойчивости и надежности. Точность металлорежущего станка является одним из ключевых требований, определяющих его конкурентоспособность на современном рынке оборудования. Среди множества факторов, влияющих на точность станка, большое значение имеет температурная погрешность обработки [2].

Главным источником температурной погрешности станка выступает тепловыделение в корпусе ШУ. А теплота, выделяемая в подвижных соединениях элементов ШУ при его высоких скоростях вращения, приводит к линейным и нелинейным температурным расширениям и деформациям [3].

Целью настоящей работы является определение температурных параметров элементов шпиндельного узла при обработке изделий на основе использования 3D моделирования.

Современные программные продукты можно условно разделить на две группы:

выполняющие пакетный анализ ламинатов в «двухмерной» или «балочной/пластинной» постановке и в трехмерной. Первая группа – это программы типа Laminator, VerctorLam Cirrus и др. «Трехмерное» решение – метод конечных элементов, и тут большой выбор среди имеющихся программных продуктов. На рынке «технологии моделирования» существуют различные программные продукты: FiberSim (Vistagy / Siemens PLM Software), Digimat (e-Xstream / MSC Software Corp.), Helius (Firehole Composites / Autodesk), ANSYS Composite PrepPost, ESAComp (Altair Engineering) и др. [4, 5].

Практически все специализированное программное обеспечение различных компаний имеет возможность интеграции с системами CAD высокого уровня – Creo Elements/Pro, Siemens NX, CATIA. В целом, работа выглядит следующим образом: выбирается материал, определяются общие параметры, определяется метод, метод применяется для производства несложных деталей, для сложных изделий применяются методы зонного или структурного проектирования. В процессе расчета задаются параметры материала и последовательность выполнения технологического режима. После завершения расчета пользователь получает данные об изделии, позволяющие использовать их для различных целей, например:

- вывести в виде конструкторской документации;
- использовать в виде исходных данных для подбора материала;
- исходные данные для мест установки подшипников.

Поэтому переход на современные технологии проектирования и подготовки производства изделий позволяет провести исследования по определению выделяемой теплоты в элементах конструкции станка и их температурные деформации, вносящие

дополнительный компонент в общий баланс погрешности станка. Следовательно, улучшение тепловых характеристик шпиндельных узлов является важной прикладной задачей, решение которой в настоящее время возможно на основе различных подходов.

Результаты исследований. Наиболее распространенным подходом является математическое моделирование с применением универсальных систем инженерного анализа, основанных на методе конечных элементов.

Первую группу условно можно назвать конструктивными методами, поскольку при их использовании предполагается внесение изменений в конструкцию ШУ, таких как применение охлаждающих систем, тепловых труб, невосприимчивых к температуре материалов и термосимметричных конструкций. Такие методы, как правило, неэкономичны и имеют ограниченную эффективность в снижении температурной погрешности.

Вторая группа методов является более экономичной и эффективной, связана с компенсацией температурных деформаций ШУ в реальном времени на основе модели температурной погрешности, заложенной в систему ЧПУ. Такая модель может быть получена с использованием линейной или множественной регрессии, искусственной нейронной сети, методом серого реляционного анализа и т. д. на основе достаточно большого объема предварительно полученных экспериментальных данных.

Третья группа связана с моделированием ШУ методом конечных элементов, позволяющим оценить температурные характеристики шпинделя еще на этапе проектирования станка. Данный подход является наиболее экономичным, поскольку не требует использования дорогостоящего

оборудования и проведения продолжительных натурных экспериментов, как в двух предыдущих случаях. Обзор различных источников показывает, что именно он получил наибольшее распространение для оценки и оптимизации температурных характеристик ШУ.

В качестве решения отмеченных проблем может быть предложена методика построения тепловой модели ШУ с помощью модуля АРМ FEM, оснащенного генератором конечно-элементной сетки, входящим в САЕ - библиотеку, которая реализует решения инженерных задач методом конечных элементов САПР КОМПАС 3D. Начальным этапом моделирования является формирование 3D модели шпиндельного узла (рис.1).



Рис. 1. 3D модель шпиндельного узла

В процессе моделирования работы ШУ изменяются параметры крепления ШУ в передней и задней опорах, при этом задаются значения прикладываемых нагрузок и изменение температуры. Методом МТ Frontal формируется КЭ-сетка (рис.2), используемая для расчетов. При этом имеется возможность оценки и анализа разбиения при различных величинах глубины просмотра ШУ (рис.3). Далее проводится расчет и просмотр результатов в виде температурной карты (рис.4) и полученных при заданных параметрах напряжений и перемещений, возникающих в элементах корпуса ШУ (рис. 5).



Рис. 2. Конечно-элементная сетка шпиндельного узла



Рис. 3. Глубина просмотра шпиндельного узла



Рис. 4. Карта температурных параметров ШУ

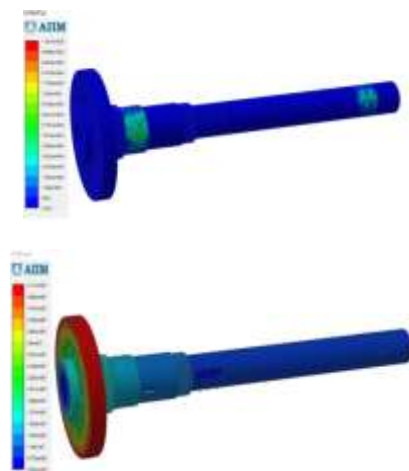


Рис. 5. Данные напряжений и перемещений ШУ

Выводы. 1. Программный модуль APM FEM позволяет получить температурные параметры элементов ШУ при его нагружении.

2. Температурные параметры элементов ШУ изменяются в местах крепления опор на 15%, а также при увеличении расстояния между опорами на 10%.

3. Оптимальные параметры работы ШУ при моделировании являются температурные параметры: max 85 и min 60.

Л и т е р а т у р а

1. Кроль О.С. Методы и процедуры 3D-моделирования металлорежущих станков и инструментов: монография. – Северодонецк: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2015. – 120 с.

2. Пуш А. В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность / А. В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.

3. Каменев С.В., Марусич К.В. Современные методы компьютерного моделирования и инженерного анализа тепловых характеристик шпиндельных узлов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №5 (2017)

4. CAE – технологии в 2012 году: обзор достижений и анализ рынка. – CAD/CAM/CAE Observer #4 (80) / 2013.

5. Интервью В.А. Середка и А.Ю. Софронова журналу CAD/CAM/CAE Observer #2 (78) / 2013.

R e f e r e n c e s

1. Krol O.S. Metody i procedury 3D-modelirovaniya metallovezhushchih stankov i instrumentov: monografiya. – Severodoneck: izd-vo VNU im. V.Dalja, 2015. – 120 p.

2. Push, A. V. Shpindel'nye uzly. Kachestvo i nadezhnost / A. V. Push. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 288p.

3. Kamenev S.V., Marusich K.V. Sovremennye metody komp'yuternogo modelirovaniya i inzhenerного analiza teplovyh harakteristik shpindel'nyh uzlov // Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIE» Tom 9, №5 (2017).

4. CAE – tehnologii v 2012 godu: obzor dostizhenij i analiz rynka. – CAD/CAM/CAE Observer #4 (80) / 2013.

5. Interv'ju V.A. Seredka i A.Ju. Sofronova zhurnal CAD/CAM/CAE Observer #2 (78) / 2013

Sirovoy G.V., Sindeyeva E.V., Isaevskaya I.V. DETERMINATION OF THE TEMPERATURE PARAMETERS OF THE ELEMENTS OF A SPINDLE UNIT BASED ON 3D MODELING

The issues of using modern software products to facilitate the design and engineering analysis of engineering products are considered. The question of temperature influence on the total error of the machine is investigated. The optimal method for estimating the spindle temperature characteristics is selected.

Keywords: spindle assembly, temperature error, temperature characteristic, mathematical model, finite element method, metal-cutting machine.

Сыровой Геннадий Владимирович, к.т.н., доцент кафедры «Станки, инструменты и инженерная графика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: siiig@i.ua

Syrovoy Gennady Vladimirovich, Candidate of Sciences, a dosent of the Chair «Machines, tools and engineering graphics» State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: siiig@i.ua

Синдеева Елена Владимировна, старший преподаватель кафедры «Станки, инструменты и инженерная графика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: siiig@i.ua

Sindeyeva Elena Vladimirovna, senior lecturer of the Chair "Machines, tools and engineering graphics", State Educational Establishment of Higher Professional

Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: lena.sindeeva.78@mail.ru

Исаевская Ирина Витальевна, студентка группы ММ-181м кафедры «Станки, инструменты и инженерная графика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Isaevskaya Irina Vitalievna, the student of the group ММ-181м the Chair "Machines, tools and

engineering graphics", State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: siiig@i.ua

Рецензент: Витренко Владимир Алексеевич, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Технология машиностроения и инженерный консалтинг» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Статья подана 10.11.2018

УДК 621.542

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА**Сулига С.В.****METHOD OF CALCULATION AND SELECTION OF A PNEUMATIC CYLINDER****Suliga S.V.**

Предложена методика определения нагрузки, преодолеваемой пневмоцилиндром для расчёта диаметра поршня. Приведены рекомендации по учёту устойчивости и изгибу штока при выпоре геометрических параметров пневмоцилиндра

Ключевые слова: Пневмоцилиндр, расчёт нагрузки, диаметр, устойчивость, изгиб

Очень часто расчет пневмоцилиндра со штоком, ограничивают определением диаметра его поршня, исходя из расчетной нагрузки и действующего в системе давления. При этом часто не учитывается внутреннее трение в цилиндре, а также внешнее трение в сопряженных с нагрузкой механизмах. Более того, обычно в расчетную формулу подставляется статическая или удерживающая нагрузка. Например, если цилиндр должен поднимать груз массой m , то нагрузка определяется как

$$F = m * g. \quad (1.1)$$

Но ведь это только усилие удержания нагрузки от падения, а для перемещения вверх цилиндр должен развить несколько большее усилие, равное

$$F = m * (g + a), \quad (1.2)$$

где a – ускорение, за счет которого поршень должен развить некоторую скорость, чтобы переместить нагрузку в отведенное время.

Зная расстояние и время перемещения, можно легко подсчитать среднюю скорость $V_{\text{сред}}$, но в реальности скорость на большей части пути будет выше, поскольку поршню сначала нужно разогнаться, а в конце хода затормозиться, чтобы подойти к упору с минимальной кинетической энергией.

Если представить график изменения скорости за время перемещения, как показано на рис. 1.1, то видно, что обойтись минимально возможным ускорением a_1 можно будет только в том случае, если скорость нагрузки в первую половину времени будет непрерывно расти, а затем падать. Это ускорение рассчитать очень просто: площади треугольника для $V_{\text{факт}}$ и прямоугольника для $V_{\text{сред}}$ должны быть равны (эта площадь и есть перемещение $s = V * t$), а это возможно, если максимальное значение скорости вдвое превышает среднее. Теперь, зная максимальное значение скорости и время ее достижения, легко подсчитывается искомое ускорение a_1 , значение которого можно было бы подставить в формулу (1.2). Но в реальности начинать торможение фактически посередине пути невозможно, поэтому график скорости будет выглядеть не как треугольник, а как

трапеция, и ускорение a_2 , которое нужно обеспечить нагрузке, будет больше, чем a_1 .

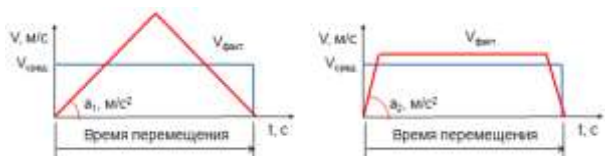


Рис. 1.1. Определение ускорения перемещения нагрузки

К сожалению, точно определить это ускорение a_2 не получается, поскольку можно нарисовать бесконечное множество трапеций для $V_{\text{факт}}$ нужной площади. Но можно принять, например, что $V_{\text{факт}}$ на 20...30% выше $V_{\text{сред}}$, и тогда ускорение a_2 легко рассчитывается. Принятую при таком подходе скорость в реальности потом можно будет настроить с помощью дросселей, если развиваемое цилиндром усилие окажется выше расчетного.

Зная теперь ускорение, можно более точно по формуле (1.2) рассчитать требуемое от цилиндра усилие, добавить все виды дополнительной нагрузки (внешнее трение, позиционная нагрузка, влияние потоков воздуха и жидкости вокруг объекта перемещения и т.п.), и только потом определить диаметр его поршня. Обычно значение силы внутреннего трения принимают равной 10% от теоретического усилия (только специальные цилиндры обладают более низким внутренним трением). С учетом этого получаем:

$$D = \sqrt{\frac{1,4 F}{p_{\text{раб}}}}, \quad (1.3)$$

где D – диаметр поршня цилиндра [м], F – усилие нагрузки [Н], $p_{\text{раб}}$ – рабочее давление [Па].

Значение диаметра D округляется до ближайшего большего из стандартного ряда.

Поэтому реальное усилие может только превысить требуемое значение.

Во многих случаях на этом расчет цилиндра заканчивается. Ведь основные его параметры – диаметр поршня и ход – уже известны. А фактически расчет только начинается! Теперь нужно проверить шток выбранного цилиндра на устойчивость, изгиб и скручивание, а также выбрать нужный тип демпфирования. Бывает так, что из-за тонкого штока или недостаточной допустимой энергии удара в конце хода, диаметр поршня приходится увеличивать.

Проверку штока на устойчивость рекомендуется делать, если ход цилиндра превышает 10 диаметров его поршня. Допустимая нагрузка считается по формуле Эйлера (1.4), но большинство производителей цилиндров предоставляют уже построенные номограммы (рис. 1.2), по которым проверка делается без сложных вычислений.

$$F_k = \frac{\pi^2 E J}{L^2 S} \quad (1.4)$$

E – предел упругости

J – момент инерции

L – длина изгиба ($2 * \text{ход}$)

$S = 5$ – запас прочности

Пример 1.

Дано: диаметр поршня 50 мм, штока 20 мм, ход 500 мм.

Осевое усилие: $F_k = 800$ Н.

Точка пересечения располагается над прямой, соответствующей диаметру штока 14 мм.

Т. е. данный цилиндр подходит. Но при увеличении хода до 1000 мм или нагрузки до 3000 Н шток устойчивость теряет.

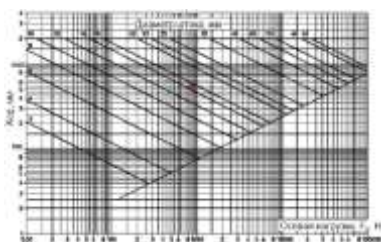


Рис. 1.2. Номограмма для проверки штока на устойчивость

В расчетах, на основании которых строилась эта номограмма, запас прочности принят довольно большим. Это означает, что даже при превышении допустимых значений, когда точка пересечения хода и нагрузки на номограмме окажется выше прямой диаметра

штока, шток не согнется. Но на нем появится деформация, может и невидимая глазу, которая приведет к быстрому износу уплотнения в проходной крышке, и ресурс цилиндра резко снизится. При опасности потери штоком устойчивости приходится выбирать цилиндр с большим диаметром поршня, и иногда для этого приходится делать два шага по ряду стандартных диаметров, поскольку у некоторых диаметров поршня диаметр штока одинаков (см. табл. 1.1). В качестве компенсации затрат на закупку и эксплуатацию при большем диаметре поршня можно перейти на более низкое рабочее давление, сохранив нужное усилие.

Таблица 1.1

Основные параметры стандартных цилиндров

Диаметр поршня, мм	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
Диаметр штока, мм	6	6	8	10	12	16	20	20	25	25	32	40	40	50	63
Масса поршень+шток, ход 0 мм, г*	75**	90**	187**	238**	110	201	365	430	810	1000	2245	4292	5348	9978	19912
Доп. масса на 10 мм хода, г*	4	4,6	7,2	11	9	16	25	25	39	39	63	97	97	257	249
Длина зоны демпфирования, мм*	9	12	15	17	19...21	22...23	30...32	40...46	50	60	66				
Допустимая энергия удара, Дж*	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3	4,8	7,2	12,6	
Предельный рабочий ход, мм	200	200	320	500	2000...2800										

* Типовые значения. Эти параметры могут отличаться у разных вариантов базового цилиндра.

** Дана масса всего цилиндра при ходе 0 мм (в данном случае круглого цилиндра).

При проверке штока на изгиб рассматривается самый неблагоприятный случай, когда боковая нагрузка действует на конец полностью выдвинутого штока. Из-за этого прикрепленные к штоку нагрузка или инструмент не попадают в нужную позицию, а также возрастает износ направляющей втулки и уплотнений. Для проверки компании-производители предоставляют графики допустимых нагрузок (рис. 1.3). При проверке нужно убедиться, что точка пересечения

значений боковой нагрузки F_Q и длины хода l оказывается ниже соответствующей кривой на графике. При соблюдении рекомендаций сохраняется заявленный ресурс цилиндра (пробег или число циклов). А если нет, то для сохранения ресурса нужно использовать внешние или встроенные направляющие.

Пример 2

Дано: к штоку цилиндра с диаметром поршня 50 мм и ходом 160 мм прикреплен груз массой 15 кг. Боковая нагрузка равна 147 Н.

По графику получаем, что шток перегружен на изгиб. Нужно использовать цилиндр с \varnothing поршня 80 мм или ставить направляющие.

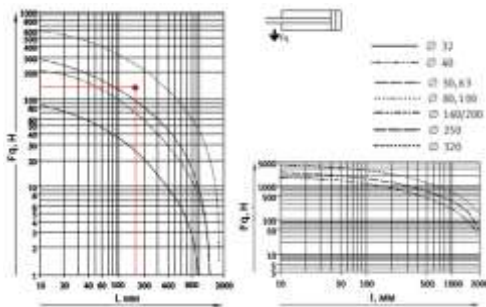


Рис. 1.3. Номограмма для проверки штока цилиндра на изгиб

Кроме изгиба на шток может действовать момент скручивания, если нагрузка F_q расположена на некотором расстоянии s от оси штока (рис. 1.4).

Пример 3

Для поршня с $\varnothing 32$ мм и ходом 150 мм допустимо: $F_q = 9,5$ Н, плечо $s = 84$ мм.

Пример 4

Для поршня с $\varnothing 32$ мм и бокового усилия 40 Н допустимо: ход 28 мм, плечо 20 мм.

Пример 5

Для поршня $\varnothing 32$ мм с ходом 150 мм и плечом 100 мм допустимо: $F_q = 800/100 = 8$ Н

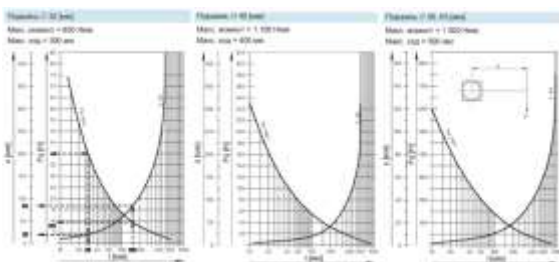


Рис. 1.4. Номограмма максимально допустимого момента скручивания на штоке

После определения диаметра поршня и длины хода цилиндра и проверок на устойчивость, изгиб и скручивание нужно выбрать тип демпфирования. Для этого следует рассчитать энергию удара для фактической массы нагрузки (включая массу поршня со штоком) и скорости

$$E = \frac{1}{2} m v^2 \text{ [Дж]}, \quad (1.5)$$

где m – масса перемещаемой нагрузки, включая подвижные элементы самого цилиндра [кг], v – скорость, с которой нагрузка приходит на упор или входит в зону торможения [м/с].

Результат сравнивается с данными каталога (табл. 1.1). Обычно указываемая там допустимая энергия удара $E_{\text{доп}}$ определена экспериментально при условии сохранения полного ресурса. Если результат оказался меньше табличного, можно использовать цилиндр с упругим демпфированием. При превышении табличного значения можно воспользоваться рис. 1.5, который показывает соотношение разных типов демпфирования для цилиндров конкретного производителя (в данном случае компании Festo).

Пример 6.

Дано: $\varnothing 50$, масса 40 кг, скорость $V_{\text{факт}} = 0,5$ м/с, $E_{\text{доп}} = 1$ Дж.

Расчет: $E_{\text{факт}} = 5$ Дж, нужно регулируемое демпфирование



Рис. 1.5. Соотношение возможностей различных типов демпфирования

Если использовать для выбора цилиндра специальное программное обеспечение, то кроме выбора типа демпфирования там можно

получить рекомендации по настройке винтов регулируемого демпфирования для конкретного случая (в % открытия) и провести симуляцию перемещения нагрузки при различных сочетаниях параметров.

На рис. 1.6 представлены экспериментально полученные графики скорости нагрузки для цилиндров с разным типом демпфирования. На левом графике представлены результаты перемещения цилиндра с диаметром поршня 20 мм и ходом 100 мм. При упругом демпфировании, чтобы не превышать допустимую энергию удара, скорость пришлось ограничить до 0,3 м/с, поэтому время перемещения составило около 300 мс. При регулируемом демпфировании скорость уже можно было повысить до 1 м/с. На входе в зону демпфирования скорость составила 0,75 м/с, что связано с эффектом воздушной пружины, возникающей перед поршнем при быстром перемещении. Это привело к сокращению времени перемещения до 160 мс без превышения допустимой энергии удара в конце хода. Видно, что при входе в зону демпфирования кинетическая энергия в 6,25 раза выше, чем при упругом демпфировании, т.е. в самом конце хода. Применение внешнего гидравлического амортизатора позволило повысить скорость до 1,5 м/с (энергия перед началом демпфирования в 25 раз выше, чем при упругом демпфировании) и сократить время перемещения до 130 мс.

На правом графике рис. 1.6 показаны результаты испытаний бесштокового цилиндра с ходом 1200 мм, который в одном варианте имел гидравлические амортизаторы, а в другом управлялся сервосистемой в составе контроллера позиционирования, датчика перемещения и распределителя с пропорциональным управлением (так называемая система электронного

демпфирования). С амортизаторами привод нельзя было разгонять выше скорости 1,5 м/с, поэтому время перемещения превысило 1,3 с. А с электронным демпфированием скорость удалось повысить до 3,5 м/с, сократив время перемещения до 0,8 с при полном отсутствии удара в конце хода.

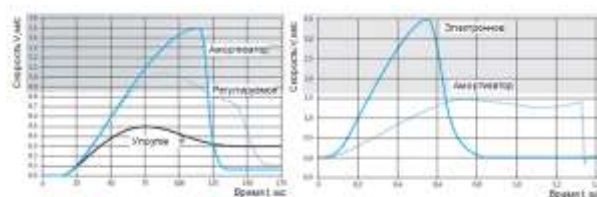


Рис. 1.6. Экспериментальные данные проверок различных типов демпфирования компании Festo

Для определения размеров блока подготовки воздуха и учета потребления энергии важно знать, сколько воздуха потребляет цилиндр за один рабочий ход или цикл (выдвижение/втягивание). Конечно, это можно подсчитать на основе рабочего давления и геометрических размеров цилиндра. Для более точных расчетов нужно учитывать «мертвые» объемы в цилиндре (например, в цилиндре с диаметром поршня 250 мм они могут превышать 2 л на полость) и объем шлангов между цилиндром и распределителем.

Л и т е р а т у р а

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А. Федоренко, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко и др. Под ред. В.А. Федорца. – К.: Вища школа, Головное изд-во, 1987. – 375 с.
3. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчёт. – М.: Агропромиздат, 1990. – 239 с.
4. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины,

гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства автоматики: Учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

6. Бугаенко В.В. Характеристики гидропривода при дроссельном способе регулирования с последовательной установкой дросселя / В.В. Бугаенко, Е.В. Брюховецкая // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск, 2017. - №4 (6) Ч. 2. – С. 181 – 188.

7. Бугаенко В.В. Характеристики гидропривода при дроссельном способе регулирования с параллельной установкой дросселя / В.В. Бугаенко, Брюховецкая Е.В. // Вестник Луганского национального университета имени Владимира Даля. – Луганск, 2018. - № 4 (10) – С. 14 – 21.

8. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

References

1. Hydraulics, hydrocars and hydraulic actuators: The textbook for machine-building higher education institutions / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov, etc. the 2nd prod., reslave. – М.: Mechanical engineering, 1982. – 423 pages.

2. Hydraulic actuators and hydropneumoautomatic equipment of machines/VA. Fedorets, M.N. Pedchenko, A.F. Pichko, etc. Under the editorship of V.A. Fedorts. – To.: Vishcha school, Head publishing house, 1987. – 375 pages.

3. Lovkis Z.V. Hidroprivody sel'skohozjajstvennoj tehniki: konstrukcija i raschjot. – М.:Agropromizdat, 1990. – 239 s.

4. Navrotsky K. L. Theory and design gidro-and pneumatic actuators: The textbook for students of higher education institutions on specialty "Hydraulic Machines, Hydraulic Actuators and Hydropneumoautomatic Equipment". – М.: Mechanical engineering, 1991. – 384 pages.

5. Chuprakov Ju. I. Hidroprivod i sredstva avtomatiki: Uchebnoe posobie dlja vuzov po

special'nosti «Gid-roprivod i gidropnevmoavtomatika». – М.: Mashino-stroenie, 1979. – 232 s.

6. Bugaenko V. V. Harakteristiki gidroprivoda pri drossel'nom sposobe regulirovanija s posledovatel'noj ustanovkoj drosselja / V.V. Bugaenko, E.V. Brjuhoveckaja //Vestnik Luganskogo nacional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja. – Lugansk, 2017. - №4 (6) Ch. 2. – S. 181 – 188.

7. Bugaenko V.V. Harakteristiki gidroprivoda pri drossel'nom sposobe regulirovanija s parallel'noj ustanovkoj drosselja / V.V. Bugaenko, Brjuhoveckaja E.V. //Vestnik Luganskogo nacional'nogo universiteta imeni Vladimira Dalja. – Lugansk, 2018. - №4 (10) – S. 14 – 21.

8. Vasil'chenko V.A. Gidravlicheskoje oborudovanie mobil'nyh mashin: Spravochnik. – М.: Mashinostroenie, 1983. – 301 s.

Suliga S.V.

METHOD OF CALCULATION AND SELECTION OF A PNEUMATIC CYLINDER

A method for determining the load surmounted by a pneumatic cylinder for calculating the piston diameter is proposed. Recommendations are given for taking into account the stability and bending of the rod when extracting the geometrical parameters of a pneumatic cylinder

Keywords: *pneumatic cylinder, load calculation, diameter, stability, bending*

Сулига Сергей Васильевич, к.т.н.
Руководитель программ подготовки персонала компании «Фесто-РФ»

Suliga Sergey Vasilyevich, Ph.D. Head of Festo-RF personnel training programs

Рецензент: Коваленко Алим Алексеевич, кандидат технических наук, профессор кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля» г. Луганск.

Статья подана 21.11.2018

УДК 621.772

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ БАЛЛОНОВ**Волков О.В., Семеняка Л.И., Матусевич И.И.****TECHNOLOGIES ANALYSIS OF MAKING OF CYLINDERS FOR GASES****Volkov O.V., Semenjaka L.I., Matusevich I.I.**

Выполнен анализ существующих методов изготовления газовых баллонов. Приведены существующие типы баллонов, используемые в разных отраслях промышленности и быту. Представлены соответствующие требования, предъявляемые к конструкции таких деталей. Показаны преимущества и недостатки каждого технологического процесса изготовления баллонов. Схематично даны переходы некоторых технологий изготовления металлических газовых баллонов. Проанализированы технические характеристики, особенности и эксплуатационные преимущества цельнотянутых металлических баллонов для газов.

Ключевые слова: баллон газовый, вытяжка, ротационная ковка, трубная заготовка, билет, прессование, баллоны высокого давления, композитные баллоны, стальные баллоны, цельнотянутые металлические баллоны, технические газы, природный газ, параметры баллонов.

Введение. В различных отраслях машиностроения широкое применение нашли детали, к которым предъявляются высокие требования по эксплуатационным свойствам и качеству изготовления. К таким деталям относятся баллоны высокого давления. Баллоны применяются в технологиях сварки и резки; в мобильных и стационарных противопожарных установках; в медицинской технике; в области энергетики; в пищевой промышленности при изготовлении напитков; в металлургии; в сфере охраны окружающей

среды; для оборудования кораблей, спасательных шлюпок и других средств спасения; как бак для сжатого природного газа (СПГ) в автомашинах; в качестве снаряжения аквалангистов для дайвинга; для респираторов экстренных служб [1].

В настоящее время природный газ применяется при эксплуатации автомобилей. Стоимость газа в 2 раза ниже стоимости бензина, а его использование в качестве моторного топлива не требует изменения конструкции двигателей и не исключает возможности их эксплуатации на газе, бензине или их смесях [2]. Компримированный природный газ сегодня является наилучшей альтернативой с экологической и экономической точки зрения традиционным видам моторного топлива.

Для реализации логистических и технологических процессов промышленные газы транспортируют в жидком или сжатом газообразном состоянии. Газовые баллоны – сосуды под избыточным внутренним давлением, поэтому к ним предъявляются повышенные требования по надежности эксплуатации. С другой стороны, они должны иметь небольшую массу и быть удобными при работе в экстремальных условиях.

Основными техническими параметрами газовых баллонов являются: рабочее давление, рабочая температура, номинальный объем, рабочая среда, общий вес, срок эксплуатации,

материал, коэффициент безопасности и герметичность (степень негерметичности).

Различают баллоны низкого и высокого давлений. Первые, например, используют для пропан-бутановых смесей (сжиженных углеводородных газов) и хладагентов. В зависимости от назначения их испытательное давление составляет 3 и 4,8 МПа соответственно [3]. Для сжиженных газов, а в некоторых случаях для ацетилена, допускается применение сварных баллонов. Баллоны высокого давления предназначены для промышленных газов и метана.

Широкое использование газовых баллонов требует совершенствования и внедрения новых технологий их производства. При этом решаются вопросы использования новых материалов, уменьшения массы баллонов, что важно с точки зрения логистики, а также высоких показателей надежности при эксплуатации.



Рис. 1. Конструкции баллонов высокого давления: а – стальной цельнометаллический баллон типа 1; б, в – металлопластиковые баллоны (типов 2 и 3); г – композитный баллон (тип 4)

Цельнометаллические баллоны типа 1 изготавливаются из листового металла, трубы или цельнометаллической заготовки без применения сварки. Облегчённая конструкция металлопластиковых баллонов типа 2 достигается нанесением армирующей оболочки из композиционного материала на цилиндрическую часть тонкостенного стального или алюминиевого лайнера. К отдельному типу 3 относят композитные баллоны, в конструкциях которых имеется металлический лайнер и армирующая оболочка, именуемая коконом. Композитные баллоны типа 4 содержат усиливающую обмотку из композиционного материала и внутреннюю полимерную герметизирующую

Целью работы является анализ существующих методов изготовления газовых баллонов. Характеристика технологических процессов, используемого оборудования и исходного материала. Преимущества и недостатки каждого.

Анализ технологических процессов изготовления газовых баллонов.

Классификация баллонов высокого давления включает четыре основных вида конструкций: цельнометаллические без применения сварки, изготовленные из легированной или углеродистой стали (тип 1); металлопластиковые со стальным или алюминиевым лайнером (тип 2); металлопластиковые с обмоткой типа «кокон» (тип 3) и композитные баллоны (тип 4). Схематично конструкции указанных типов сосудов представлены на рис. 1 [4].

оболочку (резина, полимеры и т.д.) с металлическими закладными элементами для подсоединения запорной арматуры [5]. При выборе типа конструкции принимаются во внимание ограничения по массе баллонов, устойчивость к ударам, газонепроницаемость, данные испытаний на циклическую долговечность газом и т.д. Цельнометаллические баллоны или баллоны со стальным лайнером имеют повышенные риски разрушения при содержании влаги в наполняемом газе выше нормативного. Однако баллоны типов 2 и 3 опаснее металлических, так как упругие деформации в момент разрушения у металлокомпозитных баллонов значительно больше, чем у металлических.

Запас энергии, высвобождаемой баллонами типов 2 и 3 при разрушении, больше, чем у типа 1 [5]. В баллонах типа 4 газ находится в непосредственном контакте с композиционным материалом, поэтому большинство таких баллонов ограничивается низким испытательным давлением. Меньшая масса – основное преимущество баллонов с применением композиционных материалов, но их срок службы по сравнению с цельнометаллическими меньше в связи с уменьшением конструктивной прочности оплетки.

Анализ существующего мирового рынка показывает, что цельнометаллический баллон типа 1 по ценовым и технологическим характеристикам на сегодняшний день доминирует.

Известны три основные технологии производства стальных баллонов высокого давления: вытяжкой из листового металла, цельнотянутые из бруса-заготовки (биллеты) и изготавливаемые из трубы [6].

В мире существует несколько широко признанных производителей первых сосудов, например «Faber». Наибольшее применение нашли баллоны, изготавливаемые из биллет «Worthington», «Vitkovice» и труб «Dalmine» [7].

«VITKOVICE CYLINDERS a. s.» (Чехия) – крупнейший изготовитель бесшовных стальных баллонов. История производства стальных газовых баллонов в Витковице начинается с 1906 года. В настоящее время компания «VITKOVICE CYLINDERS a. s.» имеет две современные технологии производства (обратное прессование и изготовление из труб).

Первая технология осуществляется по методу обратной экструзии и горячей вытяжки, когда в качестве исходного материала используется прокатная болванка-биллет. Это передовая технология производства обеспечивает производство высококачественных бесшовных газовых баллонов высокого давления с низкой массой. На рис. 2 представлена схема технологического процесса производства баллонов из проката [8].



Рис. 2. Технология «VITKOVICE CYLINDERS»

Вторая технология предусматривает использование бесшовных труб (рис. 3). Для получения дна используется ротационнаяковка с дополнительным нагревом.

Уральский завод газового и противопожарного оборудования и

Первоуральский новотрубный завод для изготовления баллонов используют цельнотянутые стальные трубы. Баллон формируется без изменения толщины стенки трубы. Обязательным является ультразвуковой контроль заготовки [9].

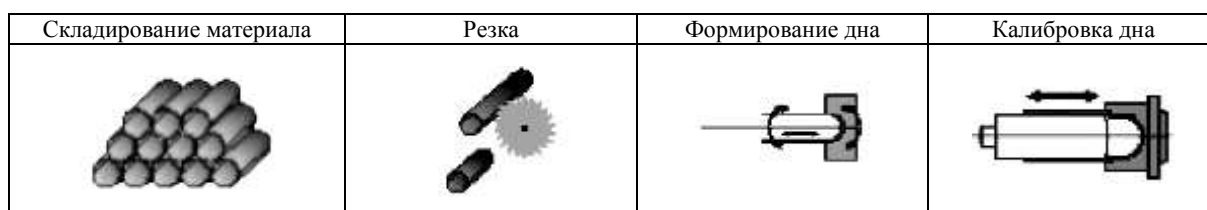


Рис. 3. Технология «VITKOVICE CYLINDERS»

После контроля марки стали заготовка подвергается порезке на мерные заготовки. Отрезанная часть трубы автоматически подается в индукционную установку, где происходит ее частичный нагрев до необходимой температуры, которая подбирается в зависимости от марки стали заготовки.

После нагрева закатной ролик формирует на конце вращающейся заготовки герметичное дно баллона или горловину. Сущность закатки горловины или днища заключается в следующем: на нагретый конец заготовки, зажатый во вращающемся шпинделе обкатной машины, воздействуют специальным инструментом – формователем, перемещающимся по круговой траектории до угла закатки, равного 90°.

Схема проста, надежна, экономична, однако характеристика баллонов по отношению массы баллона к его вместимости составляет 1,25–1,85 при использовании углеродистых сталей, и 1,12–1,35 при использовании конструкционной легированной стали 30ХМА, что является существенным недостатком.

Заготовкой технологии Worthington Cylinders GmbH (Австрия) служит

металлический брус-заготовка (биллет). Биллеты разрезаются на заготовки и помещаются в печь, где разогреваются до температурыковки 1250°C. Затем заготовки подаются в пресс, где осуществляется штамповка металлического стакана с закрытым дном заданной формы. Именно здесь формируется вогнутое или выгнутое дно баллона. Далее заготовка раскатывается на волочильном стане. Таким образом формируются окончательная толщина стенок и высота баллонов. После контроля толщины стенок и плазменной обрезки изготовленного полуфабриката он разогревается в индуктивной печи и подаётся на закатку горловины.

Орский машиностроительный завод осуществляет производство газовых баллонов (рис. 4) методом горячей закатки роликом из специализированной трубной заготовки, поставляемой предприятиями российского дивизиона Трубной металлургической компании [10]. Технология аналогичная выше описанной. Но наличие раскатного стана позволяет осуществлять ротационную вытяжку трубной заготовки с утонением стенки различных диаметров и толщин до необходимых размеров с высокой точностью.



Входной контроль труб (приёмка по сортаменту)	Резка трубы на мерные длины	Дробеструйная обработка внутренней поверхности	Дробеструйная обработка наружной поверхности	Закатка дна	Закатка горловины
					

Рис. 4. Технология Орского машиностроительного завода

Оборудование для изготовления баллонов из трубной заготовки относительно недорогое, так как для изготовления баллона необходимо только сформировать дно и горловину.

Однако к недостаткам этих технологий относится ограничение, связанное с использованием заготовок только из бесшовной горячедеформированной трубы.

Технологический процесс [11] предусматривает изготовление корпуса газового баллона малого объема из электросварной трубной заготовки, сформированной методом закатки разогретых концов с глухим днищем и горловиной. Соколов В.Н. и Васильев Д.М., авторы патента, считают, что при этом сварной шов заготовки не является слабым местом, а также

определенное соотношение размеров толщины стенки трубной заготовки и отношение длины корпуса к наружному диаметру позволяют обеспечить прочностные характеристики баллонов выше регламентируемых.

Конструкции металлопластикового баллона со сварным корпусом из листового

проката предложена ИЭС им. Е.О. Патона и Институтом механики [13].

Для изготовления корпуса баллона, сваренного из тонколистового стального проката, разработаны нестандартное сборочно-сварочное оборудование и технология прецизионной сварки, последующего контроля и термообработки сварных соединений.

Вырубка	Вальцевание обечаек	Очистка	Сборка и сварка продольного шва	Послесварочный отпуск	Спецобработка продольного шва	Калибрование
						

Рис. 5. Технология ИЭС им. Е.О.Патона и Института механики

Способ изготовления баллонов из легированных сталей пластическим деформированием включает следующие операции: штамповка цилиндра из круглой заготовки несколькими вытяжками с коэффициентом 0,6–0,75, термохимическая обработка перед каждой операцией вытяжки, нагрев и закатка горловины. Окончательное формирование длины и толщины стенок корпуса осуществляется ротационной вытяжкой с суммарной степенью деформации 50–80 %. Технология позволяет получать изделия высокой конструктивной прочности, эксплуатационной надежности и безопасности [5].

Результаты исследований. Анализ существующих технологий производства газовых баллонов показал следующие преимущества и недостатки.

Преимущества бесшовных стальных баллонов:

- отсутствие концентраторов напряжения, так как отсутствуют сварные швы;
- механическая прочность;
- устойчивость к возгоранию;
- стойкость к воздействию агрессивных сред.

Недостатки бесшовных стальных баллонов:

- большой вес;
- подверженность коррозии;
- сложность производства;
- высокая стоимость.

Сравнивая технологические процессы по виду исходной заготовки, можно отметить следующее.

Оборудование для изготовления кованных баллонов более сложное и поэтому более дорогое, но зато ковкой из проката можно получить более точные и, следовательно, более легкие баллоны.

Кроме того, при изготовлении баллонов из трубной заготовки обычно применяют углеродистую сталь и снабжают баллон башмаком, а кованные баллоны производят из легированной хром-молибденовой стали и формируют при ковке вогнутое дно, не требующее установки башмака.

При прочностном расчете баллона учитываются допуски на размеры трубы, что приводит к увеличению металлоемкости. Это связано с трудностью получения трубной заготовки без расслоений и с малыми допусками на толщину стенки.

При этом баллоны, изготовленные из трубной заготовки, имеют значительный разброс по высоте.

Кроме того, формирование днищ завальцовкой можно осуществлять только при определенном отношении диаметра к толщине стенки трубы.

Цельнотянутые баллоны, произведенные из заготовки-биллеты, имеют лучшие эксплуатационные характеристики, чем баллоны, изготовленные из трубы. Кроме того, такая технология позволяет получать цельнотянутые баллоны с более тонким дном, а следовательно, и с меньшей массой, и позволит уменьшить риск негерметичности, пористости и трещин в центральной зоне днища баллона.

Выводы. В работе выполнен анализ существующих технологических процессов изготовления газовых баллонов высокого давления, показаны преимущества и недостатки каждого. Обзор показал, что технология цельнотянутых баллонов имеет наилучшие показатели при использовании. В дальнейшем при росте спроса на баллоны технологии производства будут совершенствоваться и разрабатываться новые.

Л и т е р а т у р а

1. ECS EuroCylinder Systems. www.eurocylinders.ru
2. Волков В.В. Новый шаг в использовании КПГ в качестве моторного топлива / В.В.Волков, С.В.Каплун, А.В.Зеря // Автозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2007. – № 6. – С. 57–58.
3. Рубан А.Г. Анализ характеристик баллонов высокого давления для сжатых газов / А.Г.Рубан // Технические газы. – 2009. – № 2. – С. 48–55.
4. Попова Л.А. Баллоны высокого давления для компримированного природного газа / Л.А. Попова, Е.Н. Пронин // Информационный бюллетень Национальной газомоторной ассоциации РФ, № 2 март 2000.
5. Прочностная обработка металлокомпозитных баллонов высокого давления / Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. № 3. – С. 30
6. Рубан А.Г. Инновационное обеспечение лидерства на рынке газовых баллонов / А.Г.Рубан // Технические газы. – 2008. – № 2. – С. 49 – 55.
7. Попова Л.А. Баллоны высокого давления для компримированного природного газа / Л.А.Попова //

Информационный бюллетень Национальной газомоторной ассоциации. – 2000. – 160 с.

8. Стальные баллоны. VITKOVICE. Machinery Group.
9. Технология производства баллонов <http://www.ballon-torg.ru/technology.html>
10. АО «Орский машиностроительный завод» www.tmk-group.com
11. Стальной баллон малого объема для газа Авторы: Соколов В.Н., Васильев Д.В. (21)(22) Заявка: 2015148549, 12.11.2015. Опубликовано 07.07.2017. Бюл. № 19.
12. Савицкий М.М. Технология и оборудование для производства корпусов баллонов высокого давления из листового проката / М.М.Савицкий, А.С.Письменный, Е.М.Савицкая, С.И.Притула, С.К.Бабенко // Автоматическая сварка №7, 2010, – С. 36–42.

R e f e r e n c e s

1. ECS EuroCylinder Systems. www.eurocylinders.ru
2. Volkov V.V. Novyj shag v ispol'zovanii KPG v kachestve motornogo topliva / V.V.Volkov, S.V.Kaplun, A.V.Zerya // Avtozaprovchnyj kompleks + Al'ternativnoe toplivo. – 2007. – № 6. – S. 57–58.
3. Ruban A.G. Analiz harakteristik ballonov vysokogo davleniya dlya szhatyh gazov / A.G.Ruban // Tekhnicheskije gazy. – 2009. – № 2. – С. 48–55.
4. Popova L.A. Ballony vysokogo davleniya dlya kom-primirovannogo prirodnoho gaza / L.A.Popova, E.N.Pronin // Informacionnyj byulleten' Nacional'-noj gazomotornoj asociacii RF, № 2 mart 2000.
5. Prochnostnaya otrabotka metallokompozitnyh bal-lonov vysokogo davleniya / Transport na al'ternativnom toplive. – 2008. № 3. – S. 30.
6. Ruban A.G. Innovacionnoe obespechenie liderst-va na rynke gazovyh ballonov / A.G.Ruban // Tekhnicheskije gazy. – 2008. – № 2. – С. 49 – 55.
7. Popova L.A. Ballony vysokogo davleniya dlya kom-primirovannogo prirodnoho gaza / L.A.Popova // Infor-macionnyj byulleten' Nacional'-noj gazomotornoj asso-ciacii. – 2000. – 160 s.
8. Stal'nye ballony. VITKOVICE. Machinery Group.
9. Tekhnologiya proizvodstva ballonov <http://www.ballon-torg.ru/technology.html>
10. АО «Orskij mashinostroitel'nyj zavod» www.tmk-group.com

11. Stal'noj ballon malogo ob'ema dlya gaza
Avto-ry: Sokolov V.N., Vasil'ev D.V. (21)(22)
Zayavka: 2015148549, 12.11.2015. Opublikovano
07.07.2017. Byul. № 19.

12. Savickij M.M. Tekhnologiya i oborudovanie
dlya proizvodstva korpusov ballonov vysokogo
davleniya iz listovogo prokata / M.M.Savickij,
A.S.Pis'mennyj, E.M.Savickaya, S.I.Pritula,
S.K.Babenko // Avtomaticheskaya svarka №7, 2010,
str. 36-42.

Volkov O.V., Semenjaka L.I., Matusevich I.I.
**TECHNOLOGIES ANALYSIS OF OF MAKING
OF CYLINDERS FOR GASES**

The analysis of existing methods of production of gas cylinders is made. The existing types of cylinders used in different industries and life are given. The relevant requirements imposed to a design of such details are submitted. Advantages and lacks of each technological process of production of cylinders are shown. Operations of some manufacturing techniques of metal gas cylinders are schematically given. Technical characteristics, features and operational advantages of seamless metal cylinders to gases are analysed.

Keywords: gas cylinder, extracting, rotational forging, skelp, billet, pressing, high-pressure cylinders, composite cylinders, steel cylinders, seamless metal cylinders, technical gases, natural gas, parameters of cylinders.

Волков Олег Владимирович – студент ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.
E-mail: oomdis@yandex.ru

Volkov Oleg Vladimirovich – student, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Luhansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: oomdis@yandex.ru

Семеняка Людмила Ивановна – к.т.н, доцент, ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: oomdis@yandex.ru

Semenjaka Ludmila Ivanovna – Candidate of Sciences, dosent, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Luhansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: oomdis@yandex.ru

Матусевич Инна Ивановна – старший преподаватель, ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: oomdis@yandex.ru

Matusevich Inna Ivanovna – senior lecturer, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Luhansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: oomdis@yandex.ru

Рецензент: Гутько Юрий Иванович, доктор технических наук, профессор, ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Статья подана 10.11.2018

УДК 621.22: 621.694

ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ВИХРЕВЫХ КЛАПАНОВ С ДИФFUЗОРНЫМИ ВЫХОДНЫМИ ПАТРУБКАМИ

Сёмин Д. А., Левашов А. Н., Левашов Я. Н., Яценко А.А.

IMPROVING THE THROUGHPUT CAPACITY OF VORTEX VALVES WITH DIFFUSER OUTPUTS

Syomin D.A., Levashov Y. N., Levashov A. N., Yatsenko A.A.

Статья посвящена вопросам гидродинамики вихревых клапанов.

Результаты виртуального моделирования сопоставлены с данными физического эксперимента.

Проведено исследование вихревых клапанов с осевым диффузором на выходе с диффузором в канале питания и без него.

Приведены полученные экспериментально рабочие характеристики вихревых клапанов рассмотренных модификаций. Установлено, что наибольшее значение коэффициента расхода из рассмотренных модификаций имеет клапан с диффузорами в канале питания и на выходе.

Ключевые слова: *вихревой клапан, диффузор в канале питания, рабочая характеристика, математическая модель, модель турбулентности, пропускная способность.*

Введение. Проблема повышения надежности и долговечности систем с текучими средами, эксплуатируемых в неблагоприятных условиях, может быть решена использованием средств струйной макротехники, предназначенных для непосредственного управления потоками вместо механических устройств аналогичного назначения [1,2]. Особой остротой эта проблема отличается в угледобывающей и перерабатывающей отраслях промышленности, топливной энергетике, металлургии, строительной

индустрии, химическом производстве, сельском хозяйстве и др.

Характерными условиями работы гидравлического оборудования, в указанных отраслях, являются вибрации, ударные и знакопеременные нагрузки, повышенная влажность и запыленность внешней среды, химическая агрессивность и наличие абразивов в рабочих средах, резкие перепады температуры и т.п. Воздействие перечисленных факторов на средства управления потоками текучих сред, многократно, в десятки, а в отдельных случаях и в сотни раз, уменьшают их долговечность по сравнению с нормальными условиями. Отличительной особенностью струйной макротехники является как раз нечувствительность к перечисленным негативным факторам. Опыт успешной промышленной эксплуатации пневматических струйных приводов на ряде углеобогачительных фабрик Донбасса в течение более чем двух десятилетий подтверждает перспективность направления решения указанной проблемы. Вместе с тем, рабочие параметры реализованных в приводах пульсаторов на базе вихревых клапанов, могут быть заметно улучшены на основе результатов исследований, приведенных в данной работе. Совершенствование вихревых клапанов и устройств на их базе, способствует улучшению показателей эффективности промышленных

систем и расширению области применения струйной макротехники.

Наряду с известными позитивными качествами, присущими струйной технике, вихревые клапаны имеют субъективный недостаток – для их запираания необходимы затраты управляющей рабочей среды и превышение давления запираания над давлением питания. Производство расхода на давление управляющей среды составляет затраты мощности на управление. Сведение к минимуму указанных параметров способствует улучшению характеристик устройств и является основной целью проводимых исследований.

Изложение основного материала. Наиболее эффективной мерой, способствующей улучшению параметров вихревых клапанов, является повышение их пропускной способности в открытом состоянии, оцениваемой по приведенному к «горловому» сечению коэффициенту расхода μ_0 [5].

В наших предшествующих исследованиях установлено, что основная часть энергии потока через вихревой клапан теряется с выходной скоростью. Установка диффузора на выходе из вихревого клапана позволяет существенно снизить его сопротивление [2]. Однако при этом заметно перераспределяется и доля гидравлических потерь в элементах проточной части клапана. Причина в том, что при наличии диффузорного канала выхода из клапана, площадь канала питания становится меньше площади выходного патрубка диффузора. Таким образом, потери скоростного напора при выходе потока из канала питания в вихревую камеру превышают потери с выходной скоростью из клапана. Несмотря на существенное уменьшение сопротивления клапана, благодаря диффузору на выходе, скоростные потери составляют еще заметную часть от общего перепада полного напора на клапане, а их дальнейшее снижение является

резервом для повышения его пропускной способности.

Для снижения скоростного напора на выходе из канала питания и, как следствие, увеличения пропускной способности вихревого клапана, нами было предложено выполнить канал питания в виде осевого кольцевого диффузора.

Оценка эффективности предлагаемого решения, произведена для вихревого клапана с осевым каналом питания и с осевым диффузором на выходе. Сравнение производилось с аналогичной конструкцией без диффузора в канале питания. Методами исследования являлись виртуальное и физическое моделирование.

Виртуальная модель проточных частей исследуемых конструкций вихревых клапанов синтезировалась в графическом редакторе FreeCAD.

Математическая модель течения в исследуемых вихревых клапанах создавалась с учетом гидродинамических особенностей течения, основанных на результатах, как собственных экспериментальных исследований, так и других авторов. Подробный анализ этих материалов приведен в монографии [6].

Установлено, что:

- течение в вихревых клапанах носит турбулентный характер и характеризуется числами Рейнольдса $Re > 10^5$.
- Газ при течении можно считать практически несжимаемым.
- Течение в диффузорных каналах может быть безотрывным и отрывным.

Тестирование современных моделей турбулентности на различных задачах, содержащих указанные особенности течений, определил наш выбор в пользу SST модели, предложенной Ментером [6]. Она объединяет свойства “ $k-\epsilon$ ” и “ $k-\omega$ ” моделей турбулентности, описывающих, соответственно, внешнее и пристеночное течения.

Таким образом, описание турбулентного течения несжимаемой жидкости с возможным отрывом от стенок производилось нами на основе уравнений Рейнольдса, уравнения неразрывности при соответствующих граничных условиях:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_t) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j k)}{\partial x_j} &= P - \beta^* \rho \omega k \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j \omega)}{\partial x_j} &= \\ &= \frac{\gamma}{v_t} \bar{p} - \beta \rho \omega^2 \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ (1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; \end{aligned}$$

$$\bar{p} = \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j};$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij};$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right);$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)};$$

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2;$$

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4);$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} D^2} \right];$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right);$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2);$$

$$\arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega} \right);$$

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho}, \quad \Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}};$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right);$$

$$\bar{P} = \min(P, 20\beta^* \rho \omega k);$$

$$\gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} k^2}{\sqrt{\beta^*}}; \quad \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} k^2}{\sqrt{\beta^*}};$$

Константы

$$\begin{aligned} \sigma_{k1} &= 0.85; & \sigma_{\omega 1} &= 0.5; & \beta_1 &= 0.075; \\ \sigma_{k2} &= 1.0; & \sigma_{\omega 2} &= 0.856; & \beta_2 &= 0.0828; \\ \beta^* &= 0.09; & k &= 0.41; & a_1 &= 0.31. \end{aligned}$$

Начальные условия:

$$P_{in} = 105249 \text{ Па}; \quad P_e = 101325 \text{ Па}; \quad t = 0, v = 0.$$

Граничные условия:

$$\omega_{wall} = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 (\Delta d_1)^2}; \quad k_{wall} = 0,$$

где ν – молекулярная кинематическая вязкость; Δd_1 – величина первого пристеночного шага сетки.

Условия на входных участках внешней границы расчётной области

$$\frac{U_\infty}{L} < \omega_{farfield} < 10 \frac{U_\infty}{L};$$

$$\frac{10^{-5} U_\infty^2}{L} < k_{farfield} < \frac{0.1 U_\infty^2}{Re_L},$$

где U_∞ и L – характерные для данного течения скоростной и линейный масштабы.

Далее было проведено математическое моделирование течения жидкости в вихревых клапанах предложенных конструкций. Для подтверждения результатов математического моделирования был проведен эксперимент на физической модели с аналогичной геометрией. Во всех экспериментах, угол раскрытия диффузора, установленного на выходе из вихревого клапана,

$$\alpha_c = 7^0, \text{ коэффициент уширения } n = 4.$$

На рис.1 представлена 3-х мерная модель вихревого клапана, для математического моделирования. Данная модель обладает следующими основными параметрами: диаметр «горла» клапана $d_0 = 12$ мм площадью $f = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$, диаметр вихревой камеры $D = 5d_0$, высота вихревой камеры $H = d_0$, площадь канала питания $F_s = 2.5f$ является оптимальной [5].



Рис. 1. Модель вихревого клапана с осевым каналом питания и осевым диффузором на выходе.

Результаты исследований. На рис. 2 представлено характерное расчетное поле скоростей течения жидкости в открытом вихревом клапане с диффузорным выходом. Математическое моделирование проводилось с помощью свободного пакета программного обеспечения вычислительной гидродинамики с открытым выходным кодом OpenFOAM.

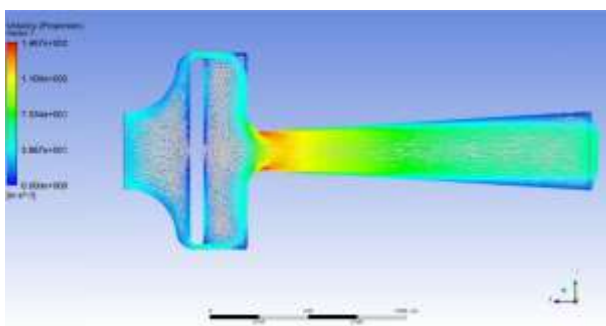


Рис. 2. Кинематическая картина течения воздуха в вихревом клапане без диффузора в канале питания, с осевым диффузором на выходе

По результатам математического моделирования было установлено, что значение

коэффициента расхода, приведенного к «горлу» вихревого клапана, составило $\mu_0 = 1,86$.

На рис. 3 показана схема проточной части и трёхмерная виртуальная модель вихревого клапана с осевым кольцевым диффузором в канале питания и осевым диффузором на выходе.

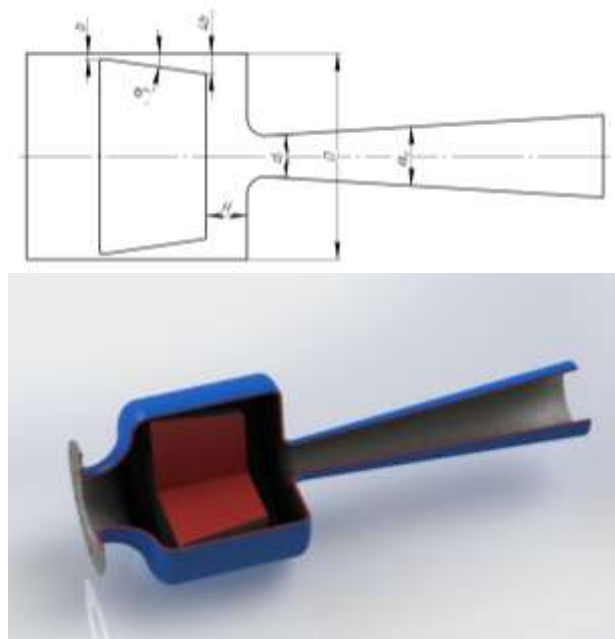


Рис. 3. Схема проточной части и трёхмерная модель вихревого клапана с диффузором в канале питания и осевым диффузором на выходе.

Размеры проточной части модели те же, а эквивалентный угол раскрытия диффузора в канале питания $\alpha_s = 8.5^\circ$.

Конфигурация и геометрические параметры проточной части осевого кольцевого диффузора в канале питания были определены путём математического моделирования. Были просчитаны диффузоры с разными углами раскрытия, а также диффузоры с оребрением. На рис. 4, 5, 6 представлены картины течения в вихревых клапанах с оребрѐнными диффузорами в канале питания.

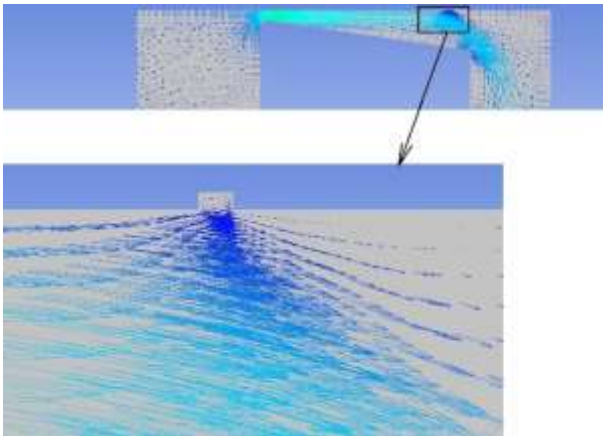


Рис. 4. Вихревой клапан с оребренным диффузором в канале питания (1 канавка)

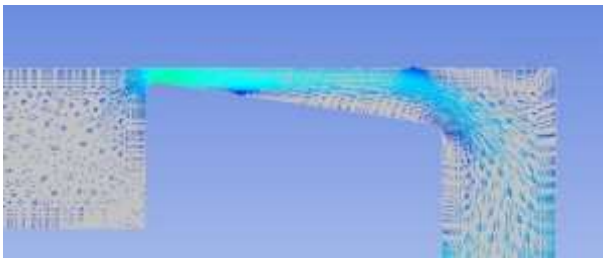


Рис. 5. Вихревой клапан с оребренным диффузором в канале питания (2 канавки)

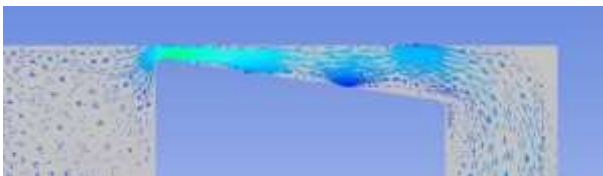


Рис. 6. Вихревой клапан с оребренным диффузором в канале питания (3 канавки)

В результате проведенных расчётов было установлено, что применение оребренных диффузоров несколько увеличивает коэффициент расхода вихревого клапана с оптимальным углом α_s раскрытия диффузора, но усложняет конструкцию. Поэтому для дальнейших расчетов была принята клапан с проточной частью, представленной на рис.3. Расчетное поле скоростей в данной модели клапана приведено на рис. 7.

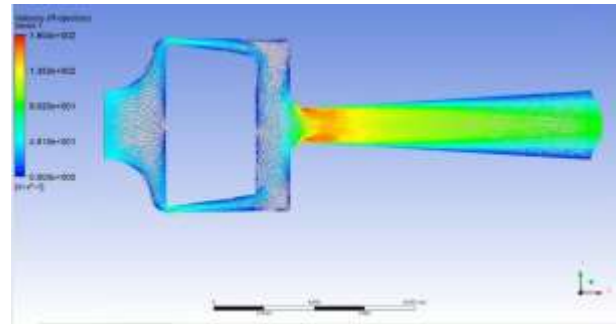


Рис. 7. Кинематическая картина течения воздуха в вихревом клапане с диффузором в канале питания и осевым диффузором на выходе

Как видно из рисунка, течение в диффузоре, установленном в канале питания, а так же в диффузоре, установленном на выходе из вихревого клапана, носит безотрывный характер. При этом коэффициент расхода клапана данной конструкции составил $\mu_0=2.1$, что на 12% больше по сравнению с конструкцией вихревого клапана без диффузора в канале питания.

Физический эксперимент.

Полученные на математической модели результаты расчетов гидродинамики течения и интегральные параметры проверены физическим экспериментом и дополнены опытными рабочими характеристиками рассматриваемых модификаций вихревых клапанов.



Рис. 8. Внешний вид экспериментальной установки для моделирования течения несжимаемой жидкости (воздуха) в вихревых клапанах

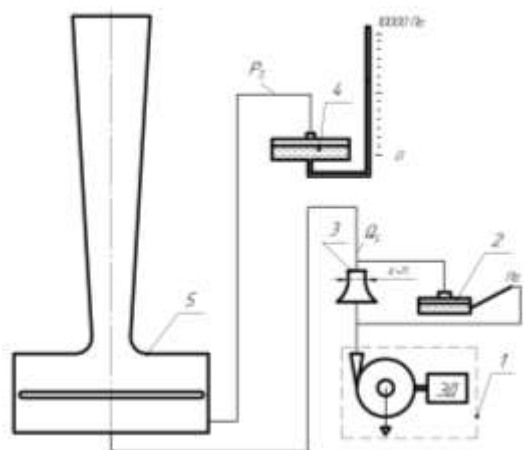


Рис. 9. Схема экспериментальной установки для физического моделирования течения несжимаемой жидкости (воздуха) в вихревых клапанах

Экспериментальная установка состоит из:

- 1 - нагнетателя, 2 – микроманометра,
- 3 – расходомерное устройство,
- 4 – пьезометра, 5 – вихревого клапана.

$$Q_s = \mu_{ru} \cdot F_{ru} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{ru}}{\rho}}$$

μ_{ru} – коэффициент расхода расходомерного устройства;
 F_{ru} – площадь горла расходомерного устройства;
 ΔP_{ru} – перепад давления на расходомерном устройстве;
 ρ – плотность воздуха.

В результате проведения эксперимента были получены коэффициенты расхода для вихревого клапана без диффузора в канале питания $\mu_0=1,8$ и для вихревого клапана с диффузором в канале питания $\mu_0=2$. Также были получены рабочие характеристики для обеих конструкций.

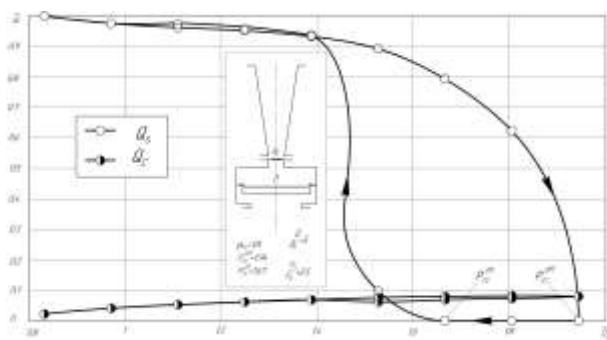


Рис. 10. Рабочая характеристика вихревого клапана без диффузора в канале питания, с осевым диффузором на выходе

Здесь P_{cc}^{off} давление управления (запирания) при закрытии клапана, P_{cc}^{on} давление управления при открытии клапана.

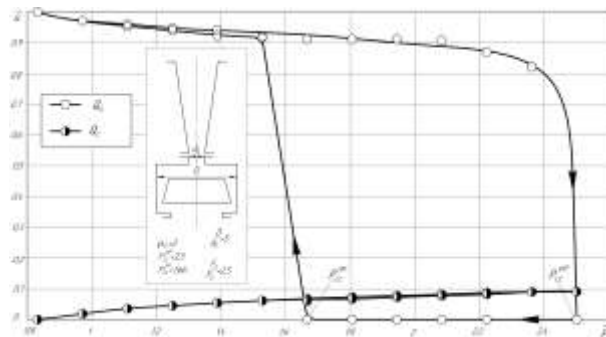


Рис. 11. Рабочая характеристика вихревого клапана с диффузором в канале питания и с осевым диффузором на выходе

Выводы.

- расчетные значения коэффициента расхода открытого вихревого клапана, полученные по результатам математического моделирования и в физическом эксперименте, различаются не более чем на 5%, что говорит об адекватности предложенной математической модели;

- определены конфигурация и геометрические параметры проточной части осевого кольцевого диффузора в канале питания вихревого клапана, которые позволили увеличить его пропускную способность;

- расчетным путем установлено и подтверждено экспериментально, что вихревой клапан с осевым цилиндрическим диффузором на выходе и с каналом питания, выполненным в виде осевого кольцевого диффузора, обладает пропускной способностью на 10% выше, чем вихревой клапан без диффузора в канале питания и, соответственно, требует меньших затрат среды и мощности на закрытие;

- канал питания клапана, выполненный в виде осевого кольцевого диффузора, приводит к увеличению ширины петли гистерезиса в рабочей характеристике клапана, т.к. при этом растет величина количества движения потока питания, проходящего через него в открытом состоянии;

- для запираания клапана в течение времени переходного процесса закрытия, требуется большее давление запираания P_{cc}^{off} , но когда клапан закроется, давление управляющего потока можно снизить до уровня P_{cc}^{on} . При этом вихревой клапан останется в запертом состоянии.

Литература

1. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2. Однорідні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Далія, 2009. – 256 с.

2. Сёмин Д.А., Павлюченко В.А., Мальцев Я.И. Исследование вихревых усилителей с диффузорами различных типов. // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. Том 2. Вып.42.- Киев.- 2002.- С. 54-56.

3. Мальцев Я.И. О характере течения в вихревом усилителе с диффузорным выходом // Вісник СНУ ім. В.Далія. - Луганськ. – 2002. - №12 (34). – С. 123-132.

4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560с.

5. Сёмин Д.А. Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов. Дисс. канд. техн. наук. Луганск, 1992, 203 с.

6. Menter, F. R. (August 1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal 32 (8): 1598–1605.

7. Мальцев Я. И. Совершенствование гидравлических характеристик вихревых регулирующих органов струйных исполнительных устройств // Дисс. канд. техн. наук. Луганск 2004, 185 с.

References

1. Syomin D.O. Vikhrov_vikonavchi pristroi: In 2 parts. Part 2 Odnoridni robochi means: monograph. / Syomin D.O., Pavlyuchenko V.O., Maltsev Ya.I., Voitsekhoysky S.V., Rogovy A.S., Dmitrienko D.V., Maltseva M.O. - Lugansk: view of SNU im. V. Dahl, 2009. - 256 p.

2. Syomin DA, Pavlyuchenko VA, Maltsev Ya.I. Study of vortex amplifiers with diffusers of various

types. // Bulletin of NTUU "KPI". Engineering. Volume 2. Issue 4.2.- Kiev.- 2002.- p. 54-56.

3. Maltsev Ya.I. On the nature of the flow in a vortex amplifier with diffuser output // Bulletin of SNU named after V.Dal. - Lugansk. - 2002. - №12 (34). - P. 123-132.

4. Idelchik I.Ye. Handbook of hydraulic resistances. - М.: Mashinostroenie, 1975. – 560 с.

5. Syomin D.A. Development and improvement of the characteristics of large-scale vortex valves. Diss. Cand. tech. sciences. Lugansk, 1992, 203 p.

6. Menter, F. R. (August 1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal 32 (8): 1598–1605.

7. Thesis Maltsev Ya. I. Perfection of hydraulic characteristics of vortex regulating organs of jet executive devices // Lugansk 2004.

Syomin D.A., Levashov Y.N., Levashov A.N., Yatsenko A.A.

IMPROVING THE THROUGHPUT CAPACITY OF VORTEX VALVES WITH DIFFUSER OUTPUTS

The article is devoted to the issues of hydrodynamics of vortex valves.

The results of the virtual simulation are compared to the data received by a physical test.

A research of vortex valves with an axial diffuser at the output was held with and without a diffuser in the supply channel.

The performance characteristics of vortex valves of the examined modifications available from experiments are written down. It has been established that a valve with a diffuser in the supply channel and at the outlet has the largest value of the flow coefficient of the considered modifications.

Keywords: vortex valve, diffuser in the supply channel, performance characteristic, mathematical model, turbulence model, throughput capacity.

Сёмин Дмитрий Александрович, д.т.н. профессор кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск

E-mail: sdaa261@ukr.net

Syomin Dmitry Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences Professor of the department "Hydro-gas dynamics", State Educational Establishment of

Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: sdaa261@ukr.net

Левашов Ярослав Николаевич, аспирант кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: xpioneerx@mail.ru

Levashov Yaroslav Nikolayevich, post-graduate student of the department "Hydro-gas dynamics", State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: xpioneerx@mail.ru

Левашов Артём Николаевич, аспирант кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

E-mail: boschcdi@mail.ru

Levashov Artem Nikolayevich, post-graduate student of the department "Hydro-gas dynamics", State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: boschcdi@mail.ru

Яценко Алиса Антоновна, студентка группы ИМ – 351 кафедры «Гидрогазодинамика» ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля», г. Луганск.

Yatsenko Alisa Antonovna, student of the group IM - 351 departments "Hydrodynamics" of the Vladimir Dal Lugansk National University, Lugansk.

Рецензент: Куликов Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «ДВС» ГОУ ВПО ЛНР «луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 23.11.2018

УДК 331.5

СИСТЕМНЫЙ ПОДХОД К АНАЛИЗУ И ОПИСАНИЮ НАУЧНОЙ ПРОБЛЕМЫ

Калюжный В.В.

SYSTEM APPROACH TO ANALYSIS AND DESCRIPTION SCIENTIFIC PROBLEMS

Kalyuzhnyy V.V.

Подчеркнута важность логического описания научной проблемы. Проведен обзор литературы, затрагивающей вопросы обоснования описания проблемы. Уточнено понятие «проблема». Показана эволюция развития проблемы от ее зарождения до уровня ее актуальности. Разработаны практические рекомендации по системному описанию проблемы.

Ключевые слова: проблема, актуальность, обоснование, системная модель, описание, выбор направления исследований.

О наличии любой проблемы можно говорить только лишь в том случае, если представить бескомпромиссные доказательства её реального существования, которые основываются на принципах логики и абсолютной доказательности тех или иных выводов и умозаключений путём подтверждения их многочисленными и бесспорными фактами, так или иначе, касающихся рассматриваемой проблемы.

При этом доказательства можно считать научно-обоснованными только в том случае, если они базируются на основополагающих положениях теории познания, ядром которых является диалектический (философский), исторический (развитие) и системный (концепция целостности) подходы к изучению явлений и процессов [1, с. 62; 2, с. 119; 3, с. 11]. Указанные концептуальные подходы к

изучению проблемы – это аксиомы науки, не имеющие давности. Они позволяют представить бескомпромиссные доказательства существования (или отсутствия) проблемы на современном развитии социально-экономических отношений в обществе, понять и раскрыть объективные причины, порождающие её, а также установить препятствия, не позволяющие разрешить рассматриваемую проблему уже известными науке средствами.

Проблема – это какое-то негативное явление, постоянно раздражающее, вызывающее негативные эмоции, нежелательные последствия чего-то. Она должна в чём-то проявляться, как-то ощущаться, раздражать, должна существовать какая-то негативная закономерность. И что-то должно вызывать эту закономерность.

Исходя из этих положений, доказательства о существовании проблемы должны основываться на установленных негативных фактах (явлениях) и определении закономерностей в рядах полученных данных. Ведь любая проблема ощущается именно через негативные факты, мешающие обществу. Причём эти факты должны носить не случайный или единичный характер (в этом случае они могут быть вызваны спорадическими причинами, например, природными катаклизмами (землетрясение,

падение метеорита), техногенными катастрофами, военными действиями и проч.). Негативные факты должны быть многочисленными. Только в этом случае можно утверждать, и то в первом приближении, о существовании проблемы. Иначе говоря, негативные факты – своеобразная форма проявления сущности проблемы.

Наличие многочисленных фактов проявления негативного явления позволяет установить соответствующую закономерность их распределения по каким-то наблюдаемым и фиксируемым показателям, например, по частоте появления во времени нежелательного уровня или количества негативных факторов, по отклонению от определенного качества показателей и т.п. Таким образом, закономерность указывает, в первую очередь, на то, что негативные факты носят не случайный характер. Закономерность позволяет констатировать, что между негативными фактами существует определенная устойчивая связь, то есть связь между какими-то параметрами, свойствами, проявление объективной действительности.

Исходя из этих положений, исследование любой проблемы, даже локальной, следует начинать, как правило, с всестороннего её изучения, начиная с самой постановки проблемы и её описания. Ведь правильная постановка проблемы – наполовину подсказывает путь её решения, о чём свидетельствует известный афоризм [4]. Из этого следует, что обоснованное логическое описание проблемы имеет мощную эвристическую (подсказывающую) силу, что, в свою очередь, позволяет предельно сузить зону поиска её решения, откинув заведомо тупиковые направления, и именно таким образом, сократить время и затраты на проведение определённых исследований самой проблемы, что важно в современных условиях хозяйствования, характеризующихся довольно

высокими темпами изменения внешнего окружения проекта.

Таким образом, характер и выбор направления любого научного исследования, как правило, всегда находятся в причинной связи с проблемой, на решение которой оно направлено. Однако, каким образом правильно сделать описание проблемы, в частности, как и в какой последовательности необходимо её описывать, в литературе, посвящённой управлению проектами, не выявлено. Возможно, это связано с тем, что вопросы описания проблемы рассматриваются в других науках, например, посвящённых организации проведения научных исследований. Поэтому есть повод обратиться к соответствующим источникам информации, из которых почерпнуто следующее.

«...обоснование выбора темы исследования и доказательство её актуальности – одно из обязательных условий, предъявляемых к любой научной работе...». Это требование в полной мере относится и к проектам. Например, этап прединвестиционных исследований, по своей сути, является, безусловно, преимущественно научным. На важность этого вопроса обращают внимание практически все авторы соответствующей методической литературы, независимо от давности её издания, например, [5, с. 47; 6, с. 118; 7, с. 24; 8, с. 215; 9, с. 77; 10, с. 101; 11, с. 198; 12, с. 63; 13, с. 97].

Однако в указанных источниках информации сведений и рекомендаций, как именно следует предоставлять доказательства конкретно по этому вопросу не найдено.

Так, например, в работе [5, с. 47] говорится лишь о постановке научного задания, в работе [11, с. 198] – только лишь об обосновании актуальности темы исследований, в работе [13, с. 97] отмечено, что «...необходимо показать суть проблемной ситуации, из которой будет видно и актуальность темы. Таким образом, формулирование проблемной ситуации – очень важная часть введения [научной работы]...». В

работе [11, с. 204] отмечено, что «...актуальность [темы] доказывается путём критического анализа и сравнения будущих результатов с известными решениями проблемы...». В работе [13, с. 69] говорится: «...достаточно в пределах одной страницы изложить сущность проблемы...». На этом рекомендации авторов, к сожалению, заканчиваются, так и не разъяснив читателю, каким же образом необходимо изложить саму сущность проблемы.

Попытаемся отыскать ответ на этот вопрос в сети Internet. Для этого воспользуемся хорошо известной поисковой системой Yandex. Чтобы максимально получить необходимую информацию, касающейся этого вопроса, зададим различные ключевые термины, касающиеся описания проблемы. Красноречивые результаты этого небольшого исследования представлены в таблице 2.1 [14].

Несмотря на то, что термин «описание проблемы» встречается довольно часто, ответ на данный вопрос так и не получен. В найденных сайтах действительно встречается указанный термин. Однако, или просто так, по тексту публикации (в абсолютном большинстве случаев), или в форме констатации самих фактов: мол, необходимо описывать, изложить, показать, формулировать, уделять внимание и т.п., а как это сделать – никто не пишет. То есть, виртуальные источники информации содержат такие же рекомендации, что и приведенные выше в литературе. Многочисленные отчёты о проведенных научных исследованиях (этим и объясняется наличие огромного количества сайтов) содержат в себе раздел «Описание проблемы», но само содержание описаний, чаще всего выполненный в виде пространственных, более-менее удачных, обычных рассказов, не позволяющих выявить какую-либо структуру описания проблемы, а иногда, вообще не раскрывающих её сущность.

Из этого можно сделать вывод, что вопрос описания самой проблемы в литературе абсолютно не раскрыт.

Т а б л и ц а 2.1

Частота появления терминов в сети Internet

Ключевой термин	страниц	сайтов
Описание проблемы	256732	2258
Способы описания проблемы	108	16
Последовательность описания проблемы	1	1
Методика описания проблемы	0	0
Приёмы описания проблемы	0	0

Исходя из этого, умение правильно изложить проблему в строго логической последовательности позволяет не только полностью раскрыть её сущность и обосновать необходимость проведения соответствующих исследований, но и, в какой-то мере, помогает понять и предопределить возможные пути её решения, даёт основание считать этот вопрос достаточно важным. С учётом того, что проектная идеология развития предпринимательства получила широкое распространение во всём мире, имеются все основания считать, что количество продуктивных проектов в дальнейшем будет только лишь возрастать, как эффективного средства преодоления кризисных явлений, из-за обострения конкуренции на рынке инноваций, умение полностью раскрыть и описать проблему является вопросом не только важным, но и весьма актуальным. Кроме того, имеется круг лиц, для которых описание проблемы является вопросом также важным. В данном контексте идёт речь о лицах, работа которых связана с исследованиями.

Если посмотреть на типы источников информации, в которых отмечается важность обоснования проблемы, нетрудно заметить, что это, в основном, учебные пособия по научно-исследовательской работе, учебно-методические и научно-методические издания, круг читателей которых крайне ограничен и специфичен. Это, преимущественно, студенты, аспиранты, докторанты, исследователи и

научные работники. В других литературных источниках, рассчитанных на массового читателя, эти вопросы вообще не рассматриваются. Однако, вопросы правильной постановки проблемы (посредством логического её описания) волнуют гораздо более широкий круг лиц, нежели это можно себе представить, в частности, субъектов предпринимательской деятельности.

Ещё в начале нынешнего тысячелетия и в России, и в Украине, и в Донбассе, в частности, регистрировались тысячи малых предприятий и индивидуальных предпринимателей. Эта тенденция сохраняется и сегодня, что является косвенным доказательством развития рыночной экономики в указанных регионах. Однако большинство из них, к сожалению, закрылись на протяжении ещё первого года своего существования, так и не успев наладить свой бизнес, реализовать свои коммерческие планы [15, с. 76]. Понятно, причин коммерческих неудач много [16, с. 249], но среди них важную роль играет неумение своевременно увидеть проблемную ситуацию, сложившееся вокруг деятельности предпринимателя, неверное понимание проблемы, выявление её черт, источника появления, понимания её сущности, которые без детального и всестороннего описания невозможно представить себе в полном объёме. Ведь любая предпринимательская деятельность направлена, по сути, на решение, в первую очередь, своих (предпринимателя), преимущественно, финансовых проблем. А это достигается, опять же, через решение проблем, но уже проблем потребителей. Потребитель, как правило, готов платить лишь зато, что позволит максимально удовлетворить его потребности. Удовлетворение потребностей потребителя – это и есть его проблемная ситуация, которую пытается решить для него предприниматель. В случае ошибки, у предпринимателя появляется довольно высокий риск оказаться в зоне невостребованности со своей продукцией.

Поскольку малые предприятия и частный бизнес, как уже отмечалось, занимают довольно обширный сектор государственной экономики, а также к исследованиям привлекается значительное количество людей, что обусловлено выбором инновационной стратегии развития национальной экономики, раскрытие проблемы посредством её логического описания, от которого, без преувеличения, зависит сама эффективность предпринимательской деятельности, становится не менее (а может и более) важным и актуальным заданием, нежели для студентов, аспирантов, докторантов, исследователей и учёных.

Образно говоря, составление логического описания проблемы выявилось само по себе делом весьма проблематичным из-за отсутствия конкретных рекомендаций по этому вопросу.

Поэтому целью данного раздела работы является устранение указанного недостатка, а точнее – разработка методики логического построения описания проблемы с использованием принципа системного подхода к процессу моделирования диспропорций между потребностями и возможностями данной системы.

Следует оговориться, в статье не рассматриваются вопросы классификации проблем, поскольку они в достаточной мере и неоднократно освещены в литературе, например, в работе [13, с. 168]. К тому же, это не так уж и важно для составления описания. Проблема, независимо от её принадлежности к тому или иному классу (техническая, экономическая, социальная, политическая и т.д.), независимо от её масштабности (глобальная, локальная, личная и т.д.) и актуальности, всё равно остаётся проблемой, из-за чего всегда сохраняется необходимость в раскрытии её сути посредством логического описания.

Современная жизнь постоянно выдвигает перед человечеством всё новые и новые

проблемы, что обусловлено его эволюционным развитием, желанием улучшить своё благосостояние, воспользоваться последними достижениями науки и техники. И, несмотря на огромное количество и разнообразие этих проблем, рекомендаций по их описанию, как уже отмечалось, нет, хотя в учебной литературе, посвященной техническому творчеству, идёт речь о постановке задачи, причём довольно подробно, например, в работах [16, с. 35; 17, с. 67]. Но эти рекомендации относятся только лишь к постановке задачи, а не к постановке проблемы. Впрочем, эти два понятия, хотя и близки по сути, всё же отличаются друг от друга принципиально.

Проблема – в широком понимании этого понятия, является сложным теоретическим или практическим вопросом, требующего изучения, разрешения; в науке – противоречивая ситуация, выступающая в виде противоположных позиций в пояснении каких-нибудь явлений, процессов или конкретных объектов, и требующая адекватной теории для её решения. Важной предпосылкой для успешного разрешения проблемы служит её правильная постановка. Неверно поставленная проблема, или так называемая псевдопроблема, отводят в сторону от решения настоящих проблем [18].

Задание – поставленная цель, которую желают достичь; поручение, задача; вопросы, требующие решения на основе определённых знаний (математическая задача, шахматная задача, письменное упражнение); один из методов обучения и проверки знаний и практических навыков у учащихся, используемый во всех типах общеобразовательных и специальных учебных заведений [19].

Для понимания, в чём именно заключается принципиальное отличие этих двух понятий, в каждом из них, обратим внимание на два ключевых слова, встречающихся в определениях. В первом понятии (проблема) –

это «изучение» и «теория» (категории, относящиеся к ещё неизведанному, которое ещё предстоит познать с помощью проведения научных исследований). Во втором определении (задание) – это «знания» и «навыки» (категории, относящиеся к уже известному: требуется только лишь вспомнить или найти среди известного подходящий метод и его применить). Таким образом, проблема – это то, что ещё не имеет решения с использованием уже известных науке методов, и по этой причине требует соответствующего исследования.

Следует отметить, что рекомендации в отношении постановки заданий, относятся только сугубо к техническим задачам. Для иных направлений общественных отношений, например, в экономической или социальной сфере, в проектной деятельности, в частности, рекомендаций не существует. Это обстоятельство резко снижает диапазон употребления таких «техногенных» рекомендаций.

Таким образом, проблема – это такое негативное явление или ситуация, для которой не существует приемлемого решения из числа известных науке. Из этого выходит, что решение проблемы необходимо получать чаще всего с помощью исследований, и не важно, глубоких или не очень. Важно, что решение проблемы лежит в зоне неизведанного, следовательно, необходимы новые знания, устраняющие некоторую неопределённость в данной области знаний.

Для дальнейшего пояснения наших априорных размышлений, являющихся основой для разработки рекомендаций в отношении составления логического описания проблемы, целесообразно коротко остановиться на самой природе и причинах появления проблем. Нам представляется, что процесс зарождения, развития и формирования проблемы обусловлен, как минимум, следующим.

Философы утверждают, и нет оснований в этом сомневаться, что общество, в

соответствии с законами эволюции, постоянно развивается. Причём не столько физически, сколько духовно (эти два процесса развития человечества имеют совершенно разные темпы). В ходе эволюции люди становятся умнее, более интеллектуально развитыми. По сути, это означает, что потребности общества непрерывно изменяются в сторону возрастания и усложнения. И этот процесс в мировой цивилизации не останавливается не на мгновение. Графически возрастание потребностей человечества можно представить в виде кривой (II), близкой к экспоненциальному закону, как это показано на рис. 1, отображающего нарастание потребностей общества.

Вторая кривая (или прямая) отображает изменение во времени возможностей (B) или способности всех существующих материальных объектов удовлетворять потребности общества. Любая вещь, как только она была создана (приобрела материальную форму), её свойства (показатели) со временем либо больше не изменяются, либо ухудшаются за счёт морального старения и физического износа. То есть свойства реально материализованных предметов (и услуг) замирают во времени или, иными словами, находятся в статическом состоянии. И это важно. Ведь общество продолжает развиваться, а материальные объекты – нет.

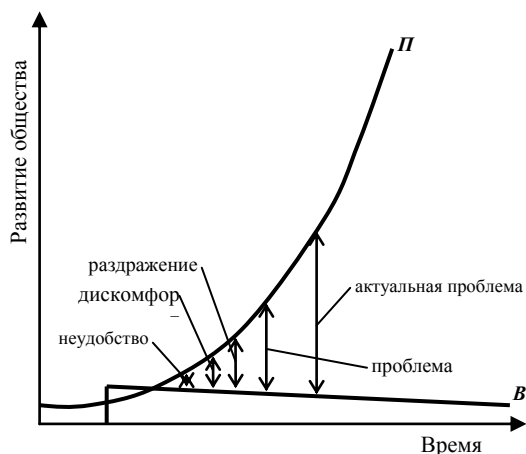


Рис. 1. Соотношение потребностей общества и возможностей материальных объектов

Итак, потребности (II) общества непрерывно возрастают, в то время как возможности (B) окружающих его предметов остаются неизменными. В результате этого между «живыми» потребностями общества и возможностями «неживых» материальных объектов возникает диспропорция (дисгармония). Сначала она незначительна и вызывает только лишь некоторое неудобство, затем дальнейший разрыв между обществом и существующим материальным миром приводит к дискомфорту. Со временем, если не принимать никаких мер, дискомфорт увеличивается настолько, что начинает просто раздражать. Постепенно раздражение нарастает и достигает такого уровня, что с ним мириться уже никто не хочет, и раздражение переходит в новое качество, – в проблему. Далее события могут развиваться по следующим двум направлениям. Либо общество сосуществует, мирится с проблемой, например, с «дырами» в озоновом слое атмосферы, либо оно не желает с ней сосуществовать. В последнем случае проблема перерастает в разряд актуальных. Вот тогда и возникает мотив для её незамедлительного разрешения с целью удовлетворения возросших потребностей общества.

Таким образом, *проблема – это существенная диспропорция между потребностями общества и возможностями окружающего его материального мира, которую можно устранить только лишь с помощью новых знаний (а не известными средствами).*

Из этого определения следует, что любой проблеме свойственны такие черты, как неповторимость, сложность поиска и оценки сложившейся ситуации, новизна условий выбора, недостаточная определённости, неизвестность всех факторов, которые необходимо учитывать, и неизвестность последствий решения проблемы.

Отметим ещё одну, хотя и небольшую, но важную деталь. Упомянутые выше такие

категории, как неудобство, раздражение, дисгармония, порождающие проблемы, ощущаются и воспринимаются человеком через органы чувств. Поэтому изучение проблемы должно начинаться с наблюдений за внешними признаками раздражителя – явления или объекта, вызывающего эти неприятности при столкновении (взаимодействии) с ними. То есть, в первую очередь необходимо установить первичные признаки или «симптомы» проблемы. Их наличие показывает, что проблема существует в общем, как таковая.

Для наглядной демонстрации факта существования проблемы необходимо использовать всевозможную дополнительную информацию, прямо или косвенно связанную с рассматриваемым вопросом. Накопление научной информации по проблеме – многоаспектная, сложная и кропотливая работа. Прежде всего, необходимо хорошо ориентироваться, в какой мере освещена исследуемая проблема в отечественной и зарубежной литературе. Для такой проверки надёжным помощником станут монографии, статьи, научные отчёты, специальные справочно-библиографические, реферативные и общедоступные издания. Если в проблему втянуты конструктивные элементы объекта, целесообразно изучить патентную документацию. Кроме того, необходимо накапливать и дополнительную информацию, близкую по тем или иным критериям к данной проблеме. Возможна и такая ситуация, когда по изучаемой проблеме вообще нет ни одного источника информации, хотя это и маловероятно. Тогда предыдущие результаты исследований, могут служить материалом для первого (приоритетного) освещения сути конкретной проблемы в прессе.

Накопленная информация по исследуемой проблеме обеспечивает системность подхода к объекту познания, а также позволяет:

– оценить масштабность и остроту проблемы (например, по интенсивности и

количеству публикаций, по видам и «географии» источников информации и т.д.);

– рассмотреть проблему в историческом аспекте (когда возникла, и почему её раньше не было, как развивалась, делались ли попытки её решения и какие именно и т.д.);

– активизировать мышление (особенности мышления таковы, что даже неосознанно накопленная информация на подсознательном уровне непрерывно обрабатывается, оценивается её полезность для решения проблемы, которая, довольно часто, является результатом умственной обработки большого количества информации, хотя многие считают, что здесь помогла просто интуиция).

Обзор информации помогает уточнить исходные данные для построения описания проблемы, показывает неполноту или противоречивость предыдущих мнений, оценить современное состояние рассматриваемой системы знаний, представить доказательства целесообразности проведения дополнительных исследований, изучить систему оцениваемых параметров, их количество, величину, точность и определяемость, что, в целом, позволяет определить направление и цели исследований.

Приступая к изучению проблемной ситуации, сразу же необходимо обратить внимание и на такой аспект: возможно проблема относится к разряду надуманных или, вообще к так называемым псевдопроблемам. Поясним это высказывание. В 1946 году знаменитый немецкий физик Макс Планк прочитал доклад «Выдуманные проблемы науки», который он начал с вопроса: на какой стороне зала, где он выступает, находятся окна – справа или слева? На такой вопрос можно ответить только лишь в том случае, если одновременно указать и собственное место нахождения докладчика – в какую сторону он стоит лицом. Лишь в этом случае вопрос приобретает смысл и допускает корректный ответ. То есть, в данном вопросе недостаёт определенных граничных условий [20, с. 174].

Из этого следует, что проблема всегда должна быть чётко отделена от других и иметь определённые границы.

К псевдопроблемам относятся вопросы расплывчатого характера, в которых отсутствуют подробности, необходимая исходная информация, не ясны последствия, что не позволяет преобразовать их в конкретные аргументированные, сравниваемые и допускающие оценивание показатели. Это расплывчатые вопросы типа «Что требует первоочередного развития в Донбассе: промышленность или сельское хозяйство?». На такой вопрос даже признанный специалист в области прогнозирования не ответит. Возможно, экономику региона необходимо развивать в каком-то, абсолютно ином направлении (наука, туризм).

Ещё один вид кажущихся проблем, – это такие проблемы, решение которых зависит от личных взглядов, вкусов, привычек, склонностей человека, которому задан вопрос («Какие телепередачи лучше транслировать по телевидению – спортивные или развлекательные, может познавательные или политические?»).

Следующий вид псевдопроблем, – это проблемы, которые вообще не допускают решения в данный момент из-за каких-то сложившихся жёстких обстоятельств. Например, на улице отломился каблук на обуви, ремонтной мастерской рядом нет, обувного магазина также нет, сменной обуви, понятно, с собой также нет, остаётся лишь либо продолжить идти в сломанной обуви или разуться и идти босиком.

Ещё одной разновидностью псевдопроблем, являются «логические ловушки» – проблемы, противоречащие логике. Примером такой логической ловушки является приказ капитана корабельному парикмахеру, обязательно брить всех моряков, находящихся на корабле, которые не умеют бриться сами. Моряки, которые умеют это делать, должна бриться самостоятельно. Так вот, будет или не

будет парикмахер брить самого себя, в любом случае он нарушает приказ капитана.

Наконец, к псевдопроблемам относятся вопросы, лишённые здравого смысла. Разве может разумный человек ответить на вопрос: «Если возникнет необходимость принести в жертву близкого человека, то кого бы вы отдали в первую очередь: свою мать или своего ребёнка?». Понятно, никого он отдать не сможет.

Таким образом, изучение проблемы следует начинать с понимания: не выдумана ли она, не является ли она обычной псевдопроблемой.

По характеру исследования проблемы могут быть гносеологические (логико-познавательные) и предметные, связанные с конкретным источником [21, с. 11]. Гносеологические проблемы – это проблемы недостатка знаний. Решение их связано с познанием сущности, природы и структуры явления, послужившего причиной возникновения проблемы. В ситуации предметных проблем не изучается структура причин; эти вероятные причины, как правило, известны и указываются в описании проблемы. Детальному изучению здесь подлежат характеристики источника проблем, т.е. те характеристики, по которым требуется выявить и устранить отклонение, чтобы решить проблему.

В качестве источника проблемы могут выступать, во-первых, непредвиденные изменения во внешней среде предприятия (как микро, так и макро), например изменение поведения потребителей, действия конкурентов, поставщиков, посредников и т.д. Во-вторых, источником проблемы может выступать деятельность самой фирмы, планируемые в ней изменения, например расширение ассортимента за счёт выделения нового товара, запуск новой рекламной компании и др.

Одноплановые проблемы имеют достаточно очевидные причины и не требуют

проведения комплексного исследования. Такая проблема затрагивает лишь какую-либо из сторон явления. Системные проблемы связаны с проявлением достаточно большого числа взаимосвязанных факторов, поэтому их исследование сопряжено с более масштабными мероприятиями исследовательского характера.

Осмысление (описание, диагностика, анализ) проблемы означает выявление всех составляющих факторов, вызвавших отклонение текущего состояния от ожидаемого. Для этих целей могут быть использованы следующие приемы:

- анализ результатов производственно-хозяйственной деятельности или сбыта предприятия;
- экспертный опрос руководителей и специалистов;
- привлечение консультантов;
- моделирование проблемы.

Анализ результатов производственно-хозяйственной деятельности или сбыта – самый простой и часто используемый способ, поскольку осуществляется фирмой в целях контроля выполнения годового и более длительного во времени планов. Достоинства: реализация этой процедуры не требует дополнительных ресурсов (временных и человеческих) при условии, конечно, что её выполнение включено в должностные обязанности специалистов по планированию. Метод прост и доступен. Но ему присущи и некоторые недостатки: анализ производственно-хозяйственной деятельности или анализ сбыта может выявить множество взаимосвязанных проблем. Например, анализ показывает, что падение объемов продаж происходит на фоне роста отпускной цены на реализуемый товар, в этом случае исследователя заинтересует не только результаты функционально-стоимостного анализа, но и ситуация на рынке, действия конкурентов, поставщиков, покупательная способность потребителей, изменение законодательства (в части налогообложения).

На формирование результатов производственно-хозяйственной деятельности влияют многочисленные факторы (надо выделить и сосредоточиться на конкретной проблеме, а не расплываться: проблем много, все они, в какой-то степени взаимосвязаны, но их комплексное решение может затянуть в трясику, так и не дав разрешить одну конкретную); для точной диагностики проблемы и её вероятных причин появления (причины должны быть безапелляционно доказаны и подтверждены фактическим материалом. Каждое утверждение должно иметь обязательно доказательства: почему именно эта причина влияет и каким образом она это делает, к каким последствиям приводит) необходима процедура анализа в полном объёме, а это может оказаться слишком трудоемким и потребовать большого массива подробной информации о текущих и планируемых процессах. В этом случае требуется наличие хорошо отработанной системы сбора информации.

Экспертные оценки широко применяются в практике выявления проблем, поскольку, по мнению исследователей, позволяют получить сравнительно надежную, а иногда и единственно возможную (непредвзятую) информацию о проблемах организации.

Экспертный опрос руководителей подразделений сбыта, торговых представителей может прояснить ситуацию, поскольку эти лица в силу своих обязанностей контактируют с посредниками и потребителями, имеют возможность изучать их реакцию на предлагаемую фирмой продукцию, получают информацию о действиях конкурентов.

Проблема должна быть расценена как препятствие на пути достижения каких-то целей, комфорта. Как правило, фирма узнает о наличии проблемы на основании проявления некоторых симптомов: например изменение (уменьшение) доли рынка, объема продаж, прибыли, количества заказов от посредников; возрастающее количество жалоб потребителей

или торговых посредников на качество обслуживания или качество товара; нежелание партнеров сотрудничать и прочие ситуации, зачастую совершенно неожиданные. О проблеме можно говорить и в случае недостатка информации о состоянии внешней и внутренней среды (возможностях и угрозах, силе и слабости) на этапе разработки планов стратегического и тактического уровня. Наличие симптомов говорит о сформировавшейся потребности фирмы в проведении исследования.

На эту тему можно философствовать бесконечно, но вернёмся к описанию проблемы. Описание проблемы предполагает не только изложение её симптомов, но и выявление наиболее вероятных причин, вызвавших эти симптомы. Это сродни головокружению и повышенной температуре индивида (симптомы) при, например, пищевом отравлении или простуде (возможные причины – сама болезнь). По нашему мнению описание проблемы можно представить в виде универсальной системной модели, представленной на рисунке 2.

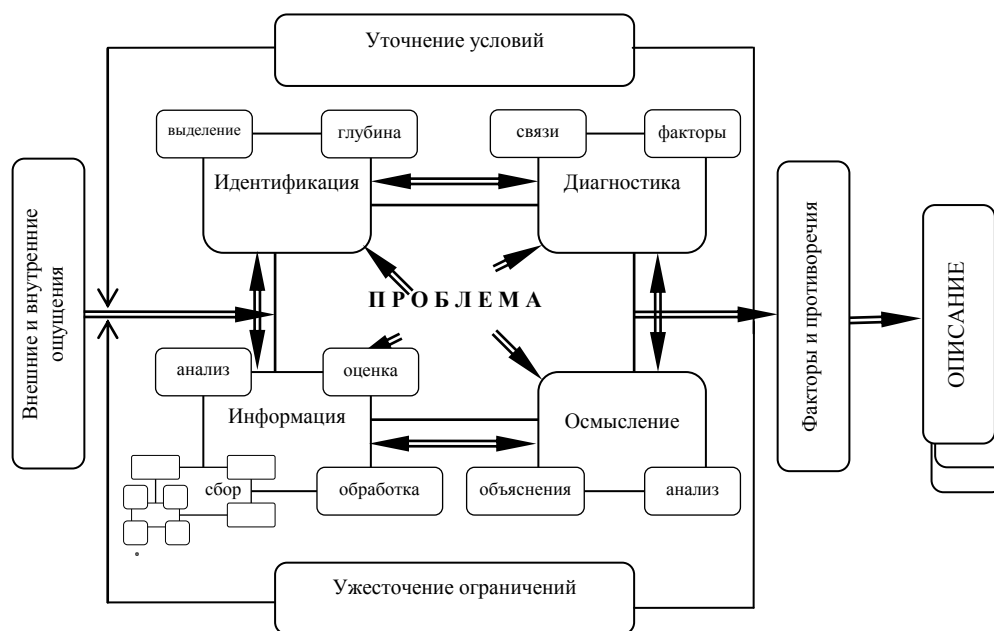


Рис. 2. Системная модель процесса познания проблемы

Входом в систему являются симптомы проблемы – внешние и внутренние ощущения, вызывающие раздражение, дискомфорт. Составляется перечень всех симптомов. Затем начинается поиск раздражающих факторов, для чего необходимо постепенно расчленять объект на отдельные, более мелкие, составляющие. То есть, использовать один из принципов основополагающих теории познания – от всеобщего, к частному. Анализируя каждый компонент расчленённого объекта, находят в нём конфликтующую пару. В конфликтующей паре существует противоречие, то есть та

болевая точка, вызывающая конфликт (если из механизма исходит нежелательный шум, его постепенно разбирают на отдельные узлы, ища источник шума. Скорее всего, это будет пара сопрягаемых деталей, которые трутся друг о друга, вызывая нежелательный шум из-за недостатка смазки). На выходе этого этапа изучения проблемы получают набор факторов и противоречий (технических, физических, административных), являющихся составляющими проблемы. Чтобы решить проблему, по сути, необходимо устранить противоречия.

Далее необходимо идентифицировать проблему – по классификации (важно понять и выделить – гносеологическая или предметная проблема), отделить проблему от остальных. Здесь же анализируются связи между факторами: проблему могут создавать одновременно несколько факторов, возможно проблему создают не сами факторы, а связи между ними. Идентификация проблемы дает представление о возможном направлении исследования, требуемых ресурсах, об использовании схем исследования, имеющихся в арсенале ученых.

Следующим этапом является сбор и обработка информации по теме исследований. Информация включает как литературные источники, так и консультации со специалистами. Информационное обеспечение – довольно кропотливая и скрупулёзная работа, но её ценность заключается в том, что можно отыскать варианты рассмотрения этой же проблемы (или подобной ей другими исследователями), можно почерпнуть подходы к решению подобных проблем и многое другое.

Весь этот материал, вместе с установленными противоречиями подлежит анализу и осмыслению и объяснению происходящего. Проблема – это разница между незнанием и знанием и, в конечном счёте, эту разницу надо устранить путём заполнения неизведанного новыми знаниями, получаемыми в ходе научного познания действительности. В описании надо представить отсутствия знаний, не позволяющих разрешить проблему «стандартными» методами.

Теперь всю полученную информацию необходимо изложить в логической последовательности, начиная с описания факторов, которые легли в основу проблемы. При этом необходимо сфокусировать внимание на различии между тем, что есть и тем, что должно быть, то есть, с описанием ожидаемого результата. Также отмечается нехватка научного знания для разрешения противоречий. При этом обязательно надо указать

измеримость проблемы: как часто и в какой степени «всплывают» и повторяются негативные факторы. Затем описывается развитие проблемы (в прошлом и в настоящем), внешние связи её с другими проблемами и ставится вопрос о принципиальной разрешимости проблемы на современном этапе развития науки и техники. Для этого осуществляется проверка наличных возможностей и предпосылок. При этом необходимо привести доводы в пользу реальности проблемы, возможности её решения, а также выдвинуть возражения против проблемы (заменить её другой, установить ценность решения и проч.).

Изложение проблемы надо начинать на уровне обыденного языка, и только лишь затем её сформулировать в научных терминах. Формулировка проблемы – это, по сути, формирование самой научной работы. Поэтому правильная постановка и описание проблемы – залог успеха будущих исследований. В общем, чтобы верно обнаружить и описать проблему, необходимо понять, что уже имеется в арсенале учёных, что слабо сработало, а чего вообще никто не касался, а это возможно лишь на основе изучения имеющейся литературы.

В заключении, отметим. Вся многовековая история развития человечества неразрывно связана с решением тех или иных проблем. Они – постоянные спутники нашей жизни. Хорошо это или плохо? Конечно же плохо: человеку постоянно приходится преодолевать какие-то препятствия, нет ему в жизни покоя. Но с другой... Не будет преувеличением, если сказать, что именно проблемы дают толчок к творческой или инновационной деятельности и, в конечном итоге, провоцируют движение научной мысли, способствуют продуцированию новых знаний и, тем самым, обеспечивают развитие научно-технического прогресса, улучшают благосостояние нации.

И если в прошлом проблемы были связаны, в основном, с борьбой за выживание, позже, – с улучшением условий и безопасности

жизни, то сегодня, как это не покажется странным, они практически... не изменились. Только теперь они предстали в новом качестве и в новых сферах, соответствующих современному эволюционному этапу развития человечества: в бизнесе, науке, технике, в формировании новых экономических отношений, в конкурентной борьбе.

Проблема, в сущности, – это неудовлетворенная потребность. Поэтому надо решать не проблемы, а удовлетворять потребности. Есть неудовлетворенная потребность – значит, возникает проблема. Нет потребности – нет и проблемы. Тогда можно ввести критерий – «надуманные проблемы», т.е. такие, которые решают просто в силу привычки, хобби, умений. В результате решения таких проблем создаются ни кому ненужные инновации, поскольку в них не было никакой потребности. Из этого следует, что именно потребности порождают проблемы, а не наоборот – проблемы формируют потребность. Тогда понятно, почему обычному кухонному ножу не надо уделять столько внимания. Несмотря на то, что на эту кухонную утварь было выдано более тысячи патентов, хозяйки, как и тысячу лет назад, пользуются обычным предельно простым, но удобным ножом.

В своей работе Цыбулёв П. Н. [22, с. 37] описывает линейную модель жизненного цикла объекта интеллектуальной собственности, определяя этапы в следующей последовательности: зарождение идеи, разработка объекта, его патентование, коммерциализация, защита прав и утилизация. Заметим, «разработка» и «патентование» предшествуют этапу «коммерциализация». То есть, согласно его концепции, будущий товар сначала создаётся разработчиком, и лишь затем «проталкивается» на рынок. На наш взгляд, именно это и объясняет многие неудачи изобретателей на рынке. Очевидно, необходимо в первую очередь изучить потребности, то есть провести маркетинговые

исследования, а затем приступить к разработке нового инновационного продукта. В этом случае, количество неудач было бы гораздо меньше, а эффективность продуктовых проектов только лишь возрастала на благо потребителей инновационной продукции.

Литература

1. Добров Г.М. Наука о науке. – 3-е изд., доп. и перераб. / Отв. ред. Н. В. Новиков. – К. : Наукова думка, 1989. – 304.
2. Оппенлендер Карл. Технический прогресс: воздействие, оценки, результаты / Карл Оппенлендер – М. : Экономика, 1981. – 175 с.
3. Юдин Э.Г. Системный подход и принцип деятельности / Э.Г. Юдин – М. : Наука, 1978. – 392 с.
4. Постановка проблемы, ее формулирование [Название с экрана]. – Электронный ресурс. Режим доступа: – <https://studbooks.net/585375/filosofiya>. Посещение сайта : 02.01.2019, 14:50
5. Комаров М.С. Основы научных исследований / М. С. Комаров. – Львов : Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1982. – 128 с.
6. Половинкин А. И. Основы инженерного творчества : [учебн. пособие для студентов вузов] / А. И. Половинкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
7. Приходько П. Т. Азбука исследовательского труда / П. Т. Приходько. – Новосибирск : Наука. Сибирское отд., 1979. – 94 с.
8. Білуха М. Т. Методологія наукових досліджень : [підручник] / М. Т. Білуха. – К. : АБУ, 2002. – 480 с.
9. Кузин Ф. А. Кандидатская диссертация. Методика написания, правила оформления и порядок защиты / Ф. А. Кузин. – М. : Ось-89, 2003. – 224 с.
10. Лудченко А. А. Основы научных исследований : [учеб. пособие] / Под ред. А. А. Лудченко. – 2-е изд., стер. – К. : О-во «Знання», КОО, 2001. – 113 с.
11. Крутов В. И. Основы научных исследований : [Учебн. для техн. вузов] / Под ред. В. И. Крутова, В. В. Попова. – М. : Высш. школа, 1989. – 400 с.
12. Пилошенко В. Л. Методология и организация научного исследования : [учебн. пособие] / В. Л. Пилошенко, И. В. Шкрабак. – Донецк : ДонГАУ, 2001. – 285 с.

13. Шейко В. М. Організація науково-дослідницької діяльності / В. М. Шейко, Н. М. Кушнарєнко. – К. : Знання-Прес, 2002. – 295 с.
14. Поисковая система Яндекс. – Электронный ресурс. Режим доступа: [http // www.yandex.ru](http://www.yandex.ru). – Посещение сайта : 22.09.2017, 05:34.
15. Фрейдина Е. В. Исследование систем управления [учебн. пособие] / Е. В. Фрейдина. – М. : ОМЕГА-Л, 2011. – 367 с.
16. Глебов, И. Т. Методы технического творчества [учебн. пособие] / И. Т. Глебов. – М. : Машиностроение, 2016. – 253 с.
17. Шустов, М. А. Методические основы инженерно-технического творчества : Монография / М. А. Шустов. – М. : ИНФРА-М, 2017. – 276 с.
18. Википедия: Свободная энциклопедия. Проблема. – Электронный ресурс. Режим доступа: [http // https://ru.wikipedia.org/wiki](http://https://ru.wikipedia.org/wiki). – Посещение сайта : 05.01.2019, 13:39.
19. Википедия: Свободная энциклопедия. Задание. – Электронный ресурс. Режим доступа: [http // https://ru.wikipedia.org/wiki](http://https://ru.wikipedia.org/wiki). – Посещение сайта : 05.01.2019, 13:45.
20. Трояновский В. М. Математическое моделирование в менеджменте [учебн. пособие] / В. М. Трояновский. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Изд-во РДЛ, 2000. – 256 с.
21. Павловская А. А. Понимание в научной деятельности: логико-гносеологический анализ : автореф. Дис. На соискание науч. Степени канд. Философ. Наук : спец. 09.00.01 «Онтология и теория познания» / А. А. Павловская. – М. : ГОУПВО «МГУС», 2006. – 16 с.
22. Цыбулёв П. Н. Оценка интеллектуальной собственности [Конспект лекций] / П. Н. Цыбулёв. – К. : УкрИНТЭИ, 2001. – 164 с.
5. Komarov M. S. Basics of Scientific Research / M. S. Komarov. – Lviv : Vishcha schola. Publishing house at Lviv. un-te, 1982. – 128 p.
6. Polovinkin A. I. Basics of engineering creativity : [studies. manual for students of technical colleges] / A. I. Polovinkin. – M. : Mashinostroenie, 1988. – 368 p.
7. Prikhodko P. T. Alphabet of research work / P. T. Prikhodko. – Novosibirsk: Science. Siberian otd., 1979. – 94 p.
8. Bilukha, M. T. Methodology of scientific studies : [podruchnik] / M. T. Bilukha. – K. : ABU, 2002. – 480 p.
9. Kuzin F. A. Candidate dissertation. Method of writing, design rules and protection procedure / F. A. Kuzin. – M. : Os-89, 2003. – 224 p.
10. Ludchenko A. A. Fundamentals of scientific research: [studies. manual] / A. A. Ludchenko. – 2-nd ed., sr. – K. : “Znannya”, COO, 2001. – 113 p.
11. Krutov V.I. Fundamentals of scientific research: [Training. for tech. universities] / V. I. Krutov, V. V. Popova. – M. : Higher. school, 1989. – 400 p.
12. Pilyushenko V. L. Methodology and organization of scientific research: [studies. allowance] / V. L. Pilyushenko, I. V. Shkrabak. – Donetsk: DonGU, 2001. – 285 p.
13. Sheiko V. M. Organizational science-dosnidnitskaya diyalnost / V. M. Sheyko, N. M. Kushnarenko. – K. : Znannya-Pres, 2002. – 295 p.
14. Search engine Yandex. – Electronic resource. Access mode: [http // www.yandex.ru](http://www.yandex.ru). – Visiting the site : 09.22.2017, 05:34.
15. Freydina E. V. Research of control systems [studies. allowance] / E. V. Freydin. – M. : OMEGA-L, 2011. – 367 p.
16. Glebov I. T. Methods of technical creativity [training. manual] / I. T. Glebov. – M. : Mechanical Engineering, 2016. – 253 c.
17. Shustov M. A. Methodical foundations of engineering and technical creativity: Monograph / M. A. Shustov. – M. : INFRA-M, 2017. – 276 c.
18. Wikipedia: The free encyclopedia. Problem. – Electronic resource. Access mode: [http // https://ru.wikipedia.org/wiki](http://https://ru.wikipedia.org/wiki). – Visiting the site: 01.05.2019, 1:39 pm.
19. Wikipedia: The free encyclopedia. The task. – Electronic resource. Access mode: [http // https://ru.wikipedia.org/wiki](http://https://ru.wikipedia.org/wiki). – Visiting the site: 01.05.2019, 1:45 pm.
20. Troyanovsky V. M. Mathematical modeling in management [studies. manual] / V. M. Troyanovsky. –

References

2nd ed., corr. and add. – М. : Publishing House of the FDPs, 2000. – 256 p.

21. Pavlovskaya A. A. Understanding in scientific activity: logical-gnoseological analysis : author. dis. for competition nauch. degrees philosopher. sciences: spec. 09.00.01 "Ontology and the theory of knowledge" / A. A. Pavlovskaya. – М. : GOUPVO "MGUS", 2006. – 16 s.

22. Tsybulev, P. N. [Evaluation of intellectual property] [Lecture notes] / P. N. Tsybulev. – К. : UkrITEI, 2001. – 164 p.

Kalyuzhnyy V. V.

SYSTEM APPROACH TO ANALYSIS AND DESCRIPTION SCIENTIFIC PROBLEMS

The importance of the logical description of a scientific problem is emphasized. A review of the literature dealing with the rationale for describing the problem was conducted. Clarified the concept of "problem". The evolution of the development of the problem from its inception to the level of its relevance is shown. Developed practical recommendations for the system description of the problem.

Keywords: *problem, relevance, justification, system model, description, choice of research direction.*

Калюжный Валерий Вилинович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Право интеллектуальной собственности и инноватика» ИЮиМП ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: kvvkvvkvv@mail.ru

Kalyuzhnyy Valery. Ph. D., Associate Professor, Head of the Department "Intellectual Property Law and Innovation" IU&IL State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: kvvkvvkvv@mail.ru

Рецензент: Витренко Владимир Алексеевич, д.т.н., проф. ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 13.11.2018

УДК 539.319

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ОДНОГО ЦИКЛА НАГРУЖЕНИЯ СОПРИКАСАЮЩИХСЯ ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРНЫХ КОЛЁС

Волков И.В., Солодовник М.Д., Кузнецова М.Н.

THE ANALYTICAL DETERMINATION OF THE EFFORTS OF ONE LOADING CYCLE CONTACT OF THE TEETH OF GEAR WHEELS

Volkov I.V., Solodovnik M.D., Kuznetsova M.N.

В точном машиностроении, в частности при силовом расчете редукторной группы (зубчатых колес), возникает настоятельная потребность уточнения имеющихся решений. Для этого предложенный в статье математический аппарат, реализующий эту задачу с помощью интегрального уравнения, позволяет с высокой точностью определять напряженное состояние зубьев и, что самое главное, определять местоположение концентраторов напряжения внутри подконтрольного профиля зуба, что особенно востребовано при расчете высоконапряженных зубчатых передач. В публикации, используя фундаментальные результаты работы [1], предложен уточнённый аналитический метод определения контактных давлений в прикладной задаче взаимодействия зубчатых колёс с помощью полученного интегрального уравнения.

Ключевые слова: прикладная задача, взаимодействие зубьев, контактное давление, преобразование Меллина, интегральное уравнение, метод реализации уравнения.

Введение. В цитируемой выше книге разработан математический метод об определении усилий при взаимодействии клиновидных упругих областей, что дало возможность применения фундаментальных результатов при решении конкретной прикладной инженерно-технической задачи по определению контактных усилий, возникающих при эксплуатационных нагрузках

в клиновидной части зубчатого колеса как наиболее изнашиваемого его фрагмента.

На Рисунке 1 показана часть зуба и его эксплуатационная нагрузка со стороны ведущего колеса.

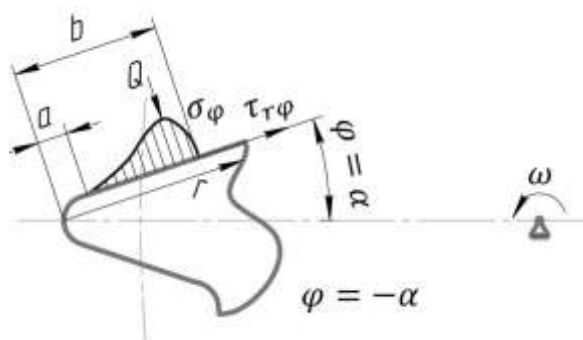


Рис. 1. Схема внешней нагрузки зуба

Здесь σ_φ – искомое контактное напряжение со стороны ведущего колеса, $\tau_{r\varphi} \ll \sigma_\varphi$ – касательное напряжение от слабо скользящего и "уходящего" с контакта зуба силового колеса.

В отличие от известных подходов плоскую задачу по определению контактного давления будем решать в перемещениях по известным формулам теории упругости [2]:

$$(1 - 2\mu) \left(\Delta u - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial \theta}{\partial r} = 0, \quad (1)$$

$$(1 - 2\mu) \left(\Delta v - \frac{v}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial \theta}{r \partial \varphi} = 0,$$

где μ – коэффициент Пуассона,

$$\theta = \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r \partial \varphi}.$$

Граничными силовыми и деформационными условиями для поставленной задачи будут

$$\sigma_\varphi = \int_a^b f(\rho) \rho^s ds, \quad \tau_{r\varphi} \cong 0 \text{ при } \varphi = \alpha, \quad (2)$$

$u(r, \varphi) = 0$ при $\varphi = \alpha$ – продольная деформация, $v(r, \varphi) = y(r)$ при $\varphi = \alpha$ – нормальная деформация контактного участка и уравнение линии контактирующего зуба.

Согласно выбранному методу [1] u и v представим в виде

$$u(r, \varphi) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} U(\varphi, s) r^{-s} ds, \quad (3)$$

$$v(r, \varphi) = \frac{1}{2\pi i} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} V(\varphi, s) r^{-s} ds,$$

где правые части системы (3) представляют собой преобразования Меллина для функций u и v .

Подставляя эти выражения в (1), после несложных преобразований придём к двум дифференциальным уравнениям четвёртого порядка относительно функции U и V с характеристическими уравнениями известной структуры без кубического слагаемого, что упрощает дальнейшие выкладки:

$$\lambda^4 + b\lambda^2 + c\lambda = 0. \quad (4)$$

Как известно, корни уравнения (4) необходимы для построения общего решения полученных выше уравнений и дальнейшего определения постоянных интегрирования с помощью краевых условий (2). При этом

комплексные интегралы (3) содержащиеся в дальнейших преобразованиях уравнений приводятся к действительным на основании теории вычетов [3] и выбранного контура интегрирования, показанного на рис. 2, где не нулевое значение интегралов в полюсе $s = 0$ на его полуокружном участке равно

$$F(S) = \frac{2}{\pi i} \ln \frac{\rho}{r}. \quad (5)$$

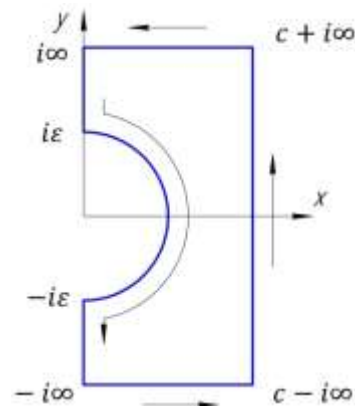


Рис. 2. Контур интегрирования в формулах (3)

Далее, известно [2], что напряжение σ_φ связано с деформациями u и v формулой

$$\sigma_\varphi = 2G \left[(1-\mu) \left(\frac{u}{r} + \frac{\partial v}{r \partial \varphi} \right) + \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right], \quad (6)$$

а учитывая последнее условие системы (2) и выражения (3) и (6), после внутренних преобразований придём к интегральному уравнению относительно $f(\rho)$ и, следовательно, к определению контактного давления σ_φ :

$$y(r) = \int_a^b f(\rho) \left[\int_0^\infty \frac{ct h \frac{\pi}{2}}{t} \cos t \ln \frac{r}{\rho} dt - \pi \left(\frac{1}{2\pi} F(S) \right) \right] d\rho, \quad (7)$$

где $F(S)$ даётся формулой (5), а выражение в квадратных скобках является ядром уравнения (7).

Вычислив σ_φ , определяем внутренние напряжения в зубе с целью выявления их возможных особенностей. Замкнутое аналитическое решение уравнения (7) получено для частного случая при $\alpha = \frac{\pi}{4}$, $y(r) = \text{const}$ и на участке $a \leq r \leq b$ имеет вид:

$$\sigma_\varphi = \frac{Qr}{\pi\sqrt{(b^2 - r^2)(r^2 - a^2)}}, \quad (8)$$

В остальных случаях применимы приближенные методы, например, заслуживает внимания метод конечных элементов [4] при решении аналогичной задачи для всей области зуба, что представляет интерес в точном машиностроении при корректировке изгибной прочности зуба, появлении и развитии трещин в процессе многоциклового нагружения.

Далее, ссылаясь на результаты аналогичных исследований, включая задачи о вдавлении штампов, подтверждается, что наибольшим внутри зуба является касательное напряжение $\tau_{r\varphi} \approx 0,3\sigma_\varphi$, находящееся под продольным пятном контакта [5] на глубине равной половине его ширины, а Q и максимум σ_φ смещены от точки $\frac{b-a}{2}$ вправо.

Результаты исследования. Базируясь на фундаментальной работе [1] более рационально получено интегральное уравнение относительно контактного давления, что дополнительно может вызвать и чисто математический интерес. Кроме того, приведены некоторые качественные и количественные результаты, включая наличие внутренних концентраторов напряжений для большинства марок сталей, что характеризует прикладную часть публикации.

Выводы. 1. Базируясь на фундаментальной работе [1], более

рационально получено интегральное уравнение относительно контактного давления, что дополнительно может вызвать и чисто математический интерес.

2. Получена возможность сравнения предложенного и других подходов в постановке и реализации поставленной задачи.

3. Приведены некоторые качественные результаты, включая наличие внутренних концентраторов напряжений.

Л и т е р а т у р а

1. И. Снеддон "Преобразование Фурье". – М.: 1955, 497 с.
2. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: Высшая школа, 1961, 537 с.
3. Маркушевич А.И. Краткий курс аналитических функций. – М.: "Наука", 1978, 388 с.
4. Журавлёв Г.А., Загускин В.Л., Иофис Р.Б., Резницкий Н.И. "Применение метода конечных элементов для определения напряжённого состояния зубчатых колёс" // Изв.СКНЦ ВШ, №4, 1974. – С. 34–37.
5. Кириченко А.Ф., Иванов Е.М. Математическая аппроксимация зоны поля зацепления конических зубчатых колёс. Вісник СУДУ, №5 (27), 2000. – с. 100 – 106.

R e f e r e n c e s

1. I. Sneddon "Transformation of Fourier". – М.: 1955, 497 p.
2. Bezukhov N.I. Fundamentals of theory of resiliency, plasticity and creep. – М.: Higher school, 1961, 537 p.
3. Markushevich A.I. Short course of analytical functions. – М.: "Science", 1978, 388 p.
4. Zhuravlev G.A., Zaguskin V.L., Iofis R.B., Reznitsky N.I. "Application of the finite element method to determine the stress state of gears" // Izv.S.CNTS VSH, №4, 1974. –P. 34–37.
5. Kirichenko A.F., Ivanov E.M. Mathematical approximation of the area of engagement of bevel gears. Visnyk SUDU, №. 5 (27), 2000. – с. 100 – 106.

Volkov I.V., Solodovnyk M.D., Kuznetsova M.N.
THE ANALYTICAL DETERMINATION OF THE EFFORTS OF ONE LOADING CYCLE CONTACT OF THE TEETH OF GEAR WHEELS

In precise engineering, in particular, in the power design of the gearbox group (gears), there is an urgent need to clarify the existing solutions. For this, the mathematical apparatus proposed in the article, which implements this task using an integral equation, allows determining the stress state of the teeth with high accuracy and, most importantly, determining the locations of the voltage concentrators inside the controllable tooth profile, which is especially needed when calculating high-stressed gears. The publication, using the fundamental results of [1], proposed a refined analytical method for determining contact pressures in an applied problem of the interaction of gear wheels using the obtained integral equation.

Keywords: applied task, interaction of teeth, contact pressure, Mellin transform, integral equation, equation implementation method.

Волков Игорь Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

E-mail: volnaana@mail.ru

Солодовник Михаил Дмитриевич – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

Кузнецова Марина Николаевна – старший преподаватель кафедры технологии машиностроения и инженерного консалтинга Луганского национального университета имени Владимира Даля, г. Луганск.

E-mail: kuz_mari@rambler.ru

Volkov Igor Vladimirovich – candidate of Sciences (Engineering), associate Professor, Department of production engineering and engineering consulting, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: volnaana@mail.ru

Solodovnik Mikhail Dmitrievich – candidate of Sciences (Physics and Mathematics) associate Professor, Department of production engineering and engineering consulting State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

Kuznetsova Marina Nikolaevna – senior lecturer, Department of production engineering and engineering consulting, State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

E-mail: kuz_mari@rambler.ru

Рецензент: Витренко Владимир Алексеевич – д.т.н., профессор ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля».

Статья подана 20.11.2018

ТРЕБОВАНИЯ

к оформлению статей для публикации в научном журнале «ВЕСТНИК Луганского национального университета имени Владимира Даля»

ПУБЛИКАЦИЯ СТАТЕЙ

1. Документы и материалы собираются на кафедрах (факультетах/институтах), ответственных за сборник, затем передаются в издательство университета.
2. К публикации принимаются статьи, материалы которых соответствуют научному направлению сборника.
3. Статьи, не соответствующие научному направлению журнала или Требованиям к оформлению статей, редакцией не принимаются.
4. Для принятия решения о публикации статьи в журнале необходимо предоставить:
 - сопроводительное письмо (с указанием, что статья ранее нигде не публиковалась) от организации, где работают авторы, и сведения об авторах статьи, рецензию (подписанная отделом кадров университета).

Для сотрудников ЛНУ им. В. Даля вместо письма можно предоставить выписку из заседания совета факультета и рецензию;

– электронный вариант статьи;

Название файла статьи: <фамилия автора_город> например – Петров_Луганск.doc.

Название английского файла Petrov_Lugansk.doc.

Статья сохраняется в форматах *.doc, *.docx, *.rtf.

Внимание! Убедительная просьба, проверить получение редакцией материалов.

Внимание! Редакция оставляет за собой право возвращать статьи авторам на доработку в следующих случаях: правка ошибок после вычитки, статья небрежно оформлена и не соответствует требованиям редакции.

ДЛЯ ВЫЧИТКИ текст статьи распечатывают в соответствии с такими требованиями:

- формат А4 (поля по 20 мм с каждой стороны);
- шрифт Times New Roman,
- размер –14 пт,
- межстрочное расстояние – 1,5 строки.
- четкая печать на лазерном или струйном принтере.

Статьи подаются в одном экземпляре, напечатанные на лазерном (струйном) принтере, с подписями всех авторов, файл статьи на диске или e-mail: izdat.lguv.dal@gmail.com, а также предоставляются данные на английском языке (авторы статьи, заглавие статьи; наименование организации, ведомства, должность, электронный адрес автора); аннотация; ключевые слова; список литературы латиницей).

Луганский национальный университет имени Владимира Даля,
г. Луганск, кв. Молодежный, 20,а, ком. 260, 262.

СТРУКТУРА СТАТЬИ

УДК

НАЗВАНИЕ СТАТЬИ (на языке текста)
Фамилии, инициалы авторов (на языке текста статьи)

НАЗВАНИЕ СТАТЬИ (на английском языке)
Фамилии, инициалы авторов (на английском языке)

Аннотация на языке статьи

Ключевые слова:

Основной текст статьи, включающий следующие разделы:

Введение

Изложение основного материала

Результаты исследований

Выводы

Л и т е р а т у р а на языке текста статьи
References латиницей

Фамилии, имя, отчество (ПОЛНОСТЬЮ), название статьи (на английском языке)

Аннотация (на английском языке)

Ключевые слова (на английском языке)

Сведения об авторах (на русском и английском языке), e-mail: (каждого автора)

Рецензент

Статья подана

ОБРАЗЕЦ статьи на сайте университета

<http://dahluniver.ru/izdatelstvo/nauchnyj-zhurnal-vestnik-lnu-im-v-dalya.html>

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЬИ

Основной текст статьи размещается на формате А4 (80x245 мм), ориентация – книжная со следующими полями: верхнее – 3 см, нижнее – 2,25 см, левое – 2 см, правое – 11 см. От края до верхнего колонтитула – 2 см, до нижнего колонтитула – 1 см, межстрочный интервал – 1,0. Запрет висячих строк. Автоматическая расстановка переносов (ширина зоны переноса слов – 0,25 см). Запрет переноса слов прописными буквами.

Текст статьи оформляется в редакторе **Microsoft Word /2003/2007/2010**.

Статья сохраняется в форматах *.doc, *.docx, *.rtf.

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ

На первой странице в первой строке набирается УДК, без абзацного отступа. (выравнивание по левому краю). Шрифт Times New Roman, размер 10 пт, начертание – обычный.

пропуск строки

Название статьи на языке текста (русском или украинском) набирается прописными буквами (шрифт Times New Roman, размер – 11 пт, начертание – **полужирный**, выравнивание – по центру).

пропуск строки

Фамилии, инициалы авторов (количество авторов **не более 3-х** от одной организации) **на языке текста статьи** (русском или украинском) (шрифт Times New Roman, размер – 11 пт, начертание – **полужирный**, выравнивание – по центру).

пропуск строки

пропуск строки

Название статьи на английском языке набирается прописными буквами (шрифт Times New Roman, размер – 11 пт, начертание – **полужирный**, выравнивание – по центру).

пропуск строки

Фамилии, инициалы авторов на английском языке (шрифт Times New Roman, размер – 11 пт, начертание – **полужирный**, выравнивание – по центру).

пропуск строки

пропуск строки

пропуск строки

Аннотация на языке статьи объемом **не менее 500 знаков (не менее 8 строк)** (шрифт Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – *курсив*, выравнивание – по ширине, без абзацного отступа).

Ключевые слова на языке статьи (не более 7 слов) размещаются с новой строки (шрифт Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – *курсив*, выравнивание – по ширине, без абзацного отступа.).

пропуск строки

пропуск строки

Основной текст статьи набирается шрифтом Times New Roman; размер – 10 пт; начертание – обычный; межстрочный интервал – 1,0; выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см.

Заголовок каждого раздела (**Вступление** и т.д.) выделяют по тексту полужирным, помещают с новой строки. Текст раздела идет сразу после заголовка в той же строке.

Статья должна включать такие разделы:

Введение (постановка проблемы, задачи в общем виде и ее связь с важными научными и практическими задачами, анализ последних публикаций (не менее 3-х статей), в которых анализируется решение данной проблемы, формулировка цели статьи (отдельный абзац с новой строки – «Целью работы является...») и постановка задач);

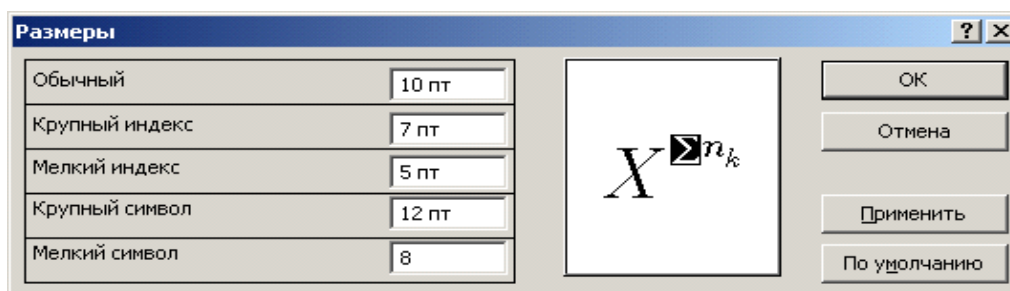
Изложение основных материалов

Результаты исследований

Выводы

Литература

Формулы и символы набираются только (!!!) в редакторе формул Microsoft Equation 2.0/3.0 или MathType со следующими параметрами: стиль – математический; размеры шрифта:



Формулы не должны быть деформированы (формат объекта → размер → масштаб → 100%)
 Нумерация формул – в круглых скобках с выравниванием по правому краю границы текста.

Внимание! Убедительная просьба не увлекаться "декоративной математикой".

Рисунки, диаграммы и графики размещаются непосредственно в тексте без отбегания (формат рисунка → положение → отбегание → в тексте) в последовательности, в которой приводятся ссылки на них в статье, сразу после первой ссылки на них. Рисунки выполняются в форматах .jpg, .wmf или .tif. Выполненные в Word рисунки должны быть сгруппированы и стоять без отбегания либо помещены в полотно.

Подрисовочный текст, номер, название рисунка выполняется шрифтом Times New Roman; размер – 9 пт; начертание – обычный; интервал – 1,0.

Рисунки не должны быть деформированы.

Внимание! Запрещается внедрять графические материалы в виде объектов, связанных с др. программами, например, с КОМПАС, MS Excel и т.п. **Рисунки, выполненные непосредственно в MS Word, не принимаются.**

Таблицы. Таблица озаглавляется словом «Таблица» (шрифт – обычный TNR 9 пт, выравнивание – по правому краю) со следующим за ним номером. В следующей строке помещается название таблицы с прописной буквы (не более 3-х строк), (шрифт – полужирный, TNR, 9 пт, выравнивание – по центру) без заключительной точки. Шрифт заголовков столбцов и строк, содержания таблицы – обычный TNR 9 пунктов. Таблицы нумеруются арабскими цифрами и размещаются после первого упоминания (ссылки на них).

пропуск строки

Заголовок «**Литература**» размещается после выводов и набирается строчными буквами (шрифт Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – **полужирный**, разреженный – 2,5 пт, выравнивание – по центру). Список литературных источников выполняется шрифтом Times New Roman; размер – 9 пт; начертание – обычный, в виде нумерованного списка с точкой без скобки.

пропуск строки

Заголовок «**References**» и список литературы, набранный латиницей, помещают через интервал после списка литературы с использованием сайта <http://translit.ru> (шрифт Times New Roman; размер – 9 пт; стиль – **полужирный**, разреженный – 2,5 пт, выравнивание – по центру). Используйте, по возможности, ссылки на переводные версии журналов и книг, а не просто транслитерируйте их.

Внимание! Список использованной литературы в статье, в соответствии с требованиями **РИНЦ**, должен также быть представлен в романском алфавите отдельным элементом статьи под заголовком **References** повторяя список литературы на языке оригинала.

пропуск строки

пропуск строки

Фамилии, инициалы авторов, название статьи (на украинском, если статья на русском или русском, если статья на украинском языках) (Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – полужирный, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

Аннотация на украинском (русском) языках размещаются с новой строки, объемом не менее 500 знаков (не менее 8 строк) (Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – курсив, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

Ключевые слова на украинском (русском) языках (до 7 слов) размещаются с новой строки после аннотации (шрифт Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – курсив, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

пропуск строки

Фамилии, инициалы авторов, название статьи на английском языке (Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – полужирный, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

Аннотация на английском языке объемом не менее 850 знаков (не менее 12 строк) Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – курсив, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

Аннотация должна быть:

- информативной (не содержать общих слов);
- оригинальной (не быть калькой русскоязычной аннотации);
- содержательной (отражать основное содержание статьи и результаты исследований);
- структурированной (следовать логике описания результатов в статье);
- написана качественным английским языком (не компьютерный перевод);
- компактной (укладываться в объем 850 знаков).

Ключевые слова на английском языке (до 7 слов) размещаются с новой строки (шрифт Times New Roman, размер – 9 пт, начертание – курсив, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 0,75 см).

пропуск строки

Сведения об авторах (на русском и английском языках): ПОЛНОСТЬЮ фамилия, имя отчество (начертание – полужирный), ученая степень, звание, должность, место работы, адрес электронной почты (шрифт Times New Roman; размер – 9 пт; начертание – обычный, без абзацного отступа).

пропуск строки

Рецензент: указывается фамилия, инициалы, ученая степень, ученое звание рецензента из редколлегии Вестника по данному направлению (шрифт Times New Roman; размер 9 пт; начертание – обычный, без абзацного отступа).

пропуск строки

Статья подана (шрифт Times New Roman; размер 9 пт; начертание – обычный, выравнивание – по правому краю). Дата поступления статьи ставится кафедрой, отвечающей за формирование данного сборника.

1. Статья, текст вместе с рисунками и др. нетекстовыми элементами, должна быть объемом 4...8 полных страниц (до списка литературы) формата А4 (210×297 мм).

Примечание:

1. Место работы писать ПОЛНОСТЬЮ

ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Владимира Даля»

State Educational Establishment of Higher Professional Education «Lugansk Vladimir Dahl National University».

2. E-mail ОБЯЗАТЕЛЬНО.

3. В сведениях об авторах статьи Ф.И.О. указывать ПОЛНОСТЬЮ.

4. Рецензент ТОЛЬКО профессор или член ред. коллегии сборника.

**ВЕСТНИК
ЛУГАНСКОГО НАЦИОНАЛЬНОГО УНИВЕРСИТЕТА
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ
№ 11 (17) 2018**

Научный журнал

Редактор

*Бугокова Л.В.
Штанько М.С.*

Технический редактор

Гриниченко Е.А.

Оригинал-макет

Коломиец Д.В.

Подписано к печати 03.02.2019
Формат 70x108 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times
Усл. печ. стр. 21,5. Тираж 100 экз. Изд. № 0128.

ИЗДАТЕЛЬСТВО
Луганского национального университета
имени Владимира Даля

Свидетельство о регистрации серия МИ-СГР ИД 000003 от 20.11.2015 г.

91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20,а.

Тел.: (072) 138-34-80

E-mail: izdat.lguv.dal@gmail.com

http://www.dahluniver.ru