

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.*

Периодичность – 4 раза в год

4 (41) 2013

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНТИПЕНКО Г. Л. Импульсные системы управления и диагностики гидромеханических трансмиссий мобильных машин	5
ВОЛНЯНКО Е. Н., ЦАРЕНКО И. В. Особенности применения пластичных смазочных материалов в паре трения сталь–полиформальдегид	17
ДОВГАЛЕВ А. М., ЛЕВАНОВИЧ Н. А., СУХОЦКИЙ С. А., ТАРАДЕЙКО И. А. Математическое моделирование процесса магнитно-динамического упрочнения наружной поверхности вращения	25
КУРЛОВИЧ И. В., БОЛОТОВ С. В., БЕНДИК Т. И. Программная реализация управления циклом контактной точечной сварки на конденсаторной машине	35
ЛОКТИОНОВ А. В., ПРОХОРОВ А. П. Расчёт кинематических параметров исполнительного механизма промышленного робота ТУР-10.....	47
МИНАКОВ А. П., ИЛЮШИНА Е. В., КАМЧИЦКАЯ И. Д. Методика проектирования инструмента и пневмосистемы для пневмовибродинамической обработки внутренних поверхностей вращения	58

МИШУТА Д. В., МИХАЙЛОВ В. Г. Оценка напряженно-деформированного состояния кузова-контейнера при разгрузке/погрузке мультилифтом на автомобиль	69
ПОЛЯКОВ А. Ю., ФУРМАНОВ С. М., БЕНДИК Т. И. Система автоматического управления процессом контактной рельефной сварки.....	75
САЗОНОВ И. С., ЛУСТЕНКОВ М. Е. Передачи для работы в условиях ограниченных радиальных габаритов.....	85
СТАСИЛЕВИЧ А. Г. Управляемость колесного трактора с навесками сельскохозяйственных машин.....	95
ТАРАСИК В. П., КУРСТАК В. И., ПЛЯКИН Р. В., КЛЮЕВ А. И., ЯКОВЛЕВ А. В. Селектор режимов управления автоматической трансмиссией автомобиля.....	102

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ВИШНЕРЕВСКИЙ В. Т., СТАСЕНКО И. С., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С., КОРНЕЕВ А. А. Экспериментальное исследование частотных свойств механических элементов с распределенными параметрами	112
РУДЧЕНКО Ю. А., КОЗЛОВ А. В. Составление математической модели стенда испытания упругих элементов на основе автоколебательной электромеханической системы.....	120

ФИЗИКА

ХОМЧЕНКО А. В., ПРИМАК И. У., КУЛЬБЕНКОВ В. М., ВОЙТЕНКОВ А. И., ГУЗОВСКИЙ В. Г., КОВАЛЕНКО О. Е., ЗАЙЦЕВ А. В. Оптические методы контроля распределения механических напряжений в автомобильных закаленных стеклах.....	125
---	-----

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

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

ANTIPENKO G. L. Pulse systems of hydromechanical transmissions control and diagnostics	5
VOLNIANKO Y. N., TSARENKO I. V. Peculiarities of grease application in the steel–polyformaldehyde friction pair	17
DOVGALEV A. M., LEVANOVICH N. A., SUKHOTSKY S. A., TARADEIKO I. A. Mathematical modeling of the magnetic-dynamic strengthening of the external surface of revolution	25
KURLOVICH I. V., BOLOTOV S. V., BENDIK T. I. Programmatic implementation of the cycle control for resistance spot welding done with the capacitive discharge welding machine.....	35
LOKTIONOV A. V., PROKHOROV A. P. The calculation of kinematic parameters of the gripper of the TYP-10 industrial robot	47
MINAKOV A. P., ILYUSHINA Y. V., KAMCHITSKAYA I. D. Methods of tool and pneumatic system design for pneumo-vibro-dynamic treatment of internal surfaces of rotation	58
MISHUTA D. V., MIKHAILOV V. G. Estimation of the stressed-strained state of a container-body during its unloading/loading on the vehicle by means of a multi-lift unit	69
POLYAKOV A. Y., FURMANOV S. M., BENDIK T. I. The automatic system for controlling resistance projection welding process.....	75
SAZONOV I. S., LUSTENKOV M. Y. Transmissions for work with small radial dimensions.....	85
STASILEVICH A. G. Controllability of the wheel tractor with lift hitches of farm machines.....	95
TARASIK V. P., KURSTAK V. I., PLYAKIN R. V., KLUEV A. I., YAKOVLEV A. V. The selector of control modes for the automatic transmission of a vehicle.....	102

ELECTRICAL ENGINEERING

- VISHNEREVSKY V. T., STASENKO I. S., LENEVSKY G. S., KORNEYEV A. A.** Experimental study of frequency properties of mechanical elements with distributed parameters..... 112
- RUDCHENKO Y. A., KOZLOV A. V.** The development of a mathematical model of the stand for testing elastic elements based on a self-oscillating electromechanical system..... 120

PHYSICS

- KHOMCHENKO A. V., PRIMAK I. U., KULBENKOV V. M., VOYTENKOV A. I., HUZOVSKY V. G., KOVALENKO O. E., ZAYTSEV A. V.** Optical techniques for testing mechanical stress distribution in hardened car glasses..... 125

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко

**ИМПУЛЬСНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИКИ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

UDC 629.114.2

G. L. Antipenko

**PULSE SYSTEMS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS CONTROL
AND DIAGNOSTICS**

Аннотация

Описаны проблемы, возникающие при создании и эксплуатации современных мобильных машин, сформулированы требования к трансмиссиям такого типа машин. Проведен ретроспективный анализ этапов развития гидромеханических трансмиссий. Выявлены современные направления совершенствования конструкций и систем управления гидромеханическими трансмиссиями, обосновано применение импульсных систем управления и диагностики элементов трансмиссии мобильных машин – зубчатых передач и фрикционных муфт.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, зубчатые муфты, фрикционы, система управления, диагностика, дефект, зубчатые передачи, импульсный способ.

Abstract

The analysis of problems in the development and operation of modern mobile machines is proposed, the requirements to the transmissions of this type of machines are formulated. The retrospective analysis of the stages of the development of hydro-mechanical transmissions has been performed. Modern trends of improving designs and control systems of hydromechanical transmissions have been explored. The application of pulse systems to control and diagnose transmission elements of mobile machines, such as gearings and friction clutches, is justified.

Key words:

hydro-mechanical transmission, toothed clutches, friction clutches, control system, diagnostics, defect, gearings, pulse method.

Тягово-динамические показатели и топливная экономичность автомобиля во многом зависят от трансмиссии. Современные трансмиссии многоступенчатые, что связано не столько с повышением тягово-динамических показателей и улучшением плавности движения, сколько с ужесточением экологических норм токсичности выхлопа двигателей.

Чтобы соответствовать нормам EURO-4,5,6, двигатель должен работать в очень узком диапазоне изменения угловых скоростей коленчатого вала. Для перекрытия требуемого диапазона скоростей движения и тяговых усилий необходимо большее число ступеней в коробке передач (КП). С увеличением числа ступеней резко усложняется

управление коробкой передач и выбор оптимальных режимов движения, поэтому основное внимание при создании современных трансмиссий уделяется их автоматизации.

Наиболее приспособлены к автоматизации гидромеханические трансмиссии. Гидромеханические трансмиссии (ГМТ) – это трансмиссии, в состав которых входит коробка передач (КП) с гидродинамическим преобразователем вращающего момента – гидротрансформатором (ГТ). У ГТ, помимо его сложности, есть еще один существенный недостаток – это невысокий КПД, связанный с двойным преобразованием энергии: механической – в динамический напор жидкости и обратно – в механическую, сопровождающимся неизбежными потерями энергии. Но ГМТ легко поддаются автоматизации. Для них увеличение числа ступеней не вызывает усложнения управления, поскольку исполнительные элементы бортовой системы управления лучше всего приспособлены к взаимодействию с фрикционами или тормозами ГМТ.

В настоящее время наиболее распространены автоматическими КП являются гидромеханические. Ими оснащаются 98 % легковых автомобилей, выпускаемых в США, 60 % – в Японии, 30 % – в Германии. Основные преимущества таких КП – это бесступенчатое изменение вращающего момента в зависимости от сопротивления движению и скорости автомобиля; упрощается управление автомобилем за счет исключения педали сцепления, обеспечивается плавный разгон без прерывания передачи вращающего момента, что повышает комфортабельность и проходимость автомобиля. Демпфирующие свойства ГТ увеличивают срок службы деталей трансмиссии за счет гашения крутильных колебаний и поглощения энергии ударов со стороны дороги. Опыт эксплуатации показывает, что ресурс двигателей, работающих с ГМТ, значительно выше и в ряде случаев они

расходуют меньше топлива по сравнению с двигателями, агрегатированными механическими трансмиссиями. Поскольку диапазон регулирования потока мощности с достаточно высоким КПД у ГТ небольшой, то за ним устанавливается многоступенчатая коробка передач, переключение ступеней в которой можно осуществлять только фрикционными муфтами, т. к. при разрыве потока мощности турбинный вал ГТ разгоняется до угловой скорости коленчатого вала двигателя, а выходной, наоборот, замедляется, в результате чего величина относительной угловой скорости соединяемых валов последующей ступени значительна. Применение фрикционных муфт переключения передач в многоступенчатых КП мобильных машин существенно усложняет их конструкцию, увеличивает массу и габариты. В 70-е гг. использовали компактные, но не очень экономичные (с минимальным КПД 80...85 %) трехступенчатые гидромеханические передачи (ГМП), в 80-е гг. – более экономичные – четырехступенчатые, но больших габаритов и массы. Стремление снизить потери за счет работы ГТ при более высоких значениях КПД приводит к уменьшению рабочего диапазона преобразований ГТ и, как следствие, увеличению числа ступеней в КП и продолжительной работе на заблокированном ГТ. Сегодня стандарт – пяти- или шестиступенчатая ГМП, но предлагаются уже семиступенчатые (фирма «Мерседес-Бенс, ЦФ») и восьмиступенчатые ГМП (для карьерных самосвалов) (фирма «Алисон»). Ведутся работы над десятиступенчатой ГМП. В итоге габариты и масса таких коробок передач еще более возрастают.

Уменьшение габаритов и массы за счет замены вальной КП планетарной кардинально проблему не решило, поскольку существенно увеличивало трудоемкость производства и ремонта. Кроме того, в планетарной коробке передач сложно получить необходимый геометрический ряд передаточных чи-

сел при большом количестве ступеней.

Улучшить массогабаритные показатели ГМП можно за счет замены фрикционных муфт зубчатыми. Они имеют высокую нагрузочную способность при небольших габаритах и массе. Но для их включения необходимо обеспечить синхронизацию угловых скоростей соединяемых зубчатых полумуфт в пределах $0,1 \dots 5$ рад/с. Обычные инерционные синхронизаторы в этом случае непригодны, поскольку при выравнивании угловых скоростей зубчатых полумуфт ГТ не прекращает передачу вращающего момента и синхронизатор не разблокируется. Применение синхронизаторов без блокирующего звена ухудшает качество процесса переключения, увеличивает динамические нагрузки на заходные кромки зубьев полумуфт, что сказывается на их долговечности.

Одним из решений было введение в конструкцию ГМП сцепления, разъединяющего двигатель и гидротрансформатор на время переключения ступеней в КП (трактор ДТ-175С). Но такая схема трансмиссии не нашла применения из-за

своей громоздкости. Вместо сцепления использовали опорожняемый ГТ (трактор ВТ-200), однако дополнительные моменты инерции от ГТ привели либо к необходимости установки многодисковых синхронизаторов для уменьшения времени переключения передач, либо к переключению их на остановках. Кроме того, при опорожнении и заполнении ГТ возникала кавитация, разрушающая лопаточную систему ГТ. Таким образом, полная замена фрикционных муфт зубчатыми не получилась.

Повысить качество процесса включения зубчатых муфт ГМП на остановках можно посредством введения в ее конструкцию специального тормоза-синхронизатора (ТС), затормаживающего турбинный вал ГТ, как это сделано в гидромеханической КП десантной гусеничной машины (изделие 950). В ней для технологической передачи (I), реализующей максимальную силу тяги по сцеплению, и для реверса (R-D) используются зубчатые муфты, включаемые на остановленной машине (рис. 1).

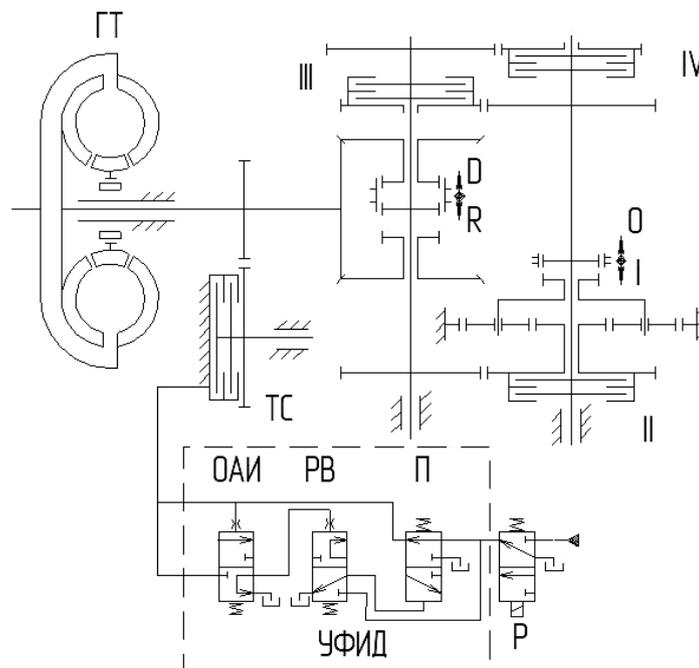


Рис.1. Гидромеханическая передача с импульсной системой управления включением зубчатых муфт гидромеханической трансмиссии

Для исключения ударов при включении зубчатых муфт система управления давала запрет на перемещение полумуфт до достижения угловой скорости в 5 рад/с. Но время нахождения зубчатых полумуфт в диапазоне угловых скоростей от 5 рад/с до полной остановки, в котором происходит их бесшумное и безударное включение, оказалось столь малым, что исполнительный механизм не успевал переместить зубчатую полумуфту, связанную с турбинным валом, для ее включения. В результате обе зубчатые полумуфты оказывались неподвижными и при несовпадении зубьев одной со впадинами другой процесс включения завершиться не мог. В этом случае нужна уже не синхронизация угловых скоростей полумуфт (формально они синхронизированы), а десинхронизация – принудительное вращение ведущей зубчатой полумуфты с угловой скоростью 0,1...5 рад/с отно-

сительно ведомой.

Продлить время буксования ТС с требуемой для включения зубчатой полумуфты угловой скоростью $\dot{\varphi}_3$, подбирая давление управления в исполнительном гидроцилиндре ТС, оказалось весьма проблематично. Изменяя уровни давления p от 1,4 до 0,6 МПа, время пребывания зубчатой муфты Δt_i в необходимом диапазоне угловых скоростей составляло десятые доли секунды. Более высокий уровень давления позволял быстро достигнуть требуемой угловой скорости, но время пребывания зубчатой муфты в нужном интервале угловых скоростей до остановки турбинного вала минимальное. Низкий уровень приводил к увеличению времени процесса включения и возрастанию угловой скорости, значительно превышающей требуемую (рис. 2).

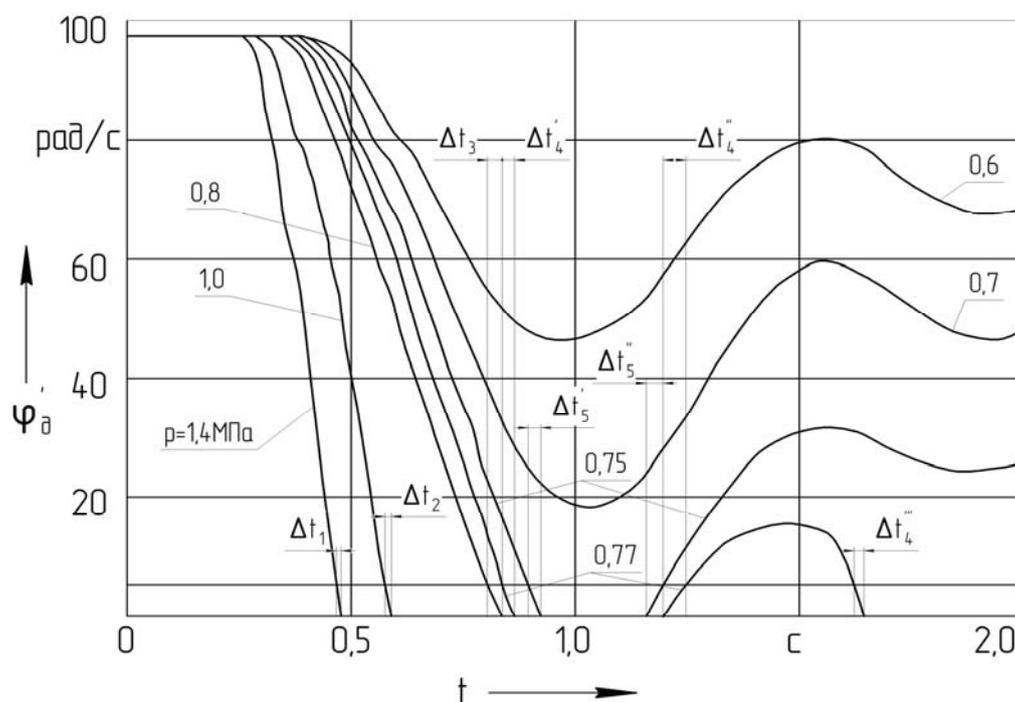


Рис. 2. Изменения угловой скорости зубчатой полумуфты при управлении ТС с постоянным давлением определенного уровня

Это связано с тем, что при затормаживании ТС гидротрансформатор

уходит в стоповый режим, при котором вращающий момент на турбинном ко-

лесе M_T резко возрастает, в динамической системе «двигатель – гидромеханическая передача» возникают низкочастотные колебания момента двигателя

M_0 и угловой скорости $\dot{\varphi}_0$ из-за наличия в ней упругих элементов (рис. 3).

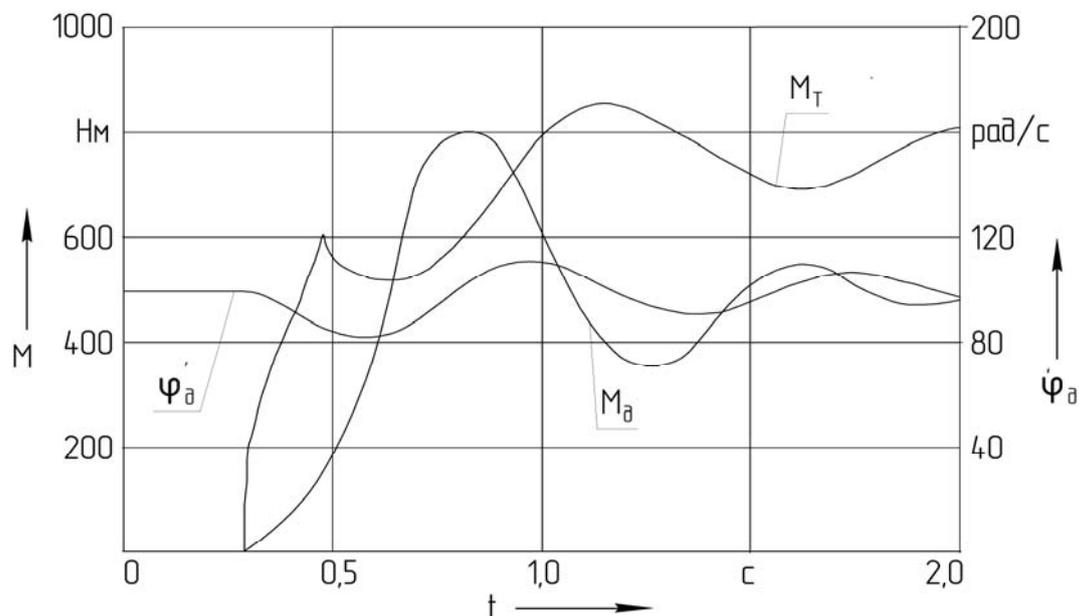


Рис. 3. Переходный процесс в динамической системе «двигатель – гидромеханическая передача» при затормаживании ТС

Обозначим, каким должен быть закон изменения давления в исполнительном гидроцилиндре ТС, обеспечивающий изменение в заданном интервале угловых скоростей зубчатой полушестерни (минимальной $\dot{\varphi}_{3 \min} = 0,1$ рад/с и максимальной $\dot{\varphi}_{3 \max} = 5$ рад/с) при независимом ее перемещении до полного включения в течение 1,5...2 с. Поскольку параметры требуемого движения известны, то решение заключается в определении активных сил, т. е. давления управления, действующего в течение всего времени включения зубчатой муфты.

Эта задача относится к классу обратных задач динамики – задач об определении активных сил и моментов, приложенных к механической системе с известными параметрами и дополнительно наложенными связями, при ко-

торых движение с заданными свойствами является одним из возможных движений рассматриваемой механической системы [1].

В данном случае синтез закона управления осуществлялся путем решения прямой и обратной задач динамики – определения изменения угловой скорости зубчатой полушестерни при максимальном давлении управления до достижения требуемой величины посредством интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих динамическую систему «двигатель – гидромеханическая передача», а затем по заданной угловой скорости находили давление управления p^* , вызывающее такое движение, посредством дифференцирования.

Результаты синтеза закона управления ТС представлены на рис. 4, из которого видно, что после заполнения ис-

полнительного цилиндра резко возрастает момент сопротивления M_c со стороны ТС и от точки A начинает умень-

шаться угловая скорость зубчатой полумуфты при одновременном возрастании момента двигателя M_d .

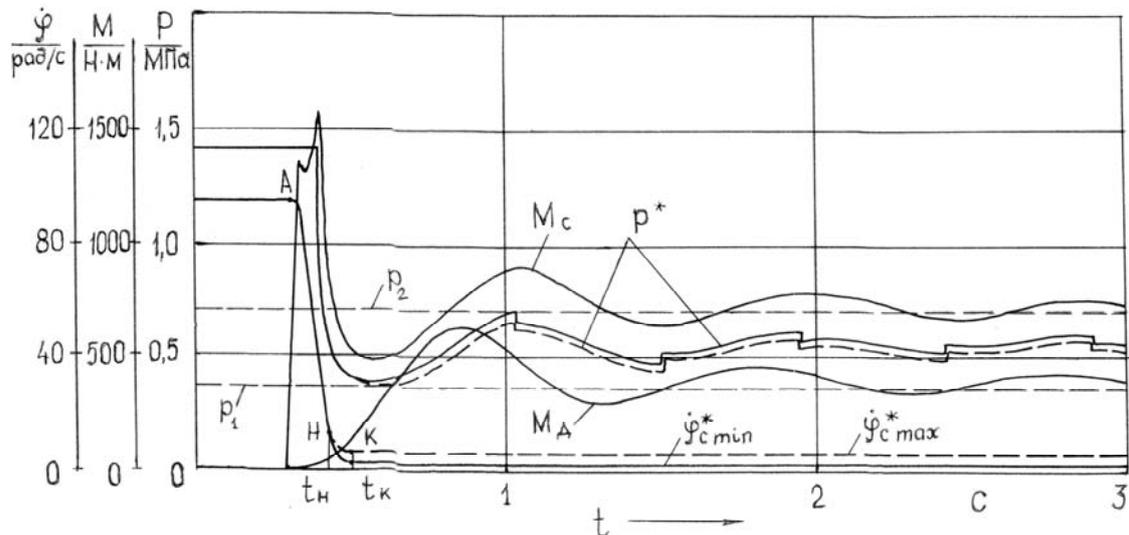


Рис. 4. Характер изменения давления в ТС для поддержания угловой скорости в требуемом для включения зубчатых полумуфт интервале

Управление должно быть таким, чтобы процесс достижения назначенного вращательного движения, при котором $\dot{\varphi}_3 = \text{const}$, осуществлялся согласно определенному кинематическому закону. Поэтому переход динамической системы из одного состояния в другое должен осуществляться плавно, без точек излома кривой $\dot{\varphi}_3(t)$, поскольку в этих точках производная не будет найдена, что затруднит процесс дифференцирования. В связи с этим регулирование должно начаться несколько раньше, в точке H , с плавным приближением к требуемому значению по гладкой кривой, не имеющей в узлах сопряжения точек разрыва второго рода. Наиболее приемлемым в этом случае является аппроксимация участка с началом в точке H и окончанием в точке K на интервале времени $t_n \dots t_k$ локально заданным кубическим сплайном — специальным многочленом, принимающим в узлах сопряжения те же значения производ-

ных, обеспечивая непрерывность первой и второй производных [2].

Как видно из рис. 4, получить такой характер изменения давления разомкнутой системой управления, учитывая нелинейный характер изменения сил трения уплотнительных элементов исполнительного гидроцилиндра ТС, практически невозможно. В этом случае требуется охват регулятора давления быстродействующей отрицательной обратной связью по угловой скорости, что существенно усложняет систему управления. Учитывая тот факт, что коэффициенты трения скольжения и трения покоя фрикционных дисков ТС существенно отличаются, создание работоспособной системы управления с обратной связью, при наличии существенной нелинейности, вряд ли возможно.

Для решения задачи бесшумного и безударного включения зубчатых муфт было предложено управлять ТС с помощью импульсной системы, модулирующей импульсы давления управления по амплитуде и по частоте устройством

формирования импульсов давления (УФИД). Оно содержит ограничитель амплитуды импульсов давления (ОАИ), устанавливающий пороги изменения давления p_1 и p_2 , при котором происходят гарантированное затормаживание и растормаживание ТС при колебательном характере изменения вращающего момента двигателя M_d , реле выдержки времени (РВ), позволяющее ведущей зубчатой полушестерне после растормаживания разогнаться до угловой скорости не более 5 рад/с, и золотник-переключатель (П), попеременно соединяющий напорную и сливную гидролинии [3].

Для данной динамической системы величина десинхронизации угловых скоростей включаемых полушестерен будет находиться в диапазоне 0,1...5 рад/с, необходимом для бесшумного и безударного включения зубчатых полушестерен при частоте попеременного затормаживания и растормаживания турбинного вала ГТ $\dot{\varphi}_T$ в 5...10 Гц (рис. 5).

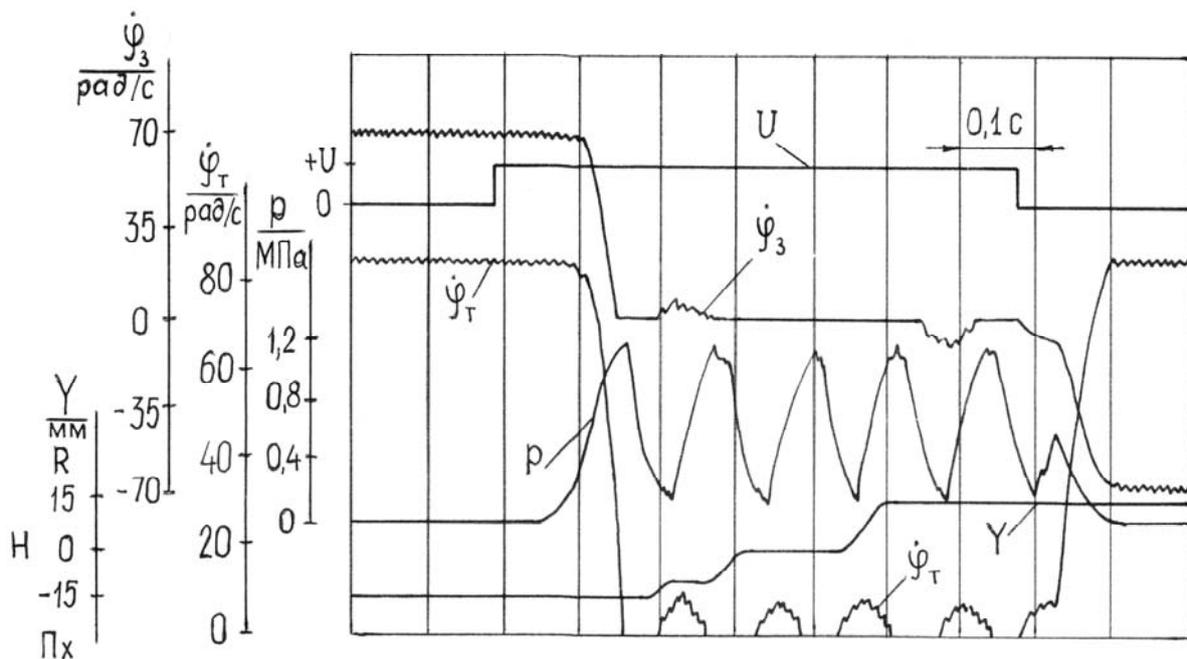


Рис. 5. Оциллограмма процесса переключения зубчатой муфты из положения «передний ход» Пх через «нейтраль» Нв «реверс» R

Перемещение Y зубчатой муфты реверса из положения «передний ход» через «нейтраль» в «реверс» происходит за 0,3 с, а время работы УФИД с момента подачи напряжения U на электромагнит гидрораспределителя P составляет 0,7 с, что соответствует обычным нормам времени переключения зубчатых муфт механических трансмиссий. Поскольку включение зубчатых муфт осуществляется на остановках, то для упрощения конструкции трансмиссии ТС можно заме-

нить на два одновременно включаемых и выключаемых фрикциона базовой КП, управляемых УФИД [4].

В механических трансмиссиях тяжелых мобильных машин, тракторов, где важно обеспечить переключение ступеней за минимальный промежуток времени или без разрыва потока мощности, применяют КП с переключением ступеней фрикционными муфтами. Если требуется большое число передач, то дополнительно к базовой КП с фрикци-

онными муфтами переключения ступеней устанавливают диапазонную КП с переключением диапазонов зубчатыми муфтами (трактор К-700). Но поскольку при выключенных фрикционных муфтах имеется момент поводок (остаточный момент трения), раскручивающий входной вал диапазонной КП, то она также оснащается тормозом-синхронизатором, затормаживающим корпус фрикциона, связанного с ведущим валом диапазонной КП. При переключении диапазонов на остановленном тракторе и в этом случае возникает проблема включения зубчатых муфт при неподвижных валах [5]. Здесь для облегчения переключения диапазонов также нужна импульсная система, обеспечивающая необходимую величину десинхронизации угловых скоростей включаемых зубчатых полу муфт.

Таким образом, импульсные системы, использующие амплитудную и частотную модуляцию, позволяют контролировать малые изменения угловых скоростей и перемещений валов относительно неподвижного корпуса в системах управления трансмиссиями мобильных машин.

Анализируя параметры, по которым оценивается техническое состояние элементов трансмиссии зубчатых передач и фрикционных муфт, можно прийти к выводу, что все они так или иначе связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии. Например, наличие единичных (локальных) дефектов зубьев трансмиссии неизбежно влечет за собой появление небольших перемещений ведущего вала относительно ведомого, приводящих к кинематической неравномерности вращения ведомого вала. Причем данная неравномерность, вызванная единичными дефектами, будет существенно отличаться от кинематической неравномерности, вызванной неравномерным износом зубьев или износом подшипников, а большие перемещения ведущего вала относительно

ведомого позволят констатировать буксование фрикционных элементов муфт переключения передач.

Рассмотрим, могут ли импульсные системы контролировать малые относительные перемещения вращающихся валов трансмиссии. При использовании современных компьютерных технологий можно отслеживать как большие, так и малые относительные перемещения вращающихся ведущего и ведомого валов трансмиссии. Для этого достаточно иметь бесконтактный высокочастотный импульсный датчик углового положения ведущего вала (датчик опорного сигнала) и датчик зубцовой частоты одного из зубчатых колес, связанного с ведомым валом. Подсчитывая количество импульсов опорного сигнала за один импульс сигнала с ведомого вала и сравнивая их между собой по количеству импульсов опорного сигнала, можно судить об относительных перемещениях ведущего и ведомого валов трансмиссии. На этом основывается импульсный метод диагностирования элементов трансмиссий мобильных машин (рис. 6) [6]. При равенстве количества импульсов опорного сигнала в каждом последующем импульсе выходного сигнала относительные перемещения отсутствуют, при отличии – можно выявить различные типы дефектов элементов трансмиссии (рис. 7). В этом случае алгоритм поиска единичных дефектов зубьев должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты зубчатого колеса, связанного с ведомым валом, относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого ведущим валом (рис. 7, а). Отклонение двух последовательных периодов зубцовой частоты T_3 и T_4 в количествах импульсов опорного сигнала N_3 и N_4 от других значений (T_1 , T_2 , T_5) будет свидетельствовать о наличии единичного дефекта зуба одного из колес.

При этом сумма опорных импульсов T_3 и T_4 будет равна сумме опорных импульсов на периодах T_1 и T_2 , по-

сколькx после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восста-

навливается.

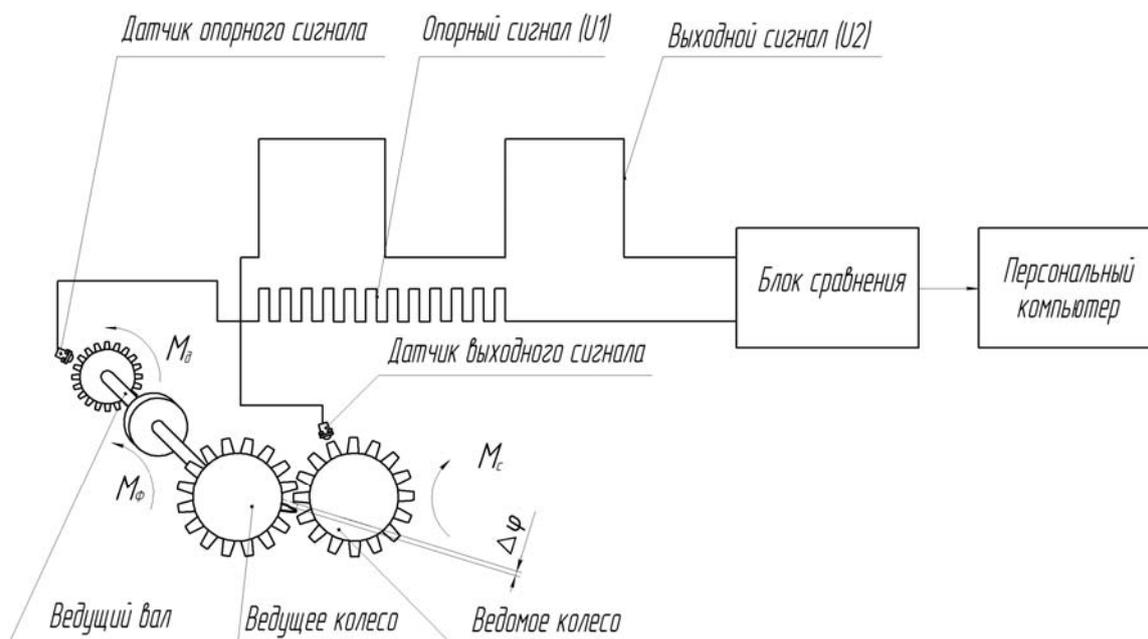


Рис. 6. Импульсный метод диагностирования элементов трансмиссии мобильных машин

По периоду повторного появления дефекта можно установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, т. к. период обращения у каждого зубчатого колеса свой.

Алгоритм определения суммарного углового зазора в трансмиссии, характеризующего боковой износ зубьев, предполагает анализ шага зацепления выходного зубчатого колеса при подаче на вход трансмиссии тестового воздействия, направленного на выбор углового зазора. Для механических трансмиссий это может быть стенд с беговыми барабанами, а для гидромеханических – торможение двигателем в процессе движения. При выборе суммарного углового зазора один или несколько периодов зубцовой частоты (рис. 7, б), например T3 и T4, будут иметь меньшее число опорных импульсов (N3 и N4), чем остальные (N1, N2, N5, N6) соответственно на периодах T1, T2, T5, T6. Суммарный угловой зазор (в радианах) в этом случае определяется как отношение суммы отклонений искажен-

ного сигнала от установившегося значения к количеству импульсов опорного сигнала за один оборот датчика N0, как часть полного угла поворота ведущего вала, т. е.

$$[(N1 - N3) + (N1 - N4)] / (N0) \cdot 2\pi.$$

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по буксованию при передаче максимальных вращающих моментов осуществляется по иному алгоритму. При превышении вращающего момента двигателя момента, создаваемого фрикционным, происходит буксование последнего. В этом случае в каждом последующем периоде зубцовой частоты ($T1 < T2 < T3 < T4$) количество опорных импульсов будет возрастать, т. е. $N1 < N2 < N3 < N4$ (рис. 7, в).

Сравнивая количество импульсов опорного сигнала относительно установившегося значения, несложно зафиксировать момент начала буксования фрикционных элементов.

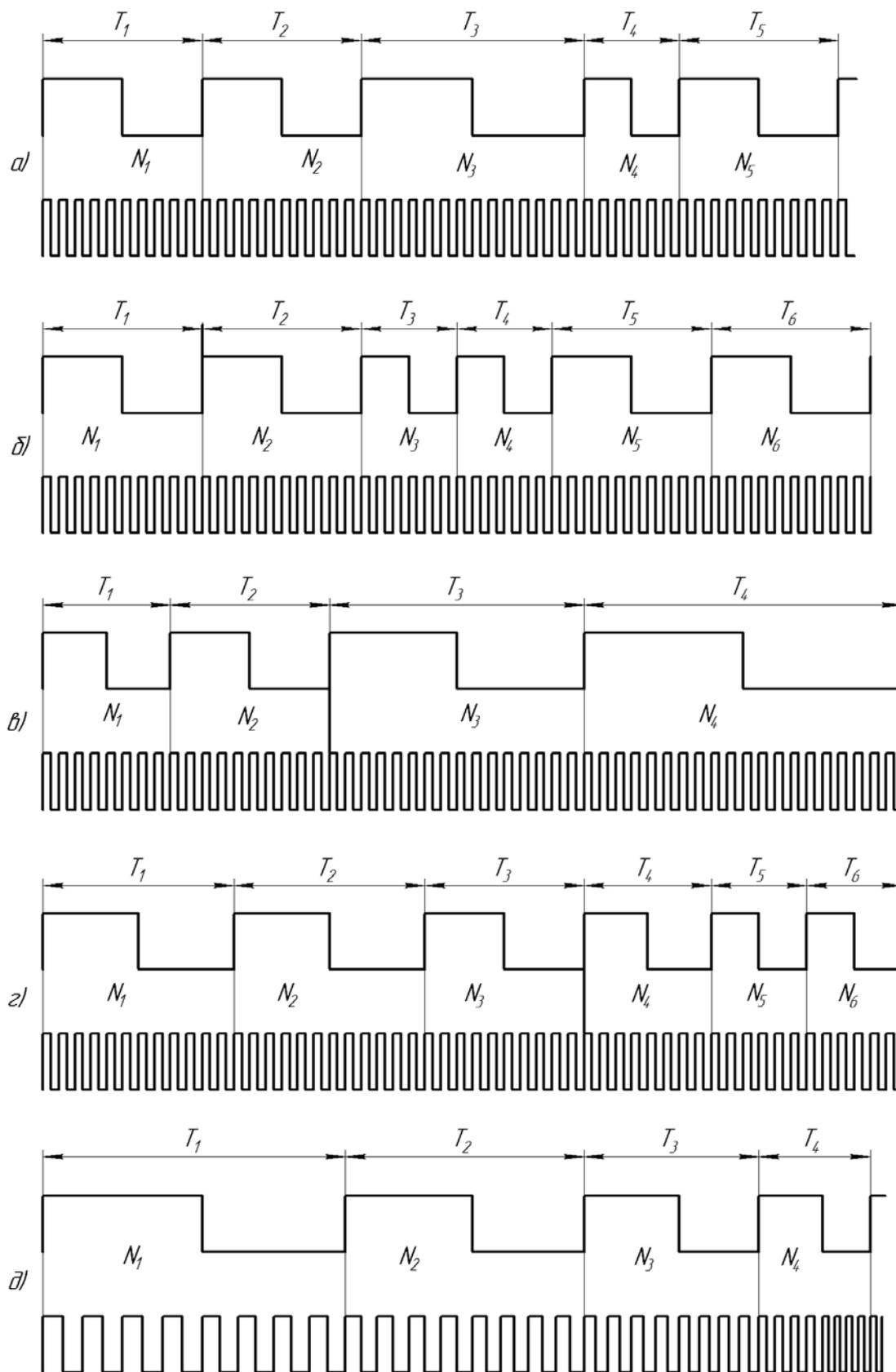


Рис. 7. Способы идентификации дефектов элементов трансмиссии при использовании импульсного метода диагностирования трансмиссии

Буксование можно определять как в процессе функционирования машины, так и подавая тестовое воздействие на трансмиссию в виде нагружения со стороны тормозной системы.

Импульсная система позволяет осуществлять диагностирование системы управления переключением передач по времени, определяя «затянутость» процесса, при котором возрастает работа буксования фрикционов, или «рывки», при которых увеличиваются динамические нагрузки в трансмиссии. Алгоритм диагностирования в этом случае поясняется графиками, отражающими переключение ступеней с низшей передачи на высшую (рис. 7, г). Периоды зубцовой частоты $T1$ и $T2$, соответствующие низшей передаче, имеют до момента начала переключения ступени одинаковое число опорных импульсов ($N1 = N2$). После переключения устанавливается жесткая кинематическая связь и число опорных импульсов в каждом последующем периоде $T5$ и $T6$ будет одинаковым, т. е. $N5 = N6$, при этом $N5 = N2 / U$, где U – передаточное число ступени. Сравнивая числа импульсов опорного сигнала в каждом последующем периоде по отношению к предыдущему, отсчитывается время буксования от момента, когда $N_{i+1} - N_i \neq 0$, до момента, когда периоды уравниваются, т. е. $N_{i+1} - N_i = 0$.

Выбор в качестве диагностического параметра относительного углового перемещения ведущего и ведомого валов позволяет получить однозначный, информативный и технологичный сигнал, легко обрабатываемый компьютерными средствами. Он остается однозначным и на переходных режимах работы. На рис. 7, д показан график изменения диагностических сигналов в процессе разгона. Периоды зубцовой частоты при жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами в этом случае изменяются во време-

ни ($T1 > T2 > T3 > T4$), а количество опорных импульсов в каждом периоде не меняется, т. е. $N1 = N2 = N3 = N4$.

Таким образом, для адаптации трансмиссий машин к компьютерной диагностике достаточно оснастить их, как минимум, двумя датчиками опорной и зубцовой частот, связанных с ведущим и ведомым валами трансмиссии. Для сложной трансмиссии, имеющей основную, дополнительную, раздаточную коробки, коробку отбора мощности и др., количество датчиков информации может быть значительно больше. Информативность диагностического сигнала позволяет при соответствующем алгоритме обработки и минимальных затратах с высокой точностью установить техническое состояние основных элементов трансмиссий машин, определить остаточный ресурс и назначить сроки ремонтов, что существенно снижает эксплуатационные затраты.

Импульсный метод диагностирования трансмиссии можно реализовывать как в отношении стационарных стендов, так и бортовых систем диагностирования. Хотя в последнем случае в структуру программного обеспечения бортовой системы диагностики необходимо вводить особый режим тестирования трансмиссии (для специалистов сервиса) или непрерывно, в процессе движения, осуществлять мониторинг технического состояния элементов трансмиссии по алгоритмам, приведенным выше. Импульсный метод можно использовать как для общей, так и для углубленной диагностики технического состояния отдельных элементов механических и гидромеханических трансмиссий мобильных машин.

Современные компьютерные технологии позволяют создавать импульсные системы, используемые как для управления, так и диагностики основных элементов механических и гидромеханических трансмиссий, на высоком

техническом уровне, соответствующем мировому. Потребность же в них доста-

точно высока и на внутреннем рынке, и за пределами Республики Беларусь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Галиуллин, А. С.** Методы решения обратных задач динамики / А. С. Галиуллин. – М. : Наука, 1986. – 224 с.
2. **Алберг, Дж.** Теория сплайнов и ее приложения : пер. с англ. / Дж. Алберг, Э. Нильсон, Дж. Уолш. – М. : Мир, 1972. – 316 с.
3. **А. с. 1496401 СССР, МКИ¹ А 1 F 16 Н 47/06.** Гидромеханическая передача / В. П. Тарасик, В. Ф. Платонов, А. В. Шабалин, Г. Л. Антипенко, В. К. Семенов, О. А. Стребко, Л. Н. Мальшев (СССР). – № 4271170/25-29 ; заявл. 20.09.86 ; опубл. 29.06.87, Бюл. № 22. – 4 с. : ил.
4. **Тарасик, В. П.** Совершенствование процессов управления зубчатыми муфтами тракторных трансмиссий / В. П. Тарасик, Г. Л. Антипенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1989. – № 11. – С. 9–12.
5. **А. с. 1652119 СССР, МКИ¹ А 1 В 60 К 20/00.** Система включения зубчатых муфт коробки передач с переключением ступеней и диапазонов фрикционными и зубчатыми муфтами / В. П. Тарасик, Г. Л. Антипенко, С. К. Крутолевич (СССР). – № 4699207/11 ; заявл. 31.05.89 ; опубл. 30.05.91, Бюл. № 20. – 3 с. : ил.
6. **Пат. 6802 ВУ, МКИ¹ С 1 G 01 М 13/02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20020570 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.03.05.

Статья сдана в редакцию 20 сентября 2013 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.

УДК 621.892

Е. Н. Волнянко, И. В. Царенко

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПАРЕ ТРЕНИЯ СТАЛЬ–ПОЛИФОРМАЛЬДЕГИД

UDC 621.892

Y. N. Volniansko, I. V. Tsarenko

PECULIARITIES OF GREASE APPLICATION IN THE STEEL–POLYFORMALDEHYDE FRICTION PAIR

Аннотация

Исследованы триботехнические и реологические характеристики пары трения сталь–полиформальдегид, разделенной пластичными смазочными материалами, импортируемыми в Республику Беларусь. Образцы со смазками Лимол, Литол-24 и LFT71-402 имеют значительные показатели износа при испытании на четырехшариковой машине трения и высокие значения массового износа пары трения сталь–полиформальдегид. Наилучшие результаты по критерию минимизации износа получены на образцах с пластичной смазкой ШРБ-4, которая рекомендована для проведения стендовых испытаний и, если результаты положительны, использования в шаровых шарнирах с вкладышем из полиформальдегида.

Ключевые слова:

смазочные материалы, триботехнические характеристики, реологические характеристики, шаровые шарниры, пара трения.

Abstract

The paper presents the study of tribotechnical and rheological characteristics of the steel–polyformaldehyde friction pair with greases imported into Belarus. Samples with Limol, Litol-24, LFT71-402 greases have had considerable wear indices when tested in the four-ball tribometer and high values of mass wear of the steel–polyformaldehyde friction pair. Samples with the ШРБ-4 grease have shown the best results according to the wear minimization criterion, and this grease has been recommended for bench testing and, in case of obtaining positive results, for using in ball-and-socket hinges with a polyformaldehyde liner.

Key words:

greases, tribotechnical characteristics, rheological characteristics, ball-and-socket hinges, friction pair.

Введение

Огромное значение в промышленно развитых странах придается снижению материальных затрат, связанных с процессами трения и изнашивания, которые уменьшают эффективность технологических процессов, ухудшают работу машин и механизмов, увеличивают энергетические потери [1]. Считают, что снижение трения позволяет уменьшить потребление энергии на 4,5 % [2]. Как известно, минимизацию потерь на тре-

ние и износ трибосопряжений обеспечивают три основные составляющие: конструкция трибосопряжения, морфология сопряженных поверхностей и эффективность смазочного материала. Совершенствованию смазочных материалов, подбору и прогнозированию эксплуатационных свойств уделяют особое внимание, поскольку, как показывает практика, зачастую качеством применяемого смазочного материала определяется работоспособность механизма в целом [3]. Важнейшей тенденцией со-

временного развития техники является снижение доли металлических комплектующих, используемых в машинах и механизмах, путем замены их полимерными или композитными материалами. Это приводит к уменьшению стоимости, массы, повышению коррозионной стойкости и, как следствие, надежности разрабатываемых устройств [4]. Однако применение новых материалов в трибосопряжениях ставит перед материаловедами актуальную задачу подбора эффективно работающих смазочных материалов.

Работа посвящена исследованию основных триботехнических характеристик пары трения сталь–полиформальдегид, используемых в различных механизмах, в частности, в шаровых шарнирах. Остро стоит задача снижения износа таких узлов трения, повышения их надежности за счет введения в качестве смазочного материала пластичных смазок. Предварительные исследования показали, что в шаровых шарнирах необходимо применение смазки, которая способствует плавности хода, снижению износа, препятствует попаданию инородных тел в узел трения. Был выбран ряд смазочных материалов, по своим техническим характеристикам удовлетворяющих вышеуказанным требованиям. Цель работы: выявить смазочный материал, способствующий оптимальной работе узла трения и удовлетворяющий критерию минимизации износа пары трения.

Методика экспериментов

Материалы. Для исследований использовали смазочные материалы:

– Литол-24 (ГОСТ 21150-87) – производство ЗАО «Металлкомэкс», г. Трехгорный, Челябинская обл., Россия;

– ШРБ-4 (ТУ У 24.6-00152365-172-2003), Лимол (ТУ У 38.301-48-54-95) – производство ВАТ «Азовськи мастила і оливи», г. Бердянск, Украина;

– LFT71-402 – производство «Клубер Лабрикейшн» (Kluber Lubri-

cation), г. Мюнхен, Германия.

Для проведения триботехнических испытаний применяли ролики из стали 40X (ГОСТ 4543), вкладыши из полиформальдегида Ultraform № 2320-003 химической компании BASF, Германия.

Методы исследований. Для стандартизированных характеристик смазочных материалов использовали:

– метод определения предела прочности и термоупрочнения (ГОСТ 7143);

– метод определения смазывающих свойств на четырехшариковой машине (ГОСТ 9490);

– метод определения эффективной вязкости на ротационном вискозиметре (ГОСТ 26581);

– метод определения температуры каплепадения (ГОСТ 6793).

Дополнительно трибологические характеристики (коэффициент трения, износ) определяли на машине трения СМТ-1, где была реализована схема вал–частичный вкладыш, представленная на рис. 1. В качестве вала использовали ролик диаметром 40 мм и шириной 12 мм из стали 40X с исходной шероховатостью $Ra \leq 0,2$ мкм. Вкладышем служил сектор, вырезанный из полиформальдегидного кольца (ширина – 10 мм, внутренний диаметр – 40 мм, наружный – 60 мм). Образцы перед испытаниями и после них обезжиривали гексаном. Проводили часовые испытания. Износ образцов определяли гравиметрическим способом на аналитических весах с точностью до 0,0001 г.

Методом оптической микроскопии оценивали морфологию поверхностей трения. Используя оптический микроскоп NU-2 с цифровой камерой, получили изображение поверхностей пятен износа, формы дорожек трения стальных шариков.

Результаты и их обсуждение. Пластичные смазочные материалы, в том числе и исследуемые в работе, являются мыльно-масляными коллоидными системами, основа структурного каркаса (дисперсной фазы) которых – мыльные волокна, дисперсионная среда – масло.

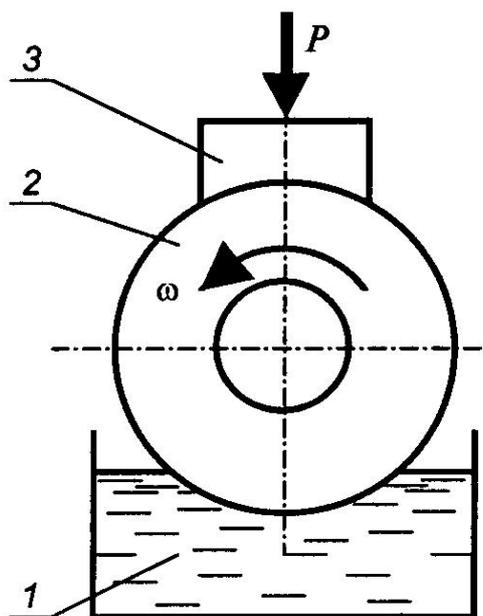


Рис. 1. Схема вал-частичный вкладыш триботехнических испытаний на машине трения СМТ-1: 1 – емкость со смазкой; 2 – ролик («вал»); 3 – образец «частичный вкладыш»

Также в состав указанных систем входят функциональные присадки. Силы межмолекулярных связей в структурном каркасе определяются главным образом формой, размером, химической природой мыльных волокон и присадок. Структура смазочных материалов оказывает непосредственное влияние на их эксплуатационные характеристики, в частности, на упругопластичные и прочностные, такие как температура каплепадения и предел прочности. Предел прочности – одна из наиболее важных специфических характеристик пластичных смазок. Именно этот показатель позволяет определить максимальное деформационное воздействие, при котором пластичная смазка разрушается. Невысокий предел прочности характерен для пластичных смазок, которые имеют, как правило, низкую несущую способность смазочного слоя, легко сбрасываются с трущихся деталей, вытекают из негерметизированных узлов трения. Однако слишком высокий предел прочности также отрицательно сказывается на работоспособности три-

босопряжений. Плотные смазки не поступают к трущимся поверхностям, поэтому в зоне трения могут иметь место явления схватывания и задира, увеличения локальной температуры и износа. Возникают трудности при извлечении смазочных материалов из тары и пропуске через трубопроводы. Применительно к шаровым шарнирам смазочный материал должен иметь предел прочности, достаточно высокий для исключения вытекания из узла трения и, вместе с тем, обеспечивающий постоянную смазку сопряженных поверхностей [5].

Температура каплепадения характеризует температурный диапазон работоспособности пластичной смазки, определяет максимальную температуру, при которой структурный каркас еще сохраняет прочность, а пластичная смазка – свойства твердого тела. Температура каплепадения является косвенным показателем, характеризующим температуру плавления смазок, поскольку зафиксировать точку плавления сложных многокомпонентных систем, которыми являются пластичные смазки,

не удается [6]. Результаты лабораторных испытаний смазочных материалов по определению предела прочности и

температуры каплепадения исследуемых смазочных материалов представлены в табл. 1.

Табл. 1. Упругопластичные и прочностные характеристики пластичных смазок

Характеристики		Смазочный материал			
		ШРБ-4	Литол-24	Лимол	LFT71-402
Предел прочности на сдвиг, Па	20 °С	274	980	220	431
	50 °С	147	823	170	392
	80 °С	49	470	147	235
Температура каплепадения, °С		Св. 205	186	175	163

Показано, что наименьшее значение предела прочности имеет Лимол. Очевидно, что при недостаточной герметизации узла трения этот смазочный материал будет вытекать, что недопустимо при эксплуатации механизмов. Остальные пластичные смазки по критерию предела прочности могут быть использованы для смазки шаровых шарниров. Сопоставляя предел прочности и температуру каплепадения смазочных материалов, можно утверждать, что Литол-24 имеет прочностные и упругопластичные характеристики, наиболее удовлетворяющие условиям эксплуатации трибосопряжения. Однако следует обратить внимание на пластичную смазку ШРБ-4. При невысоких значениях предела прочности на сдвиг в условиях повышенных температур (80 °С) смазка имеет температуру каплепадения более 205 °С. Этот феномен позволяет предположить, что при определенных температурах могут происходить физико-химические процессы, способствующие стабилизации структуры смазочного материала [7].

Основная цель применения смазочных материалов в машинах – это минимизация износа узла трения. Для оценки противоизносных характеристик пластичных смазок использовали четырехшариковую машину трения. Показатель износа – это усредненный диаметр пятна износа шарика после трения в те-

чение 1 ч при нагрузке 392 Н. Противоизносные характеристики смазочных материалов зачастую отрицательно коррелируют с противозадирными. Хорошие противозадирные свойства часто определяют упорядоченный, интенсивный износ сопряженных поверхностей. Однако при невысоких скоростях скольжения и небольших нагрузках требования к противозадирным и противоизносным характеристикам пластичных смазок невелики. В этом случае основная функция смазочного материала сводится к надежному разделению трущихся поверхностей. В тяжело нагруженных узлах трения, работающих в течение длительного времени, противоизносные свойства приобретают первостепенное значение [5]. В табл. 2 представлены критическая нагрузка заедания (основной показатель противозадирных свойств пластичных смазок) и показатель износа. Лимол обладает очень хорошими противозадирными свойствами, в связи с чем не удается определить критическую нагрузку заедания методом, предложенным в государственном стандарте. Но показатель износа этого смазочного материала самый большой из показателей износа предложенных пластичных смазок. Лучшие противоизносные свойства и удовлетворительные противозадирные показала смазка ШРБ-4. Литол-24 – несколько хуже, его показатель износа

имеет достаточно большой разброс. Противозадирные свойства LFT71-402 значительно лучше свойств ШРБ-4 и Литола-24.

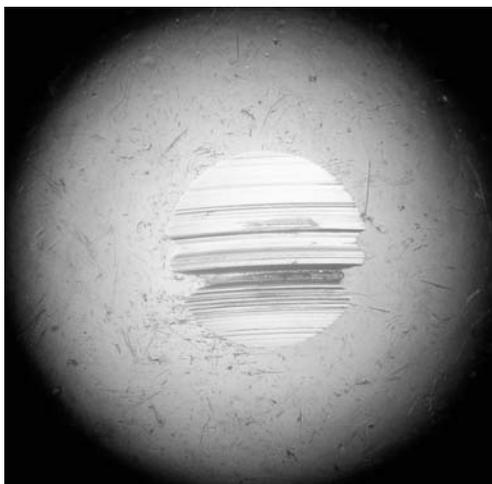
Для определения особенностей из-

нашивания образцов в среде каждой испытуемой пластичной смазки методом оптической микроскопии получены изображения пятен износа (рис. 2).

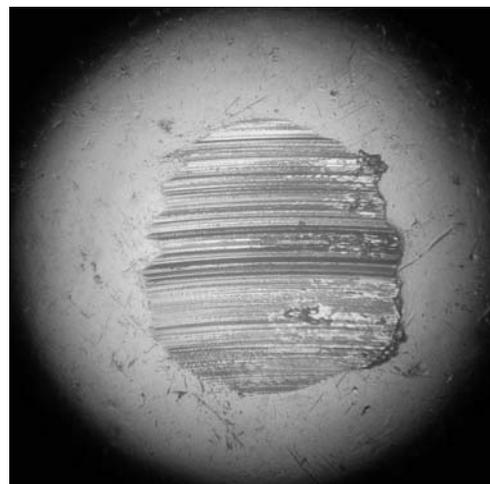
Табл. 2. Триботехнические характеристики пластичных смазок

Характеристики		Смазочный материал			
		ШРБ-4	Литол-24	Лимол	LFT71-402
Критическая нагрузка заедания, Н		696	588	Св. 1500	980
Показатель износа при 392 Н	d_{\min} , мм	0,67	0,81	0,83	0,77
	d_{\max} , мм	0,60	0,80	0,84	0,78

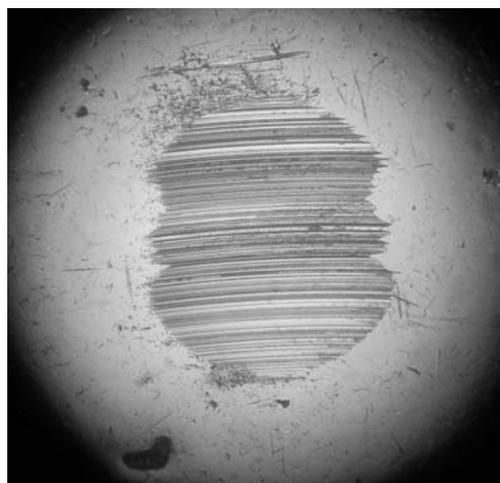
а)



б)



в)



г)

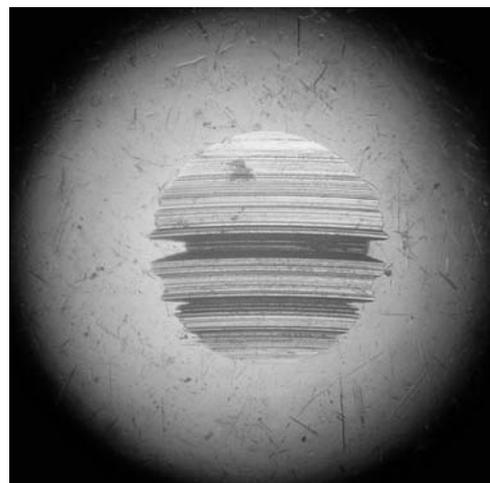


Рис. 2. Пятна износа стальных шариков после трения на четырехшариковой машине трения при нагрузке 392 Н, 1 ч ($\times 40$): а – ШРБ-4; б – Литол-24; в – Лимол; г – LFT71-402

При трении с пластичной смазкой Литол-24 (см. рис. 2, б) наблюдались каверны и следы глубинного вырывания металла, что характерно для абразивного изнашивания и свидетельствует о неэффективном действии смазочного материала. Пятно износа (см. рис. 2, в) имеет эллиптическую форму и значительную площадь. Наблюдалось активное расширение зоны контакта под воздействием динамических нагрузок.

Особенность формирования этой зоны указывает на наличие изнашивания, обусловленного кавитацией. Применение смазки LFT71-402 приводит к уменьшению пятна износа по сравнению с применением смазок Литол-24 и Лимол. Однако дорожки трения неоднородны по глубине и длине, что свидетельствует об интенсивном коррозионно-механическом изнашивании. По результатам этого эксперимента лучшей

оказалась смазка ШРБ-4, при использовании которой образец имеет малый диаметр и удовлетворительную морфологию пятна износа [5].

Испытания на четырехшариковой машине трения информативны и важны. Однако они не полностью отражают процессы, имеющие место в конкретном узле трения – шаровом шарнире, где материал пальца – сталь, а вкладыша – полиформальдегид. Для оценки влияния материала контртела на триботехнические характеристики узла трения провели дополнительные испытания на машине трения СМТ-1 по схеме вал-частичный вкладыш. Причем материал вкладыша – полиформальдегид, а ролика – сталь. Сопряженные поверхности разделены испытываемыми смазочными материалами. Результаты испытаний представлены в табл. 3 и 4.

Табл. 3. Результаты испытаний пластичных смазок на машине трения СМТ-1 при нагрузке 0,5 МПа

Характеристики	Смазочный материал							
	ШРБ-4		Литол-24		Лимол		LFT71-402	
	Скорость вращения вала							
	0,16 м/с	0,63 м/с	0,16 м/с	0,63 м/с	0,16 м/с	0,63 м/с	0,16 м/с	0,63 м/с
Коэффициент трения f	0,13	0,15	0,072	0,078	0,069	0,078	0,070	0,078
Износ Δm , г	Нет	0,0001	Нет	Нет	0,0010	0,0018	0,0001	0,0003

Табл. 4. Результаты испытаний пластичных смазок на машине трения СМТ-1 при нагрузке 2 МПа

Характеристики	Смазочный материал			
	ШРБ-4	Литол-24	Лимол	LFT71-402
	Скорость вращения вала			
	0,63 м/с	0,63 м/с	0,63 м/с	0,63 м/с
Коэффициент трения f	0,13	0,12	0,10	0,14
Износ Δm , г	0,0002	0,0002	0,0254	0,0056

Испытания при нагрузке 3 МПа и заданных скоростях вращения показали, что исследуемые пластичные смазки не попадают в зону трения, вал не прокру-

чивается, происходит задир. В связи с этим выбран наиболее приемлемый режим эксплуатации – 2 МПа и 0,63 м/с. Шаровые шарниры – узлы трения, кото-

рые должны иметь достаточно большой ресурс. Замена смазочного материала в нем не предусмотрена в течение длительного времени, поэтому особое внимание уделено противоизносным свойствам используемых смазочных материалов. Таким образом (см. табл. 3 и 4), смазка LFT71-402 обладает хорошими антифрикционными характеристиками, однако имеет повышенный износ. Лимол в узле трения ведет себя, как прирабочная паста. Такой тип смазок обычно используют в тяжело нагруженных парах трения (особенно для облегчения приработки) для смазки резьбовых соединений. Минимальный износ полиформальдегидного вкладыша обеспечивают пластичные смазки ШРБ-4 и Литол-24. Следует отметить, что при нагрузке 2 МПа зафиксировали одинаково низкое значение износа для этих смазок при несколько различном значении коэффициента трения. По-видимому, это обусловлено точностью измерительных инструментов, вероятно, недостаточной для определения количественных различий в значении износа, тем более, что в таблицах представлены усредненные значения ряда испытаний. Эти значения позволяют констатировать, что смазки ШРБ-4 и Литол 24 обеспечивают значительно более высокие противоизносные характеристики пары трения сталь–полиформальдегид, чем смазки Лимол и LFT71-402.

Важнейшим показателем, отвечающим за пусковые характеристики механизма, является вязкость. Усилие запуска всегда определяется в основном вязкостью смазочного материала. Непосредственно кинематическую вязкость пластичных смазок невозможно оценить из-за ее высоких значений, низкой скорости истечения смазки из капилляра вискозиметра. Так как вязкость пластичных смазок зависит от скорости деформации, стандартом определено понятие «эффективная вязкость», обозначающее вязкость ньютоновской жидкости, оказывающей при данном режиме течения такое же сопротивление сдвигу, как и смазка. При повышении скорости деформации вязкость смазки как неньютоновской жидкости уменьшается. Эффективную вязкость изучали на ротационном вискозиметре типа Реотест 2. Оценивали ее при различных температурах и скоростях деформации. Хорошие реологические характеристики показала пластичная смазка ШРБ-4, что подтверждает возможность использования ее в широком диапазоне температур, включая отрицательные (табл. 5). Пластичная смазка LFT71-402, предложенная фирмой-производителем в качестве специальной для низких моментов трения в сферических шарнирах [8], имеет реологические характеристики ниже, чем многоцелевая пластичная смазка Литол-24.

Табл. 5. Реологические характеристики пластичных смазок

Характеристики			Смазочный материал			
			ШРБ-4	Литол-24	Лимол	LFT71-402
Эффективная вязкость, Па · с	-10 °С	Градиент скорости деформации, $10 \cdot \text{с}^{-1}$	417	500	1677	440
			331	110	28	115
	25 °С	Градиент скорости деформации, $100 \cdot \text{с}^{-1}$	23	8,567	4,500	5,083
			15	8,500	3,530	3,667

Заключение

Очевидно, что на машинах трения можно лишь предварительно, несколько приближенно оценивать триботехнические свойства смазочных материалов для реальных узлов трения, однако сравнительные испытания пластичных смазок при одинаковых внешних воздействиях и параметрах проведения эксперимента свидетельствуют о корректности сделанных выводов:

– наиболее целесообразно использовать для дальнейших стендовых испытаний шаровых шарниров пластичные смазки ШРБ-4 и Литол-24. Пара трения ролик из стали 40Х и вкладыш из полиформальдегида имеет наименьший износ именно при использовании вышеуказанных пластичных смазок.

Следует отметить также, что смазки ШРБ-4 и Литол-24 имеют необходимые для эксплуатации шаровых шарниров значения эффективной вязкости и коэффициента трения;

– Лимол по показателю износа, эффективной вязкости, массовому износу не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к смазочным материалам для шаровых шарниров;

– LFT71-402 по показателю износа занимает промежуточное положение между ШРБ-4 и Литолом-24, однако при испытаниях по схеме вал-частичный вкладыш имеет место достаточно высокое значение массового износа, что не позволяет рекомендовать эту смазку для использования в шаровых шарнирах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джост, Х. П. Прошлое и будущее трибологии / Х. П. Джост // Трение и износ. – 1990. – № 1. – С. 149–159.
2. Кламанн, Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства. Применение. Международные стандарты / Д. Кламанн. – М. : Химия, 1988. – 488 с.
3. Сорокин, Г. М. Проблемы технического обновления различных отраслей машиностроения / Г. М. Сорокин // Трение и износ. – 2001. – № 3. – С. 349–353.
4. Савицкий, В. Я. Оценка эффективности замены традиционных узлов трения на полимерные / В. Я. Савицкий // Новые промышленные технологии. – 1999. – Вып. 4–5 (291–292). – С. 65–72.
5. Сеницын, В. В. Подбор и применение пластичных смазок / В. В. Сеницын. – М. : Химия, 1974. – 416 с.
6. Топливо. Смазочные материалы. Технические жидкости. Ассортимент и применение : справочник / Под ред. В. М. Школьников. – М. : Техинформ, 1999. – 596 с.
7. Ивахник, В. П. Исследование процесса структурообразования дисперсной фазы комплексной литиевой смазки / В. П. Ивахник, В. И. Жорник, Л. В. Маркова // Материалы, технологии, инструмент. – 2006. – № 4. – С. 60–65.
8. Рекламный сайт фирмы «Клубер Лабрикейшн» (Kluber Lubrication) [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа : <http://www.Klubersolutions.com/pdfs/Klubergrease%20LFT%2071-402.pdf>.

Статья сдана в редакцию 15 октября 2013 года

Елена Николаевна Волнянко, канд. техн. наук, доц., ГНУ «Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси». Тел.: +375-232-70-18-45. E-mail: volniano@mail.ru.

Ирина Владимировна Царенко, канд. техн. наук, доц., УО «Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого». Тел.: +375-232-74-52-67. E-mail: tsarenko2002@yahoo.com.

Yelena Nikolayevna Volniano, PhD (Engineering), Associate Prof., GNU «V. A. Belyi Metal Polymer Research Institute of National Academy of Sciences of Belarus». Phone: +375-232-70-18-45. E-mail: volniano@mail.ru.

Irina Vladimirovna Tsarenko, PhD (Engineering), Associate Prof., UO «P. O. Sukhoi Gomel State Technical University». Phone: +375-232-74-52-67. E-mail: tsarenko2002@yahoo.com.

УДК 621:787

А. М. Довгалев, Н. А. Леванович, С. А. Сухоцкий, И. А. Тарадейко

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА
МАГНИТНО-ДИНАМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ НАРУЖНОЙ
ПОВЕРХНОСТИ ВРАЩЕНИЯ**

UDC 621:787

A. M. Dovgalev, N. A. Levanovich, S. A. Sukhotsky, I. A. Taradeiko

**MATHEMATICAL MODELING OF THE MAGNETIC-DYNAMIC
STRENGTHENING OF THE EXTERNAL SURFACE OF REVOLUTION**

Аннотация

Выполнено математическое моделирование процесса магнитно-динамического упрочнения поверхности вала, при котором обеспечивается комбинированное энергетическое воздействие на зону обработки деформирующими шарами и магнитным полем. Приведены аналитические зависимости для определения кинетостатических характеристик деформирующего шара в момент его соприкосновения с упрочняемой поверхностью вала.

Ключевые слова:

упрочнение, пластическое деформирование, ферромагнитная деталь, деформирующие шары, техническая система, поверхностный слой, поверхность вращения, магнитный привод, кольцевая камера, магнитное поле.

Abstract

The paper presents the performed mathematical modeling of the magnetic-dynamic strengthening of a shaft surface, which provides the combined energy action on the zone treated by deforming balls and magnetic field. The analytical dependences are found for determining kinetostatic characteristics of the deforming ball at the moment of its contact with the shaft surface being strengthened.

Key words:

strengthening, plastic deformation, ferromagnetic workpiece, deforming balls, engineering system, surface layer, surface of revolution, magnetic drive, annular space, magnetic field.

Введение

Долговечность деталей технических систем определяется состоянием их поверхностного слоя, непосредственно участвующего в работе и формируемого на финишных операциях технологического процесса [1–3].

Перспективным направлением повышения долговечности деталей является применение механических и физико-технических методов обработки, позволяющих сформировать модифицированный поверхностный слой с высокими эксплуатационными характери-

ками [4–7].

Наиболее эффективными для повышения эксплуатационных свойств поверхностей деталей являются методы поверхностного пластического деформирования [8–11].

Большой научно-практический интерес представляет метод магнитно-динамического упрочнения поверхностей деталей технических систем деформирующими шарами, имеющими электромагнитный или магнитный привод [12–18].

Разработаны конструкции инструментов для осуществления магнитно-динамического упрочнения плоскостей и внутренних поверхностей вращения [18–22]. На начальной стадии находятся работы по созданию инструментов для упрочняющей обработки наружных поверхностей вращения.

Объект исследований

Отделочно-упрочняющую обработку наружной поверхности вращения осуществляют инструментом, представленным на рис. 1.

Инструмент содержит диски 1, 2 с центральным отверстием 3, образующие сообщающиеся кольцевые камеры 4, 5. В кольцевой камере 4 установлены деформирующие шары 6, а в кольцевой камере 5 – шары-отражатели 7. Инструмент снабжен устройством намагничивания поверхности ферромагнитного вала 8, выполненным в виде двух колец 9, 10, цилиндрических постоянных магнитов 11 и цилиндрических магнитопроводов 12.

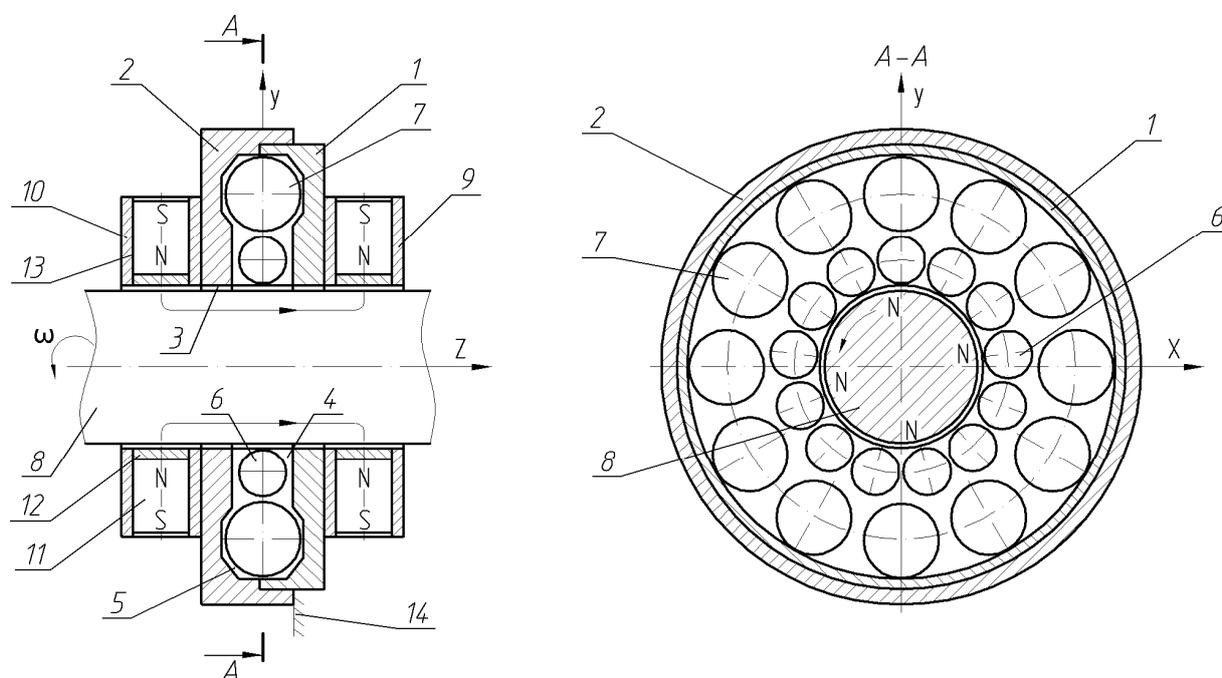


Рис. 1. Схема магнитно-динамического упрочнения наружной поверхности вращения

В кольцах 9, 10 изготовлены с равномерным угловым шагом радиальные отверстия 13. Цилиндрические магнитопроводы 12 запрессованы в радиальных отверстиях 13 и выполнены заподлицо с поверхностью центрального отверстия 3. Цилиндрические постоянные магниты 11 установлены в радиальных отверстиях 13 с одинаковым расположением полюсов N, S и взаимодействуют с торцами магнитопрово-

дов 12. Кольца 9, 10 имеют одинаковое угловое расположение радиальных отверстий 13 и закреплены соосно на дисках 1, 2.

Упрочняющую обработку осуществляют следующим образом. Инструмент закрепляют в резцедержателе 14 станка. Вал 8 вводят в центральное отверстие 3 и устанавливают в центрах станка с возможностью передачи вращающегося момента. Магнитные сило-

вые линии от цилиндрических постоянных магнитов 13 через цилиндрические магнитопроводы 12 замыкаются на поверхностный слой ферромагнитной детали. В результате участок вала, расположенный между кольцами 9, 10, намагничивается и притягивает к себе деформирующие шары 6. Валу 8 сообщают вращение, а инструменту – движение подачи. Намагниченный вращающийся участок вала 8 воздействует магнитным полем на деформирующие шары 6 и разгоняет их в окружном направлении кольцевой камеры 4. Под действием центробежной силы деформирующие шары 6 расходятся в радиальном направлении. Сталкиваясь с шарми-отражателями 7, деформирующие шары 6 изменяют направление своего движения и осуществляют упрочнение поверхности вала. При этом в зоне деформирования одновременно действуют магнитное поле и динамическая сила от деформирующих шаров 6, что повышает эффективность процесса поверхностного пластического деформирования. На поверхности вала 8 формируется новый микрорельеф с низкой шероховатостью и профилем, представляющим собой пересечение отпечатков от деформирующих шаров 6, имеющих высокие эксплуатационные свойства.

Таким образом, процесс магнитно-динамического упрочнения реализуется механической системой, в состав которой входят: устройство намагничивания поверхностного слоя ферромагнитной детали; вращающийся намагниченный вал; деформирующие шары и шары-отражатели, установленные в кольцевых камерах инструмента с возможностью взаимодействия.

Постановка задачи исследования

В настоящее время отсутствуют теоретические основы кинематики и динамики фаз движения деформирующих шаров, в том числе при их периодическом взаимодействии с шарми-отражателями и с упрочняемой поверх-

ностью вала. Это вызывает затруднение при назначении режимов упрочняющей обработки и выборе конструктивных параметров инструмента для магнитно-динамического упрочнения наружных поверхностей вращения. Таким образом, работа посвящена решению поставленной задачи.

Основная часть

Выполним математическое моделирование рассматриваемой механической системы. При разработке математической модели введем следующие допущения: продольная ось инструмента располагается горизонтально; рассматриваем движение одного деформирующего шара, т. к. все деформирующие шары инструмента находятся в одинаковых условиях; исследуем относительное движение деформирующего шара в плоскости, перпендикулярной продольной оси инструмента в подвижной системе координат; деформирующий шар и шар-отражатель рассматриваем как материальные точки с массами, помещенными в центр сфер соответствующих радиусов; магнитное взаимодействие между деформирующими шарами инструмента отсутствует; сила магнитного притяжения деформирующего шара к намагниченной детали направлена по линии, соединяющей их геометрические центры; источники магнитного поля инструмента расположены с равномерным угловым шагом; на поверхности ферромагнитного вала источники магнитного поля инструмента создают однородное магнитное поле.

Моделирование движения деформирующего шара от намагниченной детали до шара-отражателя. Рассмотрим движение деформирующего шара относительно подвижных осей координат Ox_1y_1 , связанных с центром масс деформирующего шара (система координат Ox_2y_2 связана с центром масс детали) (рис. 2, а).

При отрыве деформирующего шара 1 от намагниченной детали 2 оси ко-

ординат Ox_1 смещаются от системы координат Ox_2y_2 на относительный скользящий

угол φ^r (рис. 2, б).

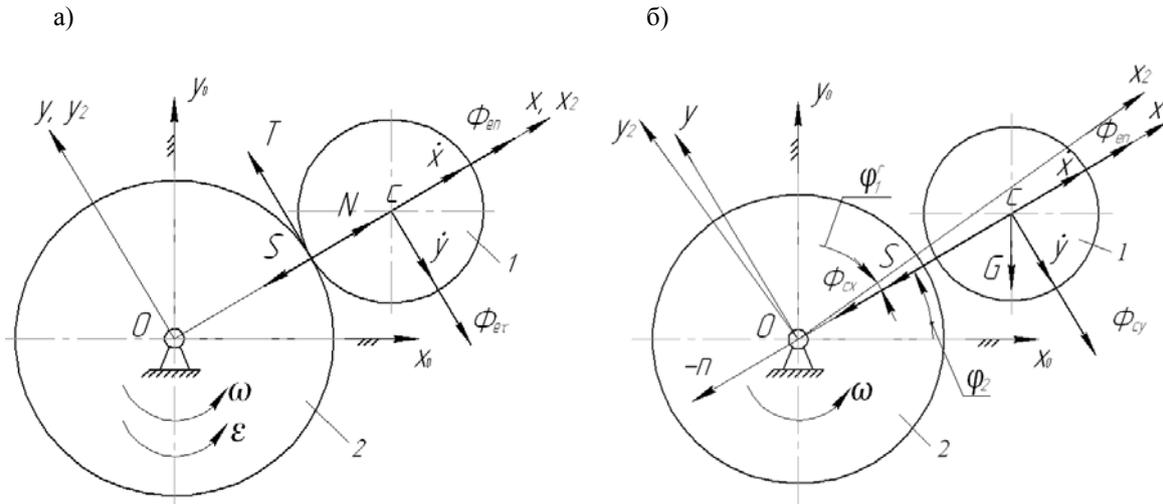


Рис. 2. Схема движения деформирующего шара: а – в момент отрыва от намагниченной детали; б – после отрыва от детали и перемещения к шару-отражателю; 1 – деформирующий шар инструмента; 2 – поперечное сечение намагниченного вращающегося вала

Запишем основное уравнение динамики относительного движения деформирующего шара:

$$m_1 \vec{a}_r = \vec{G} + \vec{N} + \vec{T} + \vec{\Phi}_{en} + \vec{\Phi}_{et} + \vec{\Phi}_c + \vec{S}, \quad (1)$$

где m_1 – масса деформирующего шара; \vec{a}_r – относительное ускорение центра масс деформирующего шара; \vec{G} – сила тяжести деформирующего шара; \vec{N} и \vec{T} – нормальная и касательная составляющие силы взаимодействия деформирующего шара с поверхностью намагниченной детали (в момент отрыва деформирующего шара от поверхности детали указанные силы равны нулю); $\vec{\Phi}_{en}$ – нормальная составляющая переносной силы инерции; $\vec{\Phi}_{et}$ – касательная составляющая переносной силы инерции (при установившемся режиме $\vec{\omega} = \text{const}$ $\vec{\Phi}_{et} = 0$); $\vec{\Phi}_c$ – кориолисова сила инерции; \vec{S} – сила магнитного притяжения деформирующего шара к поверхности намагниченной детали.

Силой \vec{G} пренебрегаем, т. к. она

значительно меньше действующих сил.

Рассмотрим силы Φ_{en} и Φ_{et} , входящие в уравнение (1):

$$\Phi_{en} = m_1 \omega^2 x; \quad (2)$$

$$\Phi_{et} = m_1 \varepsilon r_n, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость вращения намагниченной детали; r_n – начальное расстояние между геометрическими центрами детали и деформирующего шара, $r_n = r_1 + r_2$; r_1, r_2 – радиусы деформирующего шара и упрочняемой детали соответственно.

Значение кориолисовой силы инерции $\vec{\Phi}_c$ в проекциях на оси x, y :

$$\Phi_{cx} = -2m_1 \omega \dot{y}; \quad (4)$$

$$\Phi_{cy} = -2m_1 \omega \dot{x}. \quad (5)$$

Сила магнитного притяжения деформирующего шара S в момент его отрыва от поверхности намагниченной детали равна Φ_{en} и определяется выражением

$$S = m_1 \omega_1^2 (r_1 + r_2), \quad (6)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения детали в момент отрыва деформирующего шара от намагниченной поверхности.

С некоторым допущением считаем, что в пределах движения деформирующего шара между деталью и шаром-отражателем сила магнитного притяжения $S = \text{const}$.

Запишем уравнение (1) в проекциях на подвижные оси x, y :

$$m_1 \ddot{x} = -\Phi_{cx} - S + \Phi_{en}; \quad (7)$$

$$m_1 \ddot{y} = -\Phi_{cy}. \quad (8)$$

После подстановки значений сил и преобразований уравнения (7) и (8) имеют вид:

$$\ddot{x} = -2\omega \dot{y} - \omega_1^2 r_H + \omega^2 x; \quad (9)$$

$$\ddot{y} = -2\omega \dot{x}. \quad (10)$$

Проинтегрируем уравнение (10). Тогда проекция скорости на ось Oy

$$\int_0^{\dot{y}} d\dot{y} = -2\omega \int_{r_H}^x dx; \quad (11)$$

$$\dot{y} = 2\omega(r_H - x). \quad (12)$$

Подставив выражение (12) в уравнение (9), получим неоднородное дифференциальное уравнение

$$\ddot{x} - 5\omega^2 x = r_H(-4\omega^2 - \omega_1^2). \quad (13)$$

Проинтегрируем уравнение (13). Тогда проекция скорости на ось Ox

$$\frac{dx}{dx} \frac{d\dot{x}}{dt} = 5\omega^2 x + A;$$

$$\int_0^{\dot{x}} \dot{x} d\dot{x} = \int_{r_H}^x (5\omega^2 x + A) dx;$$

$$\dot{x} = \sqrt{5\omega^2(x^2 - r_H^2) + 2A(x - r_H)}, \quad (14)$$

где $A = r_H(-4\omega^2 - \omega_1^2)$.

Моделирование взаимодействия деформирующего шара с шаром-отражателем. Вращаясь с угловой скоростью ω вдоль кольцевой камеры инструмента, деформирующий шар 1 периодически взаимодействует с шаром-отражателем 3. При этом имеет место центральный удар (импульсы силы направлены по линии, соединяющей геометрические центры взаимодействующих шаров), а в зоне взаимодействия ударным трением пренебрегаем.

Для исследования ударного взаимодействия деформирующего шара с шаром-отражателем (рис. 3) коэффициент восстановления при ударе [23]

$$K = \frac{\text{tg}\alpha_1}{\text{tg}\alpha_2}, \quad (15)$$

где α_1 – угол падения деформирующего шара ($\vec{v}_{c1} \wedge \vec{n}$); \vec{v}_{c1} – вектор относительной скорости центра масс деформирующего шара в момент начала удара; \vec{n} – единичный вектор нормали, проведенный от центра поверхности шара-отражателя к центру деформирующего шара; α_2 – угол отражения деформирующего шара ($\vec{u}_{c1} \wedge \vec{n}$); \vec{u}_{c1} – вектор относительной скорости центра масс деформирующего шара в момент окончания удара.

Согласно рис. 3 угол $\gamma_1 = \gamma - \pi/2$.

Из треугольника OC_0C следует, что наибольший угол

$$\gamma = \arccos \frac{a^2 - b^2 - c^2}{2bc},$$

где $a = OC_0 = f(h)$; $b = CC_0$; $c = OC$.

Для определения OC запишем равенство

$$OC_0 - r_3 + h = OC + r_1,$$

откуда

$$OC = OC_0 - r_1 - r_3 + h,$$

где r_3 – радиус шара-отражателя; h – натяг между деформирующим шаром и шаром-отражателем (величина перекрытия

вершин контактирующих шаров).

Подставив в уравнения (12) и (14) начальные условия в момент удара $x_k = OC$, получим проекции скорости центра масс деформирующего шара на оси Ox и Oy :

$$\dot{y}_k = 2\omega(r_H - OC); \quad (16)$$

$$\dot{x}_k = \sqrt{5\omega^2(OC^2 - r_H^2) + 2A(OC - r_H)}. \quad (17)$$

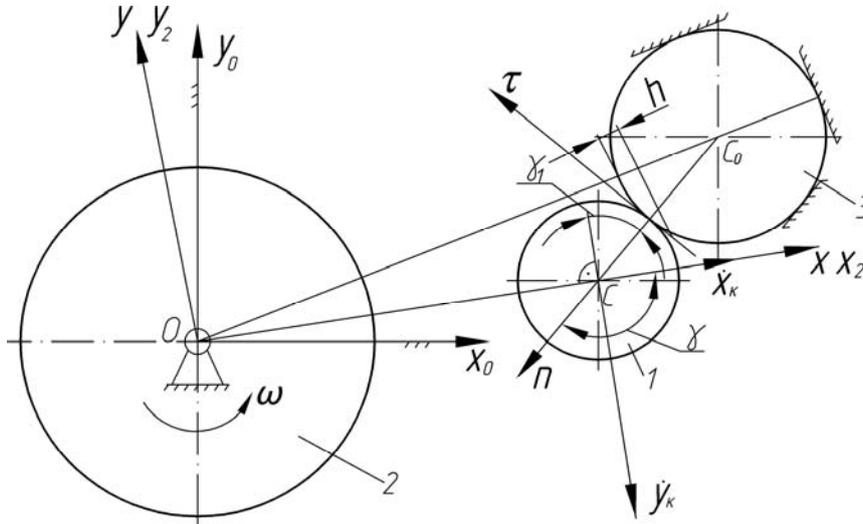


Рис. 3. Расчетная схема ударного взаимодействия деформирующего шара с шаром-отражателем: 1 – деформирующий шар инструмента; 2 – поперечное сечение намагниченного вращающегося вала; 3 – шар-отражатель

Запишем проекции скорости центра масс деформирующего шара на оси n и τ в момент удара деформирующего шара о шар-отражатель:

$$v_{1\tau} = -\dot{y}_k \sin \gamma_1 - \dot{x}_k \cos \gamma_1; \quad (18)$$

$$-v_{1n} = -\dot{y}_k \cos \gamma_1 + \dot{x}_k \sin \gamma_1. \quad (19)$$

Тогда угол падения и угол отражения деформирующего шара соответственно:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{v_{1\tau}}{v_{1n}} = \frac{-\dot{y}_k \sin \gamma_1 - \dot{x}_k \cos \gamma_1}{\dot{x}_k \sin \gamma_1 - \dot{y}_k \cos \gamma_1}; \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{-\dot{y}_k \sin \gamma_1 - \dot{x}_k \cos \gamma_1}{\dot{x}_k \sin \gamma_1 - \dot{y}_k \cos \gamma_1} \cdot \frac{1}{K}. \quad (21)$$

Так как векторы ударного импульса направлены по общей нормали n к поверхностям соударяющихся шаров, то

проекция вектора относительной скорости центра масс деформирующего шара на касательную τ до и после удара остается неизменной:

$$v_{1\tau} = u_{1\tau},$$

где $v_{1\tau}$, $u_{1\tau}$ – проекции вектора относительной скорости центра масс деформирующего шара на касательную τ до и после удара соответственно.

Тогда

$$u_{1n} = \frac{u_{1\tau}}{\operatorname{tg} \alpha_2}. \quad (22)$$

Проекции скорости на оси Ox и Oy в момент окончания удара деформирующего шара о шар-отражатель:

$$v_{1x} = -u_{1n} \sin \gamma_1 - u_{1\tau} \cos \gamma_1; \quad (23)$$

$$v_{1y} = -u_{1n} \cos \gamma_1 - u_{1\tau} \sin \gamma_1. \quad (24)$$

Моделирование перемещения деформирующего шара к детали после его взаимодействия с шаром-отражателем. Запишем основное урав-

нение динамики относительного движения деформирующего шара (рис. 4):

$$m_1 \vec{a}_r = \vec{\Phi}_c + \vec{\Phi}_{en} + \vec{S}. \quad (25)$$

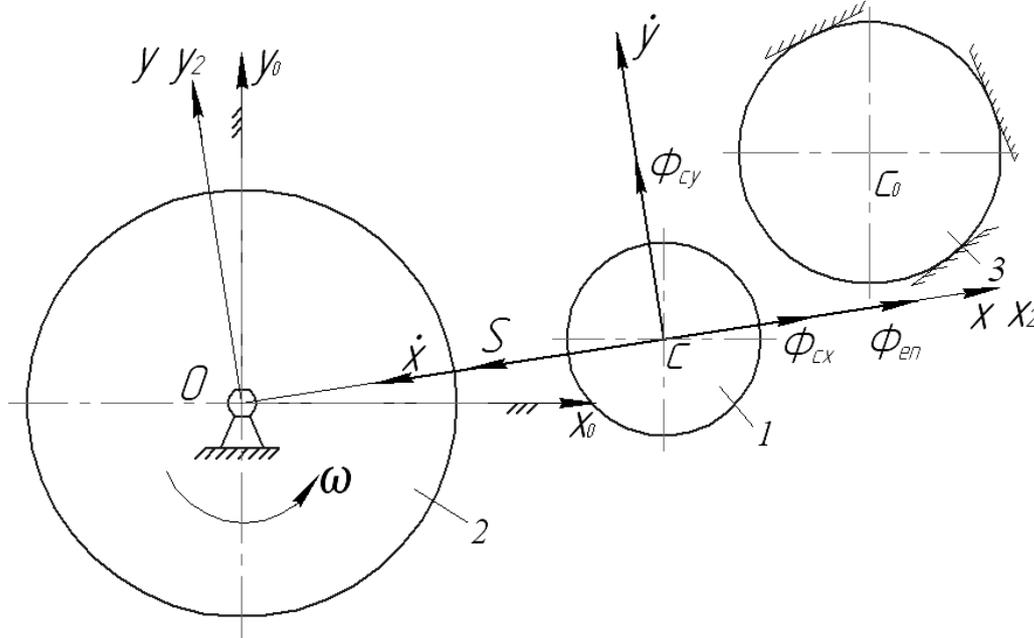


Рис. 4. Расчетная схема перемещения деформирующего шара к упрочняемой поверхности детали после его взаимодействия с шаром-отражателем: 1 – деформирующий шар; 2 – поперечное сечение намагниченного вращающегося вала; 3 – шар-отражатель

Составим проекции сил, входящих в уравнение (25), на оси x и y:

$$m_1 \ddot{x} = \Phi_{cx} - S + \Phi_{en}; \quad (26)$$

$$m_1 \ddot{y} = \Phi_{cy}. \quad (27)$$

Или

$$\ddot{x} = 2\omega \dot{y} - \omega_1^2 r_H + \omega^2 x; \quad (28)$$

$$\ddot{y} = 2\omega \dot{x}. \quad (29)$$

Проинтегрируем уравнение (29). Тогда проекция скорости на ось Oy:

$$\int_{v_{1y}}^{\dot{y}} dy = 2\omega \int_{OC}^x dx;$$

$$\dot{y} = v_{1y} + 2\omega(x - OC). \quad (30)$$

Подставив уравнение (30) в уравнение (28), получим неоднородное дифференциальное уравнение

$$\ddot{x} - 5\omega^2 x = 2\omega v_{1y} - 4\omega^2 OC - \omega_1^2 r_H. \quad (31)$$

Проинтегрируем уравнение (31). Тогда проекция скорости на ось Ox

$$\frac{dx}{dx} \frac{d\dot{x}}{dt} = 5\omega^2 x + B;$$

$$\int_{v_{1x}}^{\dot{x}} \dot{x} d\dot{x} = \int_{OC}^x (5\omega^2 x + B) dx;$$

$$\dot{x} = \sqrt{v_{1x}^2 + 5\omega^2(x^2 + OC^2) + 2B(x - OC)}, \quad (32)$$

где $B = 2\omega v_{1y} - 4\omega^2 OC - \omega_1^2 r_H$.

Подставив в уравнения (30) и (32) конечные условия $x = r_n$, получим проекции скорости на оси Ox и Oy в момент удара деформирующего шара о деталь:

$$\dot{y}_k = v_{1y} + 2\omega(r_n - OC); \quad (33)$$

$$\dot{x}_k = \sqrt{v_{1x}^2 + 5\omega^2(r_n^2 - OC^2) + 2V(r_n - OC)}. \quad (34)$$

Моделирование взаимодействия деформирующего шара с поверхностью вращающегося вала. Рассмотрим ударное взаимодействие деформирующего шара с поверхностью вращающегося вала (рис. 5).

В соответствии с теорией удара проекции скорости центра масс дефор-

мирующего шара на оси n и τ :

$$u_{1n} = k |\dot{x}_k|;$$

$$u_{1\tau} = v_{1\tau} = \dot{y}_k;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{u_{1\tau}}{u_{1n}} = \frac{\dot{y}_k}{k\dot{x}_k}, \quad (35)$$

где β_2 – угол отражения деформирующего шара ($\vec{u}_{1c} \wedge \vec{n}$); \vec{u}_{1c} – вектор относительной скорости центра масс деформирующего шара в момент окончания удара; \vec{n} – единичный вектор нормали, проведенный к поверхности вращающегося вала.

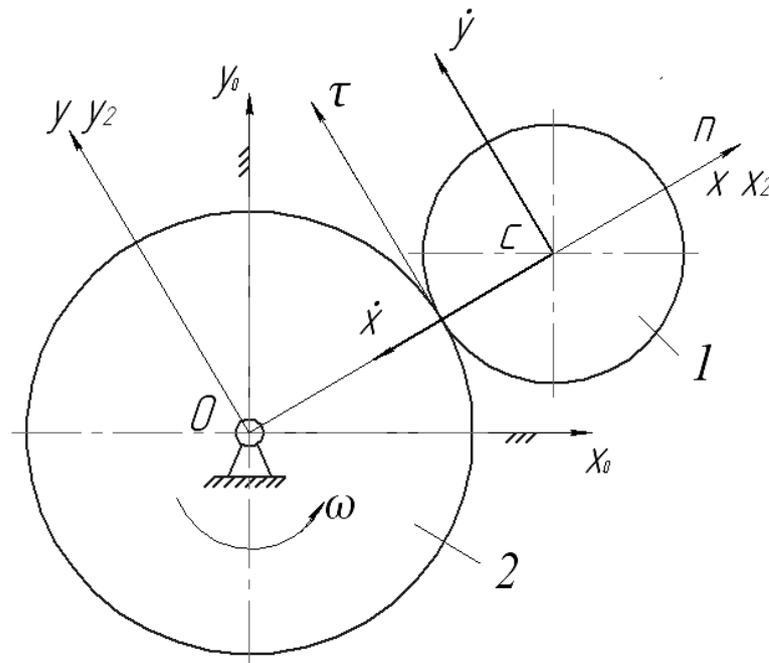


Рис. 5. Схема ударного взаимодействия деформирующего шара с поверхностью детали: 1 – деформирующий шар инструмента; 2 – поперечное сечение вращающегося вала

Окончательно получим начальные условия при отрыве деформирующего шара от детали и выходе его на рабочий режим упрочняющей обработки:

$$t_0 = 0; x_0 = r_1 + r_2 = r_n; y_0 = 0;$$

$$\dot{x}_0 = u_{1n} = k\dot{x}_k; \dot{y}_0 = u_{1\tau} = \dot{y}_k.$$

Заключение

В работе получены и решены системы дифференциальных уравнений, описывающих кинестатику фаз движения деформирующих шаров до выхода инструмента на установившийся режим упрочнения от поверхности намаг-

ниченной детали до шаров-отражателей; при взаимодействии с шарами-отражателями; при перемещении от шаров-отражателей к поверхности детали; при взаимодействии шара с упрочняемой поверхностью детали.

Получены аналитические зависимости для определения кинестатических характеристик деформирующего шара в момент его соприкосновения с упрочняемой поверхностью вала.

Результаты исследований являют-

ся основой для разработки системы автоматизированного проектирования технологии магнитно-динамического упрочнения наружных поверхностей вращения, позволяющей на стадии ее технологической подготовки назначать режимы упрочнения, выбирать рациональные конструктивные параметры инструмента и прогнозировать характеристики упрочнения поверхностного слоя детали.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смелянский, В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием / В. М. Смелянский. – М. : Машиностроение, 2002. – 300 с.
2. **Ящерицын, П. И.** Упрочняющая обработка нежестких деталей в машиностроении / П. И. Ящерицын, А. П. Минаков. – Минск : Наука и техника, 1986. – 215 с.
3. **Минаков, А. П.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос ; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск : Наука и техника, 1995. – 304 с.
4. **Сулима, А. М.** Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А. М. Сулима, В. А. Шулов, Ю. Д. Ягодкин. – М. : Машиностроение, 1988. – 240 с.
5. **Суслов, А. Г.** Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей / А. Г. Суслов. – М. : Машиностроение, 1987. – 208 с.
6. **Рыжов, Э. В.** Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств машин / Э. В. Рыжов, А. Г. Суслов, В. П. Федоров. – М. : Машиностроение, 1979. – 176 с.
7. **Белый, А. В.** Поверхностная упрочняющая обработка с применением концентрированных потоков энергии / А. В. Белый, Е. М. Макушок, И. Л. Поболь. – Минск : Наука и техника, 1990. – 179 с.
8. **Папшев, Д. Д.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием / Д. Д. Папшев. – М. : Машиностроение, 1978. – 152 с.
9. **Торбило, В. М.** Алмазное выглаживание / В. М. Торбило. – М. : Машиностроение, 1977. – 104 с.
10. **Жасимов, М. М.** Управление качеством деталей при поверхностном пластическом деформировании / М. М. Жасимов. – Алма-Ата : Наука, 1986. – 208 с.
11. **Шнейдер, Ю. Г.** Инструменты для чистовой обработки металлов давлением / Ю. Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1971. – 248 с.
12. **Довгалева, А. М.** Классификация инструментов для магнитно-динамического упрочнения / А. М. Довгалева, Д. М. Свирепа, Д. М. Рыжанков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 30–38.
13. Двухрядные магнитно-динамические инструменты / А. М. Довгалева [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 2. – С. 12–20.
14. Инструменты для магнитно-динамического упрочнения поверхностей деталей машин / А. М. Довгалева [и др.] // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 94–97.
15. Магнитно-динамические инструменты для упрочнения наружных поверхностей вращения / А. М. Довгалева [и др.] // Вестн. БГСХА. – 2009. – № 4. – С. 174–178.
16. **Довгалева, А. М.** Математическое моделирование процесса магнитно-динамического раскатывания / А. М. Довгалева, И. И. Маковецкий, Д. М. Свирепа // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 26–30.
17. Математическое моделирование магнитно-динамического инструмента для упрочняющей обработки плоских поверхностей / А. М. Довгалева [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 55–65.
18. **Пат. 2052331 РФ, МКИ 6 В 24 В 39/02.** Способ поверхностного пластического деформирования поверхности вращения и инструмент для его осуществления / А. М. Довгалева (РБ) ; заявитель и патентообладатель ММИ. – № 4854644/08 ; заявл. 27.07.90 ; опубл. 20.01.96, Бюл. № 2. – 6 с. : ил.
19. **Пат. 14287 РБ, МПК В 24 В 39/00.** Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки плоских поверхностей / А. М. Довгалева [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № a20081204 ; заявл. 23.09.08 ; опубл. 30.04.11. – 4 с.

20. Пат. 14651 РБ, МПК В 24 В 39/02. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки плоской поверхности / А. М. Довгалева, [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20081196 ; заявл. 22.09.08 ; опубл. 30.08.11. – 4 с.

21. Пат. 15262, МПК В 24 В 39/06. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки плоских поверхностей / А. М. Довгалева [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20091368 ; заявл. 25.09.09 ; опубл. 30.12.11. – 4 с.

22. Пат. 15263, МПК В 24 В 39/06. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки плоских поверхностей / А. М. Довгалева [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20091407 ; заявл. 02.10.09 ; опубл. 30.12.11. – 4 с.

23. Лойцанский, Л. Г. Курс теоретической механики / Л. Г. Лойцанский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1983. – Т. 2. – 640 с.

Статья сдана в редакцию 15 октября 2013 года

Александр Михайлович Довгалева, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-28-47-41. E-mail: ret@bru.by.

Николай Андреевич Леванович, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-22-41-59.

Сергей Александрович Сухоцкий, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-60-31.

Иван Анатольевич Тарадейко, студент, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Mikhailovich Dovgalev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-28-47-41. E-mail: ret@bru.by.

Nikolai Andreyevich Levanovich, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-22-41-59.

Sergey Aleksandrovich Sukhotsky, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-60-31.

Ivan Anatolyevich Taradeiko, student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.791.763.2

И. В. Курлович, С. В. Болотов, Т. И. Бендик

ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ЦИКЛОМ КОНТАКТНОЙ ТОЧЕЧНОЙ СВАРКИ НА КОНДЕНСАТОРНОЙ МАШИНЕ

UDC 621.791.763.2

I. V. Kurlovich, S. V. Bolotov, T. I. Bendik

PROGRAMMATIC IMPLEMENTATION OF THE CYCLE CONTROL FOR RESISTANCE SPOT WELDING DONE WITH THE CAPACITIVE DISCHARGE WELDING MACHINE

Аннотация

Описан разработанный вариант программной реализации сбора данных о процессе сварки и управления циклом на конденсаторной машине для контактной точечной сварки. Показана целесообразность автоматизации физических исследований процесса образования литого ядра посредством виртуализации проведения измерений и анализа их данных.

Ключевые слова:

контактная точечная сварка, конденсаторная сварка, циклограмма, виртуальный прибор, программное управление.

Abstract

The developed version of the programmatic implementation of data collection and welding cycle control for capacitive discharge welding machine is described. The efficiency of the automation of physical studies of the molten core formation through the virtualization of measurements and resulting data analysis is shown.

Key words:

resistance spot welding, capacitive discharge welding, cyclogram, virtual instrument, programmed control.

Контактная точечная сварка (КТС) является широко известным и распространённым в промышленности способом создания неразъёмных соединений. Наряду с точечными машинами переменного тока, построенными по принципу непосредственного питания от электросети, нашли применение и способы сварки, использующие аккумулярованную энергию, среди которых именно конденсаторная сварка выделилась как наиболее эффективная и пригодная к технической реализации [1]. При конденсаторной сварке неразъёмное нахлесточное сварное соединение образуется за счет выделения тепла при

прохождении через зону контактирования свариваемых деталей заранее накопленной в конденсаторах электрической энергии. В сравнении со сваркой на машинах переменного тока, контактная точечная сварка на конденсаторных машинах (КМ) обладает рядом важнейших преимуществ, таких как существенное снижение потребляемой мощности ввиду значительной разности между временем зарядки t_z и разряда t_p конденсаторов (рис. 1, а), возможность точной дозировки энергии, вносимой в зону сварки, и др. В настоящее время наиболее характерной областью применения точечных КМ является соединение

деталей малых толщин и диаметров, материалов с различными физико-химическими свойствами, деталей неравной толщины, материалов, обладающих высокой температуро- и электропроводностью. Соединения малых толщин из

различных материалов, изготавливаемые посредством сварки на КМ, используются во многих отраслях промышленности, таких как атомная энергетика, медицинская техника, авиа- и автомобилестроение и др.

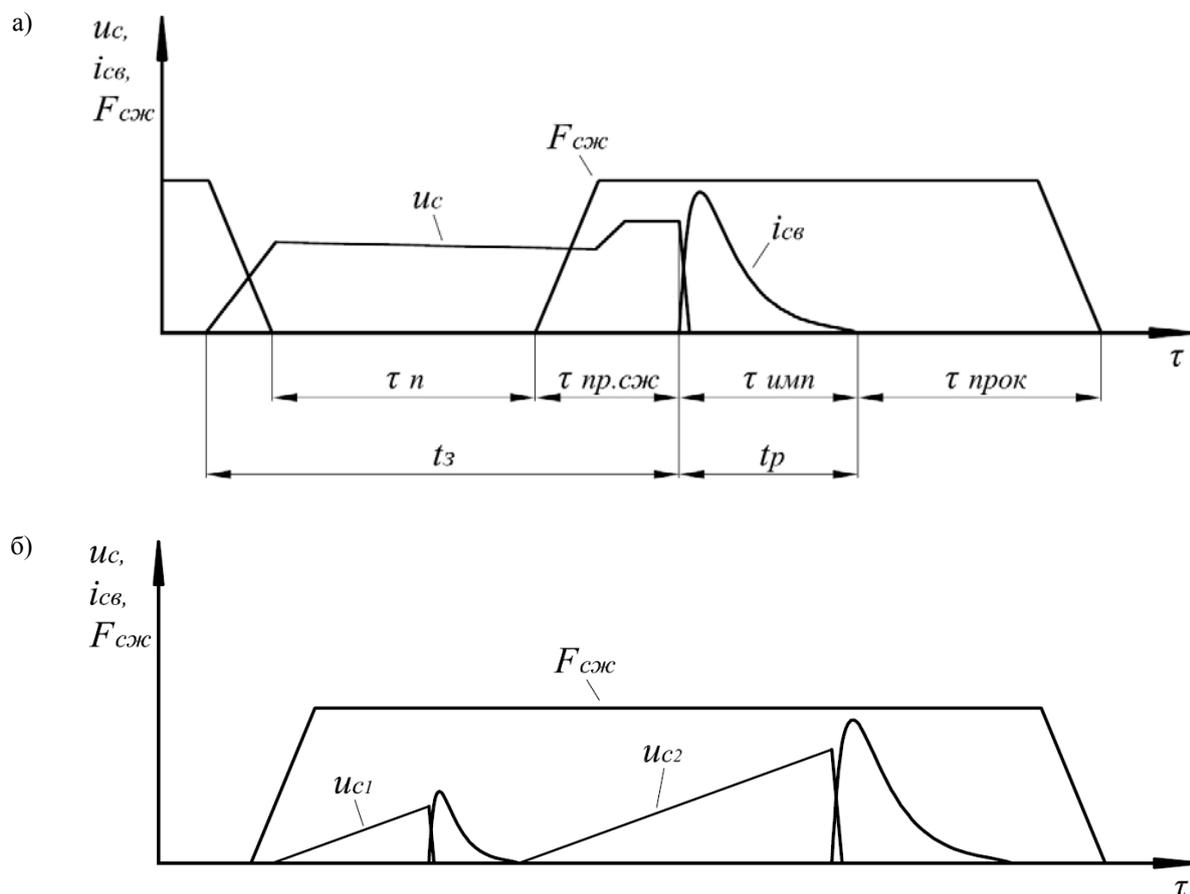


Рис. 1. Циклограммы процессов контактной точечной сварки: а – одноимпульсный режим; б – двухимпульсный режим

Образование сварного соединения при контактной точечной сварке на конденсаторной машине представляет собой сложный электротермодеформационный процесс, обуславливающий параметры плавления, кристаллизации, пластического деформирования металла зоны сварного соединения, что в конечном счете определяет основные технологические и эксплуатационные свойства готового изделия. Вместе с тем зона сварки может оказаться под воздействи-

ем дестабилизирующих факторов, результатом неблагоприятного влияния которых является недопустимое отклонение качества сварного изделия [2]. Дополнительную опасность представляют внутренние дефекты точечного сварного соединения, что связано с отсутствием возможности выявления дефекта посредством визуального осмотра. Применение сплошного неразрушающего контроля стандартными методами если и имеет место в производст-

венной практике, то является скорее исключением, т. к. нивелирует присущую КТС высокую производительность и низкую стоимость изготовления сварного соединения. Использование выборочного контроля не всегда позволяет выявить все дефектные изделия, а в случае проведения испытаний на поздней стадии изготовления изделий и, соответственно, позднего выявления нарушения технологического цикла возможно возникновение ситуации с массовым браком и значительными материальными потерями. Вместе с тем вопросы снижения себестоимости изготовления изделий, увеличения производительности, повышения надёжности сварных узлов и уменьшения процента дефектных сварных соединений постоянно находятся под пристальным вниманием любого производителя, борющегося за победу в конкурентной борьбе.

Одним из возможных решений может стать использование оборудования для конденсаторной сварки с применением современных средств управления и контроля сварочного цикла. Создание таких систем управления сопряжено с определёнными трудностями: сложным

взаимодействием основных и сопутствующих процессов, протекающих в сварном соединении, кратковременным протеканием сварочного тока, соизмеримым с десятками миллисекунд, и др. Для обеспечения экспериментального исследования различных циклограмм и схем активного контроля точечных сварных соединений целесообразным решением является применение современных микропроцессорных средств, при этом следует максимально использовать возможности программного обеспечения, которое предоставляет гибкость и минимальные сроки при изменении схемы регулирования. Далее будет описано разработанное программное обеспечение, реализующее алгоритм управления циклограммой одновременно с вычислением энергии, выделяемой на участке электрод-электрод.

Виртуальная реализация управления циклом конденсаторной сварки разрабатывалась применительно к машине МТК-1601 и призвана заменить устаревшую аппаратуру управления, реализованную на базе «Логики-Т». Функциональная схема управления КМ МТК-1601 представлена на рис. 2.

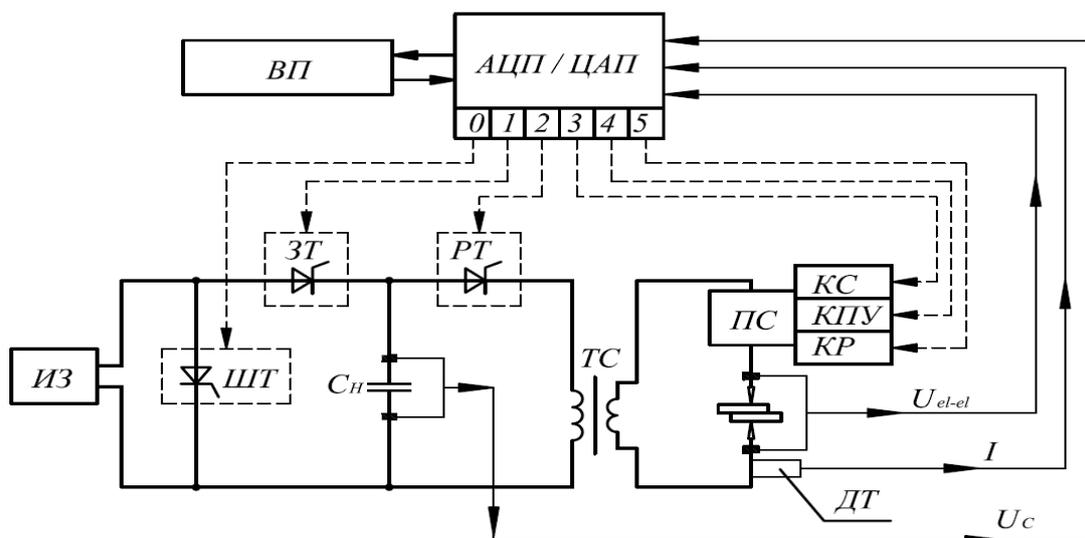


Рис. 2. Функциональная схема управления конденсаторной машиной МТК-1601: ИЗ – источник зарядки; ШТ – шунтирующий тиристор; ЗТ – зарядный тиристор; РТ – разрядный тиристор; ПС – привод сжатия; КС – клапан сжатия; КПУ – клапан повышенного усилия; КР – клапан разведения электродов; ТС – сварочный трансформатор; ДТ – датчик тока; ВП – виртуальный прибор; АЦП/ЦАП – аналого-цифровой/цифроаналоговый преобразователь; 0...5 – цифровые выходы

В соответствии с аппаратными возможностями машины задание требуемого сварочного цикла обеспечивается определённым сочетанием из шести управляющих импульсов, которые отвечают за работу трёх пневматических клапанов и трёх тиристоров. Тиристоры силовой электрической части отвечают за заряд (ЗТ) батарей конденсаторов от мостового неуправляемого выпрямителя, шунтирование (ШТ) зарядного выпрямителя при достижении требуемого уровня напряжения и разряд (РТ) батареи на первичную обмотку сварочного трансформатора. Пневматические клапаны привода сжатия (ПС) предоставляют возможности по разведению токоведущих электродов (КР), сжатию (КС) свариваемых деталей и приложению повышенного усилия (КПУ) сжатия за счет задействования вспомогательного поршня пневматического привода. Управление всеми перечисленными рабочими органами КМ осуществляется посредством цифровых сигналов аналого-цифрового/цифроаналогового преобразователя (АЦП/ЦАП).

Для программной реализации гибкой системы управления процессом сварки малых толщин на КМ и задания циклограммы её работы были использованы программные средства компании «Нэшнл Инструментс», а именно LabVIEW 2009 (LV), представляющие собой среду прикладного графического программирования и предназначенные для создания так называемых виртуальных приборов (ВП) – программ, написанных в среде LV. Блок-диаграмма и лицевая панель, являясь основными компонентами виртуального прибора, заключают в себе функции алгоритма программы и пользовательского интерфейса соответственно.

Блок-диаграмма разработанного виртуального прибора для программной реализации управления циклом контактной точечной сварки представлена на рис. 3.

Элементы блок-диаграммы и взаимосвязь данных организованы в со-

ответствии с принципом потока данных в LV (data flow), т. е. данные двигаются от терминала источника данных до принимающего терминала, а узел блок-диаграммы исполняется, только если он получил данные по всем задействованным входным терминалам. Во временной последовательности функционирование представленной блок-диаграммы условно может быть разделено на три основных этапа: предварительная подготовка, алгоритм управления, завершение работы.

Запуск программы начинается с конфигурации аналогового и цифрового ввода-вывода посредством функции DAQmx низкого уровня, которые позволяют достичь наибольшей эффективности исполнения «кода» программы [3]. На этом этапе при помощи DAQmx Create Virtual Channel создаётся три аналоговых виртуальных канала, отвечающих за сбор данных, получаемых от датчиков тока, напряжения и делителя напряжения, и шесть цифровых. Через вкладку «AI» лицевой панели (рис. 4) каждому каналу присваиваются: имя; наименование единиц измерения обрабатываемого сигнала (амперы, вольты и т. д.); верхнее и нижнее ограничение по уровню сигнала; физический канал, задействованный на устройстве сбора данных; схема расположения терминалов.

В соответствии с техническими характеристиками машины МТК-1601 были приняты следующие ограничения по уровню сигналов: ± 500 В – для канала, регистрирующего напряжение заряда U_C конденсаторных батарей; от -500 А (для учёта колебательных явлений, проявляющихся во вторичном контуре сварочного трансформатора) до 20 кА – для канала I , отвечающего за фиксацию мгновенных значений силы сварочного трансформатора; ± 5 В – для регистрации падения напряжения U_{el-el} на участке электрод-электрод [4]. Кроме того, указываются параметры масштабирования для учёта компенсации делителя напряжения и тарировки датчика тока, которые задействованы в измерениях.

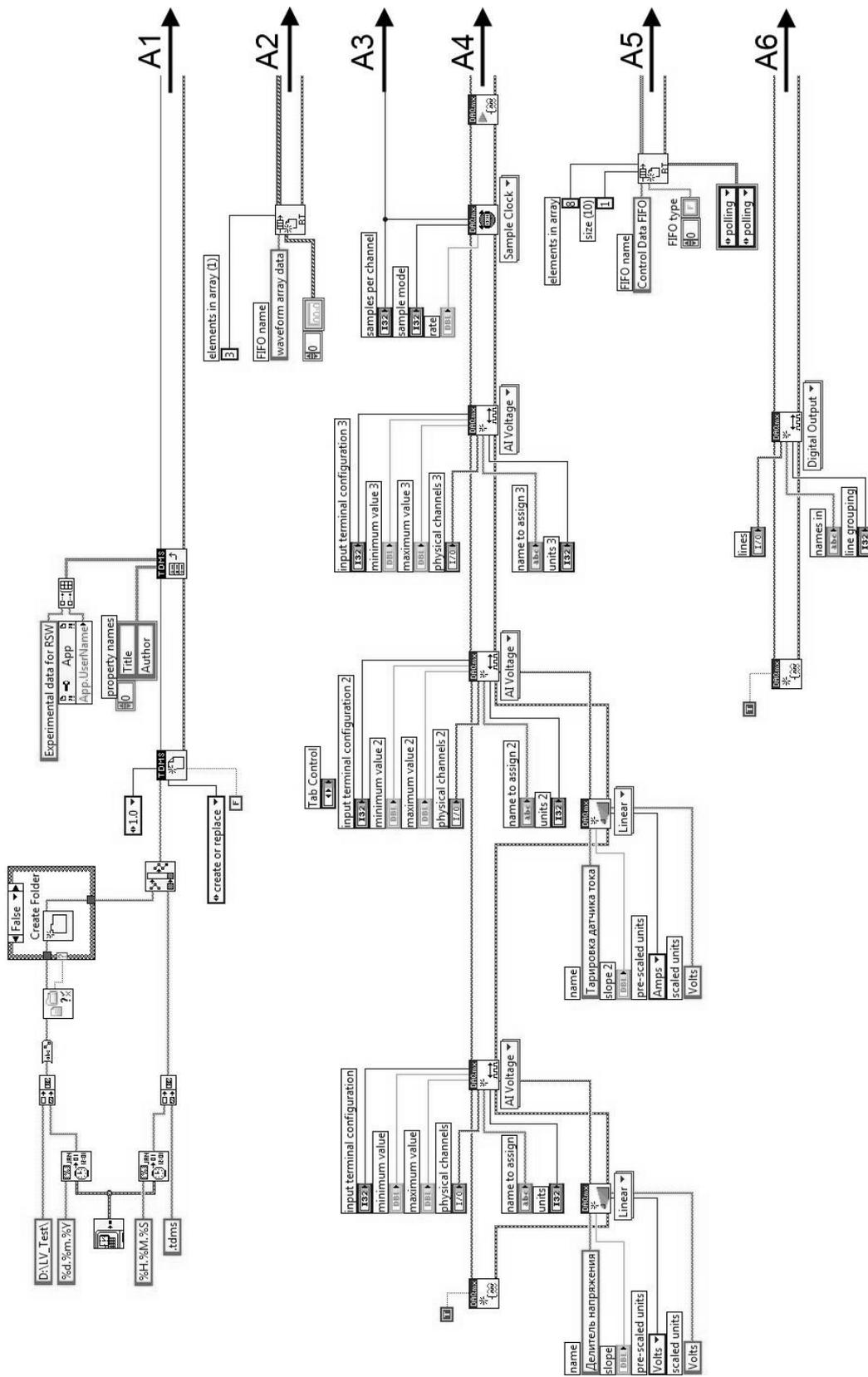
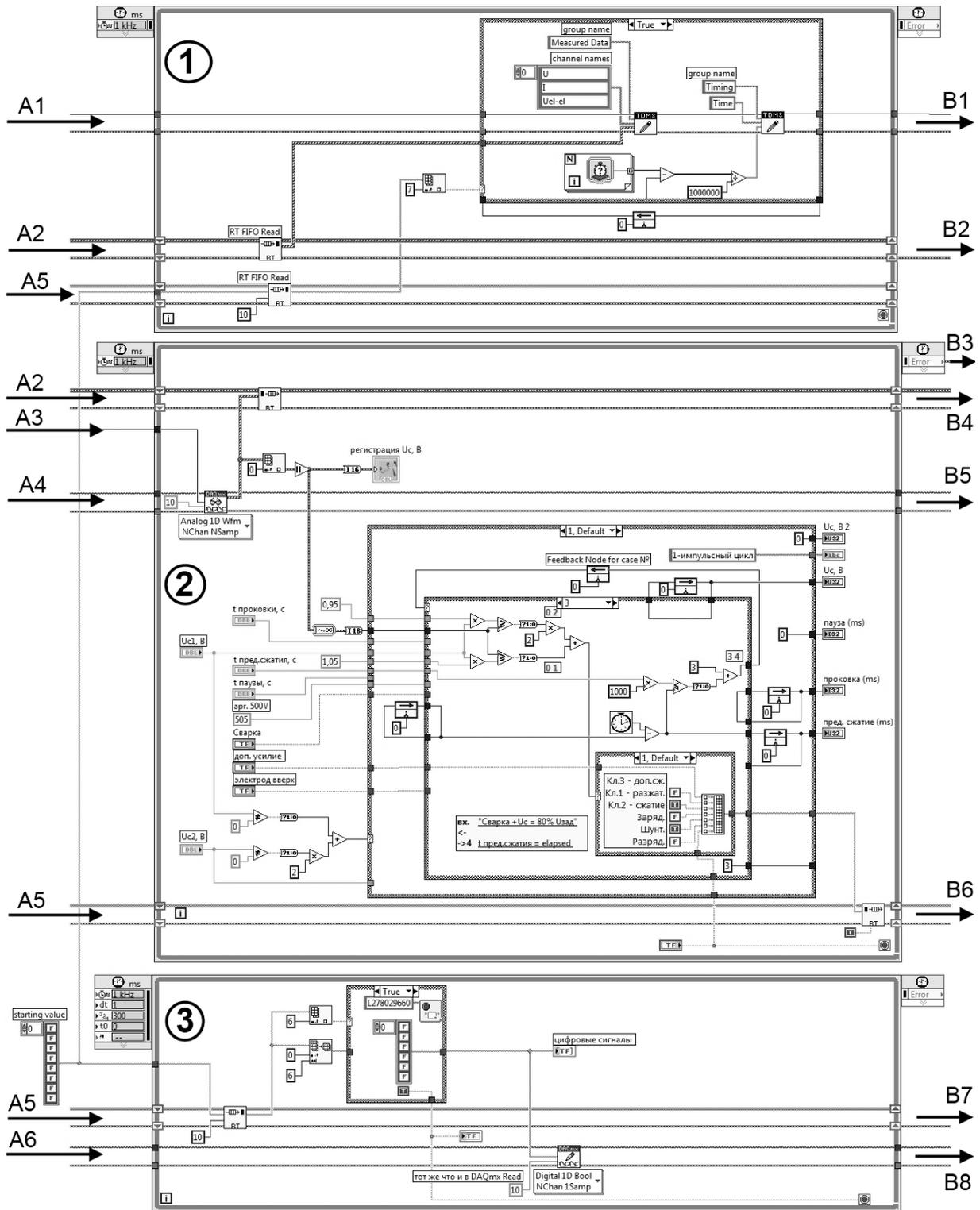
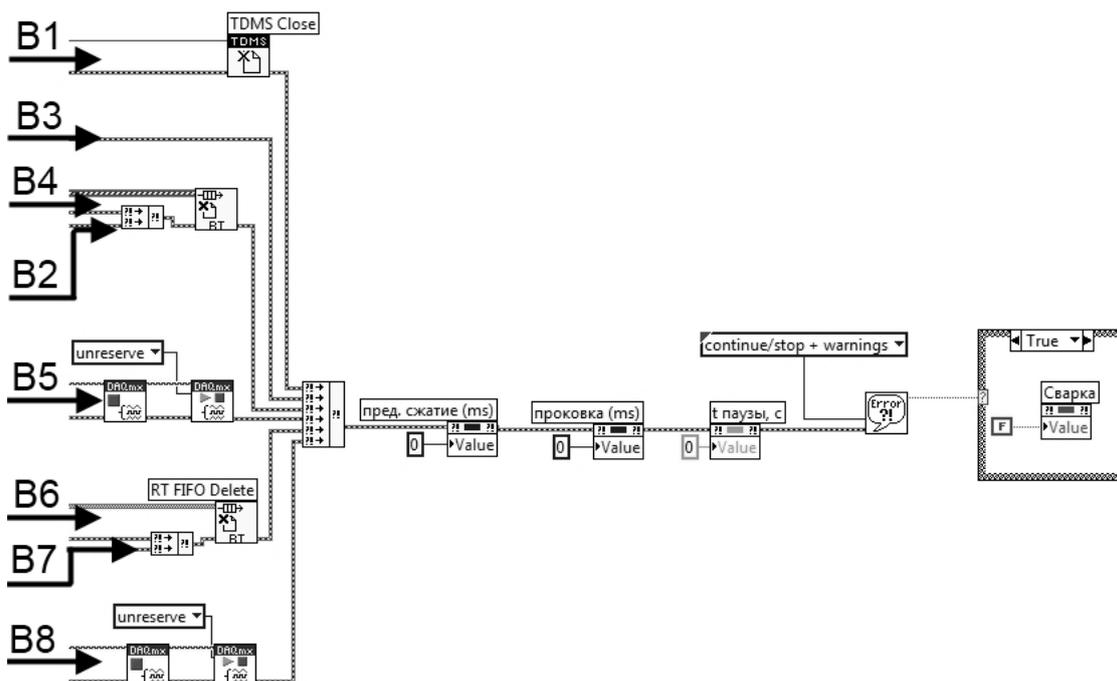


Рис. 3. Блок-диаграмма виртуального прибора по управлению сварочным циклом на КМ



Продолжение рис. 3



Окончание рис. 3

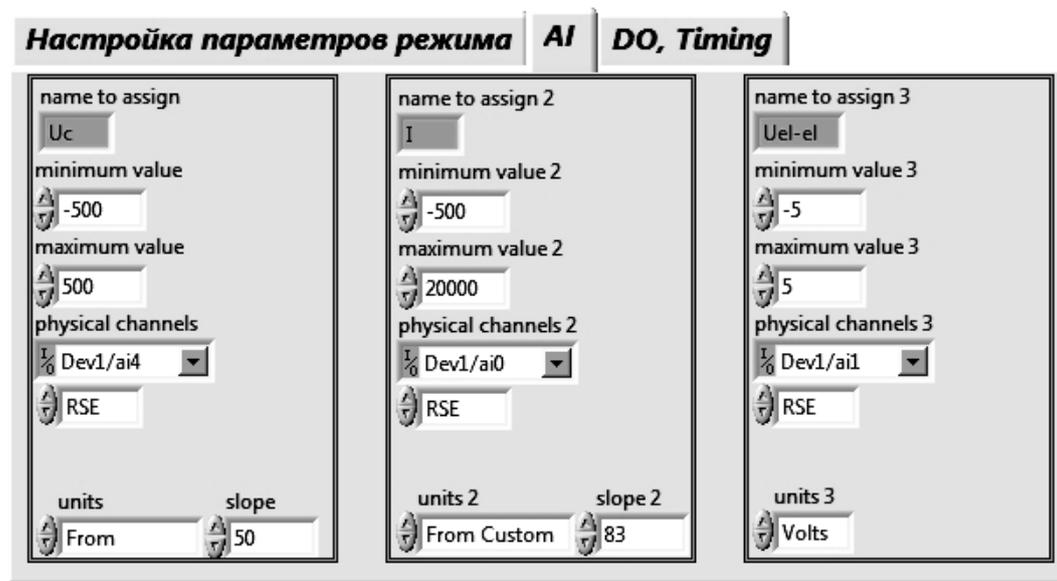


Рис. 4. Вкладка настройки аналогового сбора данных

Далее система учитывает настройки, расположенные во вкладке «DO, Timing» (рис. 5), а именно: перечень и присваиваемые имена шести каналов

цифрового вывода, частоту дискретизации и количество элементов выборки аналогового сбора данных. В результате эксперимента, предшествующего созда-

нию рассматриваемого виртуального прибора, было установлено, что в зависимости от сочетания настроек машины (напряжения заряда рабочей батареи, её ёмкости и коэффициента трансформации сварочного трансформатора) длительность фронта импульса разрядного

тока для данной КМ лежит в пределах 0,5...7 мс. Таким образом, частота дискретизации (rate), установленная на 10 кГц, позволит записать и восстановить фронт импульса с требуемой точностью.

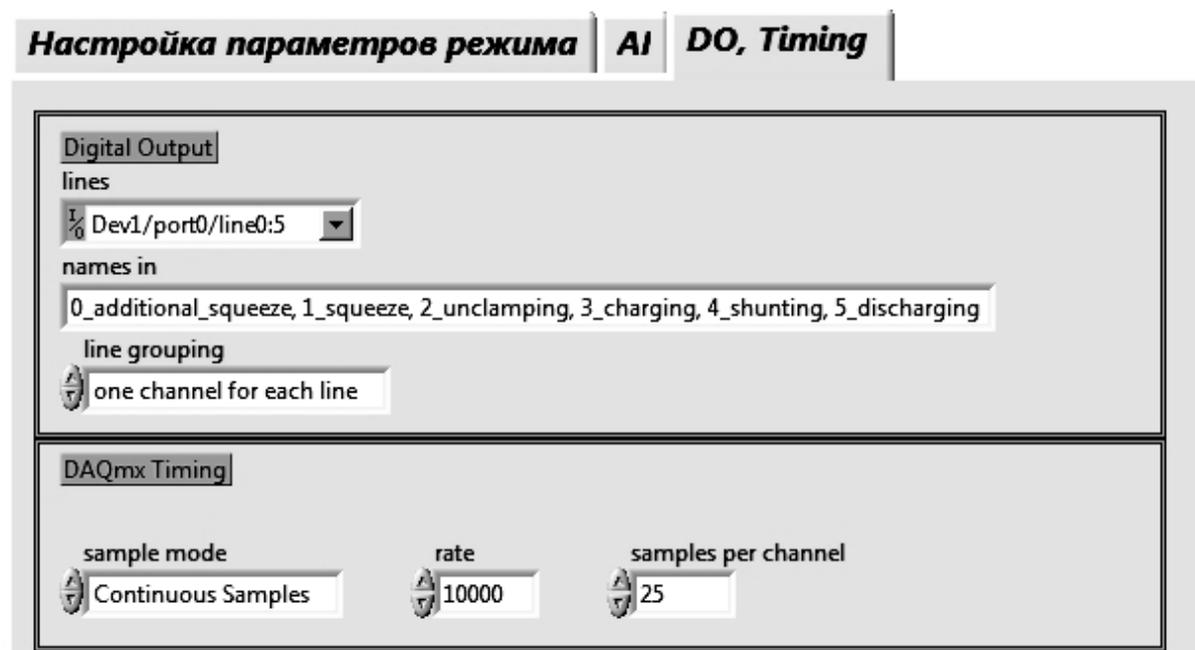


Рис. 5. Конфигурация цифрового вывода

Все отмеченные настройки обеспечивают согласование работы программы с функциональными возможностями внешнего устройства сбора данных и выходных характеристик датчиков, используемых для получения информации о процессе сварки. Они несут вспомогательную функцию и требуют внимания оператора только при первом запуске программы или в случае замены аппаратного обеспечения. Также для первого этапа характерно создание программой файла в формате *.tdms* для записи результатов измерений, необходимых для последующего анализа; папки для хранения указанного файла; буфера реального времени *RT FIFO* для предстоящей передачи данных между параллельными циклами.

Второй этап (см. рис. 3) построен по принципу распараллеливания задач и представляет собой сочетание нескольких параллельных тактированных циклов *Timed Loop*, несущих функцию жесткого ограничения времени выполнения итераций в пределах 1 мс. Все три цикла находятся в непрерывном взаимодействии посредством обмена потоками данных через буфер *RT FIFO*.

Первый цикл (нумерация сверху вниз) предназначен для сохранения полученных сигналов в ранее созданный файл и содержит двухвариантную структуру *Case*, функция которой заключается в ограничении записываемого файла в требуемых рамках от начала сварочного импульса до его окончания и, таким образом, исключения из ре-

зультатов эксперимента неинформативных данных. Указанный эффект обеспечивается поступлением логической команды *True* на терминал селектора структуры одновременно с подачей логической единицы на канал цифрового вывода, отвечающий за управление разрядного тиристора. Записываемые данные типа *Waveform* представляют собой кластер, состоящий из четырех элементов: дата и время начала ввода данных t_0 , интервал времени между выборками dx , массив данных Y и свойства. Сигна-

лы сварочного тока и напряжения межэлектродного промежутка, получаемые по соответствующим каналам (см. рис. 2), сохраняются и в дальнейшем используются для построения кривой изменения энергии, выделенной в процессе сварки.

Второй цикл имеет наиболее сложную структуру, а его выполнение более тесно связано с основными настройками, определяемыми средствами ввода данных на лицевой панели (рис. 6).

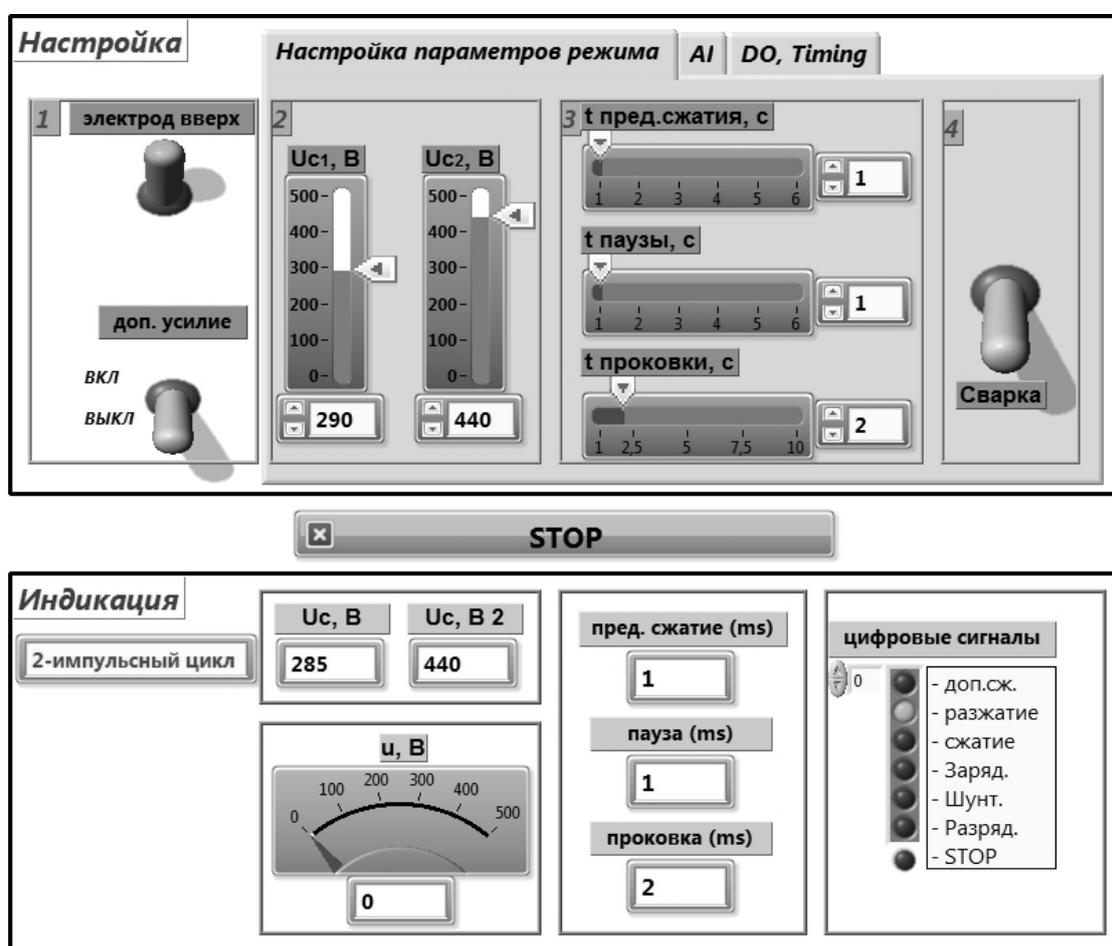


Рис. 6. Лицевая панель виртуального прибора

Как показано на рис. 6, лицевая панель имитирует реальную физическую панель управления КМ и содержит две основные области: настройка и индикация. Область настройки представлена следующими элементами:

– поднятие и опускание электрода контактной машины («электрод вверх») для оценки состояния рабочей поверхности электродов, соосности их расположения, а также для демонтажа и зачистки электродов в случае необхо-

димости;

- подключение повышенного усилия сжатия;
- настройка напряжения заряда конденсаторных батарей для двух сварочных импульсов в пределах от 0 до 500 В (в соответствии с максимально допустимыми значениями, предусмотренными техническими характеристиками данной КМ);
- установка временных параметров предварительного сжатия $\tau_{пр.сж.}$, паузы τ_n и проковки $\tau_{прок}$ (см. рис. 1, а);
- запуск сварочного цикла по нажатию на тумблер *СВАРКА*.

Зона индикации содержит элементы отображения полученных данных о процессе прохождения сварочного цикла. На текущей стадии проведения исследований в целях обеспечения наибольшего быстродействия выполнения операций и снижения требований к ЭВМ большая часть данных, характеризующая процесс сварки, не визуализируется на лицевой панели, а записывается для последующего анализа. Индикация ограничена нижеследующими компонентами:

- отображение наименования выбранной циклограммы работы машины (одно- или двухимпульсный цикл);
- индикация амплитудного значения величины напряжения на конденсаторах, имевшая место перед их разрядом;
- указание величины u текущего напряжения заряда;
- отображение фактических значений предварительного сжатия, паузы и проковки;
- индикация текущих логических команд, сформированных виртуальным прибором для управления циклом сварки (необходима для контроля исполнения программы).

Основную часть второго цикла составляет сочетание структур *Case*. Как известно, использование структуры *Case* предполагает выполнение только текущей поддиаграммы (кадра), определяемой селектором [3]. Указанная осо-

бенность позволяет управлять порядком работы программы в зависимости от данных, подаваемых на терминал селектора, что было реализовано посредством одной четырёхвариантной (0...3) структуры *Case* выбора типа циклограммы и трёх шестивариантных (1...6) структур *Case* задания амплитудно-временных параметров сварочного цикла. Каждая из шестивариантных структур располагается в последних трёх кадрах структуры выбора циклограммы. Работа поддиаграмм организована таким образом, что условие перехода к следующему или предыдущему кадру вырабатывается либо по команде пользователя, либо в результате операций, выполняемых в теле самого кадра. Во втором случае используется узел обратной связи *Feedback Node* для перевода значения, определяющего селектор, из одной итерации в другую. Так, к примеру, при указании пользователем отличной от нуля величины каждого из двух напряжений U_{C1} и U_{C2} , отвечающих за заряд конденсаторных батарей при первом и втором сварочных импульсах, операторы сравнения *Not Equal* воздействуют на селектор четырёхвариантной структуры и переключают её исполнение в положение 3. На лицевой панели индикатор, информирующий о типе используемой циклограммы, отображает соответствующее сообщение (см. рис. 6). Данные действия приводят к запуску шестивариантной структуры, расположенной в указанном третьем кадре. В первом кадре шестивариантной структуры создаётся начальная точка отсчёта времени выполнения сварочных операций, формируется первичный массив логических команд управления. Условием перехода во второй кадр является нажатие кнопки *СВАРКА*. В этом кадре обеспечивается заряд и поддержание уровня напряжения на батареях в соответствии со значением U_{C1} . Условие перехода в третий кадр – равенство времени предварительного сжатия деталей и значения, определённого пользовате-

лем на интерфейсной панели. Таким образом, выполняются все кадры структуры, с первого по шестой, после чего *Case* возвращается в первое положение для сварки следующей точки.

Содержание третьего цикла в некотором смысле схоже с первым. Основное отличие заключается в наличии элемента *DAQmx Write*, который принимает массив логических данных на терминал *Data* и передаёт их непосредственно на внешнее устройство сбора данных. Кроме того, *Case* предназначена для осуществления экстренной остановки работы машины при нажатии кнопки *STOP*. Под экстренной остановкой понимается подача такого сочетания логических команд управления исполнительными органами машины, которое позволило бы исключить возможность нанесения оператору электрического или механического повреждения, а именно: снятие усилия сжатия с токоведущих электродов и их разведение путём подачи логического нуля на каналы, управляющие основным и вспомогательным поршнем пневматического привода; подача логического нуля на каналы зарядного и разрядного тиристоров.

Переход к третьему этапу выполнения программы инициируется пользователем путём нажатия кнопки *STOP*, после чего прибор последовательно осуществляет следующие действия:

- остановка всех циклов;
- остановка задания сбора данных;
- обнуление цифровых выходов устройства сбора данных;
- закрытие файла с результатами экспериментов;
- высвобождение ресурсов компьютера;
- обработка сбоя программы (в случае их наличия).

Разработанные программные средства используются при проведении лабораторных работ по дисциплине «Технология и оборудование сварки давлением» на кафедре «Оборудование и

технология сварочного производства», а также научных исследований применительно к контактной точечной сварке на конденсаторных машинах.

Заключение

1. Несмотря на ряд очевидных преимуществ, присущих контактной точечной сварке на конденсаторных машинах, существуют определённые сложности, связанные с обеспечением качества сварных соединений, что является сдерживающим фактором для более широкого применения данного вида сварки в промышленности. Для решения вопроса дефектности сварных соединений предложено использование разработанной системы управления сварочным циклом конденсаторной сварки.

2. Разработан виртуальный прибор, реализующий сбор данных о процессе сварки и управление циклом сварки на конденсаторной машине МТК-1601, который позволяет: регистрировать кривую изменения энергии, выделенной в процессе пропускания сварочного тока, для получения сведений о качестве сварного соединения; экспериментально апробировать различные циклограммы процесса, в том числе и многоимпульсные, для определения склонности точечных сварных соединений малых толщин к образованию дефектов.

3. Программное обеспечение разрабатывалось для совместной работы с устройством сбора данных NI USB-6251 при замене устаревшей системы управления контактной машины МТК-1601, однако возможность гибкого изменения функционала виртуального прибора позволяет в кратчайшие сроки и с минимальными материальными затратами применить созданные программные средства для управления другими контактными машинами. Кроме того, предусмотрена работа с иными устройствами сбора данных компании NI, требующая лишь указания соответствующих настроек на лицевой панели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Оборудование для контактной сварки : справ. пособие / Под ред. В. В. Смирнова. – СПб. : Энергоатомиздат, 2000. – 848 с.
2. **Березиенко, В. П.** Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.
3. Автоматизация физических исследований и эксперимента: компьютерные измерения и виртуальные приборы на основе Lab VIEW 7 / Под ред. П. А. Бутырина. – М. : ДМК Пресс, 2005. – 264 с.
4. **Белов, А. Б.** Конденсаторные машины для контактной сварки / А. Б. Белов. – Л. : Энергоатомиздат, 1984. – 112 с.

Статья сдана в редакцию 4 октября 2013 года

Иван Владимирович Курлович, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-259-76-73-92. E-mail: asd1379@mail.ru.

Сергей Владимирович Болотов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-99-31-56. E-mail: s.v.bolotov@mail.ru.

Татьяна Ивановна Бендик, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-42-76-56. E-mail: benedikt82@mail.ru.

Ivan Vladimirovich Kurlovich, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-259-76-73-92. E-mail: asd1379@mail.ru.

Sergey Vladimirovich Bolotov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-99-31-56. E-mail: s.v.bolotov@mail.ru.

Tatiana Ivanovna Bendik, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-42-76-56. E-mail: benedikt82@mail.ru.

УДК 687.36.004.12

А. В. Локтионов, А. П. Прохоров

РАСЧЁТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА ТУР-10

UDC 687.36.004.12

A. V. Loktionov, A. P. Prokhorov

THE CALCULATION OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE GRIPPER OF THE TUR-10 INDUSTRIAL ROBOT

Аннотация

Изложены результаты теоретических исследований по расчёту кинематических параметров многозвенного разомкнутого пространственного исполнительного механизма – промышленного робота ТУР-10. Составлена расчётная схема и предложены формулы для определения матричным методом скорости и ускорения центра схвата робота в подвижной и неподвижной системах координат, необходимых для прочностного расчёта и оценки динамических свойств механизма.

Ключевые слова:

робот-манипулятор, промышленный робот, центр схвата, механизм, кинематические параметры, матричный метод, кососимметричная матрица, вектор, скорость, ускорение.

Abstract

The article presents the results of the theoretical studies for the calculation of kinematic parameters of the spatial open multilink hinge mechanism – the TUR-10 industrial robot. The design model is made and the formulae are presented to determine, by using the matrix method, the velocity and acceleration of the robot gripper center in moving and fixed coordinate systems, which are required for strength calculation and evaluation of the dynamic properties of the mechanism.

Key words:

robot manipulator, industrial robot, gripper center, mechanism, kinematic parameters, matrix method, skew-symmetric matrix, vector, velocity, acceleration.

Введение

Существуют различные методы расчетов геометрических и кинематических параметров исполнительных механизмов роботов-манипуляторов [1–4].

Векторный метод расчета кинематических параметров исполнительных механизмов целесообразно использовать для роботов, звенья которых расположены в одной плоскости. Установлено, что применительно к двухзвенному исполнительному механизму с тремя степенями подвижности векторный метод достаточ-

но сложен и неприменим для пространственных схем размещения звеньев роботов-манипуляторов. При таком методе расчета определяются проекции звеньев на неподвижные оси координат и векторов скорости и ускорения на эти оси.

При матричном методе расчета движение твердого тела рассматривается как движение подвижного трехмерного пространства в неподвижном. Геометрические и кинематические параметры робота можно представить в виде параллельного переноса и поворота. Скорости точек находят в результате

дифференцирования текущих координат центра схвата. При этом векторы угловой скорости и мгновенной угловой скорости вводятся как действие кососимметричной матрицы. Преимущества матричного способа заключаются в том, что все виды движений изучаются с единой точки зрения; вектор угловой скорости вводится не формальным способом, а как соответствие пространства кососимметричных матриц подвижному пространству; легко выполняется переход от движения твердого тела к движению системы с конечным числом степеней свободы. С помощью транспонированных матриц перехода определяются матричным методом скорость и ускорение центра схвата робота-манипулятора в подвижной системе координат.

Установлено, что при рассмотрении технических возможностей промышленных роботов [5] необходимы кинематические характеристики роботов-манипуляторов для решения задач, связанных с прочностным расчётом, конструированием его звеньев, и для оценки динамических свойств механизма. При проведении силового расчёта исполнительного механизма следует определить силу инерции и сопротивление движению звеньев механизма, для чего должны быть известны скорости и ускорения центра схвата робота. В [5, 7] рассмотрен расчет в неподвижной системе координат скорости центра схвата робота ТУР-10. Скорость центра схвата в подвижной системе координат и ускорение центра схвата в подвижной и неподвижной системах координат не установлены. Таким образом, следует разработать расчет кинематических параметров в подвижной системе координат, связанной с центром схвата исполнительного механизма [2, 3, 5, 6, 8].

Конструкция промышленного робота ТУР-10

Промышленный робот ТУР-10 предназначен для автоматизации основных технологических и вспомогательных операций при обслуживании технологического оборудования.

Исполнительным механизмом робота является манипулятор (рис. 1), основными узлами которого являются механизм поворота, механическая рука, электромеханические приводы и механизм уравнивания руки.

Механическая рука манипулятора предназначена для перемещения захватного устройства в вертикальной плоскости по четырём степеням подвижности. Рука установлена шарнирно на поворотной платформе. К звену руки крепится механизм ориентации захвата (кисть), состоящий из механизма сгиба и механизма вращения. Фланец звена вращения кисти служит для крепления захватного устройства или инструмента.

Основные технические характеристики: число степеней подвижности – 5; вид привода – электромеханический; номинальная грузоподъёмность (включая захватные устройства) – 10 кг.

Методика расчёта кинематических параметров центра схвата робота

Расчетная схема для определения кинематических параметров центра схвата промышленного робота ТУР-10 представлена на рис. 2.

Система XYZ поворотом на угол φ_1 переводится в систему координат $X_1Y_1Z_1$. Перемещением начала координат O_1 на длину l_1 система координат $X_1Y_1Z_1$ переводится в подвижную систему $X_2Y_2Z_2$, таким образом, что механизм размещается в вертикальной плоскости $Y_2O_2Z_2$. Следующее преобразование переводит систему координат $X_2Y_2Z_2$ в систему $X_3Y_3Z_3$ поворотом вокруг оси O_2Y_2 на угол θ_1 . Перемещением начала координат O_2 на длину l_2 система

координат $X_3Y_3Z_3$ переводится в систему координат $X_4Y_4Z_4$.

Поворот вокруг оси O_3Y_4 на угол θ_2 переводит систему $X_4Y_4Z_4$ в систему координат $X_5Y_5Z_5$, которая перемещением на длину l_3 переводится в систему координат $X_6Y_6Z_6$. Следующее преобразование переводит систему координат

$X_6Y_6Z_6$ в систему $X_7Y_7Z_7$ поворотом вокруг оси O_4X_6 на угол θ_3 . Система координат $X_7Y_7Z_7$ перемещением на длину l_4 переводится в систему координат $X_8Y_8Z_8$. Последнее преобразование переводит систему координат $X_8Y_8Z_8$ в систему $X_9Y_9Z_9$ поворотом вокруг оси O_5Y_9 на угол φ_2 .

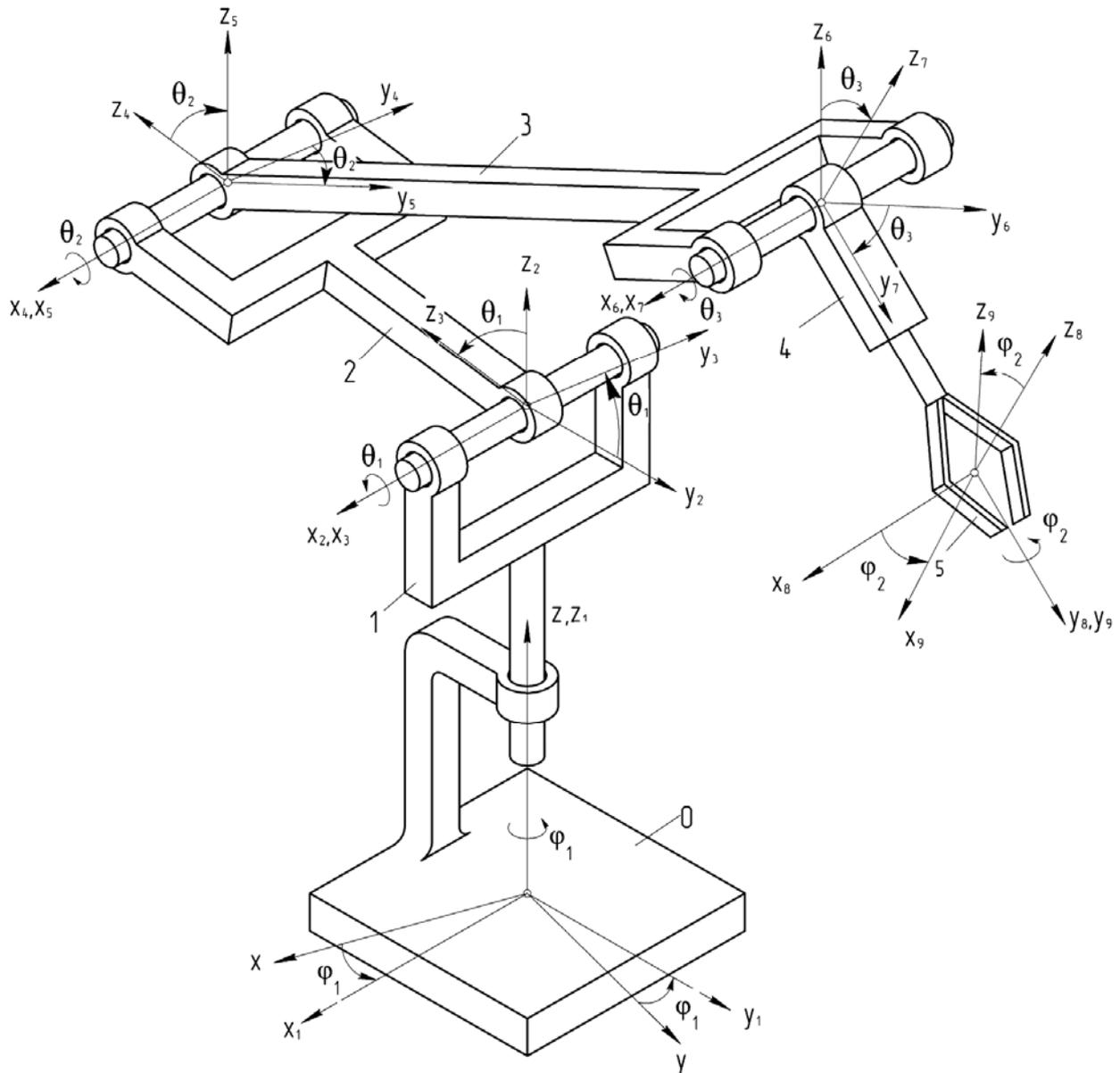


Рис. 1. Робот ТУР-10

Для каждого поворота составляются матрицы, с помощью которых опре-

деляются координаты точки центра схвата.

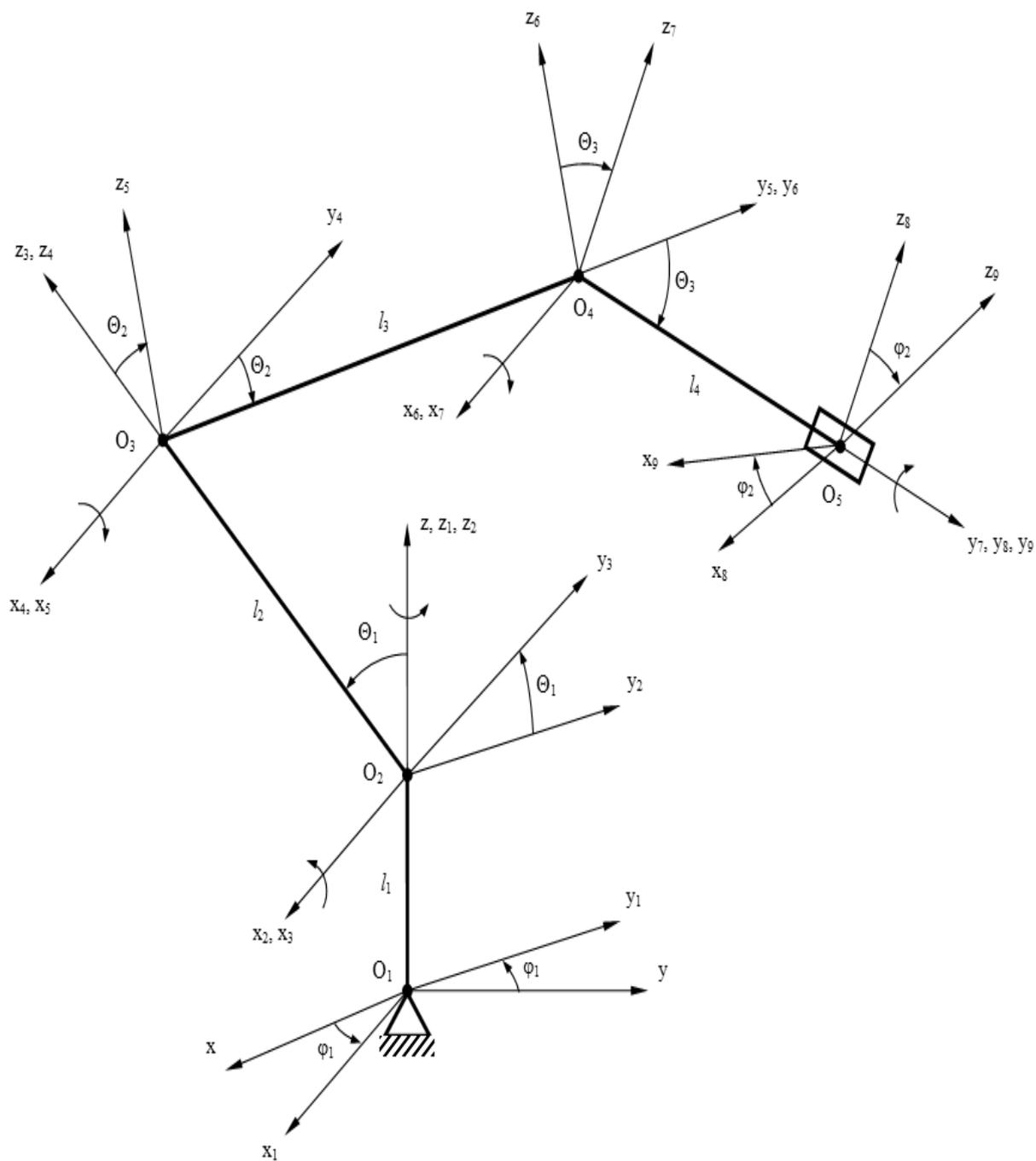


Рис. 2. Расчетная схема робота ТУР-10

Координаты центра схвата в неподвижной системе XYZ выражаются

через координаты в системе $X_9Y_9Z_9$ следующим образом:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} &= A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} = A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix} = A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{pmatrix} = \\ &= A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \begin{pmatrix} x_7 \\ y_7 \\ z_7 \end{pmatrix} = \\ &= A_{\varphi_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}, \end{aligned}$$

где l_1, l_2, l_3 и l_4 – конструктивные размеры звеньев механизма.

ется дифференцированием текущих координат (при условии, что $x_9 = \text{const}$, $y_9 = \text{const}$, $z_9 = \text{const}$) при $l_i = \text{const}$ по формуле

Вектор скорости \bar{v} центра схвата в неподвижной системе XYZ определя-

$$\begin{aligned} \bar{v} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} &= \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \left(\dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(\dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(\dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\Theta}_2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_3 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(\dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_2 + \right. \\ &\left. + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_3 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2 \right) \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (1)$$

Модуль скорости центра схвата

$$\bar{v}_M = A^T \cdot \bar{v},$$

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (2)$$

где A^T – транспонированная матрица, равная произведению транспонированных матриц-сомножителей, взятых в обратном порядке,

В свою очередь, вектор скорости \bar{v}_M центра схвата в системе $X_9Y_9Z_9$

$$A^T = A_{\varphi_2}^T \cdot A_{\theta_3}^T \cdot A_{\theta_2}^T \cdot A_{\theta_1}^T \cdot A_{\varphi_1}^T.$$

Подставляя транспонированные матрицы-сомножители в выражение для

определения вектора скорости в подвижной системе координат, имеем при $l_i = \text{const}$

$$\begin{aligned} \vec{v}_M = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} &= A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{\varphi}_1 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{\theta}_1 \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{\theta}_1 \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{\theta}_2 \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{\theta}_1 \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{\theta}_2 \dot{\Theta}_2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{\theta}_3 \dot{\Theta}_3 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(A_{\varphi_1}^T \dot{\varphi}_1 + A_{\theta_1}^T \dot{\theta}_1 \dot{\Theta}_1 + A_{\theta_2}^T \dot{\theta}_2 \dot{\Theta}_2 + A_{\theta_3}^T \dot{\theta}_3 \dot{\Theta}_3 + A_{\varphi_2}^T \dot{\varphi}_2 \right) \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (3)$$

Модуль скорости центра схвата рассчитывается по формуле, которая совпадает с равенством (3):

$$v_M = \sqrt{v_{x_9}^2 + v_{y_9}^2 + v_{z_9}^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}, \quad \text{а}$$

направление скорости определяется направляющими косинусами.

Ускорение центра схвата в системе XYZ при $l_i = \text{const}$

$$\begin{aligned} \vec{a} = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} &= \left(\ddot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_1 \ddot{\varphi}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(\ddot{\varphi}_1 A_{\theta_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\theta_1} \ddot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_1 A_{\theta_1} \ddot{\theta}_1 + A_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \ddot{\theta}_1 + 2 \dot{\varphi}_1 \dot{\theta}_1 \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + \\ &+ \left(\ddot{\varphi}_1 A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\theta_1} \ddot{\varphi}_1 A_{\theta_2} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\theta}_2 + \dot{\varphi}_1 A_{\theta_1} A_{\theta_2} \ddot{\theta}_1 + A_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 A_{\theta_2} \ddot{\theta}_1 + A_{\theta_1} A_{\theta_2} \dot{\varphi}_1 \ddot{\theta}_2 + \right. \\ &\left. + 2 \dot{\varphi}_1 \dot{\theta}_1 A_{\theta_2} \dot{\Theta}_1 + 2 \dot{\varphi}_1 A_{\theta_1} \dot{\theta}_2 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\theta}_2 \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + (\ddot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_1} \ddot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \ddot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \ddot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_3^2 + \\
 & + \dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \ddot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \ddot{\Theta}_1 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \ddot{\Theta}_2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \ddot{\Theta}_3 + \\
 & + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_3 + \\
 & + 2 A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3) \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} + \\
 & + (\ddot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_1} \ddot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \ddot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \ddot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_3^2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \ddot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 + \\
 & + \dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \ddot{\varphi}_1 + A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \ddot{\Theta}_1 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \ddot{\Theta}_2 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \ddot{\Theta}_3 + A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \ddot{\varphi}_2 + \\
 & + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_3 + 2 \dot{A}_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + \\
 & + 2 A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} A_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_1} \dot{A}_{\Theta_1} A_{\Theta_2} A_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\varphi}_2 + \\
 & + 2 A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} A_{\varphi_2} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_2 \dot{\varphi}_2 + 2 A_{\varphi_1} A_{\Theta_1} A_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_3 \dot{\varphi}_2) \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Модуль ускорения центра схвата

$$\bar{a}_M = A^T \cdot \bar{a}.$$

$$a = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}. \quad (5)$$

В свою очередь, вектор ускорения \bar{a}_M центра схвата в подвижной системе $X_9 Y_9 Z_9$

Ускорение центра схвата в подвижной системе $X_{10} Y_{10} Z_{10}$

$$\begin{aligned}
 \bar{a}_M = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} = & \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_1 \end{pmatrix} + \\
 & + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{l}_1 \end{pmatrix} + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + \right. \\
 & \left. + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \ddot{\Theta}_1 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + \\
 & + 2 \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{l}_2 \end{pmatrix} + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{l}_2 \end{pmatrix} + \\
 & + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \ddot{\Theta}_1 + \right. \\
 & \left. + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\Theta_2} \ddot{\Theta}_2 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_1 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_2 + \right. \\
 & \left. + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \left(\dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \\
 & + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{l}_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\Theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \ddot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_3^2 + \right. \\
 & + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \ddot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\Theta_2} \ddot{\Theta}_2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\Theta_3} \ddot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_1 + \\
 & + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\Theta}_3 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + \\
 & \left. + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\Theta_1} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\Theta_2} \dot{A}_{\Theta_3} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + 2 \left(A_{\varphi_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_3 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{l}_4 \\ 0 \end{pmatrix} + A_{\varphi_2}^T \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{l}_4 \\ 0 \end{pmatrix} + \\
 & + \left(A_{\varphi_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\theta_3}^T \ddot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_3^2 + A_{\varphi_2}^T \ddot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 + A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\Theta}_1 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\Theta}_2 + \right. \\
 & + A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \ddot{\Theta}_3 + A_{\varphi_2}^T \dot{A}_{\varphi_2} \ddot{\varphi}_2 + 2 A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + 2 A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\theta_3}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_3 + \\
 & + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + 2 A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + 2 A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\varphi}_2 + \\
 & \left. + 2 A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2 \dot{\varphi}_2 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2 \dot{\Theta}_3 \right) \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}. \tag{6}
 \end{aligned}$$

С учётом того, что $l_i = \text{const}$,

$$\begin{aligned}
 \vec{a}_M = \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} & = \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_1 \end{pmatrix} + \\
 & + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + \right. \\
 & \left. + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\Theta}_1 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_2 \end{pmatrix} + \\
 & + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\Theta}_1 + \right. \\
 & + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\Theta}_2 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + \\
 & \left. + 2 A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 \right) \begin{pmatrix} 0 \\ l_3 \\ 0 \end{pmatrix} + \left(A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \ddot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_3^2 + \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &+ A_{\varphi_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2 + A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_3 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + \\
 &+ 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_3 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + \\
 &+ 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3) \begin{pmatrix} 0 \\ l_4 \\ 0 \end{pmatrix} + \\
 &+ (A_{\varphi_1}^T \ddot{A}_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1^2 + A_{\theta_1}^T \ddot{A}_{\theta_1} \dot{\Theta}_1^2 + A_{\theta_2}^T \ddot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_2^2 + A_{\theta_3}^T \ddot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_3^2 + A_{\varphi_2}^T \ddot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 + A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \ddot{\varphi}_1 + A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \ddot{\Theta}_1 + A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \ddot{\Theta}_2 + \\
 &+ A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \ddot{\Theta}_3 + A_{\varphi_2}^T \dot{A}_{\varphi_2} \ddot{\varphi}_2 + 2A_{\theta_1}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_1} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_1 + 2A_{\theta_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_2 + 2A_{\theta_3}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\varphi}_1 \dot{\Theta}_3 + \\
 &+ 2A_{\varphi_2}^T A_{\varphi_1}^T \dot{A}_{\varphi_1} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + 2A_{\theta_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 + 2A_{\theta_3}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_3 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_1}^T \dot{A}_{\theta_1} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_1 \dot{\varphi}_2 + \\
 &+ 2A_{\theta_3}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{A}_{\theta_3} \dot{\Theta}_2 \dot{\Theta}_3 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_2}^T \dot{A}_{\theta_2} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_2 \dot{\varphi}_2 + 2A_{\varphi_2}^T A_{\theta_3}^T \dot{A}_{\theta_3} \dot{A}_{\varphi_2} \dot{\Theta}_3 \dot{\varphi}_2) \begin{pmatrix} x_9 \\ y_9 \\ z_9 \end{pmatrix}. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Модуль ускорения центра схвата рассчитывается по формуле $a_M = \sqrt{\ddot{x}_9^2 + \ddot{y}_9^2 + \ddot{z}_9^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}$, а направление ускорения определяется направляющими косинусами.

Выводы

1. Проанализированы методы расчёта кинематических параметров исполнительных механизмов. Составлена расчётная схема для определения скорости и ускорения многозвенного разомкнутого пространственного шарнирного механизма – промышленного робота ТУР-10. Предложены аналитические зависимости для расчёта матричным методом скорости и ускорения центра схвата робота в подвижной и неподвижной системах ко-

ординат, необходимых для прочностного расчёта и оценки динамических свойств механизма.

2. Установлено, что матричное преобразование координат позволяет получить матричные уравнения для исследования и расчёта кинематических характеристик пространственных исполнительных механизмов.

3. При составлении программы расчёта на ЭВМ кинематических характеристик исполнительных механизмов следует использовать матричную запись векторов скорости и ускорения в подвижной системе координат, т. к. их проекции на подвижные оси координат менее громоздки, чем на неподвижные.

4. Установлено, что для проведения силового расчёта механизмов необ-

ходимо определить силы инерции и сопротивление движению звеньев, для чего должны быть известны их скорости и ускорения. Для вписывания исполнительного механизма в конструкцию ма-

шинного агрегата следует знать траекторию движения его звеньев и их положение, определяющее габаритные размеры механизма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Локтионов, А. В.** Расчет кинематических и динамических параметров исполнительных механизмов / А. В. Локтионов, О. С. Лысова // Современные проблемы машиноведения : тез. докл. VII Междунар. науч.-техн. конф. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – С. 83.
2. **Локтионов, А. В.** Расчет кинематических параметров исполнительного механизма / А. В. Локтионов, О. С. Лысова // Теоретическая и прикладная механика. – 2009. – № 24. – С. 293–299.
3. **Лысова, О. С.** Технические возможности промышленных роботов в легкой промышленности / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 151–152.
4. **Лысова, О. С.** Оценка методов расчета кинематических параметров исполнительных механизмов / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 153–154.
5. **Лысова, О. С.** Оценка технических возможностей промышленных роботов / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // XLII науч.-техн. конф. преподавателей и студентов университета : тез. докл. – Витебск : ВГТУ, 2009. – С. 44–45.
6. **Лысова, О. С.** Расчет кинематических параметров робота-манипулятора IRB 1400 предприятия «Марко» / О. С. Лысова, А. В. Локтионов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. : в 3 ч. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – Ч. 1. – С. 119–120.
7. Расчет скорости и ускорения многозвенного пространственного механизма / О. С. Лысова [и др.] // XLIV науч.-техн. конф. преподавателей и студентов университета : тез. докл. – Витебск : ВГТУ, 2011. – С. 201–202.
8. **Локтионов, А. В.** Расчет кинематических параметров центра схвата промышленного робота «КОНТУР-002» / А. В. Локтионов, А. П. Прохоров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 92–101.

Статья сдана в редакцию 7 октября 2013 года

Анатолий Васильевич Локтионов, д-р техн. наук, проф., Витебский государственный технологический университет.

Алексей Петрович Прохоров, студент, Витебский государственный технологический университет.

Anatoliy Vasilyevich Loktionov, DSc (Engineering), Prof., Vitebsk State Technological University.

Alexey Petrovich Prokhorov, student, Vitebsk State Technological University.

УДК 621.787

А. П. Минаков, Е. В. Ильюшина, И. Д. Камчицкая

**МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИНСТРУМЕНТА И ПНЕВМОСИСТЕМЫ
ДЛЯ ПНЕВМОВИБРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ВНУТРЕННИХ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ**

UDC 621.787

A. P. Minakov, Y. V. Ilyushina, I. D. Kamchitskaya

**METHODS OF TOOL AND PNEUMATIC SYSTEM DESIGN FOR
PNEUMO-VIBRO-DYNAMIC TREATMENT OF INTERNAL SURFACES
OF ROTATION**

Аннотация

Представлена с допущениями методика проектирования инструмента и пневмосистемы для пневмовибродинамической обработки (ПВДО) внутренних поверхностей вращения. Предлагаемая методика позволяет рассчитать площадь сечения подводящей системы инструмента, которая влияет на величину расхода сжатого воздуха и производительность процесса ПВДО при определенной заданной суммарной площади проходного сечения сопел инструмента.

Ключевые слова:

пневмовибродинамическая обработка, проектирование инструмента, пневмосистема, массовый расход, давление сжатого воздуха, зазор, сопло, диаметр трубопровода.

Abstract

The procedure of designing the tool and the pneumatic system for pneumo-vibro-dynamic treatment (PVDT) of internal surfaces of revolution is presented with assumptions. Calculations done by the proposed technique can determine the sectional area of the delivery system of the tool, which affects the amount of compressed air flow and the PVDT process efficiency at a certain specified total flow area of tool nozzles.

Key words:

pneumo-vibro-dynamic treatment, tool design, pneumatic system, mass flow, pressure of compressed air, gap, nozzle, pipeline diameter.

Для процесса ПВДО необходим подвод сжатого воздуха к инструменту посредством пневмосистемы, рекомендуемая общая схема которой представлена на рис. 1.

При проектировании пневмосистемы и инструментов для ПВДО решаются задачи выбора основных элементов пневмосистемы и параметров инструмента: диаметра трубопровода подводящей системы и осевого канала инструмента, диаметра и количества сопел, диаметра и количества деформи-

рующих элементов, зазоров (осевого, радиального и для выхода отработавшей среды в атмосферу).

При проектировании пневмосистемы и выборе ее элементов следует учитывать расстояние, на котором находится источник питания от инструмента. Сжатый воздух, подаваемый по относительно длинному трубопроводу, теряет часть энергии на местные сопротивления, т. е. происходит существенный перепад давления. Величина его зависит как от длины трубопровода

пневмосистемы, состояния трубы и ее абсолютной шероховатости $K_э$, так и от диаметра трубопровода d_{mp} и местных сопротивлений.

Длина трубопровода подводящей системы (ПС) l складывается из длины основного трубопровода и эквивалентной длины трубы, заменившей местные сопротивления [3]:

$$l = l_{mp} + l_{э\text{кв}} = l_{mp} + \frac{d_{mp}}{\xi} \sum i'_n, \quad (1)$$

где l_{mp} – длина трубопровода, м;

$l_{э\text{кв}}$ – эквивалентная длина трубопровода, м; $\sum i'_n$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений конкретных функциональных элементов подводящей системы (фильтра, крана и др.), значения отдельных коэффициентов местных сопротивлений подводящей системы приведены в табл. 1; ξ – коэффициент гидравлического трения в подводящей системе; d_{mp} – диаметр трубопровода подводящей системы, м.

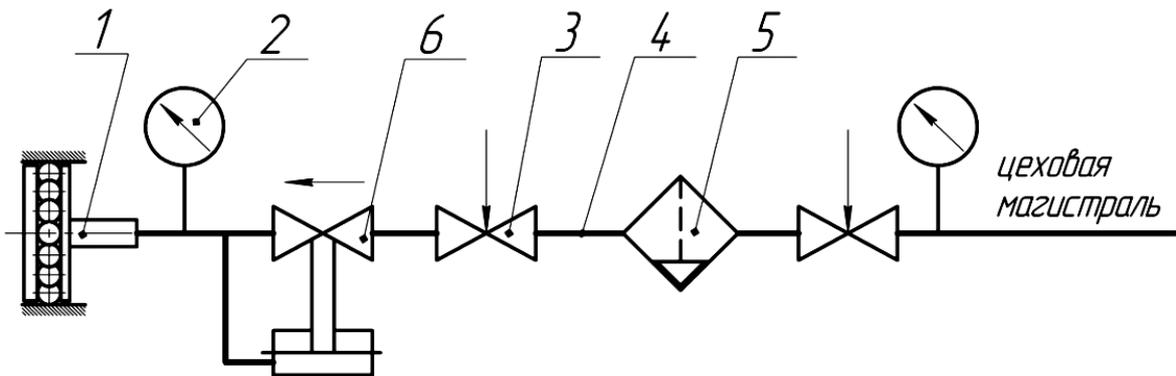


Рис. 1. Принципиальная схема пневмосистемы: 1 – инструмент для ПВДО; 2 – манометр; 3 – кран; 4 – трубопровод; 5 – маслоотделитель; 6 – регулятор давления

Табл. 1. Коэффициенты местных сопротивлений отдельных функциональных элементов подводящей системы

Характеристика функционального элемента подводящей системы	Коэффициент местного сопротивления i'
Гибкое соединение труб	0,3
Угольник 90° (корпус сверленный)	1,2...1,3
Тройник-ответвление	3,5
Фильтр сетчатый, кран	1,5...2,5
Датчик расходомера при вращающейся крыльчатке	7,0
Датчик расходомера при заторможенной крыльчатке	11...12
Выход в трубу (выход из бака)	0,5...1,0
Выход из трубы (вход в бак)	1,0

Инструмент является конечным звеном в общей цепи пневмосистемы. Упрощенная схема пневматического

шарикового накатника центробежного действия (рис. 2) включает наружный диаметр инструмента D_u , диаметр шара

$d_{ш}$, зазоры λ_1 и λ_2 для выхода отработавшей среды в атмосферу, осевой δ и радиальный γ зазоры шара в камере расширения с расположенными в ней

деформирующими шарами, диаметр d_c и число z_c сопел, длину сопел l_c , внутренний диаметр трубопровода $d_{тр}$.

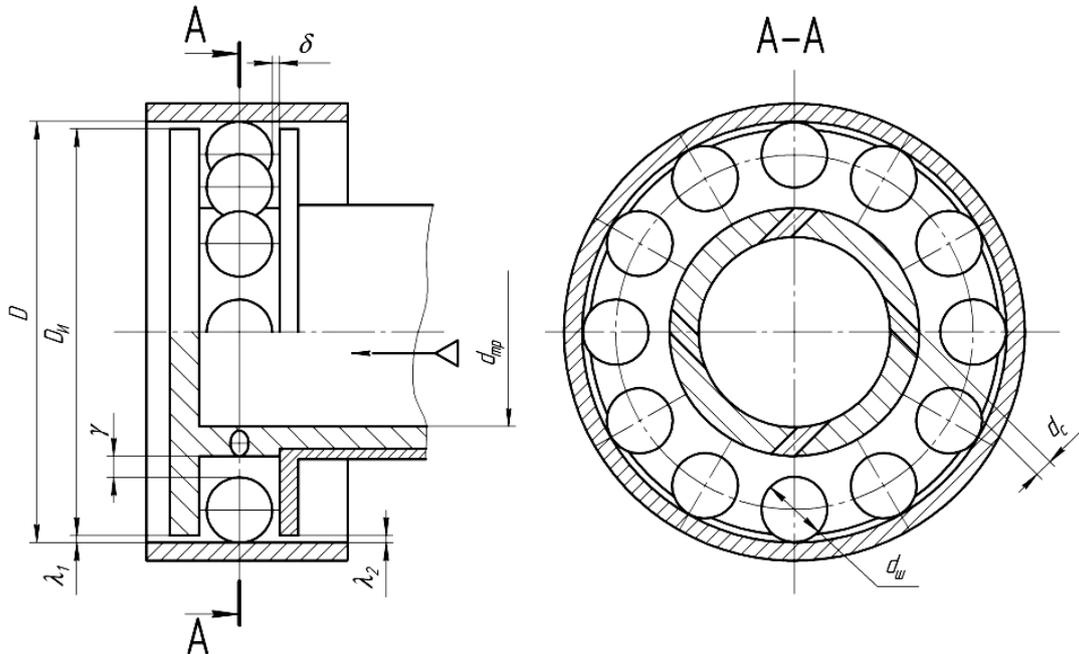


Рис. 2. Упрощенная схема накатника

Анализ результатов проведенных исследований показывает, что стабильность технологического процесса и его качество гарантируются при выполнении следующих условий.

1. Давление сжатого воздуха и его расход в единицу времени для конкретных условий обработки следует поддерживать и контролировать пускорегулирующей аппаратурой (в подводящей системе необходимо устанавливать регуляторы давления, манометры).

2. В системе питания сжатым воздухом (подводящей системе) необходимо предусматривать масловлагодетелитель.

3. Диаметр осевого канала инструмента следует определить расчетным путем по рассматриваемой ниже методике.

4. Диаметр деформирующих шаров должен соответствовать характеристикам обрабатываемого материала и степени жесткости заготовки (для сталей с HRC до 32 применяют шары диа-

метром $d_{ш} \leq 12,7$ мм, а для сталей с $HRC > 32$, различных марок чугунов желательно применять шары диаметром $d_{ш} > 12,7$ мм).

5. Диаметр сопел необходимо принимать равным 1,5...3,0 мм, их количество определить расчетным путем.

6. Осевой и радиальный зазоры деформирующих шаров в камере расширения должны быть соответственно $\delta = 0,03...0,8$ мм, $\gamma = 2...12$ мм. Значения 0,03...0,06 и 2...12 мм следует принимать при обработке нетермообработанных материалов. Минимальный зазор необходимо контролировать для поддержания стабильности процесса.

7. Для нормальной работы инструмента следует обеспечить соответствующее сопротивление выходу отработавшей среды согласно разработанной методике. В противном случае резко снижается эффект деформирования микронеровностей исходной поверхности.

8. Материал дисков должен иметь малый коэффициент трения ($f_0 = 0,08...0,005$) и среднюю твердость; можно применять композиты и полимеры, а если диски выполнены из стали ШХ15 твердостью $HRC = 42...46$, желательно предусмотреть периодическую смазку беговой дорожки диска, по которой скользят шары.

9. Исходной шероховатостью под ПВДО для различных конструкционных и инструментальных сталей и чугунов должна быть высота микронеровностей $Ra \leq 2...1,25$ мкм (предпочтительны чистовое или алмазное растачивание, шлифование чистовое и тонкое, хонингование).

10. Для термически обработанных сталей и чугунов с $HRC > 40$ исходную шероховатость под ПВДО необходимо

принимать как $Ra \leq 0,6...0,32$ мкм (предпочтительны растачивание резцами из эльбора-Р и гексанита, тонкое шлифование, хонингование).

11. При упрочняющей обработке деталей, имеющих глубокие внутренние поверхности вращения, не должно быть значительных биений поверхности, т. к. при этом снижается эффект упрочняющей обработки. Предпочтительно раскатывание поверхности таких деталей при неподвижной заготовке и осевом перемещении инструмента.

Определяющим для расчетов является внутренний диаметр заготовки D , от которого зависит внутренний диаметр d_{mp} подводящей системы трубопровода. Для наглядности представим эквивалентную схему инструмента (рис. 3).

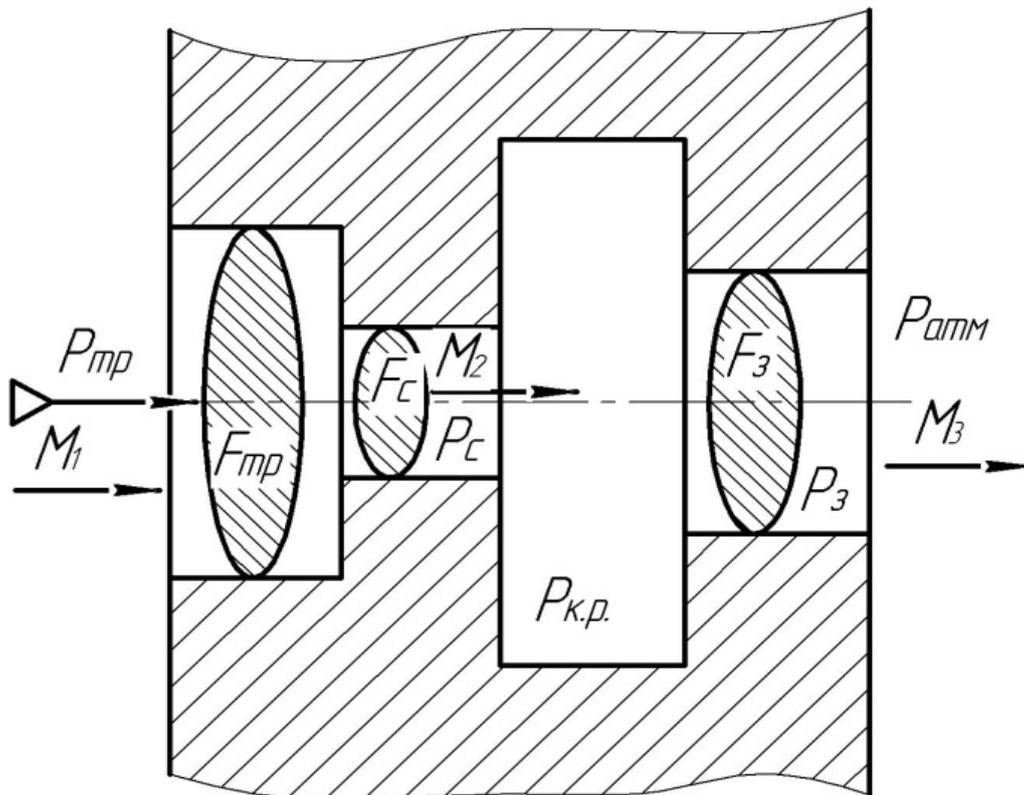


Рис. 3. Эквивалентная схема пневмосистемы с инструментом

На рисунке приняты следующие обозначения: F_{mp} – площадь проходного сечения трубопровода, m^2 ; F_c – суммар-

ная площадь проходного сечения сопел инструмента, m^2 ; F_3 – площадь проходного сечения для выхода отработавшей

среды в атмосферу, м^2 ; P_{mp} – давление сжатого воздуха в трубопроводе при входе в осевую полость инструмента, Па; P_c – давление сжатого воздуха в соплах, Па; P_3 – давление сжатого воздуха в кольцевом зазоре между наружным диаметром инструмента и внутренним диаметром заготовки, Па; $P_{к.р.}$ – давление сжатого воздуха в камере расширения инструмента, Па; $P_{атм}$ – атмосферное давление, Па.

В соответствии с уравнением неразрывности потока сжатого воздуха массовый расход M воздуха, проходящего по трубопроводу с проходным сечением F_{mp} , соплам с суммарным проходным сечением F_c и на выходе с проходным сечением F_3 , будет постоянным, т. е. $M_1 = M_2 = M_3 = \text{const}$.

Массовый расход воздуха определяется из выражения

$$M = V \rho_c = F_c v_{в.н.} \rho_c, \quad (2)$$

где V – объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ_c – плотность воздуха в выходном сечении сопла, $\text{кг}/\text{м}^3$; $v_{в.н.}$ – скорость истечения воздуха из сопла, $\text{м}/\text{с}$.

Скорость истечения воздуха из сопла [4] рассчитывается следующим образом:

$$v_{в.н.} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{mp} v_{mp} \left[1 - \left(\frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

где k – показатель адиабаты, зависящий от природы рабочей среды (для воздуха $k = 1,4$); v_{mp} – удельный объем газа в трубопроводе, м^3 ; R – газовая постоянная (для воздуха $R = 287,3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$); T_1 – температура торможения потока, К.

После преобразования выражение (2) будет иметь вид:

$$M = F_c \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1} \right) \frac{P_{mp}}{v_{mp}} \left[\left(\frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = F_c \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \rho_1 P_{mp} \left[\left(\frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (4)$$

где ρ_1 – плотность воздуха в сечении на входе в осевую полость инструмента из трубопровода, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Массовый расход воздуха, проходящего через сопла, площадь сечения которых на выходе F_c и неизменные начальные параметры P_{mp}, v_{mp} , зависит только от степени расширения газа β . Для проектирования инструмента важно знать оптимальное значение степени расширения воздуха, при котором наблюдаются наилучшие результаты обработки, а также обеспечить полный переход энергии давления в кинетическую энергию струи.

Чтобы определить, когда массовый расход воздуха достигает максимума, нужно взять производную от M и, приравняв ее к нулю, найти степень распределения газа β , при котором $M = M_{\text{max}}$ [5].

$$\beta = \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5)$$

Из выражения видно, что отношение давлений, при котором $M = M_{\text{max}}$, зависит только от k , т. е. от рода протекающей через сопла рабочей среды. При известном для воздуха $k = 1,4$ отношение $\beta = 0,528$.

Анализ уравнения массового расхода (4) позволяет построить график зависимости массового расхода M от степени расширения газа β (рис. 4). На графике в двух точках массовый расход M равен нулю (при истечении в вакуум (точка b), когда $P_{к.р.} = 0$, и при равенстве

ве давлений на входе $P_{тр}$ и выходе из сопла $P_{к.р.}$ (точка a на графике)), т. е. истечение воздуха не происходит. При изменении отношения давлений β от 1 до 0 расход воздуха в соответствии с

формулой (4) должен сначала увеличиваться до критического значения ($\beta_{кр} = 0,528$ (точка K)), а затем уменьшаться до 0 (точка b).

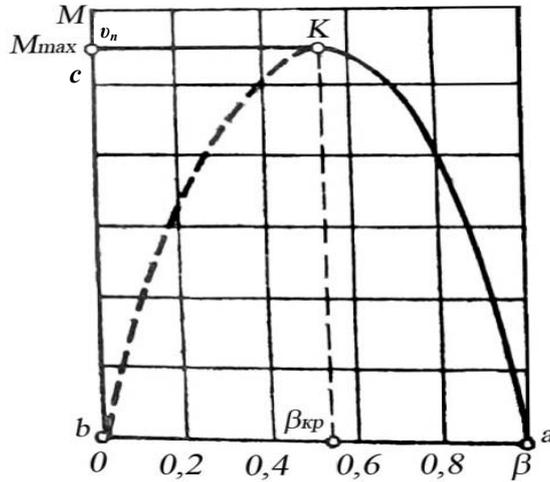


Рис. 4. График зависимости массового расхода от перепада давлений

Экспериментальным путем [4, 6, 8] было установлено, что кривая $a-K$ соответствует теоретически построенному графику зависимости, а кривая $K-b$ категорически расходится с опытом. При значении β менее $\beta_{кр}$ массовый расход остается постоянным (отрезок $K-c$). Давление $P_{к.р.}$ на выходе из сопла, при котором массовый расход становится максимальным, соответствует критиче-

скому давлению p_k .

Критическое давление – это наименьшее давление, которое может установиться в выходном сечении сужающихся или цилиндрических сопел (рис. 5). Ниже p_k давление $P_{к.р.}$ на выходе из сопла не падает при любом понижении давления среды $P_{ср}$, куда происходит истечение газа из сопел.

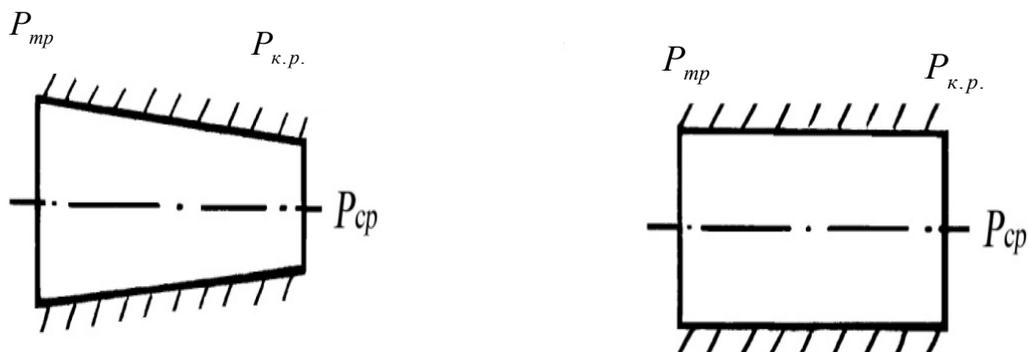


Рис. 5. Сужающееся и цилиндрическое сопла

При прохождении воздуха через сужающиеся или цилиндрические сопла инструмента может быть два варианта истечения.

1. Если давление среды, куда происходит истечение, больше критического ($P_{cp} > p_k$), то давление воздуха в выходном сечении сопел равно давлению среды ($P_{к.р.} = P_{cp}$), а такой режим истечения называется *докритическим* (см. рис. 4, кривая *a-K*).

2. Если давление среды, куда происходит истечение, меньше или равно критическому ($P_{cp} \leq p_k$), то давление воздуха в выходном сечении сопел равно критическому давлению ($P_{к.р.} = p_k$), а такой режим истечения называется *критическим* (см. рис. 4, отрезок *K-с*). Этому режиму соответствуют наибольший массовый расход M_{max} , максимальная скорость истечения, называемая критической v_k , и минимальное давление на выходе из сопла p_k .

Для нахождения массового расхода и скорости истечения воздуха из сопел при докритическом режиме истечения справедливы формулы (3) и (4). При критическом режиме формулы приобретают вид:

$$v_k = \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_{mp} v_{mp}}; \quad (6)$$

$$M_{max} = F_c \sqrt{\frac{P_{mp}}{v_{mp}} k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (7)$$

Сужающиеся и цилиндрические сопла могут быть использованы только для ускорения потока до критической скорости, т. е. получить сверхкритический режим истечения, используя в инструменте такие виды сопел, невозможно. При этом полезна только часть перепада давлений ($1 > \beta > 0,528$). При $\beta < 0,528$ не происходит полного полезного перехода энергии давления воздуха в кинетическую энергию струи, часть потенциальной энергии безвозвратно

теряется на образование завихрений.

Для полного использования перепада давлений и достижения на выходе из сопла сверхзвуковой скорости истечения необходимо воздействовать извне на газовое течение. Это можно сделать геометрическим способом, расширив или сузив канал, подводом или отводом массы газа, сообщением газу механической энергии или отводом тепла. Все эти способы нашли применение в различных видах сверхзвуковых сопел (геометрическое, расходное, механическое и тепловое) [9]. Также возможны комбинированные схемы сверхзвуковых сопел.

При проектировании инструмента с соплами Лаваля большое значение имеют их размеры. Длина сужающейся части сопла Лаваля выбирается минимальной для уменьшения потерь на трение, а расширяющейся – определяется допустимым углом раскрытия, равным $10...12^\circ$ [7].

Конструкция цилиндрических сопел (дозвуковых) при проектировании инструмента – самая технологичная из-за малой трудоемкости изготовления. Использование конических сопел с углом конуса $7...13^\circ$ [10] позволяет улучшить технологию ПВДО, т. к. конические сопла имеют больший коэффициент скорости струи и расхода воздуха, чем цилиндрические. При этом при проектировании сопел надо учитывать рекомендации по их длине, которая должна находиться в пределах $l_c = (2...3)d_c$ [10], и диаметр сопел $d_c \ll d_{ин}$. С увеличением длины сопла возникают потери напора струи на трение.

Также при проектировании инструмента необходимо учитывать и то, что в реальных условиях течения воздуха в соплах имеет место потеря кинетической энергии из-за трения частиц газа о стенки сопла и вихревых процессов. Поэтому действительная скорость истечения воздуха через сопла $v_{в.н.д}$, действ-

вительный массовый M_D и объемный V_D расходы будут меньше теоретических, рассчитанных по формуле (2). Для расчета действительных величин этих параметров необходимо воспользоваться коэффициентами, определяемыми экспериментально и зависящими от формы сопла [10].

$$\begin{aligned} v_{n.в.Д} &= v_{n.в.Ф}; \\ V_D &= V\mu; \\ M_D &= M\mu, \end{aligned} \quad (8)$$

где φ – коэффициент скорости; μ – коэффициент расхода.

Ранее при проектировании инструментов для ПВДО для определения основных аэродинамических характеристик и конструктивных параметров применяли методику [3, 11], в основе которой было заложено выполнение условия полного использования располагаемой мощности потока воздуха, и задавались конкретным значением давления воздуха на входе и в рабочей камере инструмента. В данной методике число сопел, диаметр сопел и наименьший диаметр трубопровода выбирались конструктивно. Спроектированные инструменты были работоспособными, однако для их наладки требовался конструкторский опыт и проведение поисковых исследований.

Известны также дополнения к методике [12, 13]. Согласно этим методикам, давление в рабочей камере инструмента принималось равным атмосферному или рассчитывалось в соответствии с рекомендацией $P_{к.р.} \approx (1,1 \dots 1,2)P_a$. Как видно из уравнения неразрывности воздушного потока, давление воздуха в рабочей камере инструмента зависит от подводимого давления, числа сопел, диаметра сопел и от зазора для выхода отработавшей среды в атмосферу. Соответственно, нельзя при различных сочетаниях этих факторов принимать давления воздуха в рабочей камере инструмента $P_2 \approx (1,1 \dots 1,2)P_a$.

С целью определения зависимости давления в камере расширения инструмента от давления в подводимой системе на входе в инструмент были проведены экспериментальные исследования, которые затем сопоставлялись с теоретическими [14]. Для теоретического расчета была использована эквивалентная схема инструмента и записано уравнение неразрывности воздушного потока, которое не учитывало давление сжатого воздуха в соплах и давление сжатого воздуха в кольцевом зазоре между наружным диаметром инструмента и внутренним диаметром заготовки. Решение уравнения было трудоемким и предполагало использование численных методов, например метода хорд или метода последовательных приближений. В ходе решения было определено давление в камере расширения инструмента методом последовательных приближений с применением программы EXCEL на ЭВМ, результаты вычислений сводились в таблицу.

Анализ теоретических и экспериментальных зависимостей для инструментов с различными зазорами λ для выхода отработавшей среды в атмосферу показал, что расхождение экспериментальных результатов с теоретическими составляет менее 10,5 %. На основании экспериментальных и теоретических данных были построены зависимости $P_{к.р.} = f(P_{mp})$ для различных зазоров λ . Нелинейный характер зависимостей позволяет утверждать, что предложенные ранее методики определения параметров инструмента и пневмосистемы, в которых взято за основу при расчетах давление в камере расширения, являются неприемлемыми и очень трудоемкими.

Экспериментально определено, что зазор для выхода отработавшего воздуха λ оказывает значительное влияние на перепад давлений в инструменте. Установлено, что величина зазора для выхода воздуха из инструмента в атмо-

сферу $\lambda_1 \approx 0,15 \dots 0,75$ мм является предпочтительной. Тогда наружный диаметр инструмента

$$D_u = D - 2\lambda_1. \quad (9)$$

Площадь проходного сечения для выхода отработавшей среды в атмосферу

$$F_3 = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_u^2). \quad (10)$$

Можно ожидать, что на характеристику пневмосистемы инструмента будет влиять отношение F_c/F_3 , однако определить оптимальное соотношение этих двух параметров можно лишь экспериментально, на основе имеющегося конструкторского опыта и наработок.

Наиболее значимым критерием для расчёта по новой методике является площадь сечения подводящей системы, влияющая на величину расхода сжатого воздуха в инструменте и производительность процесса ПВДО при определенной заданной суммарной площади проходного сечения сопел инструмента.

Следует стремиться к максимально возможной центробежной силе при оптимальном отношении F_c/F_{mp} при деформационном упрочнении поверхности заготовки шарами:

$$F_u = \frac{C\rho(v_{в.н.} - V_{ш} \pm V_3)^2 S}{2} - ma_1 k^2, \quad (11)$$

где C – коэффициент лобового сопротивления шара; ρ – плотность воздуха в потоке, воздействующем на шар; S – величина миделевого сечения шара (площадь сечения шара в плоскости, проходящей через его центр), m^2 ; $v_{в.н.}$ – скорость воздушного потока, м/с; $V_{ш}$ – скорость перемещения шара, м/с; V_3 – скорость заготовки в процессе обработки, м/с; m – масса шаров, кг; a_1 – амплитуда колебательного движения шара; k – круговая частота колебаний шара.

При встречном вращении шаров и

заготовки в формуле необходимо использовать знак «плюс» (+), а при попутном – знак «минус» (–). Если заготовка не вращается в процессе обработки, то $V_3 = 0$.

Для определения внутреннего диаметра трубопровода d_{mp} , имеющего площадь F_{mp} , воспользуемся рекомендацией, согласно которой существует оптимальное проходное сечение сопел, обеспечивающее с данным трубопроводом максимальную мощность [1]:

$$F_{кр.сопл} = F_{mp} q(\lambda_1). \quad (12)$$

При проектировании трубопровода на максимально достигаемую мощность коэффициент сохранения полного давления $\sigma_{0-1} \approx 0,63$ [1].

$$F_c = (0,3 \dots 0,5)F_{mp}. \quad (13)$$

Для определения диаметра сопел и их количества необходимо, зная диаметр инструмента по приведенной выше зависимости, определить суммарную площадь проходного сечения сопел инструмента, которые можно разместить по окружности диаметра соплового кольца инструмента. Диаметры шаров выбираются конструктивно из стандартного ряда 5...20 мм. Минимальный диаметр заготовки 15 мм, максимальный – 500 мм. Диаметры сопел предварительно выбираются также конструктивно исходя из геометрических построений на чертеже.

Следует учитывать, что для упрочняющей ПЦО нежестких деталей с высоким качеством точности (Н6) диаметрального размера применение шаров больших диаметров нецелесообразно. Для гильз ДВС, например, при номинальном диаметре гильзы 110 мм, целесообразно применять шары диаметром 7...9 мм из-за высоких требований по диаметральной точности и цилиндричности до 0,02 мм. Диаметр сопел – от 1,5 до 2 мм. Сопла меньшего диаметра (1,5 мм) расположены на

боковых стенках камеры расширения, а в плоскости вращения шаров диаметр сопел равен 2 мм. Такое расположение сопел обеспечивает шарам, согласно [15], многоосное вращение, уменьшая их износ. Благодаря этому повышается производительность процесса ПЦО за счет увеличения частоты вращения. Применение сопел больших диаметров (более 2,5 мм) при $P > 0,25$ МПа ведет к увеличению погрешности диаметрального размера, отклонениям от требований чертежа.

Зная площадь сопел F_c , можно определить диаметр трубопровода:

$$F_{mp} \geq \frac{F_c}{0,3...0,5}. \quad (14)$$

Увеличение диаметра трубопровода по сравнению с расчетным позволит стабилизировать величину давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту, что также полезно в случае колебания расхода сжатого воздуха в пневмосистеме цеховой магистрали без применения ресивера. Последний должен применяться в случае проектирования многопозиционного станка для финишной упрочняющей ПЦО конкретных заготовок цилиндров.

$$d_{mp} \geq \sqrt{\frac{4F_{mp}}{\pi}}. \quad (15)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Особенности выбора параметров трубопровода пневмомашин, обусловленные гидравлическими характеристиками подводящей системы / И. В. Котляр [и др.] // Вестн. машиностроения. – 1987. – № 1. – С. 31–32.
2. Диментова, А. А. Таблицы газодинамических функций / А. А. Диментова, Ф. С. Рекстин, В. А. Рябов; под ред. А. Е. Дайнеко. – Л.: Машиностроение, 1966. – 139 с.
3. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 304 с.
4. Кузовлев, В. А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи: учебник для техникумов / В. А. Кузовлев. – М.: Высш. шк., 1975. – 303 с.
5. Бальян, С. В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели: учеб. пособие для студентов неэнергетических специальностей вузов / С. В. Бальян. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 304 с.
6. Горлин, С. М. Экспериментальная аэромеханика: учеб. пособие для вузов / С. М. Горлин. – М.: Высш. шк., 1970. – 423 с.
7. Техническая термодинамика с основами теплопередачи и гидравлики: учеб. пособие для учащихся техникумов по специальности «Холодильно-компрессорные установки» / Н. Г. Лашутина [и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 336 с.
8. Пирумов, У. Г. Течение газа в соплах / У. Г. Пирумов, Г. С. Росляков. – М.: Моск. гос. ун-т, 1978. – 129 с.
9. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука, 1969. – 824 с.
10. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика: учебник для вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
11. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.01, 05.02.08 / А. П. Минаков. – Могилев, 1996. – 416 с.
12. Ящук, О. В. Методика определения скорости деформирующих элементов на стадии проектирования инструмента для финишной пневмовибродинамической обработки / О. В. Ящук // Вестн. машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 44–49.
13. Минаков, А. П. Пневмовибродинамическая обработка – предпочтительный метод изготовления поверхностей пар трения и сопрягаемых поверхностей в неподвижных соединениях / А. П. Минаков, В. Н. Соколов, Н. С. Гарлачов // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 8. – С. 39–44.

14. **Ильюшина, Е. В.** Суперфинишная пневмоцентробежная обработка гильз гидроцилиндров : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Е. В. Ильюшина. – Могилев, 2009. – 157 с.

15. **А. с. 841938 СССР, МКИ³ В 24 В 39/02.** Инструмент для упрочняющей обработки внутренних цилиндрических поверхностей / А. П. Минаков [и др.]. – № 2646685/25-8 ; заявл. 21.07.78 ; опубл. 30.06.81, Бюл. № 24. – 3 с.

Статья сдана в редакцию 7 октября 2013 года

Анатолий Петрович Минаков, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-24-18-15.

Елена Валерьевна Ильюшина, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

Ирина Дмитриевна Камчицкая, канд. техн. наук, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Anatoly Petrovich Minakov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-24-18-15.

Yelena Valeryevna Ilyushina, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.

Irina Dmitriyevna Kamchitskaya, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian-Russian University.

УДК 629.113.073

Д. В. Мишута, В. Г. Михайлов

**ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
КУЗОВА-КОНТЕЙНЕРА ПРИ РАЗГРУЗКЕ/ПОГРУЗКЕ МУЛЬТИЛИФТОМ
НА АВТОМОБИЛЬ**

UDC 629.113.073

D. V. Mishuta, V. G. Mikhailov

**EFFECT OF DESIGN PARAMETERS OF THE VEHICLE AND ITS SUSPENSION
ON STABILITY AND STEER ABILITY OF A COMMAND VEHICLE**

Аннотация

Проанализирован процесс погрузки/разгрузки кузова-контейнера на автомобиль с помощью мультилифта, предложена схема нагружения. Проведено сравнительное исследование напряженно-деформированного состояния кузова-контейнера в этом режиме, а также при штабелировании и поперечном перекосе.

Ключевые слова:

кузов-контейнер, напряженно-деформированное состояние, мультилифт.

Abstract

The process of loading/unloading of a container-body on/from the vehicle by means of a multi-lift unit has been analyzed, and the pattern of load distribution is offered. The comparative research of the stressed-strained state of the container-body under this condition has been carried out, as well as during stacking and a transverse warpage.

Key words:

container-body, stressed-strained state, multilift unit.

Введение

В настоящее время все больше внимания уделяется вопросам мобильности войск и рациональному использованию транспортных средств. Для оптимизации затрат на транспортные средства, особенно в мирное время, применяется система мультилифт, которая позволяет самостоятельно осуществлять погрузку и разгрузку контейнера (рис. 1).

Это дает возможность более эффективно использовать шасси, в частности, для перевозки и разгрузки различных объектов: грузовых контейнеров, кузовов-контейнеров, платформ для

персонала и прочего, и исключить его простаивание в режиме хранения объекта. Кроме того, применение мультилифта способствует обеспечению скрытности переброски командных пунктов и других объектов, затрудняя их идентификацию воздушной и космической разведкой, а также целесообразно при формировании полевых госпиталей, учебных и ситуационных центров, мобильных пунктов госуправления при чрезвычайных ситуациях и др.

Особенностью системы мультилифт является задняя плавающая опора, которая поддерживает контейнер в центральной части, позволяя снизить на него нагрузку.

Было изучено состояние кузова-контейнера при перевозке на автомобиле в наиболее тяжелых дорожных условиях и на морских контейнеровозах [1–3]. Однако режим его нагружения

при применении системы мультилифт является неисследованным, что и обусловило необходимость в проведении расчетов.

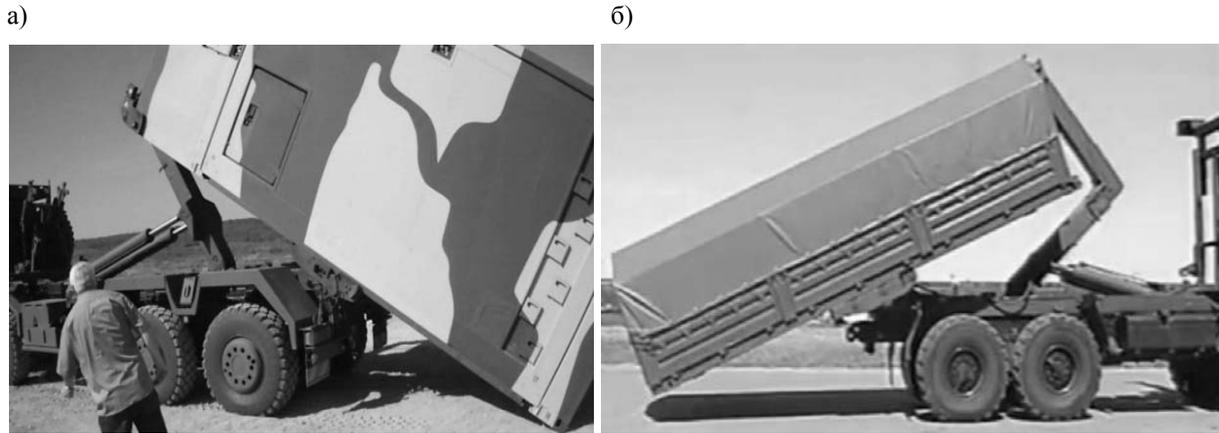


Рис. 1. Разгрузка кузова-контейнера: а – шасси MAN; б – шасси КамАЗ с системой МЛ110

Результаты исследования

Было исследовано несколько возможных схем нагружения при использовании мультилифта. На рис. 2 представлено НДС контейнера в пакете

ANSYS при гипотетической схеме нагружения, приложении нагрузки 2×12500 Н (вниз) к нижним фитингам и защемлении фитингов моторного отсека и средней части нижнего остова.

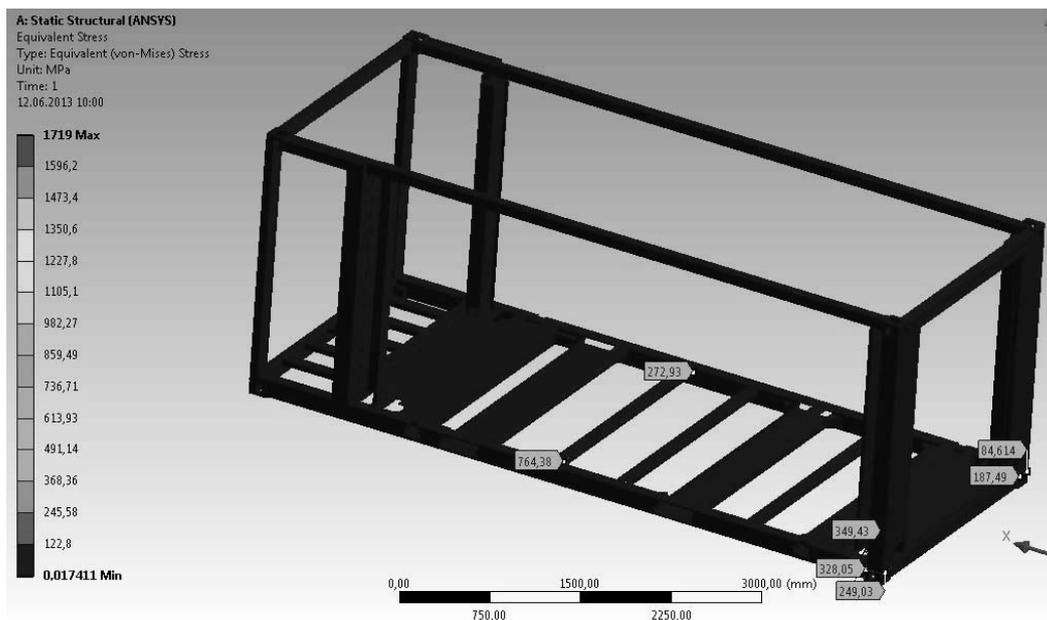


Рис. 2. НДС контейнера при схеме разгрузки MAN и нагрузке 2×12500 Н

На рис. 3 приведено НДС контейнера при консольной схеме нагружения, когда контейнер удерживается только за

фитинги моторного отсека при нагрузке 2×25000 Н к фитингам со стороны дверного проема.

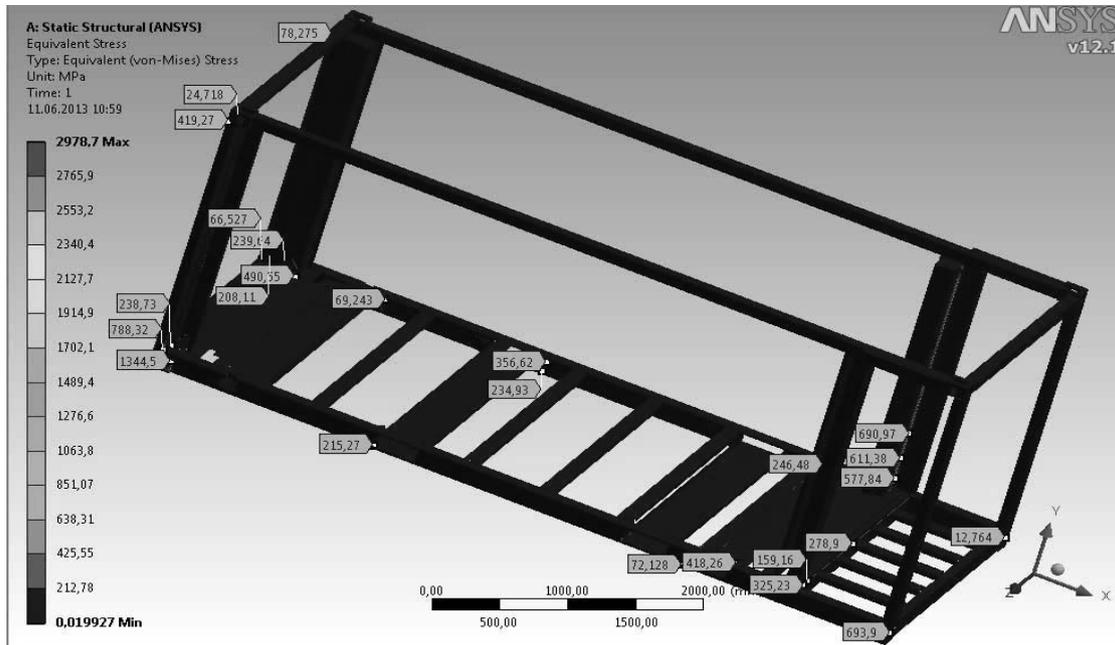


Рис. 3. НДС контейнера при консольной схеме нагружения, когда контейнер удерживается только за фитинги при нагрузке 2×25000 Н

Возникающие напряжения достигают 690 МПа, что значительно больше $\sigma_T = 320$ МПа для стали 09ГС2.

Рассмотренные выше режимы нагружения являются маловероятными, т. к. они отражают его гипотетический характер. Поэтому был проведен более тщательный анализ видеосъемки процесса разгрузки контейнеров, изображенных на рис. 1.

Анализ просмотра моментов разгрузки показал, что наиболее нагруженное состояние имеет место, когда левая половина контейнера вывешена, опираясь на центральную часть. Кроме того, контейнер испытывает продольные нагрузки при заземлении фитингов моторного отсека. Исходя из этого была предложена следующая схема нагружения, при которой контейнер был заземлен в центральной части; на левую вывешенную часть в ее центре приложена вертикальная нагрузка, рав-

ная $1/2M_k \cdot \cos 40^\circ$ (3,2 т); на правую – $1/2M_k \cdot \cos 40^\circ$; к нижним фитингам справа и слева – горизонтальная нагрузка, равная $1/2M_k \cdot \sin 40^\circ$ ($2 \times 3,8$ т). Напряженно-деформированное состояние при данной схеме нагружения отражено на рис. 4.

Как показали расчеты, максимальные напряжения не превышают 114,58 МПа в местах приварки вертикальных стоек к нижнему основанию, что значительно меньше σ_T стали 09ГС2.

Для сравнения выполнены расчеты НДС при штабелировании и поперечном перекосе. На рис. 5 представлено НДС контейнера при штабелировании нагрузкой 1650000 Н.

Из рис. 5 видно, что максимальные напряжения у моторного отсека достигают 198 МПа, что допустимо для стали 09ГС2. Напряжения со стороны дверного проема достигают 272 МПа, что

близко к σ_T стали 09ГС2. Эти напряжения во многом связаны с концентраторами напряжений из-за упрощения мо-

дели (прямых углов). В действительности этих напряжений может и не быть.

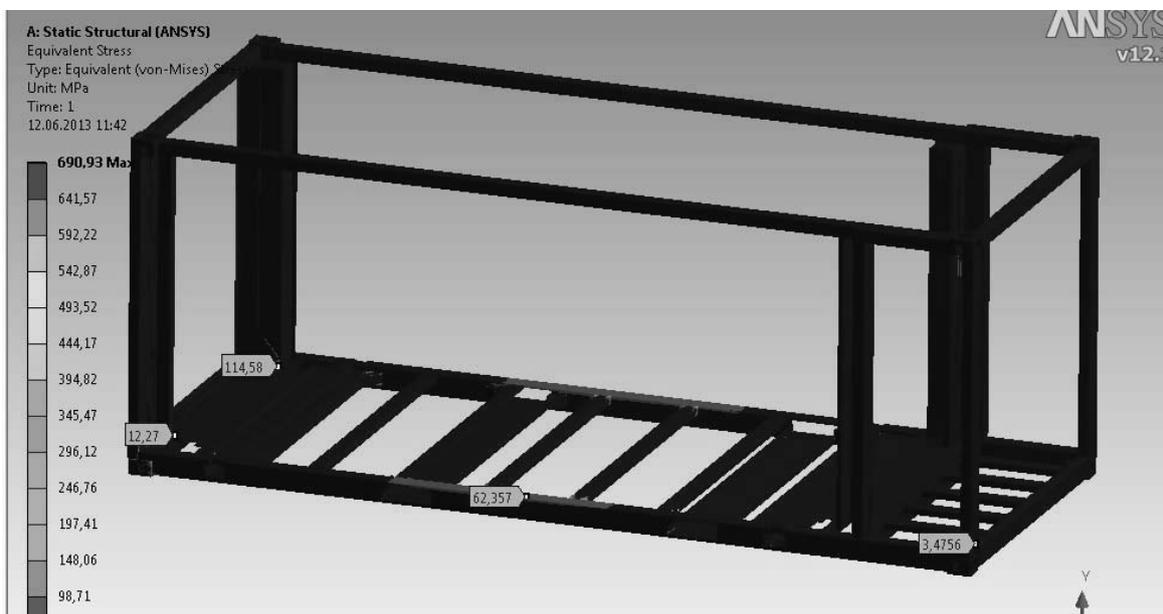


Рис. 4. НДС контейнера при схеме разгрузки МЛ10 при нагрузке 2×32000 Н вертикальной, 2×38000 Н горизонтальной

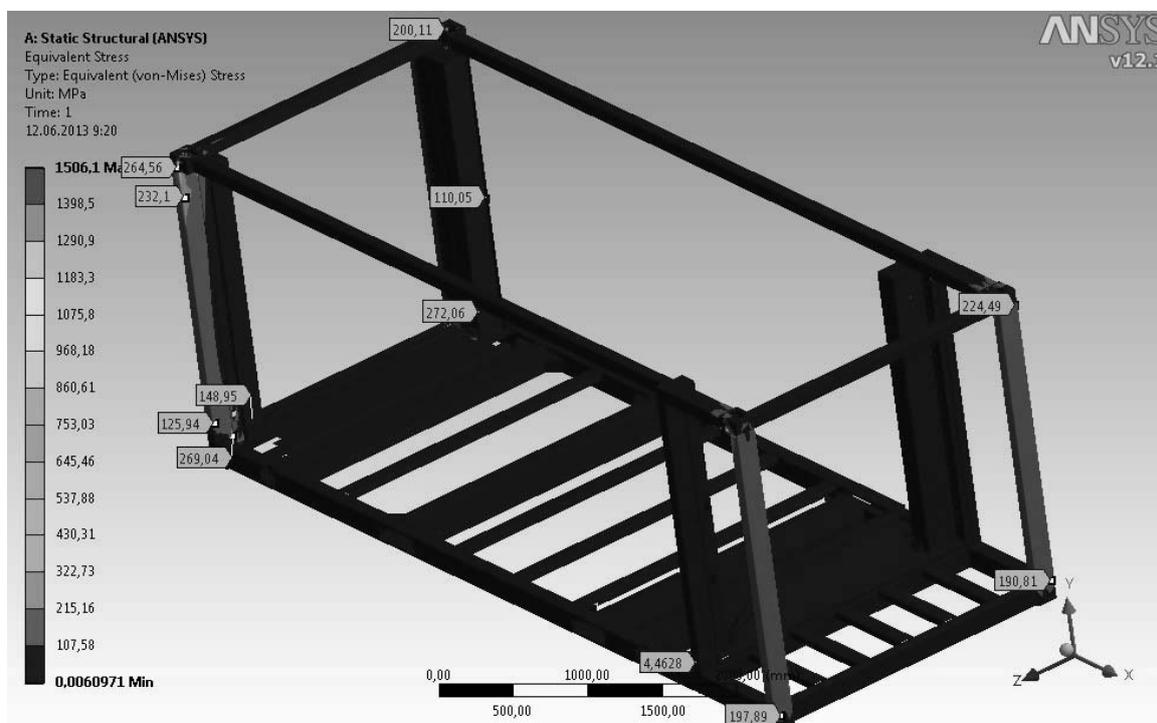


Рис. 5. НДС контейнера при штабелировании нагрузкой 1650000 Н

На рис. 6 представлено НДС контейнера при поперечном перекосе и на-

грузке на верхние фитинги 75000 Н.

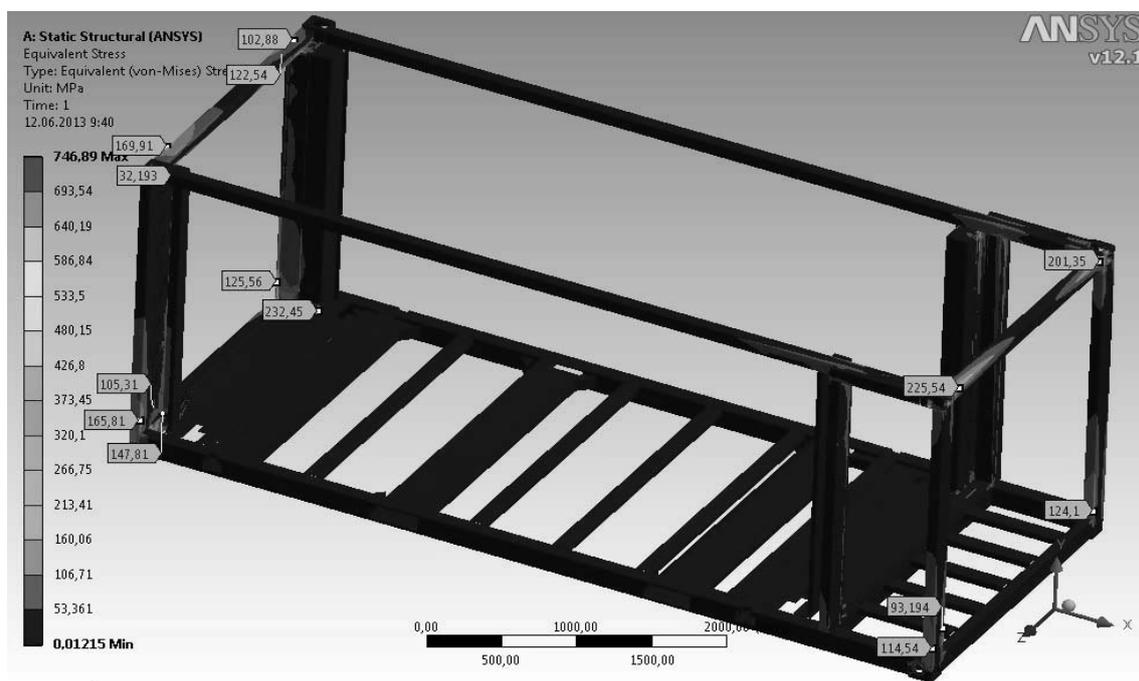


Рис. 6. НДС контейнера при поперечном перекосе и нагрузке на верхние фитинги 75000 Н

Анализ полученных данных свидетельствует, что НДС при разгрузке контейнера напряжений меньше, чем при штабелировании и поперечном перекосе. Штабелирование и поперечный перекося определяют наиболее нагруженный режим для контейнера.

Заключение

1. На основе анализа процесса погрузки/разгрузки предложена следующая схема нагружения, при которой контейнер защемляется в центральной части; на левую вывешенную часть в ее центре приложена вертикальная нагрузка, равная $1/2M_k \cdot \cos 40^\circ$ (3,2 т); на правую – $1/2M_k \cdot \cos 40^\circ$; к нижним фитингам

справа и слева – горизонтальная нагрузка, равная $1/2M_k \cdot \sin 40^\circ$ ($2 \times 3,8$ т).

2. Как показали расчеты, максимальные напряжения при разгрузке мультитлифтом не превышают 114,58 МПа в местах приварки вертикальных стоек к нижнему основанию, что значительно меньше σ_T стали 09ГС2.

3. Сравнивая напряжения, пришли к выводу, что для кузова-контейнера наиболее нагруженными являются режимы штабелирования и поперечного перекося, где напряжения в 2...2,5 раза больше, чем при погрузке/разгрузке контейнера на автомобиль с помощью мультитлифта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мишута, Д. В. Оценка напряженно-деформированного состояния кузова-контейнера переменного объема / Д. В. Мишута, В. Б. Альгин, В. Г. Михайлов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 4. – С. 61–68.

2. **Мишута, Д. В.** Оценка напряженного состояния кузова-контейнера штабной машины при статическом нагружении согласно ГОСТ Р 51876–2008 (ИСО 1496-1-90) / Д. В. Мишута, В. Г. Михайлов // Механика-2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теор. и прикладной механике, Минск, 26–28 окт. 2011 г. / ОИМ НАН Беларуси. – Минск, 2011. – Т. 2. – С. 16–19.

3. **Мишута, Д. В.** Расчетное исследование нагрузок и напряженного состояния кузова-контейнера штабной машины в дорожных условиях / Д. В. Мишута, В. Г. Михайлов // Механика-2011 : сб. науч. тр. V Белорус. конгр. по теор. и прикладной механике, Минск, 26–28 окт. 2011 г. / ОИМ НАН Беларуси. – Минск, 2011. – Т. 2. – С. 20–26.

Статья сдана в редакцию 24 октября 2013 года

Дмитрий Викторович Мишута, ООО «Мидивисана». Тел.: +375-017-385-24-24.

Владимир Георгиевич Михайлов, канд. техн. наук, ООО «Мидивисана». Тел.: +375-017-385-24-24.

Dmitry Viktorovich Mishuta, Chairman of the Board of Directors of ООО «Midivisana». Phone: +375-017-385-24-24.

Vladimir Georgiyevich Mikhailov, PhD (Engineering), Chief engineer of ООО «Midivisana». Phone: +375-297-85-09-16.

УДК 621.791.763.2

А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик

**СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ
КОНТАКТНОЙ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКИ**

UDC 621.791.763.2

A. Y. Polyakov, S. M. Furmanov, T. I. Bendik

**THE AUTOMATIC SYSTEM FOR CONTROLLING RESISTANCE PROJECTION
WELDING PROCESS**

Аннотация

Усовершенствована имитационная модель управления процессом контактной рельефной сварки путем введения оператора задания ступенчатой формы импульса сварочного тока. Разработано устройство согласования, позволяющее реализовать внешнее управление позициями регулятора цикла сварки контактной машины с помощью имитационной модели. Создана система автоматического управления процессом контактной рельефной сварки, которая анализирует значение полной энергии, выделяемой в межэлектродной зоне, на основании и этого дает возможность стабилизировать тепловложение в зону сварки и практически исключить возникновение дефектов.

Ключевые слова:

рельефная сварка, устройство согласования, устройство сбора данных, имитационная модель, регулятор сварки, автоматическое регулирование, задание тока, энергия сварки.

Abstract

The simulation model of the automatic control of the process of resistance projection welding has been improved due to the introduction of the operator setting up a stepwise form of a welding current pulse. The matching device has been developed to perform the external control of the welding cycle controller of a resistance welding machine by means of the simulation model. The system for automatic control of the process of resistance projection welding has been designed, which analyzes the magnitude of the total energy released in the inter-electrode zone and based on this stabilizes heat input in the welding zone and virtually eliminates the occurrence of defects.

Key words:

resistance projection welding, matching device, data collection unit, simulation model, controller of the welding cycle, automatic control, current adjustment, energy of welding.

Контактная рельефная сварка (КРС) любых соединений – процесс крайне быстротечный (десятые и сотые доли секунды). Скорректировать необходимые параметры режима КРС в случае нарушений технологического процесса из-за наличия возмущающих зону сварки воздействий способна лишь система автоматического регулирования, главная задача которой состоит в том, чтобы за это короткое время произвести

операцию измерения, сравнения нужных величин и выдать управляющие сигналы, которые обеспечат стабилизацию определенных параметров режима сварки, например, величины и длительности протекания сварочного тока.

Регуляторы цикла сварки типов РКС-801, РВИ-801, широко используемые сегодня на многих предприятиях СНГ при комплектации машин контактной сварки, способны изменять крутиз-

ну нарастания и амплитуду импульсов сварочного тока, а также длительность их протекания в периодах сетевого напряжения с установленной точностью ($\pm 2 \dots 3$ периода). При сварке это приводит к преждевременному выключению сварочного тока или увеличению длительности его протекания, что в условиях непрерывной работы машины обычно не отслеживается. Регуляторы цикла сварки при одноимпульсном режиме работы способны изменять лишь плавность нарастания импульса сварочного тока (модуляция) до некоторого максимального значения, которое установлено изначально при настройке позиции регулятора *НАГРЕВ* от 0 до 9.

Однако такой способ искусственной модуляции при КРС не является эффективным, т. к. из-за относительно высокого сопротивления межэлектродной зоны в начале процесса сварки происходит естественная модуляция тока – плавное нарастание его амплитуды. И в том и в другом случае исключить появление выплесков расплавленного металла не удастся, поэтому при КРС некоторых соединений, например, пакетных (сварка трех и более деталей за один цикл), существует необходимость ступенчатого изменения величины сварочного тока во времени, т. е. на различных этапах формирования сварного соединения, т. к. только благодаря этому можно обеспечить или даже повысить требуемую прочность соединения без 70-...80-процентного проплавления деталей пакета [1, 2].

Известна система автоматического управления и контроля процесса контактной точечной сварки (КТС) КСУ КС 03, содержащая контактную машину; датчики тока, напряжения, усилия сжатия, ускорения; измерительные преобразователи, аналого-цифровой преобразователь; микроконтроллер; адаптер; персональный компьютер. В процессе сварки сигналы с датчиков поступают на измерительные преобразователи,

воспринимаются аналого-цифровым преобразователем, после чего системный блок микроконтроллера с периодом 10 мс выдает интегральные значения тока, напряжения, усилия сжатия и ускорения электродов, по которым компьютер верхнего уровня микроконтроллера рассчитывает требуемые параметры режима сварки и по встроенному алгоритму «нечеткой» логики осуществляет их сравнение с фактическими режимами сварки с отображением отклонений на дисплее компьютера [3].

Также ранее была создана система для измерения параметров тепловыделения, исследования и управления процессами КТС на однофазных машинах переменного тока, содержащая контактную машину; блоки цифрового ввода-вывода «Л-Кард», согласования (БС), регистрации включенного состояния тиристоров (РВТ); персональный компьютер. Данная установка позволяет в процессе сварки рассчитывать на персональном компьютере фактическое тепловыделение q_n в межэлектродном промежутке в каждом периоде сетевого напряжения по специальной формуле после задания на блоке «Л-Кард» импульсов синхронизации при переходе сетевого напряжения через ноль и определения посредством блоков РВТ и БС длительности λ импульса сварочного тока при заданном угле α его включения [4].

Наряду со всеми своими достоинствами рассматриваемые системы имеют довольно сложную аппаратную реализацию, поэтому не находят широкого применения на производстве. Кроме того, они не способны после анализа состояния датчиков и значения тепловложения корректировать в ходе процесса сварки основные параметры режима, такие как величина и длительность протекания сварочного тока, т. е. воздействовать на начальные настройки регулятора цикла сварки в случае возможных нарушений технологического процесса, например, в результате шунтирования сварочного тока из-за перекоса и каса-

ний свариваемых деталей по краям и другим участкам их поверхностей.

На основании вышесказанного можно сделать вывод, что разрабатываемая система автоматического управления процессом КРС должна выполнять следующие задачи:

- воздействие на аппаратуру управления контактной машиной непосредственно в процессе сварки, т. е. внесение корректировок в отработку позиций регулятора цикла сварки независимо от его начальных настроек согласно фактическим сигналам процесса сварки, поступающим в систему управления с датчиков тока и напряжения;

- введение в зону сварки с высокой степенью точности минимально необходимого количества энергии для формирования литых зон требуемых размеров и формы при гарантированных прочностных показателях получаемого сварного соединения, что позволит избежать возникновения выплесков расплавленного металла или непроваров сварного шва;

- обеспечение максимально возможной скорости приема и обработки сигналов процесса сварки от датчиков программным обеспечением, в котором создается алгоритм автоматического управления процессом сварки, и различными вспомогательными устройствами;

- учет инерционности привода сжатия контактной машины, т. е. прием и программная обработка сигналов должны начинаться именно в тот момент, когда через зону сварки после предварительного сжатия электродов начинает протекать сварочный ток;

- предотвращение нарушений технологического процесса, например, если сварщик по ошибке установил на регуляторе цикла сварки неверные режимы (занизил длительность протекания сварочного тока), то система автоматического управления должна вывести сообщение *ОШИБКА* на монитор и заблокировать позицию *НАЖАТИЕ ПЕДАЛИ* до внесения необходимых корректиро-

вок на регуляторе;

- сохранение максимальных удобств для работы сварщика, т. е. введение системы автоматического управления процессом сварки не должно отрицательно сказаться на прежней производительности труда сварщика;

- ремонтпригодность, т. е. простота диагностики и замены неисправных элементов системы управления процессом сварки.

В [5–7] было предложено использовать полную энергию $Q_{ЭЭ}$, выделяющуюся в межэлектродной зоне, в качестве наиболее информативного параметра для управления процессом контактной рельефной сварки. Таким образом, первым входным параметром в разрабатываемой системе управления является величина сварочного тока, которую требуется задавать ступенчато для регулирования скорости деформирования металла зоны соединения на разных этапах сварки. Второй входной параметр – задаваемая энергия $Q_{ЭЭ}$, расчет которой должен производиться на основе измерения и регистрации фактических сигналов сварочного тока и напряжения межэлектродной зоны непосредственно в процессе сварки.

Выходными параметрами при этом являются откорректированные значения полной длительности протекания сварочного тока $\tau_{СВ}$ и длительности протекания тока на отдельных этапах сварки. Задание величины тока и корректировка временных параметров осуществлялись путем воздействия сигналами напряжения определенной величины с аналоговых и цифровых выходов устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS USB 6251 (устройство NI) посредством имитационной модели в программной среде LABVIEW (среда LVW) на позиции регулятора цикла сварки (РЦС), такие как *ЗАДЕРЖКА ЦИКЛА НА ПОЗИЦИИ СЖАТИЕ*, *НАГРЕВ 1*, *НАГРЕВ 2* и *ОГРАНИЧЕНИЕ ИМПУЛЬСА ТОКА*.

Так как сигналы на аналоговых и

цифровых выходах устройства NI по своим характеристикам маломощные для непосредственного воздействия на входы РЦС, необходимо было разработать специальное устройство согласования, которое позволило бы не только усиливать и регулировать мощность сигналов по каналам устройство NI-РЦС, но и подключать устройство NI к РЦС через специальный разъем регулятора для внешнего управления.

Для решения данной проблемы было разработано устройство согласо-

вания (УС), состоящее из двух каналов.

1. Канал усиления аналоговых сигналов управляющего напряжения. Построен на базе двух операционных усилителей и используется для регулирования величины сварочного тока.

2. Канал усиления цифровых сигналов на базе двух транзисторов и двух электромагнитных реле. Управляет включением и выключением сварочного тока.

Принципиальная электрическая схема УС представлена на рис. 1.

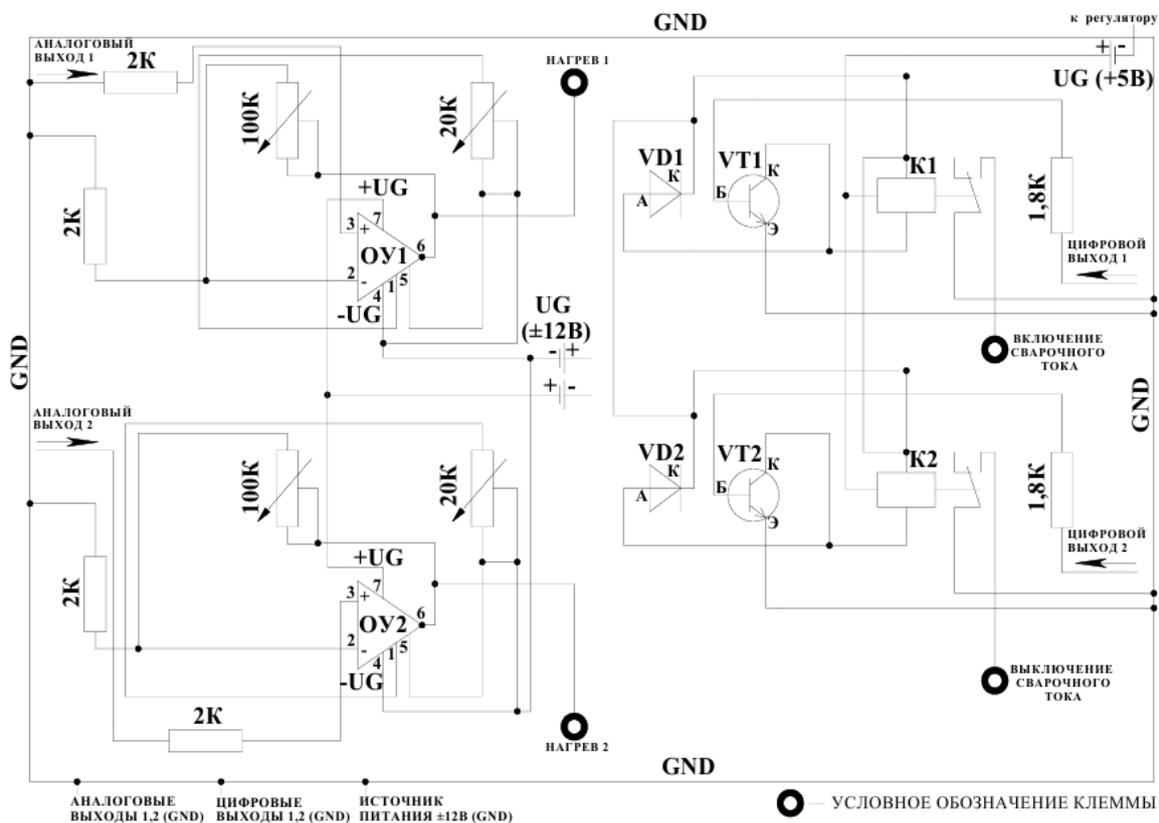


Рис. 1. Устройство согласования

Канал усиления аналоговых сигналов содержит: операционные усилители КРУД708 (на схеме ОУ1, ОУ2); двухполярный источник питания для операционных усилителей ($U_G \pm 12\text{ В}$); четыре резистора по 2 кОм; два переменных резистора по 100 кОм; два переменных резистора по 20 кОм. На вход канала поступает управляющее

напряжение с аналогового выхода NI в диапазоне 0...0,065 В, задаваемое в имитационной модели. Операционные усилители (ОУ) позволяют осуществлять отдельную балансировку переменным резистором 20 кОм и регулировку выходных сигналов до требуемого уровня переменным резистором 100 кОм в обратной связи, изменяющим коэффици-

ент усиления ОУ. Усиленные сигналы воздействуют на позиции *НАГРЕВ 1* и *НАГРЕВ 2* регулятора (двухимпульсный режим сварки). Таким образом, регулируется амплитуда первого и второго импульсов сварочного тока от $0,41 \cdot I_{CBmax}$ до I_{CBmax} (I_{CBmax} – максимальный сварочный ток, обеспечиваемый контактной машиной на данной ступени регулирования сварочного трансформатора).

В табл. 1 приведен экспериментально определенный диапазон напряжений, необходимых для воздействия

устройством NI и средой LVW посредством УС на позиции *НАГРЕВ 1* и *НАГРЕВ 2* РЦС.

Для реализации ступенчатого задания импульса сварочного тока ранее предлагаемая имитационная модель управления процессом контактной рельефной сварки, созданная в среде LVW [7], была дополнена специальным оператором координатного задания сигнала, после чего цикл задания уровня сварочного тока на требуемой ступени стал выглядеть следующим образом (рис. 2).

Табл. 1. Диапазон управляющих напряжений для регулятора цикла сварки РКС-801 и контактной машины МТ-1601 (коэффициент усиления сигналов $K = 11,3$)

Управляющее напряжение, В	Фактический сварочный ток
0	I_{CBmax} (15...16 кА)
0,025	$0,85 \cdot I_{CBmax}$
0,03	$0,83 \cdot I_{CBmax}$
0,035	$0,8 \cdot I_{CBmax}$
0,04	$0,64 \cdot I_{CBmax}$
0,045	$0,62 \cdot I_{CBmax}$
0,05	$0,5 \cdot I_{CBmax}$
0,055	$0,48 \cdot I_{CBmax}$
0,06	$0,43 \cdot I_{CBmax}$
0,065	$0,41 \cdot I_{CBmax}$

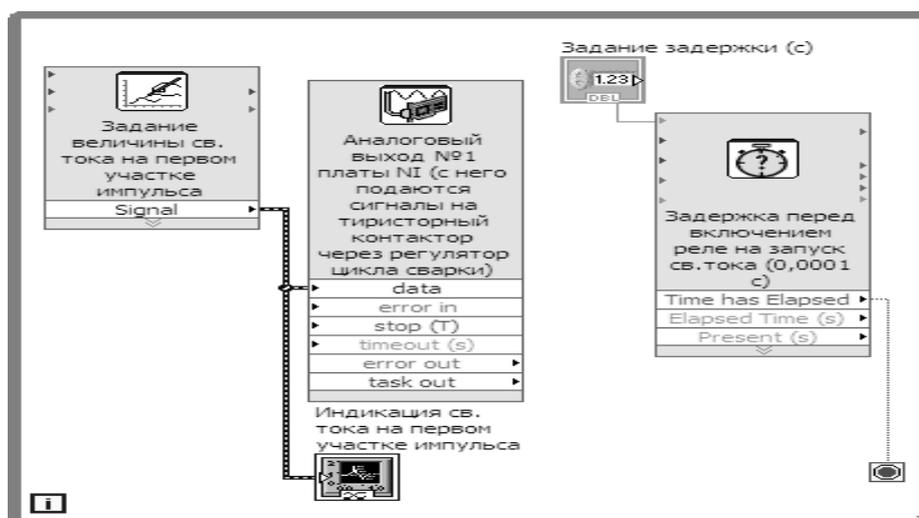


Рис. 2. Цикл координатного задания величины управляющего напряжения на первом участке импульса сварочного тока при его ступенчатом задании

Канал усиления цифровых сигналов содержит: два электромагнитных реле NT732С (K1, K2); однополярный источник питания реле ($U_G +5 В$); два резистора по 1,8 кОм; два транзистора КТ972А (VT1, VT2) и два диода (VD1, VD2). Этот канал предназначен для усиления цифровых сигналов напряжения, воздействующих на входы регулятора РКС-801 *ЗАДЕРЖКА ЦИКЛА НА ПОЗИЦИИ СЖАТИЕ* и *ОГРАНИЧЕНИЕ СВАРОЧНОГО ТОКА*. При этом первый цифровой сигнал напряжением контакта электромагнитного реле запускает команду *ВКЛЮЧЕНИЕ СВАРОЧНОГО ТОКА*, а второй – команду *ВЫКЛЮЧЕНИЕ СВАРОЧНОГО ТОКА* в определенные моменты времени, соот-

ветствующие условию достижения расчетной энергией зоны сварки заданного значения, независимо от начальных временных настроек регулятора.

Посредством кабеля управления РШАВКУ-14 осуществляется передача управляющих импульсов напряжения с выходов УС на внешние входы управления РЦС.

В целом, аппаратура системы автоматического управления процессом контактной рельефной сварки включает в себя ЭВМ, устройства НИ и УС, а также РЦС (рис. 3). Сущность автоматического управления поясняется упрощенной структурной схемой, приведенной на рис. 4.



Рис. 3. Аппаратура системы автоматического управления процессом контактной рельефной сварки

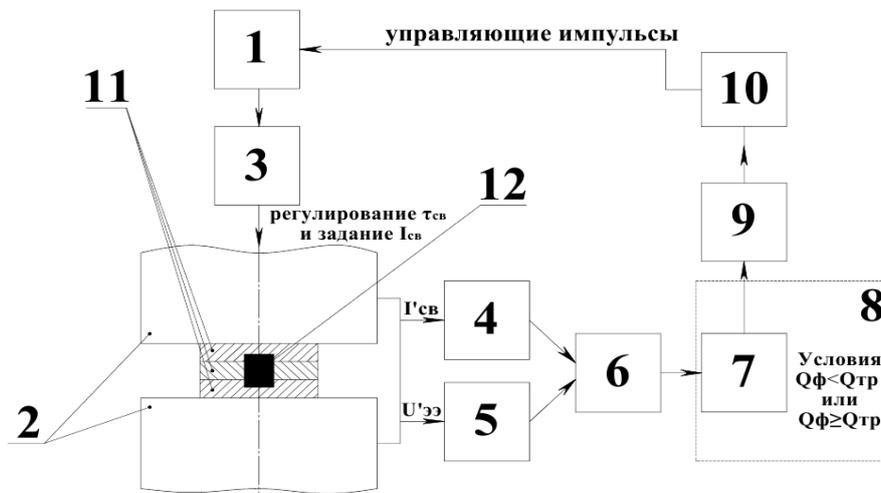


Рис. 4. Структурная схема системы автоматического управления процессом контактной рельефной сварки

Система автоматического управления содержит: машину для контактной рельефной сварки, представленную на схеме РЦС 1 электродами сварочной машины 2 и тиристорным контактором 3; датчик тока 4; два экранированных кабеля 5 для регистрации напряжения межэлектродной зоны; устройство NI 6; ЭВМ 8 с программной средой LVW 7; УС 9; кабель управления 10.

Система работает следующим образом.

1. Перед началом сварки деталей 11 сварщиком однократно нажимается кнопка *ПУСК ПО ЦИКЛУ* имитационной модели среды LVW 7, выведенная на панель управления контактной машины, что приводит программу процесса автоматического регулирования к готовности, причем без нажатия данной кнопки при нажатии педали машины сработает только пневматический клапан привода сжатия, но сварочный ток не включится.

2. После нажатия сварщиком на педаль контактной машины срабатывает

нормально разомкнутое электромагнитное реле УС 9 (на рис. 1 не показано). Питание катушки реле напряжением 24 В осуществляется посредством кабеля управления 10 от самого РЦС 1. Замыкающий контакт реле передает цифровой сигнал величиной 5 В с цифрового выхода устройства NI 6 на его же цифровой вход, что является сигналом к старту программы регулирования. Срабатывание вышеуказанного реле – также сигнал к запуску цикла сварки на РЦС 1, т. е. срабатывает пневматический клапан привода сжатия и опускается верхний подвижный электрод контактной машины 2.

3. После старта программы регулирования срабатывает цикл задания управляющего напряжения, пропорционального величине сварочного тока на первом участке кривой при его трехступенчатом задании (рис. 5). Сигнал напряжения после усиления УС 9 поступает за 0,01 с посредством кабеля управления 10 на разъем внешнего управления РЦС 1.

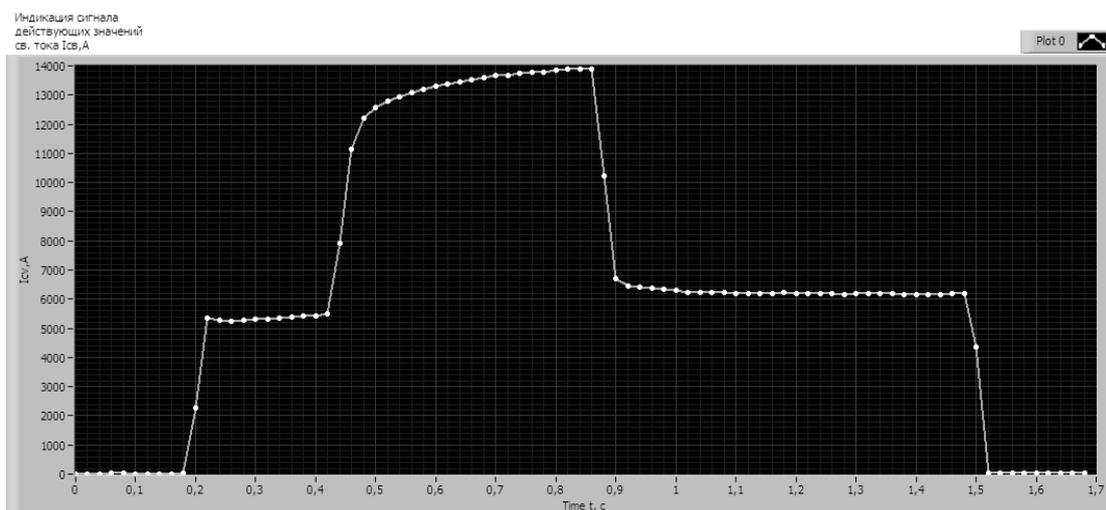


Рис. 5. Кривая сварочного тока при его трехступенчатом задании

4. После предварительного задания величины тока на первом участке срабатывает второй цикл, включающий по логическому условию *ИСТИНА* нор-

мально разомкнутое электромагнитное реле К1, контакт которого при замыкании выключает за 0,01 с *ЗАДЕРЖКУ ЦИКЛА НА ПОЗИЦИИ СЖАТИЕ*. При

этом РЦС воздействует на тиристорный контактор 3, в результате чего через свариваемые детали 11 начинает протекать сварочный ток первой ступени.

5. Одновременно с включением сварочного тока запускается цикл расчета энергии, выделяемой на первом участке кривой тока. Устройство ПИ 6 каждые 0,009 с регистрирует мгновенные сигналы сварочного тока $I'_{СВ}$ и напряжения межэлектродной зоны $U'_{ЭЭ}$ посредством установленного на электродах сварочной машины 2 датчика тока 4 и пары экранированных кабелей 5. При этом блок-диаграмма среды LVW 7 на ЭВМ 8 автоматически осуществляет расчет полной фактической энергии зоны сварки за каждые 0,009 с, одновременно аккумулируя и сравнивая эту величину с заданным значением требуемой энергии на первом участке, занесенным в память программы. Как только фактическая аккумулированная энергия достигает заданного значения, цикл расчета завершается.

6. После завершения расчета энергии на первом участке срабатывает цикл задания управляющего напряжения, пропорционального величине сварочного тока на втором и третьем участках его кривой (см. рис. 5). Аналогично первому участку происходит расчет фактической энергии и сравнение ее с заданными значениями, занесенными в память программы, на втором и третьем участках.

7. После завершения расчета энергии на третьем участке срабатывает цикл, включающий по логическому условию *ИСТИНА* нормально замкнутое электромагнитное реле К2, которое размыканием своего контакта за 0,01 с снимает напряжение с внешнего входа *ОГРАНИЧЕНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ТОКА* и, соответственно, РЦС выключает сварочный ток.

8. Для того чтобы учесть фактическую энергию, выделяемую на неуправляемом участке синусоиды сварочного

тока от подачи сигнала на его отключение до полного закрытия тиристорного контактора после снятия управляющих импульсов, программа за дополнительный отрезок времени, равный 0,02 с, продолжает регистрировать мгновенные сигналы сварочного тока $I'_{СВ}$ и напряжения межэлектродной зоны $U'_{ЭЭ}$. Ровно через 0,02 с данный цикл завершается.

9. После завершения расчета полной энергии через 0,01 с по логическому условию *ЛОЖЬ* происходит выключение электромагнитных реле К1 и К2. Далее срабатывает цикл задания нулевого напряжения, устанавливающий нулевой уровень сварочного тока, после чего задается пауза до готовности программы к следующему циклу сварки. Система автоматического управления возвращается в исходное состояние.

Общая временная схема процесса управления регулятором цикла сварки представлена на рис. 6.

Следует отметить, что если фактическая полная энергия, выделяемая в зоне сварки, не достигла требуемого значения на любом из участков, что крайне маловероятно, т. к. длительность протекания сварочного тока на РЦС задается с большим запасом, то блок-диаграмма через интервал времени, равный 0,5 с, включит реле К2, ответственное за выключение тока, и тут же отключит оба реле К1 и К2, что приведет к завершению работы программы и ее подготовке к следующему циклу сварки.

Указанная последовательность действий разработанной системы обеспечивает автоматическое регулирование длительности протекания сварочного тока при его программном задании, что, в свою очередь, стабилизирует процессы деформирования металла зоны сварочного соединения и формирования литого ядра 12 (см. рис. 4) требуемых размеров и формы при существенном уменьшении вероятности появления выплесков и непроваров.

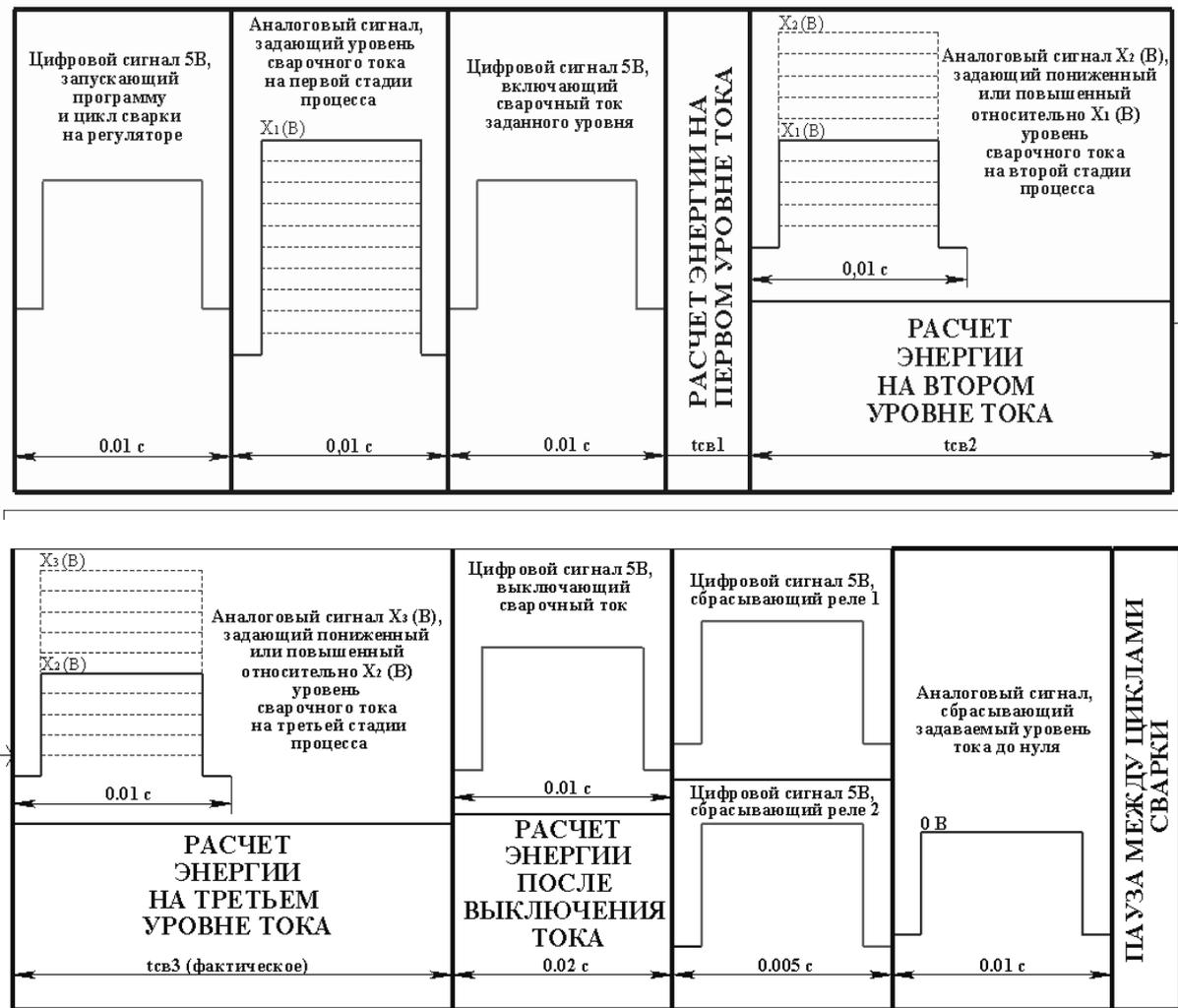


Рис. 6. Общая временная схема процесса управления регулятором цикла сварки

Выводы

1. Создан цикл координатного задания требуемого уровня сварочного тока, включение которого в ранее разработанную имитационную модель управления процессом контактной рельефной сварки (программная среда LABVIEW) позволило реализовать ступенчатое задание импульса сварочного тока на необходимых стадиях формирования сварного соединения.
2. Экспериментально определен диапазон напряжений от 0 до 0,065 В, позволяющий автоматически задавать через устройство NATIONAL INSTRUMENTS в программной среде LABVIEW требуемое значение свароч-

ного тока от $0,41 \cdot I_{CBmax}$ до I_{CBmax} на регуляторе РКС-801 контактной машины МТ-1601.

3. Разработано устройство согласования на базе транзисторов, электромагнитных реле и операционных усилителей с переменным коэффициентом усиления, позволяющее усиливать маломощные сигналы постоянного напряжения, поступающие с устройства сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS на регулятор цикла сварки РКС-801, с целью корректировки его позиций, ответственных за величину и время протекания сварочного тока, независимо от начальных настроек регулятора.

4. Разработана система автомати-

ческого управления процессом контактной рельефной сварки, содержащая машину для контактной сварки, регулятор цикла сварки, устройство сбора данных NATIONAL INSTRUMENTS, ЭВМ с программной средой LABVIEW и устройство согласования. Данная система с помощью имитационной модели управления, созданной в среде LABVIEW, позволяет ступенчато задавать величину сварочного тока и энергию тепловложения в процессе сварки на разных его этапах, принимать мгновенные сигналы тока и напряжения межэлектродной зоны посредством устройства сбора данных и датчиков, рассчитывать полную энергию, выделяемую в межэлектродной зоне, и сравнивать ее с заданными

значениями, после чего посредством устройства согласования вырабатывать в ходе сварки управляющие импульсы напряжения заданной амплитуды, воздействующие на позиции регулятора цикла сварки, в результате чего сварочный ток ограничивается по времени на каждом из этапов формирования соединения. Это стабилизирует тепловложение в зону сварки и существенно уменьшает вероятность появления выплесков расплавленного металла и непроваров сварного шва. Быстродействие разработанной системы ограничивается временем выключения тиристорного контактора после снятия управляющих импульсов и составляет не более 0,01 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гилевич, В. А.** Технология и оборудование рельефной сварки / В. А. Гилевич. – Л. : Машиностроение, 1976. – 151 с.
2. **Березиенко, В. П.** Технология сварки давлением / В. П. Березиенко, С. Ф. Мельников, С. М. Фурманов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – 256 с.
3. **Руденко, П. М.** Портативная система контроля и управления процессом контактной точечной сварки / П. М. Руденко, В. С. Гавриш // Автоматическая сварка. – 2010. – № 2. – С. 36–40.
4. Компьютерный комплекс для исследования и управления процессами сварки / А. С. Климов [и др.] // Сварочное производство. – 2006. – № 3. – С. 32–34.
5. Методика программного управления процессом контактной точечной сварки / В. П. Березиенко [и др.] // Вестн. Полоцкого гос. ун-та. – 2010. – № 8. – С. 139–144.
6. **Поляков, А. Ю.** О формировании ступенчатых соединений при контактной рельефной сварке / А. Ю. Поляков, С. М. Фурманов, Т. И. Бендик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4. – С. 62–69.
7. Оптимизация количества энергии, вводимой в зону рельефной сварки пакетных соединений / А. Ю. Поляков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 67–77.

Статья сдана в редакцию 15 августа 2013 года

Андрей Юрьевич Поляков, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-23-53-12. E-mail: mortis2008@mail.ru.

Сергей Михайлович Фурманов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-71-25. E-mail: furm@mail.ru.

Татьяна Ивановна Бендик, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-42-76-56.

Andrei Yuryevich Polyakov, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-23-53-12. E-mail: mortis2008@mail.ru.

Sergey Mikhailovich Furmanov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-71-25. E-mail: furm@mail.ru.

Tatiana Ivanovna Bendik, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-42-76-56.

УДК 621.83.06

И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков

ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННЫХ РАДИАЛЬНЫХ ГАБАРИТОВ

UDC 621.83.06

I. S. Sazonov, M. Y. Lustenkov

TRANSMISSIONS FOR WORK WITH SMALL RADIAL DIMENSIONS

Аннотация

Проведен сравнительный анализ некоторых типов механических планетарных передач для создания радиально малогабаритных редукторов. Предложен обобщенный критерий для их сравнения. Рассмотрена конструкция передачи с промежуточными телами качения с составными роликами и кулачками, образующими беговые дорожки. Приведена классификация механизмов данного типа.

Ключевые слова:

планетарная передача, цевочная передача, волновая передача, кулачок, ролик, беговая дорожка.

Abstract

The article provides the comparative analysis of some types of mechanical planetary transmissions for the manufacture of radially small-sized reducers. The generalized criterion for their comparison is offered. The design of the transmission with intermediate rolling elements with compound rollers and the cams forming racetracks is considered. The classification of mechanisms of the given type is offered.

Key words:

planetary transmission, lantern gearing, wave gear transmission, cam, roller, racetrack.

Введение

В инженерной практике иногда необходимо передать мощность в ограниченные пространства и для этой цели встроить редукторный узел в малые радиальные размеры. Примерами являются механизмы и устройства, работающие в трубах и скважинах: редукторные вставки к электробурам и турбобурам, приводы устройств для отвинчивания колонны аварийных труб, приводы погружных насосов, скважинных приборов и т. д. Малые радиальные размеры должны иметь устройства для передачи усилий в труднодоступные места, применяемые аварийно-спасательными подразделениями МЧС, передачи, встраиваемые в корпуса трубчатой формы редукторных

гайковертов, баллонных ключей. В ограниченных радиальных пространствах размещаются механизмы автомобильных дифференциалов, т. к. это связано с профильной проходимостью транспортных средств. Малые радиальные габариты также должны иметь редукторные узлы, встраиваемые в кинематические цепи роботов и манипуляторов. При этом актуальной является задача выбора механической передачи для создания редуцирующего узла.

Обоснование выбора типа передач

Рассмотрим основные требования, предъявляемые к механическим передачам (и редукторам, созданным на их основе), работающим в условиях ограни-

ченных радиальных размеров.

1. Высокая нагрузочная способность. Для оценки этого параметра можно использовать коэффициент k_M , Н:

$$k_M = \frac{M_{\max}}{D_{\max}}, \quad (1)$$

где M_{\max} – номинальный передаваемый крутящий момент на выходном валу, Н·м; D_{\max} – наружный диаметр корпуса редуктора, м.

2. Соосность входного и выходного валов.

3. Способность выдерживать ударные нагрузки и кратковременные перегрузки.

4. Работоспособность в условиях ограниченной смазки. Консистентный смазочный материал должен закладываться при сборке и обеспечивать работоспособность передачи на протяжении срока эксплуатации (либо до очередного осмотра редуктора и замены смазки).

5. Возможность проектирования сквозного центрального отверстия, иногда с диаметром D_0 до 40 % от D_{\max} . Это требование актуально для приводных систем манипуляторов, а также для многих редукторов, работающих в скважинах (для прохода бурового раствора, промывочной жидкости, размещения транзитных проводов и т. д.). В этом случае коэффициент k_M , Н/м, может быть определен по следующей формуле:

$$k_M = \frac{4 \cdot M_{\max}}{\pi(D_{\max}^2 - D_0^2)}. \quad (2)$$

6. Широкие кинематические возможности (возможность получения нескольких значений скоростей вращения путем торможения различных звеньев, работа в режиме дифференциала и др.).

Исследуем применимость в вышеуказанных условиях механических передач известных типов. В качестве обобщенного критерия сравнения используем коэффициент k_M , определяемый по фор-

муле (1). Так, редукторы со сквозными отверстиями выпускаются ограниченным количеством производителей.

Наиболее распространены планетарные зубчатые передачи, нагрузка в которых распределяется по потокам (сателлитам). Они могут образовывать соосные механизмы (редукторные и дифференциальные). Эти передачи исследованы Р. Уиллисом, В. Л. Кудрявцевым [1], а также В. Ф. Крайневым, Ф. Л. Литвиным, Л. П. Смирновым, С. Н. Кожевниковым, М. Д. Генкиным, Э. Л. Айрапетовым, Л. Н. Решетовым, О. В. Берестневым, Ю. А. Шацем, В. Н. Шанниковым, Г. Кляйном, Г. Ниманом, Э. Б. Вулгаковым и др. Повышение нагрузочной способности достигается применением косозубых колес, модификацией эвольвентного и использованием других видов зацеплений (Новикова, циклоидального, квазивинтового [2] и др.).

В настоящее время ресурсы повышения нагрузочной способности планетарных зубчатых передач конструктивными методами практически исчерпаны. Дальнейшее их совершенствование связано с применением новых смазочных материалов, материалов для изготовления деталей и новых видов их упрочнения. Передаточное число зубчатых планетарных передач зависит от их радиальных размеров. Они имеют ограниченные возможности проектирования сквозного отверстия и относительно невысокий коэффициент перекрытия, несмотря на многопоточность.

Одним из наиболее перспективных типов передач следует признать планетарные цевочные передачи с циклоидальным зацеплением. Аналогом цевочных передач являются планетарные зубчатые передачи, сконструированные по схеме КН-V, отличающиеся лишь тем, что вместо зубьев одного из колес (с внутренним зацеплением сателлитов) используются цевки либо ролики, установленные на пальцы, а эвольвентный зубчатый профиль зубьев заменен циклоидальным.

Как отмечают многие специалисты, по показателям надёжности, долговечности и компактности редукторы, созданные на основе цевочных передач, превосходят другие известные образцы редукторов как отечественного, так и зарубежного производства [3]. Одним из первых конструкцию редуктора такого типа предложил К. Хаман в 1900 г. [4]. Цевки могут быть установлены не только на колесе с внутренним зацеплением, но и на сателлите [5]. При этом сателлит является входным звеном, цевки которого обкатываются по поверхности внутренних зубьев неподвижного колеса и по наружным зубьям колеса, связанного с выходным валом. Известен патент [6], по которому сателлит выполнен с отверстиями, в которых размещены ролики, контактирующие с эксцентриком и неподвижным колесом. До недавнего времени существовали технологические сложности изготовления циклоидального профиля, однако сейчас при появлении станочного оборудования с ЧПУ нового поколения данные проблемы были устранены. В Республике Беларусь известны работы по совершенствованию планетарного цевочного зацепления, проводимые в ИМИНМАШ НАН Беларуси под руководством О. В. Берестнева [7]. Среди зарубежных фирм известность приобрели редукторы японской фирмы «Сумитомо» и словацкой фирмы «Твин Спин» (Спинэа) [8].

Планетарные цевочные передачи требуют высокой точности изготовления. В работе участвует лишь ограниченное число цевок, что снижает нагрузочную способность. В этих передачах сложно проектировать сквозное отверстие, следует решать вопрос уравнивания, т. к. сателлит размещается на эксцентрике. Конструкцию усложняет необходимость проектирования механизма съема движения с сателлита, совершающего плоскопараллельное движение. Относительное перемещение звеньев происходит в радиальном на-

правлении, что, хоть и незначительно, но увеличивает габариты передачи.

Широко известны волновые передачи (фрикционные и зубчатые). В США, Японии, Германии и других странах налажено серийное производство волновых редукторов общего назначения. В СССР также они выпускались серийно, с типоразмерами начиная с 50,8 мм (диаметр делительной окружности гибкого элемента). Значительный вклад в развитие теории волнового зацепления внесли М. Н. Иванов, Е. Г. Гинзбург, Н. И. Левитский, В. К. Рубцов и др. В настоящее время одним из мировых лидеров по производству волновых редукторов является фирма «Хармоник Драйв» (Германия). Она производит многоцелевые волновые редукторы, в том числе для космической и военной техники [9].

К недостаткам волновых передач можно отнести небольшие значения коэффициента k_M при диаметре корпуса до 120 мм, а также невозможность реализации малых передаточных отношений. Слабым элементом в конструкции таких передач является гибкое звено. В этой связи интересны попытки заменить его на связанные тела качения (роликовая цепь), предпринятые в [10] и затем в [11]. В [12] с помощью цепи создан аналог планетарной передачи.

Был проведен сравнительный анализ некоторых типов планетарных редукторов по критерию k_M , определяемому по формуле (1). При этом изучались геометрические параметры и технические характеристики соосных редукторов и мотор-редукторов с диаметрами корпуса до 200 мм (диаметр фланца не учитывался), представленные фирмами-производителями на официальных сайтах и в каталогах.

На рис. 1 приведена сравнительная оценка некоторых типов планетарных редукторов, а на рис. 2 – волновых редукторов, производимых фирмой «Хармоник Драйв».

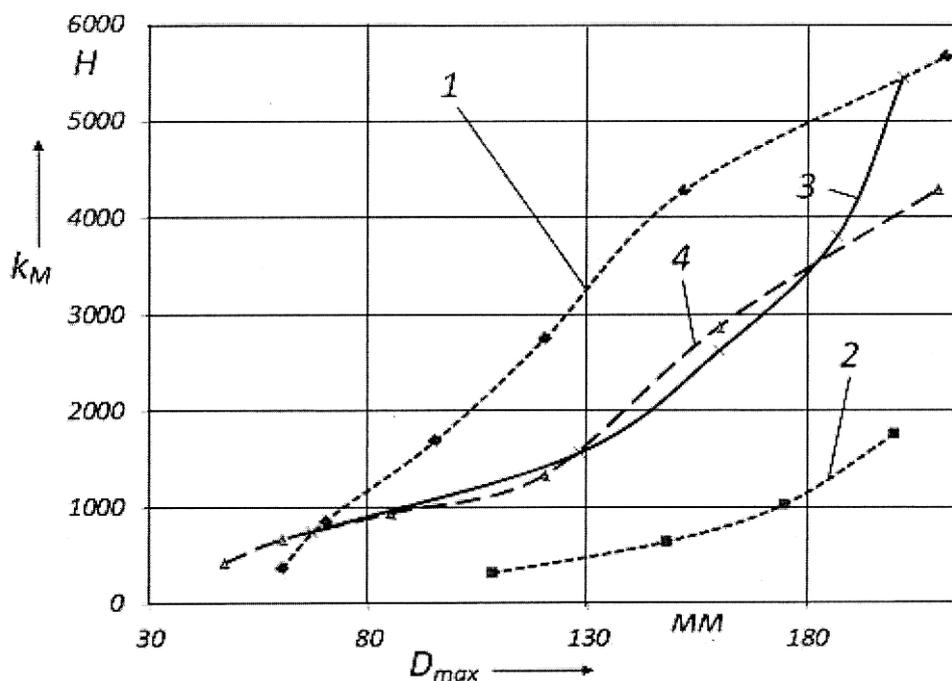


Рис. 1. Сравнительные характеристики некоторых типов планетарных редукторов: 1 – фирма «Алекс Динамикс Инк.»; 2 – НТЦ «Редуктор»; 3 – фирма «Спинэа»; 4 – ООО АВВИ

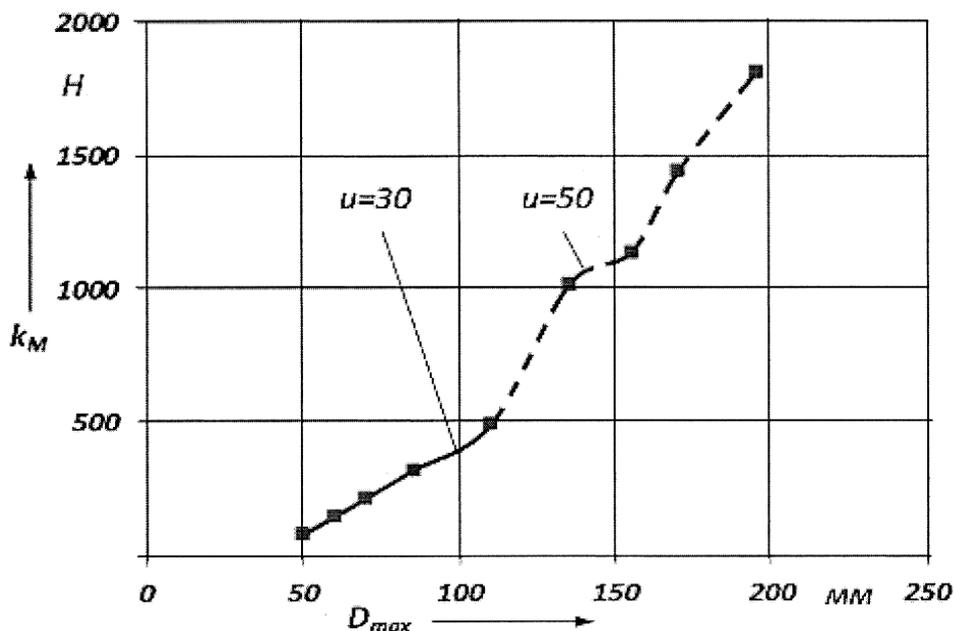


Рис. 2. Характеристика волновых зубчатых передач фирмы «Хармоник Драйв»

Однако она не может претендовать на универсальность, т. к. коэффициент k_M зависит от частоты вращения, передаточного числа, ресурса, условий экс-

плуатации и других факторов. Некоторые параметры фирмами-производителями могут быть завышены в рекламных целях. В то же время сравнение по

критерию k_M дает общее представление о современном уровне редукторных механизмов. Сравнивались характеристики одноступенчатых планетарных редукторов фирмы «Апекс Динамикс Инк.» (Тайвань) [13] и НТЦ «Редуктор» (Санкт-Петербург, РФ) [14], а также планетарно-цевочных редукторов с циклоидальным зацеплением TwinSpin фирмы «Спинэа» (Словакия) [15] и российского производителя ООО АВВИ [16]. Такой выбор обусловлен тем, что большинство производителей (более 80 %) изготавливают редукторы с диаметром корпуса более 200 мм.

В формулу (1) подставлялся номинальный крутящий момент. Исследуемые планетарные зубчатые и цевочные редукторы имели следующие передаточные числа: фирма «Апекс Динамикс Инк.» – 5, НТЦ «Редуктор» – 9, ООО АВВИ – 11, фирма «Твин Спин» – 60. Частота вращения принималась от 750 до 1000 мин^{-1} . Передаточные числа волновых передач указаны на рис. 2. Номинальные крутящие моменты волновых редукторов определены производителями при частоте вращения ведущего вала 2000 об/мин [9].

На основе анализа было установлено:

- в пределах от 50 до 150 мм коэффициент k_M имеет относительно низкие значения, что говорит о наличии резервов его увеличения;

- для обеспечения конкурентоспособности проектируемых редукторов в диапазоне диаметров корпусов от 50 до 150 мм коэффициент k_M должен иметь значения в пределах от 1000 до 5000 Н соответственно;

- увеличение частоты вращения и передаточных чисел при неизменных других характеристиках нагружения снижает коэффициент k_M .

Очевидно, что при прочих равных условиях (применяемые материалы, их термообработка, смазка и т. д.) большую нагрузочную способность будут иметь передачи с высокими коэф-

фициентом перекрытия (обладающие большей многопоточностью) и КПД. Есть основания предположить, что этими возможностями обладают некоторые разновидности механизмов из класса передач с промежуточными телами качения (ППТК) [17].

ППТК находят применение для решения специальных задач в машиностроении. Их исследования проводятся в Республике Беларусь, России, Румынии, США, Японии, Китае и др. странах. Для удовлетворения вышеприведенных условий необходимо рассматривать передачи с осевым перемещением тел качения в процессе работы. При этом центры тел качения располагаются на цилиндрической поверхности (ППТК цилиндрического типа), т. к. они отвечают условиям радиальной малогабаритности [8].

За обобщенный критерий, определяющий качество и степень соответствия проектируемой передачи современному уровню развития малогабаритных передач, был взят коэффициент k_M , рассчитываемый по формуле (1). Исходя из графиков, приведенных на рис. 1 и 2, получили уравнение лимитирующей прямой, характеризующей современный уровень развития производства радиально малогабаритных передач. В соответствии с этим уравнением было определено условие возможности успешного проектирования передачи:

$$k_M < 40 \cdot D_{\max} - 1700, \quad (3)$$

где k_M – коэффициент удельного передаваемого крутящего момента, Н; D_{\max} – максимальный диаметр корпуса редуктора, мм.

Если условие (3) не выполняется, значит, передача заданной нагрузки в указанных радиальных габаритах с помощью одной ступени передачи невозможна. Необходимо либо корректировать исходные данные, т. к. техническое задание невыполнимо, либо проектировать редуктор в многосекционном исполнении с параллельным соединением секций.

Конструкция передачи с составными роликами и кулачками

Недостаток известных конструкций ППТК цилиндрического типа [19] – низкий КПД из-за скольжения в зацеплении.

Одним из резервов снижения потерь мощности в ППТК является их структурная оптимизация. При контакте сплошного (цельного) тела качения с тремя поверхностями неизбежно проскальзывание. Качение без скольжения теоретически возможно при контакте ролика с одной поверхностью при условии, что мгновенные центры скоростей расположены на линии контакта, а также с двумя поверхностями (роликовый подшипник качения). Качение без

скольжения недостижимо при контакте тел качения с тремя и более поверхностями (если они не являются фрагментами одной поверхности).

Решить задачу снижения потерь мощности можно структурным преобразованием механизма, заменив непосредственный контакт тел качения с основными деталями передачи на контакт с помощью кинематических соединений. В связи с этим разработаны конструкции передач с составными роликовыми сателлитами, контактирующими с кулачковыми поверхностями и пазами посредством промежуточных элементов (подшипников, втулок).

Предлагаемая конструкция роликового редуктора показана на рис. 3.

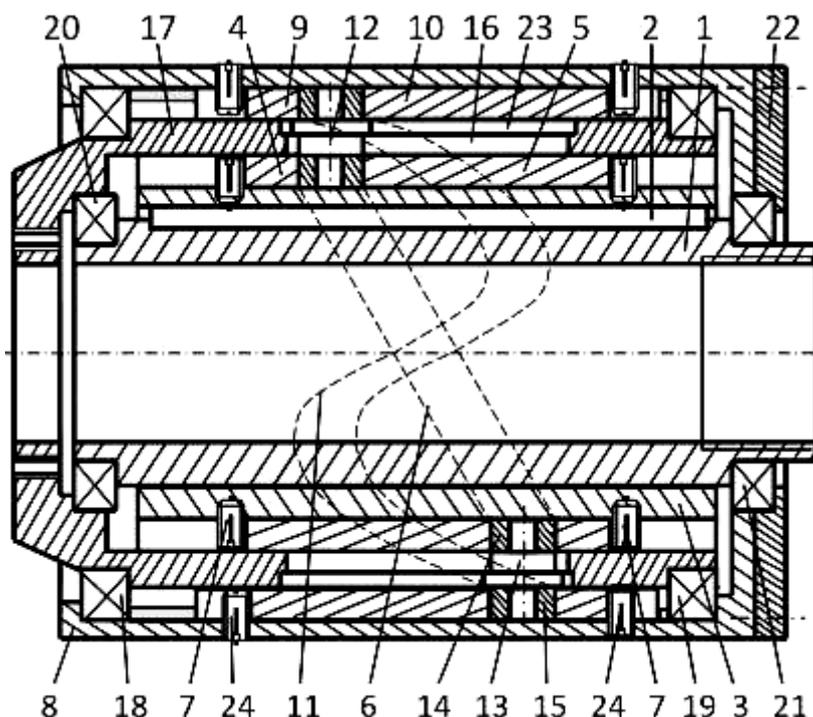


Рис. 3. Конструкция редуктора с составными роликами

Редуктор состоит из входного вала 1, на котором с помощью шпонки 2 установлена втулка 3. Эта втулка является основанием для закрепления торцовых внутренних кулачков 4 и 5, рабочие поверхности которых образуют беговую дорожку 6. Втулка 3 имеет возможность

ограниченного осевого перемещения относительно входного вала 1 с помощью подвижного шпоночного (либо шлицевого) соединения. Внутренние кулачки 4 и 5 имеют прорези и закрепляются на втулке 3 винтами 7. В корпусе 8 устанавливаются наружные кулачки

9 и 10, торцовые поверхности которых образуют периодическую беговую дорожку 11. По беговым дорожкам 6 и 11 перемещаются ролики 12. Каждый ролик состоит из трех составляющих: стержня 13 и двух втулок 14 и 15, каждая из которых может вращаться относительно стержня.

В процессе работы редуктора втулка 14 совершает качение по беговой дорожке 6, а втулка 15 – по беговой дорожке 11. Стержень 13 своими рабочими поверхностями контактирует с осевыми пазами 16 сепаратора 17, который является выходным валом редуктора. Сепаратор 17 установлен в корпусе 8 при помощи подшипников 18 и 19, а входной вал базируется на подшипниках 20 и 21, размещенных в сепараторе 17 и корпусе 8 с крышкой 22 соответственно.

Компенсация неточностей изготовления рабочих поверхностей деталей ППТК может осуществляться посредством самоустановки втулки 3 на валу 1 по шпонке 2. Регулировка зацепления и компенсация износа рабочих поверхностей внутренних кулачков производится размещением прокладок в их пазах перед винтами 7, а положения наружных кулачков 9 и 10, закрепленных в корпусе 8 и зафиксированных от поворота винтами 24, – с помощью прокладок, установленных в корпусе между кулачками и подшипниками 18 и 19.

Паза 16 сепаратора имеют ступе-

ни 23 (так же, как и стержни 13 роликов), предназначенные для устранения перекосов осей тел качения.

Каждая из трех составляющих роликов контактирует с соответствующей рабочей поверхностью наружных, внутренних кулачков и сепаратора, обеспечивая возможность качения без скольжения во всех контактирующих парах в зацеплении и повышению КПД редуктора.

Составные ролики могут иметь различную структуру и их классифицируют следующим образом.

По типу промежуточных элементов ролика:

- втулки, установленные на стержне по скользящей посадке;
- подшипники качения.

При использовании подшипников качения трение скольжения теоретически может отсутствовать во всех кинематических парах редуктора. Однако экспериментальные данные показывают низкую надежность подшипников качения с малыми диаметрами посадочных отверстий (до 10 мм), частые разрушения тел качения и сепаратора, что приводит к заклиниванию составляющих ролика. Втулки более надежны и имеют меньшую себестоимость изготовления.

По форме промежуточных элементов ролика:

- цилиндрическая (рис. 4, а);
- полусферическая (рис. 4, б, в);
- коническая (рис. 4, г);
- гиперболическая (рис. 4, д) и др.

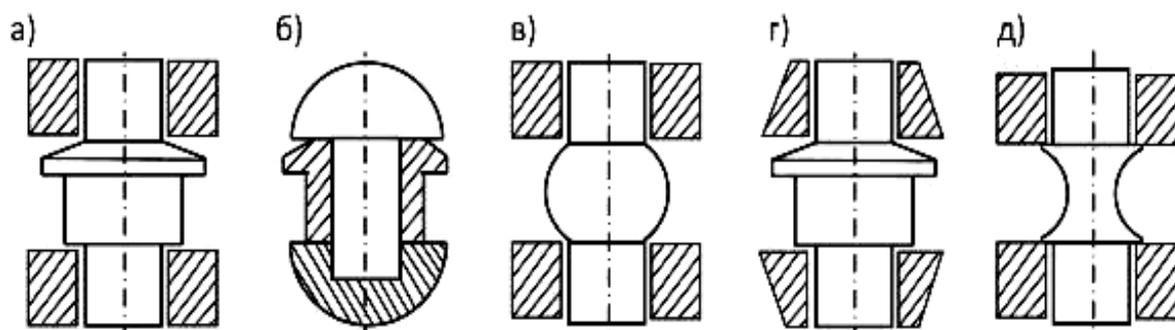


Рис. 4. Конструкции составных роликов

В зависимости от формы промежуточных элементов роликов форма рабочих поверхностей кулачков также может различаться (рис. 5).

Коническая форма элементов ро-

лика приводит к возникновению больших сил трения в контакте с беговой дорожкой, а также к возможности заклинивания при значительных осевых нагрузках на ролик.



Рис. 5. Различные виды составных кулачков: а, б – для контакта со сферическими поверхностями элементов роликов (а – однопериодная, б – многопериодная дорожки); в – для контакта с цилиндрическими поверхностями элементов роликов

Гиперболическая – ослабляет тело стержня и, как любая другая фасонная поверхность, требует дополнительных затрат при изготовлении и финишной обработке. Полусферическая форма в некоторых случаях облегчает изготовление беговых дорожек, снижает значительные изгибные нагрузки в стержне ролика [20] и позволяет центрировать ролик.

Однако полусферическая форма элементов ролика приводит к рассеянию полезных усилий и увеличению расклинивающих усилий в зацеплении. Вследствие этого наиболее рациональной формой по нагрузочной способности и КПД передачи является цилиндрическая форма рабочих поверхностей элементов ролика.

По виду рабочих поверхностей, объединенных со стержнем:

- рабочая поверхность, контактирующая с сепаратором;
- рабочая поверхность, контактирующая с внутренними кулачками;
- рабочая поверхность, контактирующая с наружными кулачками.

С точки зрения нагрузочной способности и КПД передач не все три вышеуказанных типа равнозначны и их выбор должен обосновываться предварительно проведенным силовым анализом и определением КПД на стадии проектирования. Составные тела качения могут применяться и в ППТК других типов (конических, сферических).

Таким образом, наиболее рациональным является применение роликов с промежуточными элементами в виде втулок с рабочими поверхностями цилиндрической формы.

Выводы

На основе анализа требований, предъявляемых к редукторным механизмам, работающим в условиях ограниченных радиальных размеров, для сравнительной оценки механических передач различных типов предложен критерий k_M , равный отношению передаваемого номинального крутящего момента к диаметру корпуса редуктора. Также установлено, что для обеспечения конкурентоспособности проекти-

руемых редукторов в диапазоне диаметров корпусов от 50 до 150 мм коэффициент k_M должен иметь значения в пределах от 1000 до 5000 Н соответственно. Выдвинута гипотеза, что в наибольшей степени предъявляемым требованиям удовлетворяют ППТК. Предложены и классифицированы новые структурные схемы ППТК, отличающиеся применением составных роликов и кулачков, а

также механизмов регулирования зацепления, что позволяет повысить КПД передач путем обеспечения качения без проскальзывания во всех контактирующих парах в зацеплении, ремонтпригодность и долговечность проектируемых редукторных механизмов путем регулировки зацепления для компенсации износа кулачковых поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Планетарные передачи: справочник / Под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 535 с. : ил.
- 2 **Плеханов, В. Ф.** Особенности проектирования планетарных передач с квазиэвольвентным внутренним зацеплением сателлита / В. Ф. Плеханов // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 8. – С. 3–5.
- 3 **Муравьев, Е. В.** Планетарно-цевочные редукторы и мотор-редукторы / Е. В. Муравьев // Редукторы и приводы. – 2005. – № 4–5. – С. 14–16.
- 4 Excentergetriebe : pat. 127529 Deutschland, Kl. 47 h / C. Hamann. – fil. 11.07.1900 ; pat. 27.01.1902. – 5 p.
- 5 Uber- oder untersetzungsgetriebe : pat. Deutschland 51260, Kl. 47 h, Gr. 7 / F. Deckel. – Apl. № D53238 XII/47h ; fil. 14.06.27 ; pat. 15.11.30. – 5 p.
- 6 Планетарный редуктор : а. с. 1024618 СССР, М. кл. F 16 h 1/28 / В. Н. Стрельников ; Украин. зап. патент. ин-т. – № 3225365/25-28 ; заявл. 29.12.80 ; опубл. 23.06.83 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 23. – 2 с.
- 7 Планетарная цевочная передача : а. с. 1753102 А 1 СССР, М. кл. F 16 Н 1/32 / О. В. Берестнев, Н. Г. Янкевич, Ю. Е. Никулин, В. П. Гайковой, М. В. Рудновский ; Ин-т проблем надежности и долговечности машин АН БССР. – № 4779768/28 (004277) ; заявл. 08.01.90 ; опубл. 07.08.92 // Открытия. Изобрет. – 1992. – № 29. – 4 с.
- 8 Редукторы TWIN SPIN. Серии, модели, модификации [Электронный ресурс] / Официальный сайт представителя компании «SPINEA» в Северо-Западном регионе. – 2009. – Режим доступа : http://www.reduktor-spinea.ru/index.php?option=com_content&task=view&id=8. – Дата доступа : 20.08.2009.
- 9 Harmonic Drive AG. Just Move It!: General catalogue. – Harmonic Drive AG.: Germany. – 2011. – 528 p.
- 10 **Сычев, А. А.** Волновая передача с применением стандартной многорядной втулочно-роликовой цепи / А. А. Сычев // Вестн. машиностроения. – 1971. – № 9. – С. 41–43.
- 11 Волновая передача : а. с. 1539431 А 1 СССР, F 16 Н 1/00 / В. В. Петросов, С. В. Петросова, Г. В. Петросов ; Тольяттинский политехн. ин-т и Волжский автомобильный завод им. 50-летия СССР. – № 4335030/25-28 ; заявл. 25.11.87 ; опубл. 30.01.90 // Открытия. Изобрет. – 1990. – №4. – 4 с.
- 12 Speed reducing coupling : pat. 3726158 USA, F 16 h 1/28 / Н. С. Brown. – Apl. № 112749 ; fil. 04.02.71 ; pat. 10.04.73. – 14 p.
- 13 Planetary Gearboxes. High Precision. High Speed. AD, ADR, ADS Series: Catalogue. – Apex Dynamics, Inc. : Taiwan, 2013 – 15 p.
- 14 Редукторы и мотор-редукторы планетарно-цевочные : каталог. – СПб. : Редуктор, 2005. – 32 с.
- 15 TwinSpin H Series: Catalogue. – Spinea, Inc. : Slovakia, 2012 – 13 p.
- 16 Планетарно-цевочные редукторы ПЦР (ПЦР-А) / ООО АВВИ // Разработка и производство высокоточных редукторов [Электронный ресурс]. – 2013. – Режим доступа : <http://www.avvi.ru/index.php/produkcija/planetarno-cevochnie-reduktori.html>. – Дата доступа : 15.07.2013.
- 17 **Становской, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакивичус / Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : НГТИ, 2003. – С. 61–94.
- 18 **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.

19 **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.

20 **Прудников, А. П.** Обоснование конструкции и параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи для работы в условиях ограниченных диаметральных размеров : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Белорус.-Рос. ун-т – Могилев, 2013. – 24 с.

Статья сдана в редакцию 21 октября 2013 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф. Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-26-61-00.

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц. Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-71.

Igor Sergeevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-61-00.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: +375-222-25-36-71.

УДК 629.114.2

А. Г. Стасилевич

УПРАВЛЯЕМОСТЬ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С НАВЕСКАМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

UDC 629.114.2

A. G. Stasilevich

CONTROLLABILITY OF THE WHEEL TRACTOR WITH LIFT HITCHES OF FARM MACHINES

Аннотация

Рассматривается управляемость колесного трактора с передней, задней и комбинированной навесками сельскохозяйственных машин. Проведен ее сравнительный анализ при трех вариантах навески в зависимости от момента сопротивления повороту трактора.

Ключевые слова:

управляемость, колесный трактор, передняя навеска, задняя навеска, комбинированная навеска, момент сопротивления, поворот трактора, комплексная механизация, сельскохозяйственный агрегат, стабилизирующий момент, отклоняющий момент.

Abstract

The controllability of the wheel tractor with front, back and composite lift hitch of farm machines is described in the article. The comparative analysis of the tractor controllability when using various kinds of lift hitches of farm machines has been carried out based on the moment of resistance to tractor turning.

Key words:

controllability, wheel tractor, front lift hitch, front, back lift hitch, compound lift hitch, moment of resistance, tractor turning, comprehensive mechanization, farm unit, stabilizing moment, deflecting torque.

Комплексная механизация сельскохозяйственного производства охватывает все новые и новые процессы, количество которых непрерывно растет.

Многообразие сельскохозяйственных процессов, а также возделываемых культур и зональных особенностей приводит к непрерывному увеличению и расширению числа и типа машинно-тракторных агрегатов.

Применение в сельскохозяйственном производстве энергонасыщенных тракторов создает предпосылки к разработке эшелонированной навески сельскохозяйственных машин и орудий, использованию широкозахватных машин, в том числе с фронтальной навеской,

совмещению операций и т. п.

Навеска широкозахватных машин (особенно фронтальная) увеличивает сопротивление повороту тракторного агрегата, ухудшает его управляемость.

Под управляемостью агрегата будем понимать способность его сохранять заданный курс движения.

Трактор в агрегате с навесной или прицепной машиной подвергается силовому воздействию, которое можно привести в общем случае к следующим моментам:

$M_{отк}$ – отклоняющий момент, стремящийся отклонить агрегат от заданного направления движения;

$M_{стаб}$ – стабилизирующий момент,

Для упрощения задачи условимся, что колеса трактора не имеют бокового скольжения или увода, вызываемого боковой эластичностью шин. В этом случае мгновенный центр поворота агрегата будет расположен на продолжении геометрической оси ведущих колес в точке пересечения с геометрическими линиями осей, повернутых на соответствующие углы передних управляемых колес. Кроме того, примем, что угол поворота управляемых колес β будет равен полусумме углов поворота внешнего и внутреннего колес.

У трактора с передними ведущими управляемыми колесами и навешенной на заднюю навеску машиной поворачивающий момент $M_{пов}$ вызывается силами $P_{кп}$ и Z_n , а момент сопротивления $M_{сопр}$ – силой сопротивления боковому смещению рабочих органов машины P_c и силой сцепления опорных колес машины с почвой P_o .

Поворачивающий момент относительно точки O_3 , если пренебречь трением в дифференциале заднего моста,

$$M_{пов} = P_{кп} \cdot L \cdot \sin \beta + Z_n \cdot L \cdot \cos \beta - P_{nn} \cdot L \cdot \sin \beta, \quad (2)$$

где $P_{кп}$ – касательная сила тяги передних колес без учета силы сопротивления качению; P_{nn} – сила сопротивления качению передних колес; Z_n – сила сопротивления боковому сдвигу передних направляющих колес; L – база трактора; β – угол поворота передних колес.

Если трактор (агрегат) находится на наклонной поверхности, то

$$M_{пов} = P_{кп} \cdot L \cdot \sin \beta + Z_n \cdot L \cdot \cos \beta - P_{fn} \cdot L \cdot \sin \beta \pm G_T \cdot a \cdot \sin \alpha,$$

где G_T – вес трактора; a – продольная координата центра тяжести трактора (агрегата); α – угол наклона поверхности; «+» – при повороте вниз по склону;

«-» – при повороте вверх по склону.

Касательная сила тяги передних колес

$$P_{кп} = G_n \cdot Y_n,$$

где G_n – вес, приходящийся на передние колеса; Y_n – коэффициент сцепления ведущих колес с почвой.

Сила сопротивления боковому сдвигу

$$Z_n = G_n \cdot Y',$$

где Y' – коэффициент сопротивления боковому сдвигу.

Сила сопротивления качению передних колес

$$P_{fn} = G_n \cdot f_n, \quad (3)$$

где f_n – коэффициент сопротивления качению.

Учитывая, что $G_{т\alpha} = G_{nL}$, выражение (3) можно записать в следующем виде:

$$M_{пов} = G_n \cdot Y_n \cdot L \cdot \sin \beta + G_n \cdot Y' \cdot L \cdot \cos \beta - G_{fn} \cdot L \cdot \sin \beta \pm G_n \cdot L \cdot \sin \alpha$$

или

$$M_{пов} = G_n \cdot L \cdot (Y_n \cdot \sin \beta + Y' \cdot \cos \beta - f_n \cdot \sin \beta \pm \sin \alpha). \quad (4)$$

Вес, приходящийся на передние управляемые колеса, зависит от места навешенной сельскохозяйственной машины, а также наличия у нее опорных колес. При наличии опорных колес

$$G_n = G_T \frac{\alpha}{L}.$$

При навеске машины сзади без опорного колеса

$$G_n = \frac{G_T \alpha - G_M (\ell_H + \alpha_M)}{L}.$$

При навеске машины спереди без опорного колеса (рис. 2)

$$G_{\Pi} = \frac{G_T \alpha + G_M (\ell_H^{\Pi} + \ell_M + L)}{L},$$

где G_M – вес навесной машины; ℓ_H^{Π} – расстояние от оси задних (передних)

колес до оси подвеса; ℓ_M – расстояние от оси подвеса до центра тяжести машины.

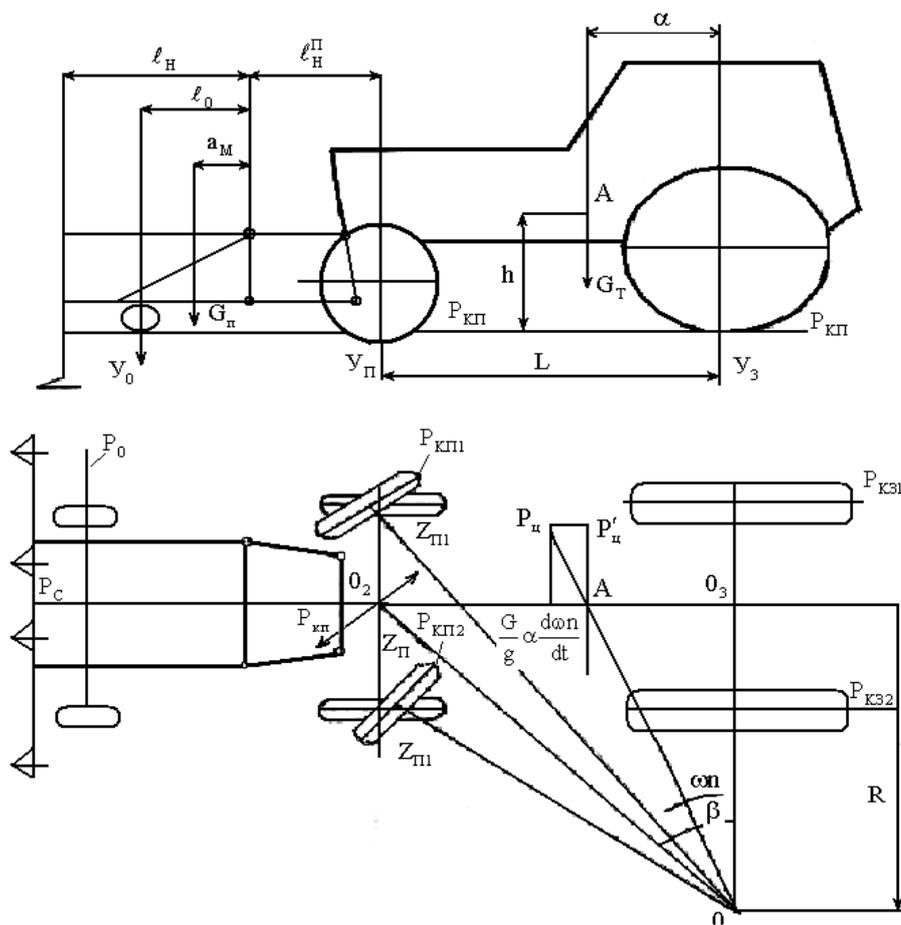


Рис. 2. Схема сил, действующих на трактор при передней навеске сельскохозяйственной машины

У трактора без переднего ведущего моста $P_{K\Pi} = 0$. Тогда

$$M_{\text{пов}} = G_{\Pi} \cdot L \cdot (Y' \cdot \cos \beta - f_{\Pi} \cdot \sin \beta \pm \sin \alpha). \quad (5)$$

Таким образом, поворачивающий момент зависит от колесной формулы трактора, веса, приходящегося на передний мост, базы трактора, сцепления передних колес с почвой, угла наклона поверхности поля и радиуса поворота агрегата.

Так как $L = R \cdot \text{tg} \beta$, то через радиус поворота выражение (4) примет вид:

$$M_{\text{пов}} = G_{\Pi} \cdot R \cdot \text{tg} \beta \cdot (Y_{\Pi} \cdot \sin \beta + Y' \cdot \cos \beta - f_{\Pi} \cdot \sin \beta \pm \sin \alpha).$$

Момент сопротивления повороту относительно точки O_3 будет равен для случая задней навески машин:

– с опорным колесом

$$M_{\text{сопр}}^3 = P_0 (\ell_H + \ell_0) + P_C (\ell_H + \ell_M);$$

– без опорного колеса

$$M_{\text{сопр}}^3 = P_c (\ell_H + \ell_M).$$

Для случая передней навески ман-
дат с опорным колесом

$$M_{\text{сопр}}^4 = P_0 (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_0) + \\ + P_c (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_M);$$

– без опорного колеса

$$M_{\text{сопр}}^4 = P_c (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_M),$$

где P_0 – сила сопротивления боковому смещению опорных колес; P_c – сила сопротивления боковому смещению рабочих органов машины; L – база трактора; ℓ_M – расстояние от оси подвеса до рабочих органов машины.

Так как

$$P_0 = \varphi_M \cdot Y_0;$$

$$P_c = \rho \cdot F \cdot h,$$

где Y_0 – реакция опорного колеса; φ_M – коэффициент сцепления опорного колеса с почвой; ρ – удельное сопротивление смятен почвы; F – площадь заглубленной части рабочего органа машины; h – количество рабочих органов машины, то, подставив вместо P_0 и P_c их значения, получим выражения для моментов сопротивления при задней навеске:

– с опорным колесом

$$M_{\text{сопр}}^3 = Y_0 \cdot \varphi_M \cdot (\ell_H + \ell_0) + \\ + \rho \cdot F \cdot h \cdot (\ell_H + \ell_M); \quad (6)$$

– без опорного колеса

$$M_{\text{сопр}}^3 = \rho \cdot F \cdot h \cdot (\ell_H + \ell_M).$$

Для случая передней навески:
– с опорным колесом

$$M_{\text{сопр}}^{\Pi} = Y_0 \cdot \varphi_M \cdot (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_0) + \\ + \rho \cdot F \cdot h \cdot (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_M); \quad (7)$$

– без опорного колеса

$$M_{\text{сопр}}^{\Pi} = \rho \cdot F \cdot h \cdot (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_M).$$

Реакция опорного колеса определяется из соотношения

$$Y_0 = G_M \frac{\alpha_M}{\ell_0}, \quad (8)$$

где G_M – вес машины; α_M – координата центра тяжести машины.

При повороте трактора с установившейся скоростью возникает результирующая центробежная сила $P_{\text{ц}}$, направленная по радиусу от центра поворота. Составляющая этой силы $P'_{\text{ц}}$ будет действовать в поперечной плоскости и противодействует повороту:

$$P'_{\text{ц}} = \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (9)$$

Момент этой силы

$$M = \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \alpha,$$

где v – скорость трактора; R – радиус поворота; g – ускорение свободного падения.

Кроме того, при входе трактора в поворот происходит относительное вращение центра тяжести вокруг середины заднего моста O_3 с тангенциальным ускорением $\alpha \cdot \frac{d \cdot \omega_{\Pi}}{d \cdot t}$, в результате чего появляется тангенциальная сила инерции $\frac{G_T}{g} \cdot \alpha \cdot \frac{d \cdot \omega_{\Pi}}{d \cdot t}$, действующая в направлении центробежной силы $P'_{\text{ц}}$.

С учетом инерционных сил

$$M_{\text{сопр}}^3 = Y_0 \cdot \varphi_M \cdot (\ell_H + \ell_0) + \\ + \rho \cdot F \cdot h \cdot (\ell_H + \ell_M) + \\ + \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \alpha + \frac{G_T}{g} \cdot \alpha^2 \cdot \frac{d \cdot \omega_{\Pi}}{d \cdot t};$$

$$M_{\text{сопр}}^{\Pi} = Y_0 \cdot \varphi_M \cdot (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_0) + \rho \cdot F \cdot h \cdot (L + \ell_H^{\Pi} + \ell_M) + \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \alpha + \frac{G_T}{g} \cdot \alpha^2 \cdot \frac{d \cdot \omega_{\Pi}}{d \cdot t} \quad (10)$$

$$M_{\text{сопр}}^{\text{сум}} = Y_0 \cdot \varphi_M \cdot (L + \ell_H + \ell_0 + \ell_H^{\Pi} + \ell_0) + \rho \cdot F \cdot h \cdot (L + \ell_H + \ell_M + \ell_H^{\Pi} + \ell_M) + \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \alpha + \frac{G_T}{g} \cdot \alpha^2 \cdot \frac{d \cdot \omega_{\Pi}}{d \cdot t} \quad (11)$$

Для случая передней и задней навесок (рис. 3)

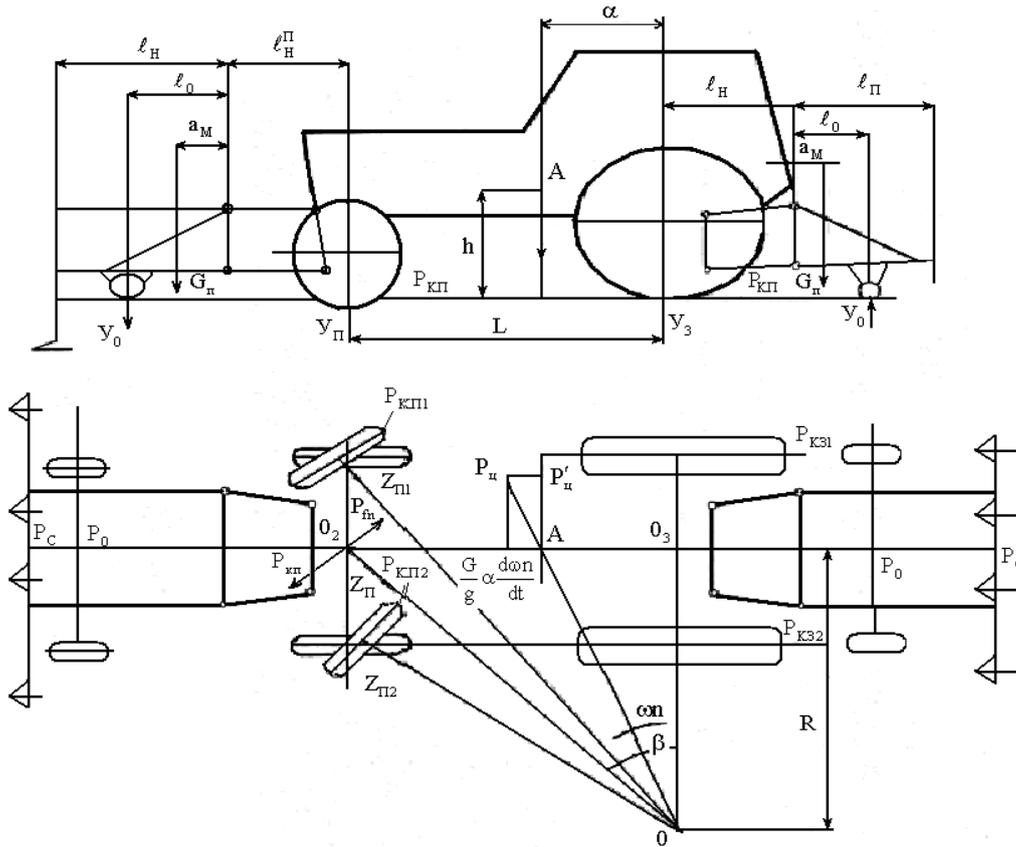


Рис. 3. Схема сил, действующих на трактор при комбинированной навеске сельскохозяйственной машины

Если принять, что у современных тракторов

$$\begin{aligned} \ell_H &= \ell_H^{\Pi} \cong \frac{1}{3}L; \\ \ell_M &\cong \frac{1}{3}L; \\ \ell_0 &\cong \frac{1}{6}L, \end{aligned} \quad (12)$$

а также исключить инерционные силы при повороте, то выражения (10)...(12) упростятся:

$$M_{\text{сопр}}^3 = \frac{1}{2} \cdot Y_0 \cdot \varphi_M \cdot L + \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot F \cdot h \cdot L; \quad (13)$$

$$M_{\text{сопр}}^{\Pi} = 1 \frac{1}{2} \cdot Y_0 \cdot \varphi_M \cdot L + 1 \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot F \cdot h \cdot L; \quad (14)$$

$$M_{\text{сопр}}^{\text{сум}} = 2 \cdot Y_o \cdot \varphi_M \cdot L + 2 \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot F \cdot h \cdot L. (15)$$

Первые слагаемые выражений (13)...(15) являются моментами сопротивления повороту от сил сцепления опорных колес сельскохозяйственной машины, вторые – моментами сопротивления от заглубленных рабочих органов.

Момент сопротивления повороту от сил сцепления опорных колес при передней навеске выше, чем при задней, в 3 раза, а при передней и задней навесках – в 4 раза.

Момент сопротивления повороту от заглубленных рабочих органов выше при передней навеске в 2,5 раза, чем при задней, а при комбинированной – в $3^{1/2}$ раза.

Таким образом, момент сопротивления повороту зависит от базы трактора α , веса навесной машины, количества и размеров рабочих органов, почвенных условий и характера навески сельскохозяйственных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с.
2. Колесные тракторы для работы на склонах / П. А. Амельченко [и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 246 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 24 июня 2013 года

Андрей Григорьевич Стасилевич, генеральный конструктор ПО МТЗ, РУП МТЗ.
Тел.: +375-017-284-15-62.

Andrei Grigorevich Stasilevich, General Designer of PO MTZ, RUP MTZ. Phone: +375-017-284-15-62.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, В. И. Курстак, Р. В. Плякин, А. И. Ключев, А. В. Яковлев

СЕЛЕКТОР РЕЖИМОВ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, V. I. Kurstak, R. V. Pliakin, A. I. Kluev, A. V. Yakovlev

THE SELECTOR OF CONTROL MODES FOR THE AUTOMATIC TRANSMISSION OF A VEHICLE

Аннотация

Приведена структурная схема разработанной мехатронной системы автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ. Дано описание функциональных свойств и конструктивных особенностей селектора режимов управления. Рассмотрена схема формирования селектором сигналов о задаваемых режимах управления и передачи их в контроллер для реализации алгоритмов управления и осуществления автоматического переключения передач. Изложено описание процедур задания режимов работы гидромеханической передачи посредством селектора.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, фрикцион, мехатронная система автоматического управления, микропроцессорный контроллер, селектор режимов управления, карьерный самосвал.

Abstract

The structural diagram of the developed mechatronic system of automatic control for the hydromechanical transmission of BelAZ quarry dump trucks is presented. The functional properties and design features of the selector of control modes are described. The paper gives the scheme of formation by the selector about specified control modes and their transmission to the controller for the implementation of control algorithms and automatic gear shifting. The procedures of specifying modes of the hydromechanical transmission operation by means of the selector are given.

Key words:

hydromechanical transmission, friction clutch, mechatronic system of automatic control, microprocessor controller, selector of control modes, quarry dump truck.

Коллективом кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ) гидромеханической передачей (ГМП) карьерных самосвалов БелАЗ. Система осуществляет автоматическое переключение передач, блокирование гидротрансформатора, управляет процессами включения и выключения фрикционов, обеспечивая высокое качество переходных процессов, выполняет мониторинг технического состояния наиболее от-

ветственных механизмов ГМП, а также всех электронных компонентов системы управления [1, 2, 3].

На рис. 1 представлена структурная схема МСАУ. На ней отображены основные компоненты системы и их связи. В состав МСАУ входят следующие компоненты: 1 – микропроцессорный контроллер управления ГМП; 2 – панель индикации контролируемых процессов функционирования системы; 3 – селектор режимов управления ГМП; 4 – пропорциональные электромагниты;

5 – электромагнитные пропорциональные клапаны (ЭГПК); 6 – датчики частоты вращения валов коробки передач ГМП; 7 – датчики давления в контролируемых гидромагистралях системы управления ГМП; 8 – датчики температуры масла гидросистемы; 9 – электрон-

ная педаль акселератора; 10 – датчик стояночного тормоза; 11 – датчик рабочего тормоза; 12 – датчик тормоза-замедлителя; 13 – датчик положения грузовой платформы; 14 – датчик загрузки самосвала; 15 – контроллер управления двигателем; 16 – CAN-шина.

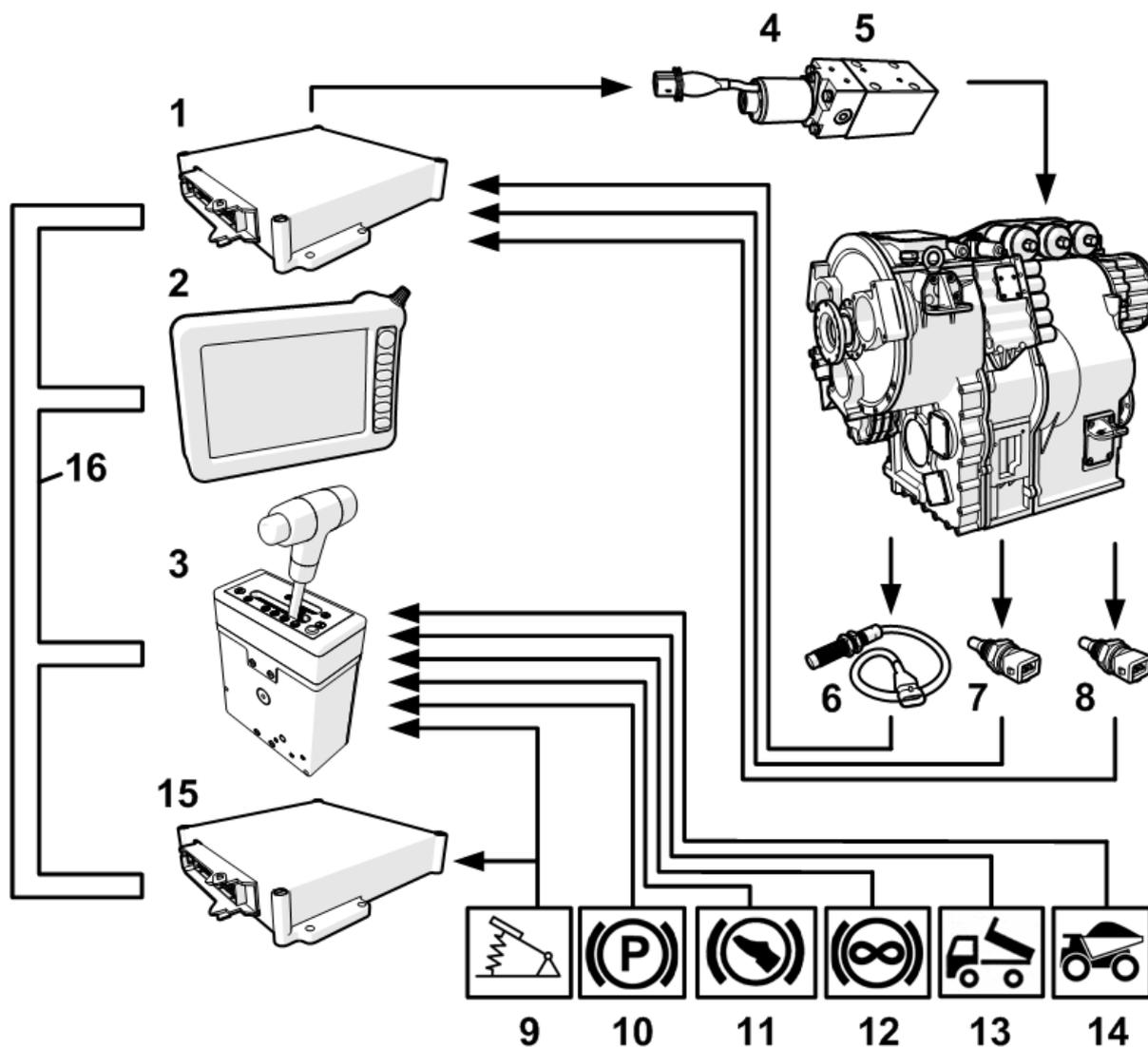


Рис. 1. Структурная схема мехатронной системы автоматического управления гидромеханической передачей

Функционирование МСАУ осуществляется в тесном взаимодействии с электронной системой управления двигателем. Микропроцессорный контроллер управления двигателем 15 связан CAN-шиной 16 с контроллером управ-

ления ГМП 1. Это дает возможность учитывать режимы работы двигателя в алгоритме управления процессами ГМП и одновременно корректировать управление двигателем, изменяя его характеристики на интервале времени

переключения передач с целью обеспечения высокого качества переходных процессов. Все основные компоненты МСАУ связаны между собой CAN-шиной.

Опытные образцы созданной МСАУ успешно прошли испытания. Но они были созданы на основе электронных компонентов зарубежных фирм. Поэтому встал вопрос о создании всего необходимого комплекса отечественных компонентов. Работа по созданию мехатронных компонентов выполнялась в течение 2010...2013 гг. по заданию ГНТП «Машиностроение». В ней, помимо кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета, принимали участие сотрудники Объединенного института машиностроения НАНБ и конструкторы ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк).

Техническое задание на все компоненты МСАУ с обоснованием их параметров и характеристик разработано кафедрой «Автомобили» Белорусско-Российского университета (далее кафедра). На основании утвержденного технического задания были созданы все необходимые компоненты МСАУ: микропроцессорный контроллер управления ГМП (далее контроллер); селектор режимов управления ГМП (далее селектор); пропорциональный электромагнит; электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК); электронная педаль акселератора; датчик частоты вращения; датчик температуры.

Объектами разработки коллектива кафедры были контроллер, селектор и ЭГПК. Разработка контроллера осуществлялась совместно со специалистами ОАО «Измеритель». Кафедрой была обоснована структура контроллера, параметры и характеристики его основных элементов, осуществлен выбор типа микроконтроллера, оснащенного операционной системой программирования CoDeSys международного стандарта IEC-61131-3, а конструкция создана специалистами ОАО «Измери-

тель». Конструкции селектора и ЭГПК разработаны на кафедре.

В статье приведено описание устройства и принципа работы селектора. При разработке его конструкции в качестве прототипа был принят селектор автомобиля «Ауди».

Селектор предназначен для выполнения следующих функций: выбора и задания водителем режимов управления переключением передач ГМП; сбора и обработки информации о воздействиях водителя на рычаг селектора; формирования информационных сигналов о выбранных режимах управления и передачи их по CAN-каналу в контроллер ГМП и в панель индикации; осуществления аварийного управления в случае выхода из строя контроллера, электронного блока селектора или CAN-шины.

Согласно техническому заданию, селектор обеспечивает выбор и формирование сигналов управления для осуществления следующих режимов управления ГМП:

«P» – состояние парковки автомобиля (Parking);

«N» – нейтральное состояние ГМП (Neutral);

«D» – режим автоматического управления переключением передач (Drive);

«R» – режим движения назад (Reverse – реверсирование);

«L» – режим запрета включения высших передач при автоматическом управлении ГМП (Low);

«M» – режим командного управления переключением передач (Manual);

«+» – повышение номера передачи в командном режиме;

«-» – понижение номера передачи в командном режиме.

На рис. 2 изображен созданный селектор. На его конструкцию получен патент Российской Федерации на изобретение [4].



Рис. 2. Селектор режимов управления гидромеханической передачей

Механизмы селектора смонтированы в пластмассовом корпусе. Выбор режимов управления ГМП осуществляется посредством рычага селектора. Он может перемещаться в двух продольных и одной поперечной плоскостях. Перемещение рычага происходит относительно соответствующих пазов (дорожек), выполненных на лицевой панели селектора. При движении рычага в левой длинной продольной дорожке спереди назад он последовательно перемещается в фиксированные положения $P \rightarrow R \rightarrow N \rightarrow D \rightarrow L$. Слева от длинной продольной дорожки расположены соответствующие окошки с обозначениями этих положений рычага селектора,

которые подсвечиваются светодиодами, индицирующими выбранный водителем режим управления. Индикация обозначений режимов осуществляется зеленым цветом.

При необходимости использования командного режима управления переключением передач рычаг селектора переводится в положение М, находящееся в правой короткой дорожке. Этот переход возможен только из положения D автоматического режима управления путем поворота рычага селектора в поперечной плоскости и перемещения его вдоль поперечной дорожки вправо.

Во всех позициях рычага селектора, кроме позиций «+» и «-», происхо-

дит фиксация его состояния. Для этого использованы два пружинных фиксатора и два механизма жесткого стопорения рычага селектора. Один из механизмов жесткого стопорения рычага селектора. Один из механизмов жесткого стопорения управляется электромагнитом, а второй – кнопкой, расположенной в головке рычага селектора.

Жесткое стопорение рычага селектора электромагнитным механизмом стопорения осуществляется в положениях Р и N. Блокирование рычага в этих положениях предотвращает случайные непредвиденные его перемещения в другие положения, что исключает веро-

ятность самопроизвольного трогания автомобиля с места и обеспечивает безопасность управления. Во всех остальных положениях рычага селектора электромагнитный механизм стопорения находится в выключенном состоянии. Возможность перемещения рычага в дорожках лицевой панели селектора контролируется пружинными фиксаторами, а в положениях Р, R и L – дополнительно пружинным механизмом стопорения, управляемым кнопкой.

На рис. 3 и 4 показана конструкция селектора.

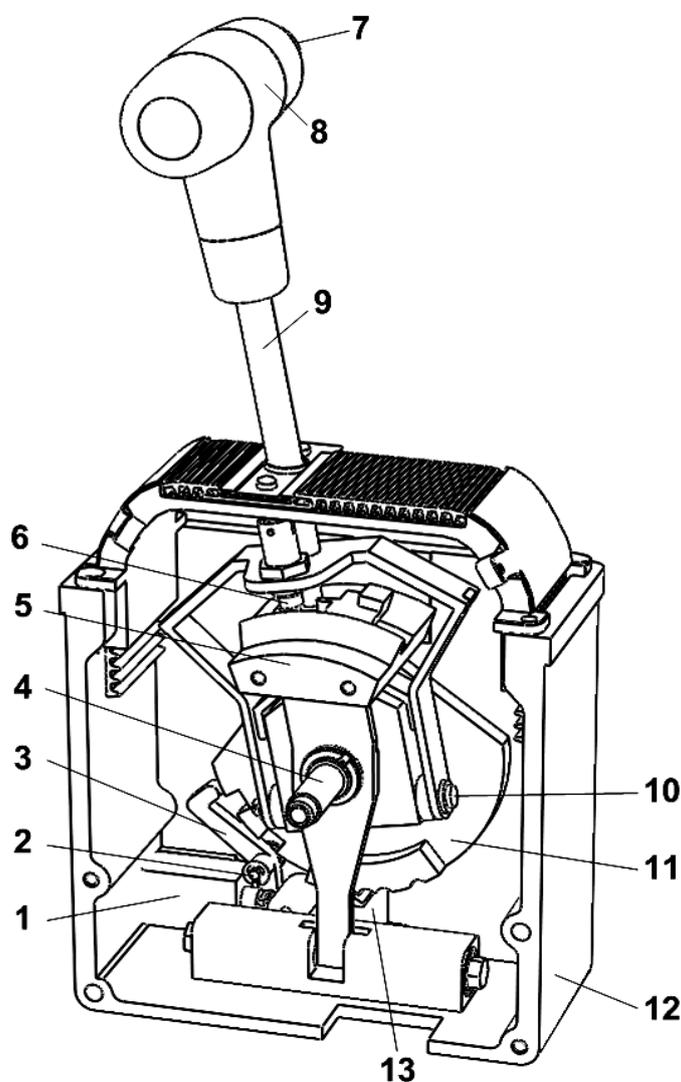


Рис. 3. Конструкция селектора режимов управления гидромеханической передачей

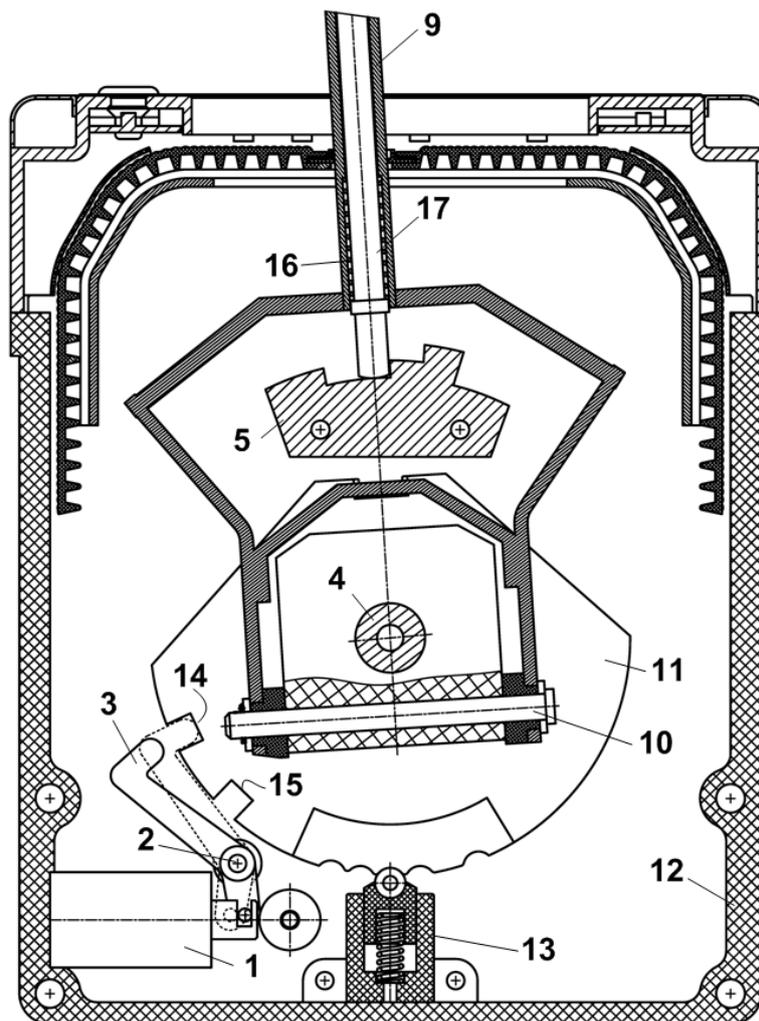


Рис. 4. Конструкция селектора режимов управления гидромеханической передачей

Поворот рычага селектора в двух продольных плоскостях происходит относительно оси 4, закрепленной в корпусе 12, а в поперечной плоскости – относительно оси 10. Пружинный фиксатор 13 контролирует положение рычага в длинной продольной дорожке, т. е. в положениях Р, R, N, D, L. Второй пружинный фиксатор 6 обеспечивает фиксацию рычага в длинной и короткой дорожках, т. е. в положениях D и M.

Электромагнитный механизм стопорения выполнен в виде двулучевого рычага 3, установленного на оси 2. Стопорящий выступ этого рычага может входить в один из пазов 14 или 15 щеки 11, кинематически связанной с рычагом се-

лктора 9. Щека 11 поворачивается рычагом селектора в продольной плоскости. Поворот двулучевого рычага 3 при стопорении рычага селектора в положениях Р и N осуществляется посредством электромагнита 1, а возврат в исходное положение при снятии стопорения происходит под действием возвратной пружины.

Пружинный механизм стопорения представляет собой подвижный стержень 17, расположенный в осевом отверстии рычага селектора 9 и прижимаемый пружиной 16 к профилированной поверхности специальной матрицы 5. Подъем стержня 17 осуществляется подпружиненной кнопкой 7, расположенной

в рукоятке 8 рычага селектора 9.

Рассмотрим работу селектора при выборе режимов управления водителем. В исходном состоянии автомобиля на стоянке рычаг селектора находится в положении Р, при этом включен стояночный тормоз. После поворота ключа зажигания перед пуском двигателя электронный блок селектора подключается к источнику питания и запитывает обмотку электромагнита 1. В результате включается электромагнитный механизм стопорения рычага селектора в положении Р. Одновременно в этом же положении рычаг селектора постоянно заблокирован механическим стопором.

Для снятия электромагнитной блокировки рычага селектора нажимают на педаль рабочего тормоза. По сигналу датчика рабочего тормоза электронный блок селектора отключает питание обмотки электромагнита 1, и рычаг стопора 3 под действием возвратной пружины поворачивается относительно своей оси против часовой стрелки и освобождает рычаг селектора от блокировки. Механическая блокировка рычага селектора снимается нажатием кнопки 7. После выключения обоих механизмов стопорения рычаг селектора можно переместить из положения Р в любую выбранную позицию. При этом в процессе перемещения необходимо удерживать кнопку 7 и педаль рабочего тормоза в нажатом состоянии.

В положении N также всегда включен электромагнитный механизм стопорения. Для вывода рычага селектора из этого положения следует нажать на педаль рабочего тормоза, чтобы обесточить обмотку электромагнита 1. Для предупреждения водителя о необходимости нажатия педали рабочего тормоза при выходе из положений Р и N на лицевой панели предусмотрено окошко-индикатор, светодиод которого излучает красный свет. После нажатия педали тормоза этот индикатор гаснет, и во всех остальных положениях рычага селектора он не светится.

Ряд вариантов перемещений рычага селектора осуществляется беспрепятственно и не требует использования кнопки 7 и других органов управления. К таким перемещениям относятся: $D \rightarrow N$; $R \rightarrow N$; $L \rightarrow D$; $D \rightarrow M$. Для перемещений $D \rightarrow L$; $N \rightarrow R$; $R \rightarrow P$ необходимо нажать кнопку 7, чтобы снять блокировку механического стопора. Применение двух механизмов стопорения рычага селектора – механического и электромагнитного – обеспечивает надежное функционирование селектора и позволяет исключить ошибки при выборе режимов управления автоматической трансмиссией автомобиля.

Условия работы карьерных самосвалов существенно отличаются от условий, в которых используются обычные транспортные автомобили. Карьерные дороги сравнительно узкие, с крутыми подъемами, резкими поворотами трассы и серпантинами. Надежность функционирования системы управления движением машины в таких условиях приобретает решающее значение для безопасности работы карьерного транспорта. При отказе автоматической системы управления водитель должен иметь возможность продолжать управление процессом движения машины. С этой целью в конструкции созданного селектора предусмотрены два режима управления ГМП – автоматический и командный, т. е. предусмотрено дублирование автоматической системы командным режимом управления.

Отдельные участки карьерных дорог характеризуются слишком частой сменой параметров дорожных условий (чередование подъемов-спусков, крутых поворотов). На таких участках могут происходить неоправданно частые переключения передач автоматической системой управления. В этих условиях целесообразно ограничить диапазон используемых передач для повышения устойчивости и безопасности движения. С этой целью в селекторе предусмотрен режим запрета включения высших пере-

дач, что позволяет стабилизировать параметры движения на автоматическом режиме управления. Рычаг селектора для задания такого режима необходимо перевести в положение L. При этом контроллер фиксирует номер передачи, на которой двигался автомобиль в момент перевода рычага селектора в это положение. Автоматическая система в этом случае может переключать только более низкие передачи, вплоть до зафиксированной на режиме L. После преодоления сложного участка трассы рычаг селектора переводят в положение D, и ограничение на включение высших передач снимается.

При использовании командного режима управления рычаг селектора находится в положении M малой дорожки. Для подачи сигнала на переключение с низшей на высшую передачу рычаг кратковременно перемещается вперед в положение «+», при переключении с высшей на низшую – назад в положение «-». В этих положениях фиксация рычага не происходит, и он после отпущивания водителем возвращается в фиксированное состояние M.

На рис. 5 приведена схема, отображающая формирование и передачу сигналов на управление ГМП.

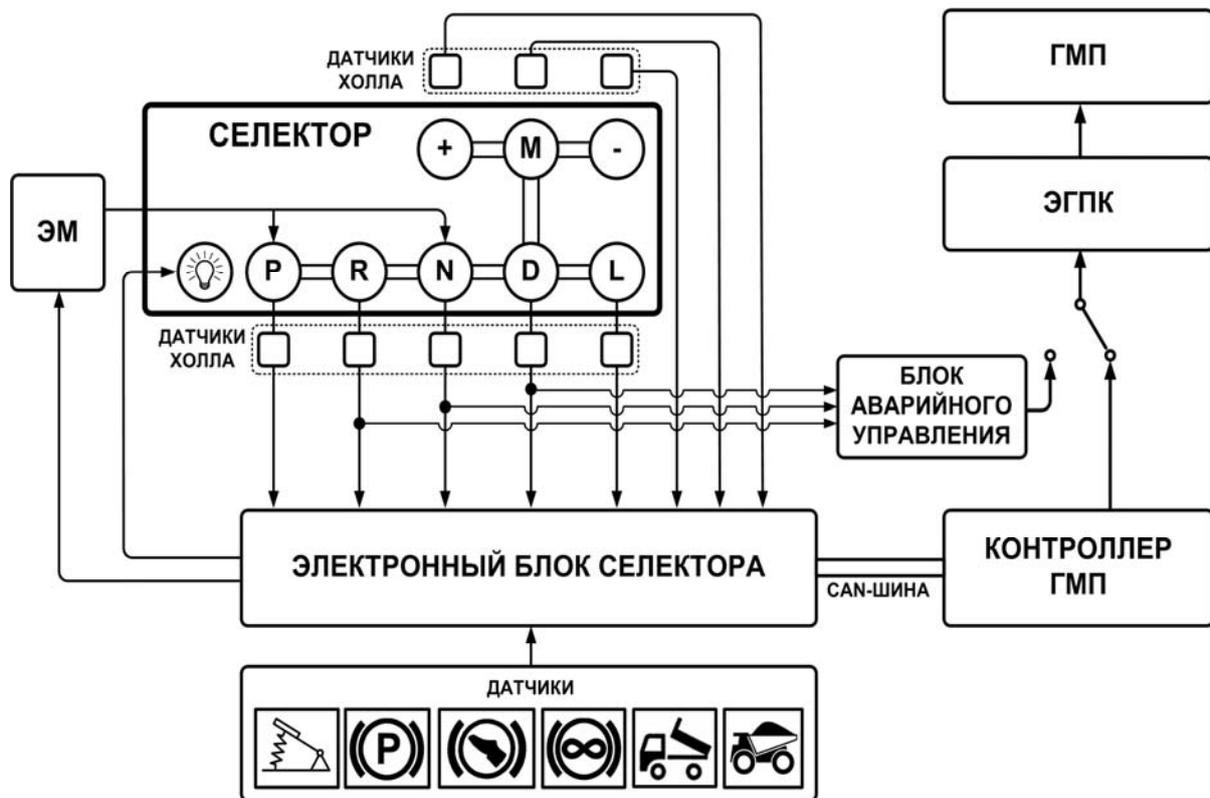


Рис. 5. Схема формирования и передачи сигналов на управление гидромеханической передачей

Селектор снабжен электронным блоком, который осуществляет прием и анализ сигналов датчиков и на их основе формирует сигналы, характеризующие выбор режимов управления, а также сигналы датчиков других органов

управления автомобилем, которые затем передаются по CAN-шине в контроллер и к панели индикации. На основании этих сигналов, а также сигналов датчиков, характеризующих режимы работы механизмов гидромехани-

ческой передачи и двигателя (см. рис. 1, датчики 6, 7, 8, 9), контроллер формирует сигналы управления, обрабатываемые электрогидравлическими пропорциональными клапанами (ЭГПК), осуществляющими управление фрикционами ГМП в процессе переключения передач. В электронный блок селектора поступает сигнал о выборе режима управления, о положении органов управления автомобилем (педаль акселератора, педаль рабочего тормоза, рычаг стояночного тормоза, орган управления тормозом-замедлителем), о положении грузовой платформы самосвала, об уровне загрузки. Положения рычага селектора фиксируются бесконтактными датчиками Холла, сигналы которых передаются в электронный блок селектора.

Контроллер непрерывно осуществляет мониторинг состояния всех электронных компонентов МСАУ. Согласно техническому заданию на разработку компонентов МСАУ, в случае неисправности контроллера, электронного блока селектора или CAN-шины, при которой работа в автоматическом и командном режимах становится невозможной, система управления ГМП должна обеспечивать способность перемещения самосвала своим ходом на базу ремонта. Для выполнения этого требования селектор снабжен системой аварийного управления, выполненной в виде отдельного блока, находящегося в

корпусе селектора. В этом блоке расположены релейные силовые элементы, напрямую связанные с электромагнитами, обеспечивающими включение первой передачи и передачи реверса. Переключение системы управления ГМП на аварийный режим осуществляется отдельным переключателем, находящимся на панели приборов автомобиля. При этом отключается питание контроллера и прерываются связи всех выходов широтно-импульсных модуляторов (ШИМ) с электромагнитами ЭГПК, осуществляющих формирование управляющих сигналов в автоматическом режиме управления. В аварийном режиме включение первой передачи производится переводом рычага селектора из положения N в положение D, а передачи реверса – переводом из положения N в положение R.

В заключение отметим, что созданная конструкция селектора режимов управления ГМП отвечает всем требованиям утвержденного технического задания и соответствует уровню зарубежных аналогов. Функциональные возможности селектора по управлению автоматическими трансмиссиями позволяют использовать его практически на любых транспортных автомобилях. Проведенные испытания опытных образцов на карьерном самосвале БелАЗ-75450 грузоподъемностью 45 т показали их работоспособность и надежность функционирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 12–15.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
3. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : монография / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.

4. Пат. 2 491 459 РФ, МПК F 16 H 59/04 ; F 16 H 61/24. Устройство для выбора режимов управления автоматической трансмиссией автомобиля / В. П. Тарасик [и др.]; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т ; заявл. 14.02.12 ; опубл. 27.08.13, Бюл № 24. – 22 с.

Статья сдана в редакцию 4 октября 2013 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Владислав Иосифович Курстак, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-26-74-58. E-mail: wlk@tut.by.

Роман Владимирович Плякин, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-41-29-79. E-mail: romanp@tut.by.

Александр Илларионович Клюев, главный инженер, ОАО «Измеритель». Тел.: +375-214-32-28-11. E-mail: kluev_ai@rambler.ru.

Анатолий Васильевич Яковлев, ведущий конструктор, ОАО «Измеритель». Тел.: +375-214-32-28-11. E-mail: kluev_ai@rambler.ru.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladislav Iosifovich Kurstak, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-26-74-58. E-mail: wlk@tut.by.

Roman Vladimirovich Pliakin, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-41-29-79. E-mail: romanp@tut.by.

Aleksandr Illarionovich Kluev, chief engineer, ОАО «Izmeritel». Phone: +375-214-32-28-11. E-mail: kluev_ai@rambler.ru.

Anatoly Vasilyevich Yakovlev, project engineer, ОАО «Izmeritel». Phone: +375-214-32-28-11. E-mail: kluev_ai@rambler.ru.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62-83

В. Т. Вишнеревский, И. С. Стасенко, Г. С. Ленеvский, А. А. Корнеев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

UDC 62-83

V. T. Vishnerevsky, I. S. Stasenko, G. S. Lenevsky, A. A. Korneyev

EXPERIMENTAL STUDY OF FREQUENCY PROPERTIES OF MECHANICAL ELEMENTS WITH DISTRIBUTED PARAMETERS

Аннотация

Рассматриваются вопросы экспериментального получения логарифмических амплитудно-частотных характеристик протяженного упругого элемента с распределенными параметрами. Данный элемент является составной частью электромеханической системы статически уравновешенного скипового подъемника с большой высотой подъема. Приведено описание лабораторного оборудования, измерительных устройств и методики проведения эксперимента. Представлены характеристики исследуемых элементов с различными параметрами, а также выводы о применимости этих элементов в дальнейших исследованиях.

Ключевые слова:

электропривод, распределенные параметры, частотные характеристики, лабораторная установка, кривошипно-шатунный механизм.

Abstract

The paper deals with the issues of obtaining experimentally some logarithmic amplitude-frequency characteristics from the family of characteristics of an extended resilient member, taking into account the distribution of its parameters. This member is an integral part of the electromechanical system of the statically balanced skip hoist with a high hoisting height. The paper describes the laboratory equipment, measuring devices and methods of performing the experiment. The characteristics of studied elements with different parameters are presented. The paper also gives the conclusions on the applicability of the studied elements and of some components of the laboratory setup for further research aimed at testing the laws of controlling the linear system of the electric drive.

Key words:

electric drive, distributed parameters, frequency characteristics, laboratory setup, crank mechanism.

В связи с растущими требованиями, предъявляемыми к энергетической эффективности промышленных установок, существует необходимость в постоянном совершенствовании систем управления электроприводами. В настоящее время электропривод играет

особенно важную роль в формировании режимов работы, регулировании координат и энергосбережении при работе промышленных установок. В некоторых отраслях горнодобывающей промышленности для приведения в движение рабочих машин часто применяются

электрохимические системы, в составе которых можно выделить упругие элементы. К таким системам относятся электроприводы шахтных подъемников и конвейеров. При достаточно большой длине протяженных упругих элементов целесообразно рассматривать системы таких электроприводов как системы с распределенными параметрами [1]. Построение систем управления указанными электроприводами подразумевает наличие исчерпывающих знаний об объекте управления. Поскольку рассмотрение объекта управления как элемента с распределенными параметрами предполагает учет нескольких резонансных и антирезонансных частот в рабочем диапазоне электропривода, возникает необходимость в изучении амплитудно-частотных характеристик, которые важны при синтезе систем автоматического управления. В связи с тем обстоятельством, что частотные характеристики реальных объектов не могут быть получены экспериментально,

исследования в данной области направлены на разработку методики расчета указанных характеристик.

На кафедре «Электропривод и автоматизация промышленных установок» ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» ранее проводились экспериментальные исследования, направленные на получение частотных характеристик кольцевых элементов с распределенными параметрами [2]. Однако в настоящее время приоритетным направлением таких исследований является получение частотных характеристик линейного протяженного упругого элемента, который можно выделить в составе механической части шахтных подъемников со значительной высотой подъема. В связи с данным обстоятельством была разработана и создана лабораторная установка, предназначенная для проведения указанных исследований, детальное описание которой приведено в [3, 4]. Фотографии лабораторной установки представлены на рис. 1.

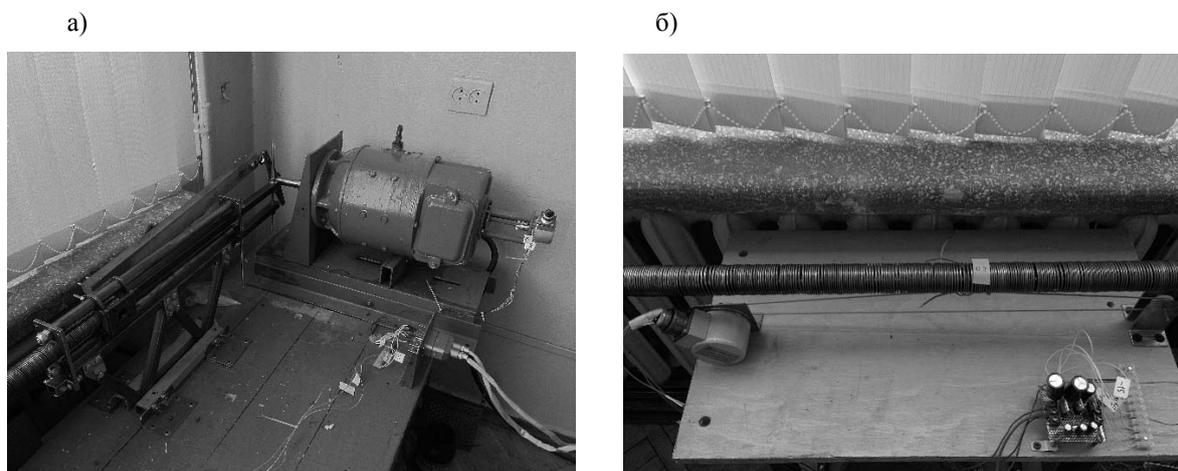


Рис. 1. Лабораторная установка для исследования частотных свойств элементов с распределенными параметрами: а – приводная станция лабораторной установки; б – устройство для измерения амплитуды колебаний скорости исследуемого упругого элемента

Для повышения точности измерения координат вектора состояния электрохимической системы было проделано следующее.

1. Разработан частотомер для измерения частоты вращения вала двигателя, который осуществляет квадратный счет импульсов, поступающих

с энкодера, закрепленного на валу приводного электродвигателя. Данный прибор измеряет частоту с точностью до 0,01 об./с и обеспечивает быстрое действие в 0,1 с.

2. Усовершенствована информационно-измерительная система. Используемый микроконтроллер с помощью внешних прерываний подсчитывает фронты и срезы импульсов, поступающих с энкодера, за определенный промежуток времени, таким образом, была увеличена разрешающая способность датчика скорости без снижения быстродействия. Была обеспечена передача данных на персональный компьютер по интерфейсу RS-232 с возможностью отображения на мониторе тренда измеряемой величины с требуемой разверткой по времени, а также сохранения значений полученного тренда в файл для дальнейшей обработки. Подсчет поступающих с энкодера импульсов осуществляется устройством в течение промежутка времени, равного 0,02 с. Полученные шестнадцатиразрядные двоичные числа передаются на персональный компьютер после запроса, сделанного программой.

3. Установлен широтно-импульсный регулятор напряжения на якоре приводного двигателя. Данный преобразователь содержит цифровой регулятор в контуре регулирования скорости, который обеспечивает практически нулевой статизм по задающему воздействию [5]. Широтно-импульсная модуляция осуществляется на частоте 7800 Гц. При использовании обратной связи по скорости величина быстродействия контура скорости составляет 0,005 с.

С помощью представленной лабораторной установки в результате проведения предварительного эксперимента был получен график логарифмической амплитудно-частотной характеристики (ЛАЧХ) исследуемого элемента от усилия к скорости.

После приведения масс механической части исследуемой электромехани-

ческой системы к валу приводного двигателя [6] были определены следующие параметры линейного элемента с распределенной упругостью: $\mu_1 = 0,98$, $\mu_2 = 0,0017$, $\mu_k = 0,013$. На основе результатов опыта по измерению скорости распространения волны упругой продольной деформации был вычислен нормирующий коэффициент $k = 1,4$ [7]. Время распространения волны по упругому элементу фиксировалось посредством цифровой видеосъемки с последующим покадровым просмотром для определения момента возврата волны.

ЛАЧХ, полученная экспериментально (линия 1), а также расчетная ЛАЧХ [7] исследуемого элемента с распределенными параметрами (линия 2) изображены на рис. 2. Расчетная ЛАЧХ представлена без учета коэффициентов диссипации. Измерение скорости производилось в точке с координатой $\zeta = 1$, что соответствует незакрепленному концу исследуемого упругого элемента.

Расчет значений экспериментальной ЛАЧХ осуществляется следующим образом.

В ходе проведения эксперимента производится измерение значения силы тока в цепи якоря приводного двигателя. Для дальнейших расчетов используется амплитудное значение силы тока, которое имеет место при вертикальном положении кривошипа и пропорционально прикладываемому усилию. По графику сигнала тока определяется усредненное значение амплитуды колебаний за несколько периодов. Значение прикладываемого к исследуемому элементу усилия можно найти по формуле

$$F = \frac{I \cdot C}{R}, \quad (1)$$

где I – усредненное значение силы тока якоря двигателя, А; C – конструктивный коэффициент двигателя, В·с; R – радиус кривошипа, м.

Экспериментальная ЛАЧХ строится по точкам по следующей формуле:

$$L(\omega_i) = 20 \lg \frac{V_i}{F_i}, \quad (2)$$

где ω_i – значение частоты входного воздействия в точке i ; V_i – значение амплитуды колебаний скорости в точке i ;

F_i – величина входного усилия в точке i . Так же, как и при измерении тока, в качестве амплитудного значения скорости для дальнейших расчетов используется среднее значение амплитуды колебаний за несколько периодов.

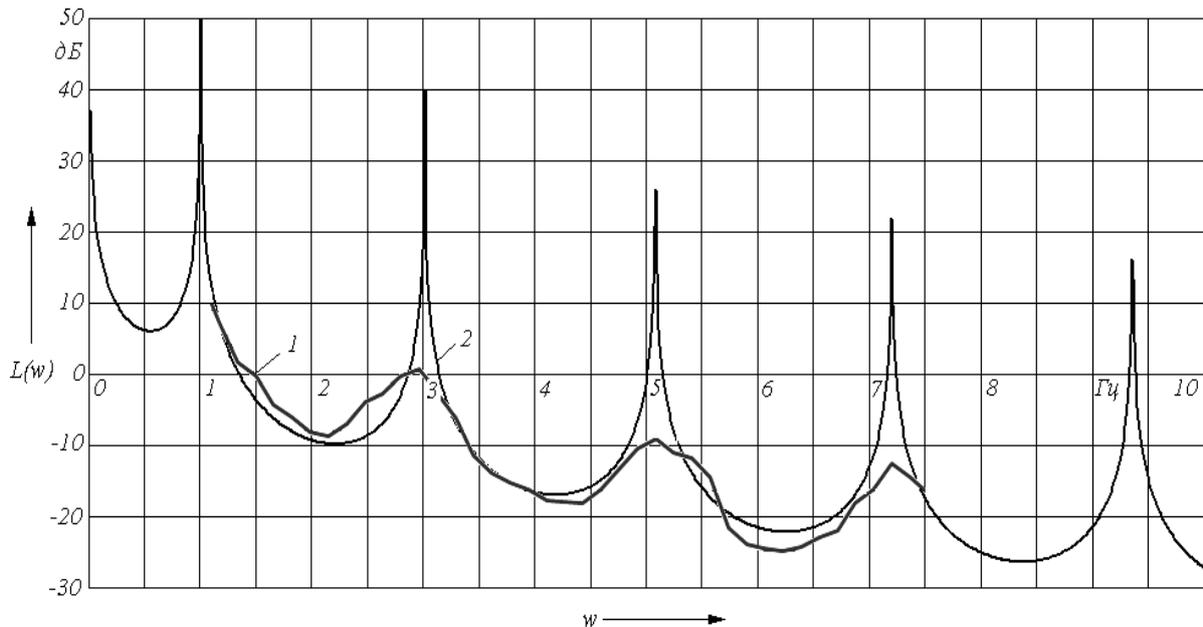


Рис. 2. Графики расчетной и экспериментальной ЛАЧХ исследуемого элемента

Максимальная абсолютная погрешность на линейных участках ЛАЧХ не превышает 5 дБ, что при совокупной погрешности средств измерения скорости и тока с учетом неточности стабилизации частоты входного воздействия является допустимым. Погрешность в области резонансных частот во внимание не принимается, поскольку реальным системам свойственна диссипация колебаний за счет сил трения. При построении расчетной ЛАЧХ коэффициенты диссипации не учитывались.

По графикам, представленным на рис. 2, были определены коэффициенты диссипации колебаний при каждом значении резонансной частоты, а передаточная функция исследуемого элемента разложена на простейшие дроби [7]. Таким образом, была проведена иденти-

фикация параметров элемента с распределенной упругостью по методике, изложенной в [1].

Из графика ЛАЧХ (рис. 2) видно, что значения коэффициентов диссипации оказались слишком велики. Проведение экспериментальных исследований способов коррекции в системе электропривода с рассмотренным упругим элементом затруднительно из-за чрезмерного демпфирования распространяемых колебаний. Поэтому для наиболее полной оценки влияния резонансных частот на динамику систем с распределенными параметрами необходимо было усовершенствовать лабораторную установку с целью снижения демпфирования колебаний, а также создать возможность получения ЛАЧХ в точках, находящихся на всей протяженности исследуемого

элемента. В связи с данными обстоятельствами было принято решение изменить конструкцию механической части лабораторной установки для исследования более массивных упругих элементов. Следующая серия экспериментальных исследований проводилась с использованием упругого элемента с параметрами: $\mu_1 = 0,96$, $\mu_2 = 0$, $\mu_k = 0,04$, $k = 1,15$. Значение массы до-

полнительного груза принято равным нулю из-за возрастания демпфирования колебаний при приближении волн к дальнему концу исследуемого элемента.

На рис. 3 представлены графики ЛАЧХ, полученные в точках, лежащих на расстоянии: а – $0,8l$; б – $0,6l$; в – $0,4l$; г – $0,2l$, где l – длина исследуемого элемента.

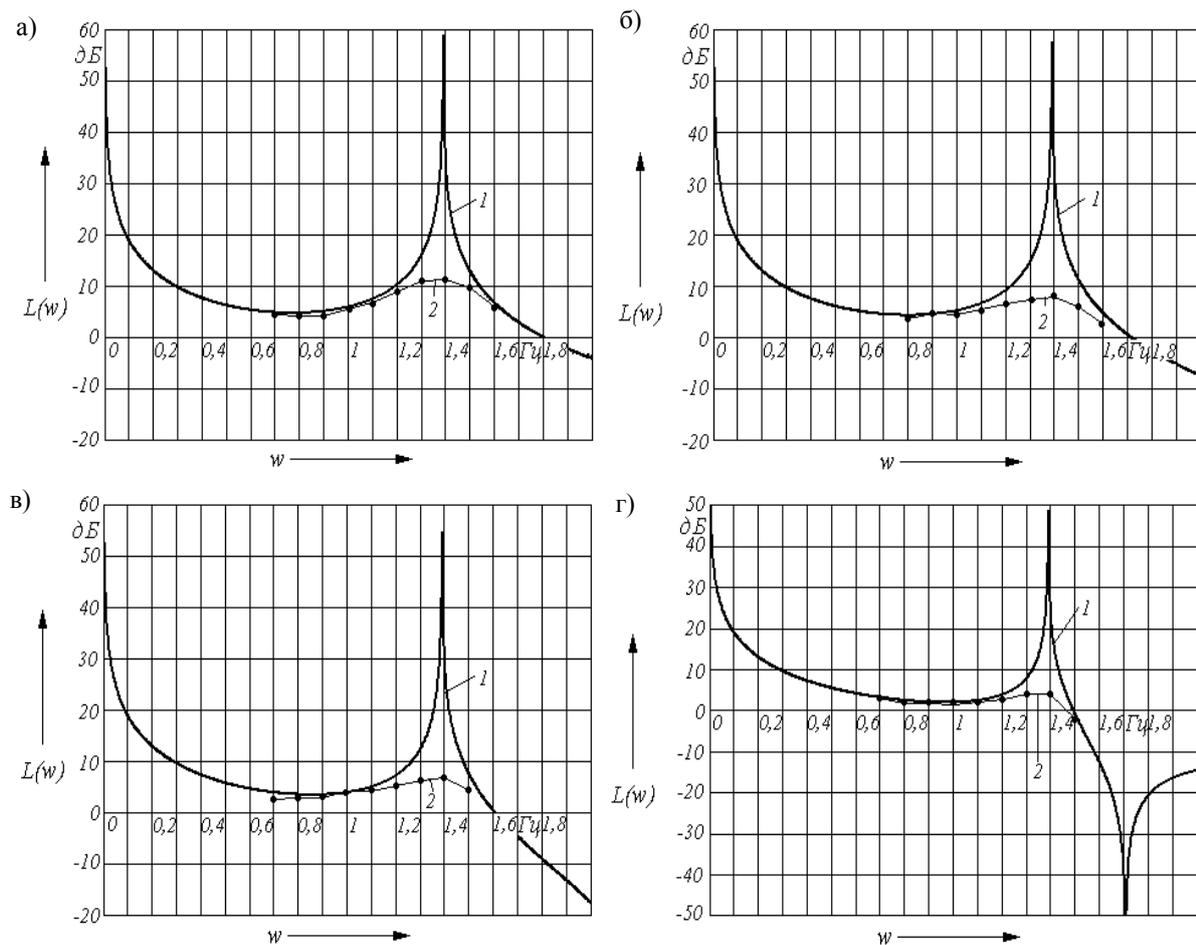


Рис. 3. Графики расчетных и экспериментальных ЛАЧХ упругого элемента с увеличенной массой

Благодаря проведенным усовершенствованиям удалось добиться существенного повышения точности соответствия экспериментальных данных расчетным. Как видно из рис. 3, экспериментальные графики на линейных участках повторяют расчетные с максимальной абсолютной погрешностью

1,5 дБ. Однако демпфирование колебаний, как и в предыдущем случае, оказалось достаточно велико, поскольку отсутствует возможность в достаточной степени понизить коэффициент трения исследуемого элемента о направляющую.

При превышении частоты в 1,5 Гц наблюдается резкое возрастание тока

двигателя при кратковременном замедлении механизма, вплоть до полного стопорения, что объясняется наличием в районе указанной частоты антирезонанса. Данное явление проиллюстрировано при помощи расчетной ЛАЧХ на рис. 3, г.

Также было зафиксировано значительное повышение амплитуды колебаний всех точек элемента вблизи частот входного воздействия, равных 4 и 7 Гц, которые соответствуют расчетным резонансным частотам упругого элемента с указанными выше параметрами.

Сравнительно небольшой диапазон частот, в котором получали ЛАЧХ, обусловлен возрастанием переменной составляющей момента инерции при движении кривошипно-шатунного механизма (КШМ), который прикладывает входное воздействие к исследуемому элементу. Момент нагрузки, обусловленный наличием сил трения шатуна о направляющие, также носит пульсирующий характер, однако возможно использование при расчетах среднего значения данной величины ввиду небольшой амплитуды ее изменения по сравнению с суммарным моментом от сил трения. При работе установки воздействие переменной составляющей момента нагрузки практически полностью ком-

пенсруется системой автоматического регулирования скорости электропривода. Величина приведенного к валу электродвигателя момента инерции кривошипно-шатунного механизма изменяется в соответствии со следующей зависимостью [6]:

$$J'_M = \frac{m_B \cdot r^2}{j^2} \times \left[\sin \varphi + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right]^2, \quad (3)$$

где m_B – значение движущейся массы, кг; r – радиус кривошипа, м; j – передаточное число редуктора (в рассматриваемом случае равно 1); l – длина рычага КШМ; φ – угол поворота кривошипа относительно горизонтального положения.

Очевидно, что в соответствии с выражением (3) момент инерции массы шатуна и прикрепленного к нему груза может изменяться по периодическому закону с большой амплитудой. График изменения момента инерции в зависимости от положения представлен на рис. 4.

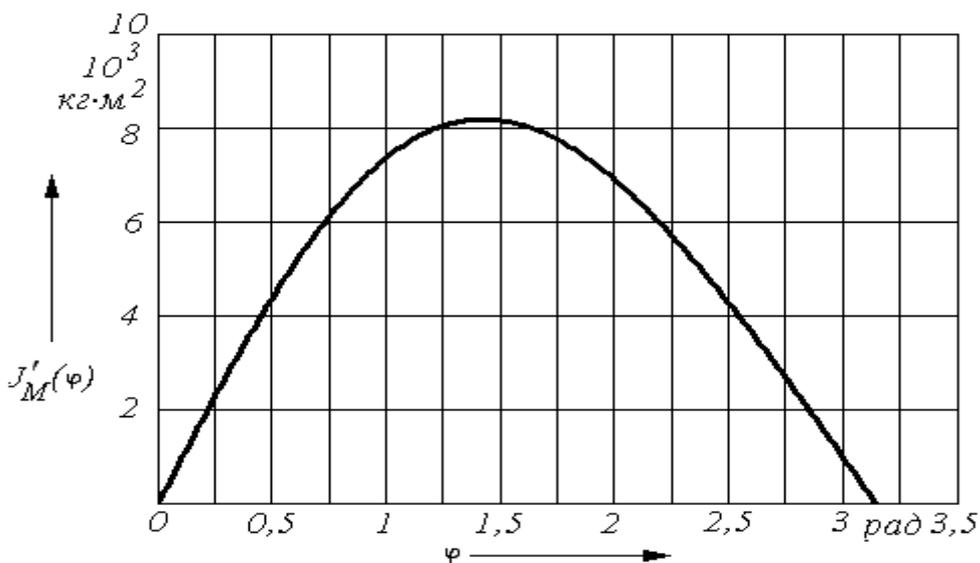


Рис. 4. Зависимость приведенного момента инерции от угла поворота кривошипа

Однако экспериментально было установлено, что по длине исследуемого упругого элемента передаются волны при минимальной скорости приводного устройства не менее 0,4 м/с, что соответствует частоте прикладываемого воздействия 0,7 Гц. Данное обстоятельство обусловлено тем, что импульс, передаваемый одним витком пружины, используемой в качестве исследуемого элемента, следующим виткам слишком мал, и вся полученная отдельным витком кинетическая энергия рассеивается при трении витка о направляющую.

Поскольку частота вращения приводного двигателя стабилизирована, скорость шатуна изменяется строго по синусоидальному закону, входное воздействие при частоте 0,7 Гц передается исследуемому элементу только тогда, когда кривошип находится в положении непосредственной близости от вертикального. Следовательно, приведенный момент инерции системы – сумма момента инерции двигателя и приведенного момента инерции кривошипа. При значении частоты входного воздействия в 1,5 Гц скорость шатуна достигает 0,4 м/с при повороте кривошипа на угол, приблизительно равный 20° относительно горизонтального положения. При этом за время прохождения кривошипом сектора, образованного углами 20 и 160° относительно горизонтального положения, приведенный момент инерции в соответствии с выражением (3) изменяется с амплитудой в 2,5 % от суммарного значения. Превышение указанного значения чрезмерно ухудшает качество регулирования скорости вращения приводного двигателя, в результате чего дальнейшее получение адекватных данных становится невозможным.

Используемая система стабилизации скорости обладает точными настройками и предназначена для поддержания скорости с точностью 0,2 % от номинального значения скорости двигателя. При достаточно большой величине колебаний момента инерции

системы возникает необходимость в постоянном изменении интегральной составляющей регулятора скорости в зависимости от положения кривошипа.

Вышеописанные обстоятельства делают невозможным исследование систем с относительно высоким значением приведенного момента инерции упругого элемента. Даже при условии разработки и создания системы автоматического регулирования (САР), позволяющей изменять настройки ПИ-регулятора в зависимости от положения кривошипа в реальном масштабе времени, колебания момента инерции повлекут за собой получение данных, не соответствующих действительности.

Выводы

1. В результате проведения серии экспериментов с различными элементами с распределенной упругостью были получены ЛАЧХ, которые достаточно точно повторяют форму расчетных характеристик, при этом резонансные частоты совпадают с рассчитанными при известном значении скорости распространения волны по исследуемому элементу. Следовательно, можно считать, что рассматриваемый упругий элемент может быть описан системой уравнений в частных производных для линейного элемента с распределенной упругостью [1].

2. Полученные экспериментальным путем ЛАЧХ упругих элементов соответствуют расчетным, значит, предложенная математическая модель упругого элемента обладает теми же частотными свойствами, что и реальный объект. Следовательно, математическое описание линейного элемента с распределенными параметрами пригодно для моделирования в MATLAB Simulink.

3. Поскольку использованная для проведения лабораторных исследований модель электропривода с протяженным упругим элементом является

нелинейной, а также ввиду высокого коэффициента трения о направляющие, для проведения дальнейших исследований целесообразно создать другой вариант лабораторной установки, в котором будут устранены указанные недостатки. Предполагается исследование и апробация замкнутых систем управления, предназначенных для демпфирования колебаний в механической части электропривода. Компенсация нелинейности системы за счет звеньев САУ приведет к чрезмерному усложнению средств

управления, а также сделает невозможным получение адекватных данных об устойчивости системы и работе корректирующих устройств. В связи с этим обстоятельством целесообразно изменить способ приложения входного воздействия к упругому элементу таким образом, чтобы представилось возможным построение линейной математической модели исследуемой системы в математическом пакете MATLAB Simulink.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рассудов, Л. Н.** Электроприводы с распределенными параметрами электромеханических элементов / Л. Н. Рассудов, В. Н. Мядзель. – Л. : Энергоатомиздат, Ленингр. отд., 1987. – 144 с.
2. **Кольцов, С. В.** Последовательно-параллельная коррекция систем управления электроприводами с подчиненным регулированием параметров и упругими связями // С. В. Кольцов, О. В. Концевенко, К. В. Овсянников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 3. – С. 113–118.
3. **Вишнеревский, В. Т.** Создание лабораторного оборудования для проведения верификации математического описания элементов с распределенной упругостью / В. Т. Вишнеревский, Г. С. Ленецкий // Авиационное строительство и транспорт Сибири : сб. II Всероссийской науч.-практ. конф., приуроченной ко Дню космонавтики, Иркутск, 11–13 апр. 2012 г. – Иркутск, 2012. – С. 187–190.
4. **Вишнеревский, В. Т.** Верификация математического описания элементов с распределенной упругостью / В. Т. Вишнеревский, Г. С. Ленецкий // Датчики и системы. – 2013. – № 2. – С. 15–18.
5. **Анхимюк, В. Л.** Теория автоматического управления / В. Л. Анхимюк, О. Ф. Опейко, Н. Н. Михеев. – Минск : Дизайн ПРО, 2000. – 352 с. : ил.
6. **Фираго, Б. И.** Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2004. – 527 с.
7. **Вишнеревский, В. Т.** Аппроксимация передаточных функций звеньев электромеханических систем с распределенными параметрами / В. Т. Вишнеревский // Ползуновский вестн. – 2011. – № 2/1. – С. 57–61.

Статья сдана в редакцию 26 октября 2013 года

Владимир Тадеушевич Вишнеревский, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 375-295-45-19-54.

Игорь Сергеевич Стасенко, ассистент-стажер, Белорусско-Российский университет. Тел.: 375-447-14-39-66.

Геннадий Сергеевич Ленецкий, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-31-14-44.

Алексей Анатольевич Корнеев, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-29-53-69.

Vladimir Tadeushevich Vishnerevsky, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-295-45-19-54.

Igor Sergeevich Stasenکو, intern assistant lecturer-intern, Belarusian-Russian University. Phone: +375-447-14-39-66.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-31-14-44.

Aleksey Anatolyevich Korneyev, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-336-29-53-69.

УДК 62-83: 621.313.333

Ю. А. Рудченко, А. В. Козлов

СОСТАВЛЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТЕНДА ИСПЫТАНИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОСНОВЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

UDC 62-83: 621.313.333

Y. A. Rudchenko, A. V. Kozlov

THE DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE STAND FOR TESTING ELASTIC ELEMENTS BASED ON A SELF-OSCILLATING ELECTROMECHANICAL SYSTEM

Аннотация

Работа посвящена созданию математической модели стенда испытания упругих элементов на основе автоколебательной электромеханической системы. Модель необходима для проведения анализа процессов в электромеханических системах электродвигатель–упругий элемент и для разработки методики проектирования испытательных стендов упругих элементов.

Ключевые слова:

математическая модель, пружина, испытательный стенд, автоколебания, асинхронный электродвигатель.

Abstract

The paper deals with the development of a mathematical model of the stand for testing elastic elements on the basis of a self-oscillating electromechanical system. The model is required to analyze electromechanical processes occurring in such systems and to develop the methodology of designing testing stands for elastic elements.

Key words:

mathematical model, spring, testing stand, autooscillations, induction motor.

Введение

Подход к построению автоколебательных приводов [1], при котором реализуется мягкий реверс, на основе общего принципа построения автоколебательных механических систем разомкнутого типа является наиболее рациональным в системах, где присутствует консервативная пара «масса» – «упругость». Одна из таких систем – стенд для испытания упругих элементов, в котором в качестве «массы» выступает вал двигателя, а в качестве «упругости» – испытуемый элемент, например, пружина.

Исследуемая схема создания автоколебательного режима

В зависимости от назначения колебательных комплексов и технологических установок на базе асинхронных электроприводов периодического движения можно построить ряд схем функционально-структурной организации силовой части автоколебательных электроприводов. В работе рассматривается схема, представленная на рис. 1, в которой редуктор не преобразует вращение в колебания, а выполняет вспомогательную роль – преобразует возвратно-вращательное движение вала электро-

двигателя в возвратно-поступательное движение пружины. В качестве редуктора может выступать шкив, насажен-

ный на вал двигателя, с прикрепленным к нему тросом.

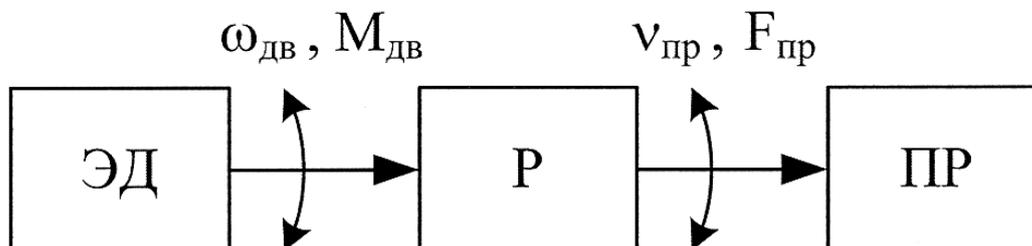


Рис. 1. Схема построения механической части автоколебательной системы: ЭД – электродвигатель вращательного движения; Р – редуктор; ПР – пружина

Как известно [2], механическая мощность, вырабатываемая электродвигателем в колебательном режиме, в отличие от мощности, получаемой при вращательном или линейном движении, имеет не только активную, но и реактивную составляющую.

Реактивная составляющая механической мощности «индуктивного» характера всегда присутствует на выходе электродвигателя из-за наличия на валу моментов инерции и движущихся масс. Реактивная составляющая механической мощности «емкостного» характера либо специально создается для компенсации «индуктивной» реактивной составляющей и обеспечения автоколебательного движения за счет размещения на валу позиционного элемента в виде пружины или маятника, либо получается за счет упругих и дисбалансных нагрузочных усилий. В стендах испытания упругих элементов не требуется специально вводить позиционный элемент – он присутствует в виде испытуемого упругого элемента, например, пружины.

Вывод уравнения движения автоколебательной системы в абсолютных переменных

На основании третьего закона Ньютона для углового движения в обеих обобщенных схемах можно записать

уравнение равновесия моментов на валу двигателя

$$M_{дин} + M_{ж.т} + M_{с.т} + M_{поз.} = M_{эм}, \quad (1)$$

где $M_{дин}$ – суммарный динамический момент; $M_{ж.т}$, $M_{с.т}$ – суммарные моменты жидкостного и сухого трения соответственно; $M_{поз.}$, $M_{эм}$ – суммарный позиционный и электромагнитный моменты.

Нагрузочные моменты рабочих машин весьма разнообразны, но чаще всего это моменты, представленные в левой части уравнения (1). Ограничиваясь этой нагрузкой, запишем уравнение общего нагружающего момента M_n на валу двигателя:

$$M_n = J_{\Sigma} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + H_{\Sigma} \frac{d\varphi}{dt} + M_{тр\Sigma} \text{Sign} \frac{d\varphi}{dt} + C_{\Sigma}\varphi, \quad (2)$$

где φ – угол поворота вала двигателя.

Используя типовые формулы приведения параметров нагрузки к валу двигателя, найдем расчетные соотношения для коэффициентов слагаемых в (2) с учетом схемы механической части автоколебательной системы (см. рис. 1).

Получим выражение для суммарного момента инерции. Для этого приведем массу пружины, совершающую

линейное движение к вращательному. На основании закона сохранения (равенства) запаса кинетической энергии при его передаче от поступательно движущегося тела вращательно движущемуся телу

$$\frac{J_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{дв}}^2}{2} = \frac{m_{\text{пр}} \cdot v_{\text{пр}}^2}{2},$$

$$J_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{пр}} \cdot v_{\text{пр}}^2}{\omega_{\text{дв}}^2} = m_{\text{пр}} \cdot i^2.$$

Таким образом,

$$J_{\Sigma} = J_{\text{дв}} + J_{\text{ред}} + J_{\text{пр}} = J_{\text{дв}} + J_{\text{ред}} + m_{\text{пр}} \cdot i^2, \quad (3)$$

где $J_{\text{дв}}$, $J_{\text{ред}}$, $J_{\text{пр}}$ – моменты инерции двигателя, редуктора, пружин; $m_{\text{пр}}$ – масса пружин; i – передаточное число редуктора,

$$i = \frac{v_{\text{пр}}}{\omega_{\text{дв}}}, \quad (4)$$

где $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вала двигателя при скорости поступательного движения пружины $v_{\text{дв}}$.

Далее получим выражение для суммарного коэффициента жидкостного трения (демпфирования). Для этого приведем коэффициент жидкостного трения пружины, которая совершает линейное движение к вращательному движению вала двигателя. При этом будем считать, что сила жидкостного трения движущегося тела пропорциональна первой степени скорости его движения. На основании равенства мощности при ее передаче от поступательно движущегося тела вращательно движущемуся телу

$$M_{\text{ж.т}} \cdot \omega_{\text{дв}} = F_{\text{ж.т}} \cdot v_{\text{пр}};$$

$$\left(H'_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{дв}} \right) \cdot \omega_{\text{дв}} = \left(H_{\text{пр}} \cdot v_{\text{пр}} \right) \cdot v_{\text{пр}};$$

$$H'_{\text{пр}} = \frac{H_{\text{пр}} \cdot v_{\text{пр}}^2}{\omega_{\text{дв}}^2} = H_{\text{пр}} \cdot i^2.$$

Тогда

$$H_{\Sigma} = H_{\text{дв}} + H_{\text{ред}} + H'_{\text{пр}} =$$

$$= H_{\text{дв}} + H_{\text{ред}} + H_{\text{пр}} \cdot i^2, \quad (5)$$

где $H_{\text{дв}}$, $H_{\text{ред}}$, $H_{\text{пр}}$ – коэффициенты жидкостного трения (демпфирования) от двигателя, редуктора и пружины соответственно.

Получим выражение для суммарного момента сухого трения (точнее, коэффициента сухого трения). Для этого приведем коэффициент сухого трения пружины, которая совершает линейное движение к вращательному движению вала двигателя. На основании равенства мощности при ее передаче от поступательно движущегося тела вращательно движущемуся телу

$$M_{\text{с.т}} \cdot \omega_{\text{дв}} = F_{\text{с.т}} \cdot v_{\text{пр}};$$

$$\left(M'_{\text{тр.пр}} \cdot \text{Sign } \omega_{\text{дв}} \right) \cdot \omega_{\text{дв}} = \left(F_{\text{тр.пр}} \cdot \text{Sign } v_{\text{пр}} \right) \cdot v_{\text{пр}};$$

$$M'_{\text{тр.пр}} = \frac{\left(F_{\text{тр.пр}} \cdot \text{Sign } v_{\text{пр}} \right) \cdot v_{\text{пр}}}{\text{Sign } \omega_{\text{дв}} \cdot \omega_{\text{дв}}} =$$

$$= \frac{F_{\text{тр.пр}} \cdot v_{\text{пр}}}{\omega_{\text{дв}}} = F_{\text{тр.пр}} \cdot i.$$

Следовательно,

$$M_{\text{тр}\Sigma} = M_{\text{тр.дв}} + M_{\text{тр.ред}} + M'_{\text{тр.пр}} =$$

$$= M_{\text{тр.дв}} + M_{\text{тр.ред}} + F_{\text{тр.пр}} \cdot i, \quad (6)$$

где $M_{\text{тр.дв}}$, $M_{\text{тр.ред}}$ – моменты сухого трения от двигателя и редуктора (точнее, коэффициенты сухого трения); $F_{\text{тр.пр}}$ – сила сухого трения от пружины (точнее, коэффициент сухого трения).

Получим выражение для суммарного коэффициента жесткости. Для этого приведем коэффициент жесткости пружины, которая совершает линейное движение к вращательному движению вала двигателя. На основании равенства мощности при ее передаче от поступательно движущегося тела вращательно движущемуся телу

$$M_{\text{поз}} \cdot \omega_{\text{дв}} = F_{\text{поз}} \cdot v_{\text{пр}};$$

$$(C'_{пр} \cdot \Delta\varphi) \cdot \omega_{дв} = (C_{пр} \cdot \Delta S) \cdot v_{пр};$$

$$C'_{пр} = \frac{C_{пр} \cdot \Delta S \cdot v_{пр}}{\Delta\varphi \cdot \omega_{дв}} = C_{пр} \cdot i^2,$$

где ΔS – величина линейного растяжения (сжатия) пружины, вызывающая поворот вала двигателя на величину $\Delta\varphi$.

Таким образом,

$$\begin{aligned} C_{\Sigma} &= C_{дв} + C_{ред} + C'_{пр} = \\ &= C_{дв} + C_{ред} + C_{пр} \cdot i^2, \end{aligned} \quad (7)$$

где $C_{дв}$, $C_{ред}$, $C_{пр}$ – коэффициенты жесткости двигателя, редуктора и пружины соответственно.

Электромагнитный момент двигателя представим аппроксимацией его механической характеристики полиномом вида

$$\begin{aligned} M_{эм} &= \alpha_1 \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \alpha_2 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \\ &+ \alpha_3 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^3 + \dots + \alpha_k \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^k, \end{aligned} \quad (8)$$

где $\alpha_1, \dots, \alpha_k$ – постоянные коэффициенты, которые определяются из условия совпадения реальной механической характеристики двигателя и характеристики, аппроксимируемой выражением (8); k – степень полинома.

Дифференциальное уравнение движения

Объединяя в уравнении (1) соотношения (2)...(8), запишем дифференциальное уравнение движения рассматриваемой автоколебательной системы для схемы на рис. 1:

$$\begin{aligned} J_{\Sigma} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + H_{\Sigma} \frac{d\varphi}{dt} + M_{тр\Sigma} \text{Sign} \frac{d\varphi}{dt} + \\ + C_{\Sigma}\varphi = \alpha_1 \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \alpha_2 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \\ + \alpha_3 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^3 + \dots + \alpha_k \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^k, \end{aligned}$$

где J_{Σ} , H_{Σ} , $M_{тр\Sigma}$, C_{Σ} – коэффициенты, определенные выражениями (3)...(7).

Разделим обе части уравнения на C_{Σ} :

$$\begin{aligned} \frac{J_{\Sigma}}{C_{\Sigma}} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{H_{\Sigma}}{C_{\Sigma}} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{M_{тр\Sigma}}{C_{\Sigma}} \cdot \text{Sign} \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = \\ = \frac{\alpha_1}{C_{\Sigma}} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\alpha_2}{C_{\Sigma}} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + \frac{\alpha_3}{C_{\Sigma}} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^3 + \dots + \\ + \frac{\alpha_k}{C_{\Sigma}} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^k. \end{aligned}$$

Приведение уравнения движения к канонической форме в относительных переменных

С целью получения возможности использовать для анализа уравнения известные классические методы запишем уравнения в относительных по времени переменных.

Введя замены

$$\tau = \omega_0 t; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}; \quad \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi},$$

где τ – относительное время; $\dot{\varphi}$ – скорость вала двигателя; $\ddot{\varphi}$ – ускорение вала двигателя; ω_0 – собственная частота колебаний автоколебательной системы, определяемая по выражению

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{\Sigma}}{J_{\Sigma}}},$$

представим уравнение движения в канонической форме:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega_0^2} \cdot \omega_0^2 \cdot \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} + \frac{H_{\Sigma}}{C_{\Sigma}} \cdot \omega_0 \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} + \frac{M_{тр\Sigma}}{C_{\Sigma}} \times \\ \times \text{Sign} \left(\omega_0 \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} \right) + \varphi = \frac{\alpha_1}{C_{\Sigma}} \cdot \omega_0 \times \\ \times \frac{d\varphi}{d\tau} + \frac{\alpha_2}{C_{\Sigma}} \cdot \omega_0^2 \cdot \left(\frac{d\varphi}{d\tau}\right)^2 + \frac{\alpha_3}{C_{\Sigma}} \cdot \omega_0^3 \times \\ \times \left(\frac{d\varphi}{d\tau}\right)^3 + \dots + \frac{\alpha_k}{C_{\Sigma}} \cdot \omega_0^k \cdot \left(\frac{d\varphi}{d\tau}\right)^k. \end{aligned}$$

Окончательно получим

$$\ddot{\phi} + \phi = -\mu_2 \text{Sign}\dot{\phi} + (\mu_3 - \mu_1)\dot{\phi} + \mu_4\dot{\phi}^2 + \mu_5\dot{\phi}^3 + \dots + \mu_k\dot{\phi}^{k-2}, \quad (9)$$

где μ_1, \dots, μ_k – коэффициенты, определяемые по выражениям, представленным в табл. 1.

Уравнение (9) вместе с выражениями, представленными в табл. 1, является математической моделью описывающей работу стенда испытания упругих элементов, построенного по схеме на рис. 1.

Табл. 1. Выражения для определения коэффициентов, входящих в уравнение движения (9)

Коэффициент	Выражение	Коэффициент	Выражение
μ_1	$\omega_0 H_\Sigma / C_\Sigma$	μ_4	$\omega_0^2 \alpha_2 / C_\Sigma$
μ_2	$M_{TP\Sigma} / C_\Sigma$	μ_5	$\omega_0^3 \alpha_3 / C_\Sigma$
μ_3	$\omega_0 \alpha_1 / C_\Sigma$	μ_k	$\omega_0^{k-2} \alpha_{k-2} / C_\Sigma$

Заключение

Впервые создана математическая модель стенда, предназначенного для динамических испытаний упругих элементов и построенного на основе автоколебательной электромеханической системы «асинхронный двигатель – пружина». Математическая модель представляет собой нелинейное диффе-

ренциальное уравнение движения (9) с постоянными коэффициентами, учитываемыми параметры электросети, двигателя и нагрузки. Дальнейший анализ уравнения (9) позволит выявить взаимосвязь указанных параметров для условий запуска и устойчивой работы электропривода стенда в автоколебательном режиме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудченко, Ю. А. Проблемы теории и практики безредукторных электроприводов периодического движения / Ю. А. Рудченко, А. В. Козлов, А. А. Толстенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-т. – 2011. – № 4. – С. 129–137.
2. Грачев, С. А. Безредукторный электромашинный привод периодического движения / С. А. Грачев, В. И. Луковников. – Минск : Выш. шк., 1991. – 160 с.

Статья сдана в редакцию 8 июля 2013 года

Юрий Александрович Рудченко, канд. техн. наук, Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Тел.: +375-447-95-35-18.

Андрей Владимирович Козлов, канд. техн. наук, Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. Тел.: +375-296-64-40-93. E-mail: avk78@list.ru.

Yury Aleksandrovich Rudchenko, PhD (Engineering), UO «P. O. Sukhoi Gomel State Technical University». Phone: +375-447-95-35-18.

Andrei Vladimirovich Kozlov, PhD (Engineering), UO «P. O. Sukhoi Gomel State Technical University». Phone: +375-296-64-40-93. E-mail: avk78@list.ru.

ФИЗИКА

УДК 535.31 + 621.658.011

А. В. Хомченко, И. У. Примак, В. М. Кульбенков, А. И. Войтенков, В. Г. Гузовский, О. Е. Коваленко, А. В. Зайцев

ОПТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ЗАКАЛЕННЫХ СТЕКЛАХ

UDC 535.31 + 621.658.011

A. V. Khomchenko, I. U. Primak, V. M. Kulbenkov, A. I. Voytenkov, V. G. Huzovsky, O. E. Kovalenko, A. V. Zaytsev

OPTICAL TECHNIQUES FOR TESTING MECHANICAL STRESS DISTRIBUTION IN HARDENED CAR GLASSES

Аннотация

Предложен метод контроля механических напряжений в автомобильных закаленных стеклах. Выполнены измерения оптической анизотропии в стекле различной толщины волноводным и поляризационно-оптическим методами в плоскости образца. Продемонстрирована возможность контроля распределения величины механических напряжений вдоль поверхности закаленных стекол по результатам обработки их изображения в поляризованном свете. Разработан программный продукт, позволяющий определять напряжения в каждой точке поверхности стекла, наименьшее значение регистрируемых напряжений составило 2 МПа.

Ключевые слова:

закаленные стекла, поляриметрия, контроль распределения двулучепреломления в плоскости стекла.

Abstract

The technique for testing mechanical stress in hardened car glass is presented. The optical anisotropy in glass of different thickness has been measured by using the waveguide and polarization optical methods in the sample plane. The paper presents the possibility of testing the distribution of mechanical stresses along the surface of hardened glass as a result of processing their images recorded in the polarized light. The software to determine the value of the mechanical stress at each point of the glass surface has been developed, the least value of recorded stress being equal to 2 MPa.

Key words:

hardened glass, polarimetry, testing of double-beam deflection in the glass plane.

Введение

Закаленное стекло используется при изготовлении задних и боковых стекол наземного транспорта. Механические и оптические характеристики такого стекла определяются характером и

режимами закалки стекла. В процессе закалки автомобильное стекло нагревается до температуры ~600 °С, а затем охлаждается воздушным потоком таким образом, что его поверхности охлаждаются более интенсивно в сравнении с

его внутренней частью, что и приводит к появлению механических напряжений [1, 2]. Остаточные напряжения обеспечивают прочность закаленного стекла и обуславливают их безопасную эксплуатацию в автомобиле. Процессы закалки стекла известны давно и достаточно хорошо исследованы [3–8]. Проблема автоматизации контроля параметров закаленных стекол традиционно решается применением сложных программно-аппаратных комплексов, относящихся к классу систем технического зрения, разработка которых ведется в ряде стран мира. В то же время стекло при наличии в нем механических напряжений становится анизотропным, и поляризационно-оптические методы исследования позволяют оценить величину и распределение этих напряжений [9–11]. Измерения интенсивности поляризованного света, прошедшего через исследуемый образец, с учетом того, что коэффициент пропускания стекла связан с главными значениями напряжений, позволяют оценить анизотропию стекла. При этом для количественной оценки напряжений требуется знание фотоупругих постоянных неоднородного приповерхностного слоя стекла или распределения величины показателя преломления в поперечном сечении стекла. Следует отметить, что измеряя распределение интенсивности света, можно анализировать и оценивать механические напряжения в отдельной точке стекла, но достаточно сложно это выполнить для протяженных анизотропных объектов. В то же время для оптимизации процессов технологии закалки стекла и разработки технологического оборудования необходимо выполнение анализа возникающего распределения механических напряжений в плоскости стекла. Использование современной цифровой техники в качестве фоторегистрирующего устройства позволяет получать картину, иллюстри-

рующую распределение напряжений вдоль поверхности стекла.

Таким образом, разработка методов и средств контроля и обработки зарегистрированного распределения интенсивности света, прошедшего через протяженное закаленное автомобильное стекло, является актуальной.

Методика эксперимента

Для контроля параметров закаленных стекол традиционно применяются поляризационно-оптические методы исследования, основанные на измерении обусловленной механическими напряжениями анизотропии оптических характеристик материала и позволяющие получить представление о распределении напряжений в стекле. Оптическая схема измерительного устройства представлена на рис. 1.

В устройстве линейно-поляризованный свет, проходя через исследуемое стекло 3, в котором присутствуют механические напряжения, изменяет состояние поляризации (в стекле возникают обыкновенная и необыкновенная волны). После этого излучение, проходя через анализатор 4, скрещенный с поляризатором 2 (под углом 90°), попадает в фоторегистрирующее устройство 7.

При этом регистрируемая интенсивность света (рис. 2) является функцией двух координат и определяется как [10]

$$I(x, y) = I_p T \sin^2 2\alpha \sin^2 \Delta, \quad (1)$$

где I_p – интенсивность света на выходе из поляризатора; T – коэффициент, учитывающий отражение света от поверхностей стекла $z = -d/2$ и $z = d/2$; α – угол между оптической осью и углом поляризатора; Δ – разность фаз между обыкновенной и необыкновенной волнами (в общем случае $\alpha = \alpha(x, y)$, $\Delta = \Delta(x, y)$).

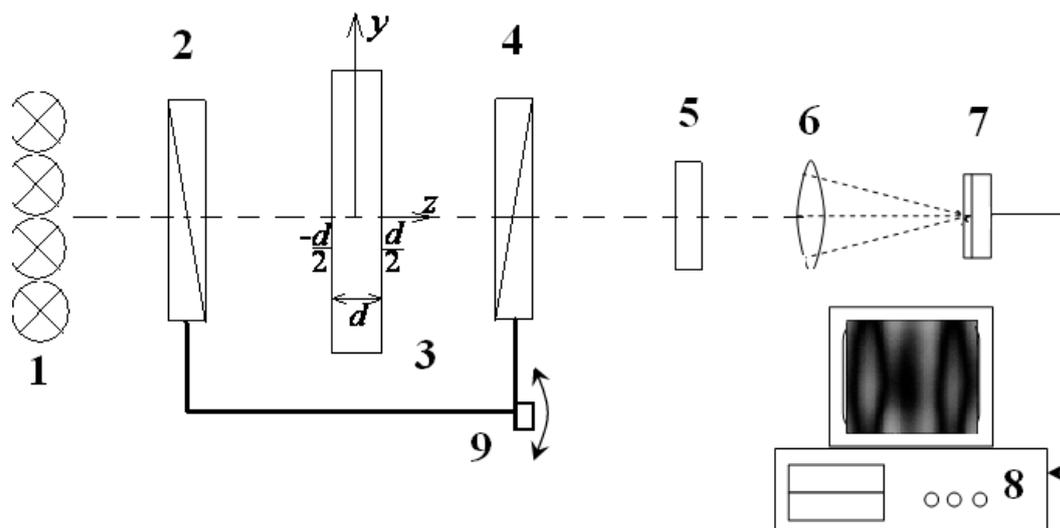


Рис. 1. Схема измерительной установки: 1 – источник света; 2 – поляризатор; 3 – контролируемое автомобильное стекло; 4 – анализатор; 5 – светофильтр; 6 – объектив; 7 – фоторегистрирующее устройство; 8 – компьютер; 9 – система поворота

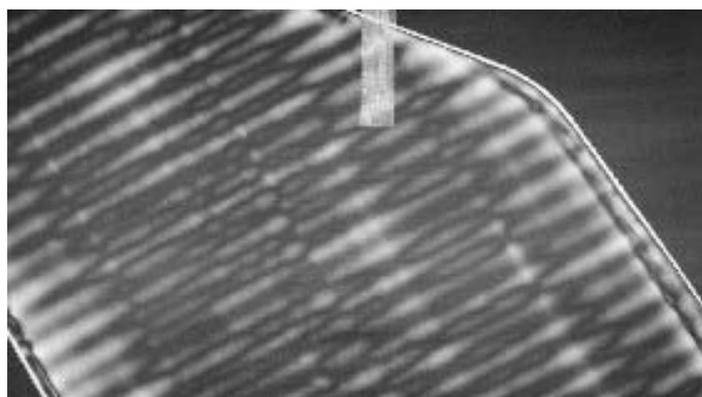


Рис. 2. Регистрируемое распределение интенсивности света, прошедшего через контролируемое автомобильное стекло

Обработывая регистрируемые распределения интенсивности $I(x, y)$ с использованием персонального компьютера, можно восстановить Δ в каждой точке стекла и, учитывая взаимосвязь фазы волны с напряжением, воспроизвести поле механических напряжений [9].

Однако применение поляризационных методов ограничивается тем, что наблюдаемые распределения интенсивности включают в себя систему темных линий, так называемых изоклин, которые определяются распределением $\alpha = \alpha(x, y)$

в стекле (при $\alpha = 0$ или $\alpha = \pi / 2$ интенсивность прошедшего света $I = 0$, даже если напряжения отличны от нуля) и искажают восстанавливаемую картину напряжений.

Анализ результатов исследования распределения интенсивности света, прошедшего через исследуемый анизотропный образец, свидетельствует о том, что изоклины существенно искажают регистрируемую картину $\Delta = \Delta(x, y)$ и не позволяют адекватно восстановить распределение напряжений. Данную проблему можно решить

для рассматриваемой точки исследуемого стекла, устанавливая $\alpha = 45^\circ$ (в этом случае $I = I_0 |T|^2 \sin^2(\Delta/\lambda)$), но в протяженном стекле, где направление главных напряжений в каждой точке различно, это невозможно выполнить для всего поля напряжений. Известные способы позволяют избавиться от изоклин только в отдельных точках либо небольших областях восстанавливаемой картины [10] путем использования двух четвертьволновых пластинок, которые размещают с обеих сторон стекла. Изоклины исчезают, если оси четвертьволновых пластинок наклонены под углом 45° к плоскости поляризатора и анализатора. Однако использование специальных компенсаторов существенно усложняет контроль напряжений в широкоформатных стеклах [9, 11].

Исследование распределения напряжений в плоскости закаленных стекол

С точки зрения контроля параметров протяженных автомобильных стекол определенный интерес представляет использование так называемых полярископов большого поля, которые позволяют получить информацию обо всей картине напряжений в стекле.

В рамках отработки процедур визуализации и диагностики поверхностных сжимающих напряжений в закаленных стеклах предложен алгоритм фильтрации изоклин, искажающих восстанавливаемое распределение напряжений в стекле. Предложенный подход основан на регистрации двух распределений интенсивности света, прошедшего через исследуемое стекло и систему поляризатор–анализатор, скрещенных под углом 90° ($\chi = 90^\circ$).

Переход из начального положения, которое выбирается произвольно, во второе осуществляется путем поворота системы поляризатор–анализатор на угол, равный 45° . При этом поляризатор и анализатор в обоих положениях оста-

ются ориентированными под углом 90° относительно друг друга. Таким образом, на первом этапе регистрируется распределение интенсивности

$$I(x, y) = I_p T \sin^2 2\alpha(x, y) \sin^2(\Delta(x, y)), \quad (2)$$

а после поворота на угол 45°

$$I'(x, y) = I_p T \cos^2(2\alpha(x, y)) \sin^2(\Delta(x, y)). \quad (3)$$

Затем в каждой точке стекла вычисляется суммарная интенсивность

$$\bar{I} = I + I' = I_p T \sin^2 \Delta. \quad (4)$$

Построенная таким способом функция $\bar{I}(x, y)$ не зависит от распределения $\alpha = \alpha(x, y)$ и может быть использована для дальнейшей обработки и восстановления распределения механических напряжений в плоскости стекла.

На рис. 3 приведены распределения интенсивности при повороте системы поляризатор–анализатор для стекла толщиной 6 мм на участке площадью $50 \times 50 \text{ мм}^2$.

Как следует из анализа распределений, представленных на рис. 3, суммарное распределение воспроизводится через каждые 45° . Это означает, что главные напряжения лежат в плоскости стекла [12]. Дальнейшая обработка сводится к сложению в каждой точке поверхности стекла соответствующих интенсивностей света для указанных двух картин. В этом случае в результирующем распределении интенсивности света изоклины отсутствуют.

На рис. 4 представлены распределения интенсивности без изоклин, полученные в результате обработки в соответствии с выражением (4). Устройство для наблюдения и автоматической регистрации информации позволяет осуществить дискретное сканирование регистрируемой картины, которое дает распределение коэффициента пропускания установки в плоскости стекла вдоль выбранного направления (рис. 5).

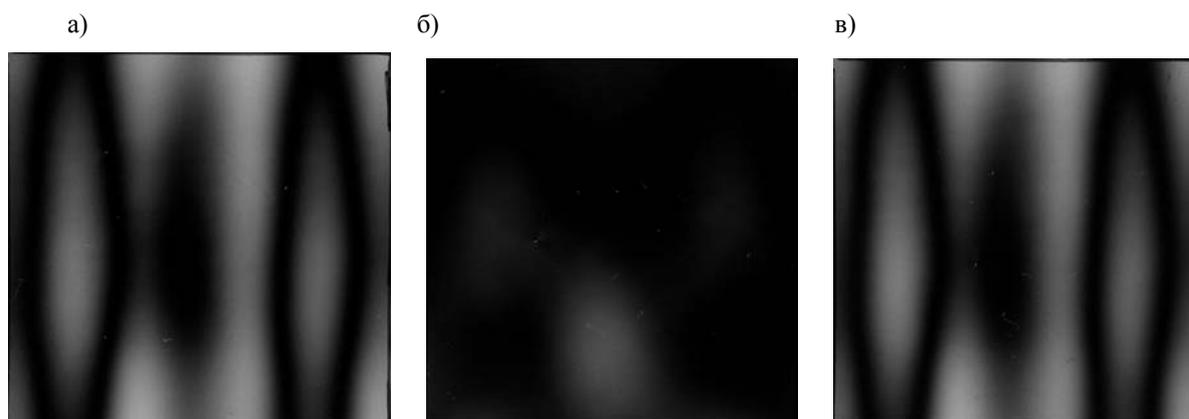


Рис. 3. Распределение интенсивности при повороте системы поляризатор–анализатор на 0° (а), 45° (б), 90° (в)

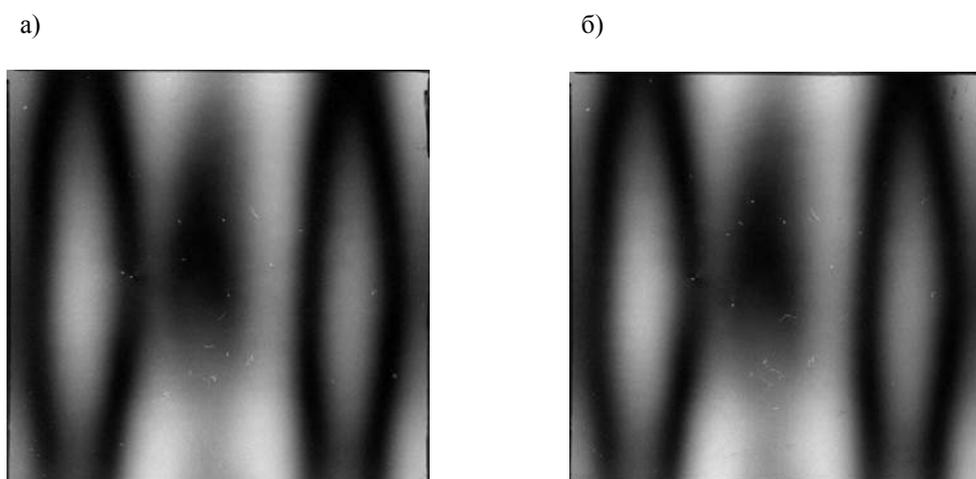


Рис. 4. Распределение интенсивности без изоклин, полученное в результате предложенного способа обработки изображений для 0 и 45° (а), 45 и 90° (б)

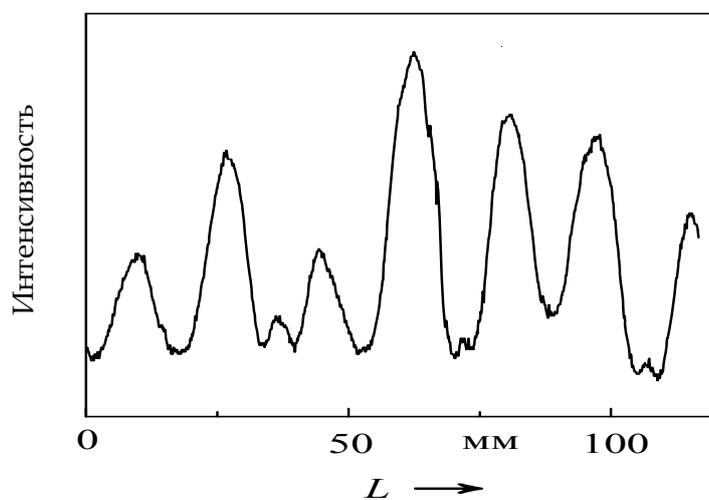


Рис. 5. Распределение коэффициента пропускания стекла вдоль выбранного направления в его плоскости

Процесс обработки полученных распределений интенсивности света, прошедшего через закаленное стекло, проводится с помощью специального программного обеспечения (рис. 6). Учитывая, что коэффициент пропускания установки в отдельной точке стекла связан с главными значениями напряжений [9], можно по измеренной интенсивности прошедшего света в каждой точке оценить анизотропию стекла, а следовательно, и распределение величины механических напряжений вдоль поверхности закаленного стекла. Программный пакет позволяет получить

массив абсолютных значений напряжений по всей поверхности стекла, при этом наименьшее значение регистрируемых напряжений составляет 2 МПа.

В стандартной схеме оценки величины механических напряжений используется картина разбиения стекла, по которой подсчитывается число осколков и их размеры на определенной площади стекла. На рис. 7 приведено распределение интенсивности $I(x, y)$ света, полученное сложением распределений, и наложенное на него изображение разбитого исследуемого стекла.

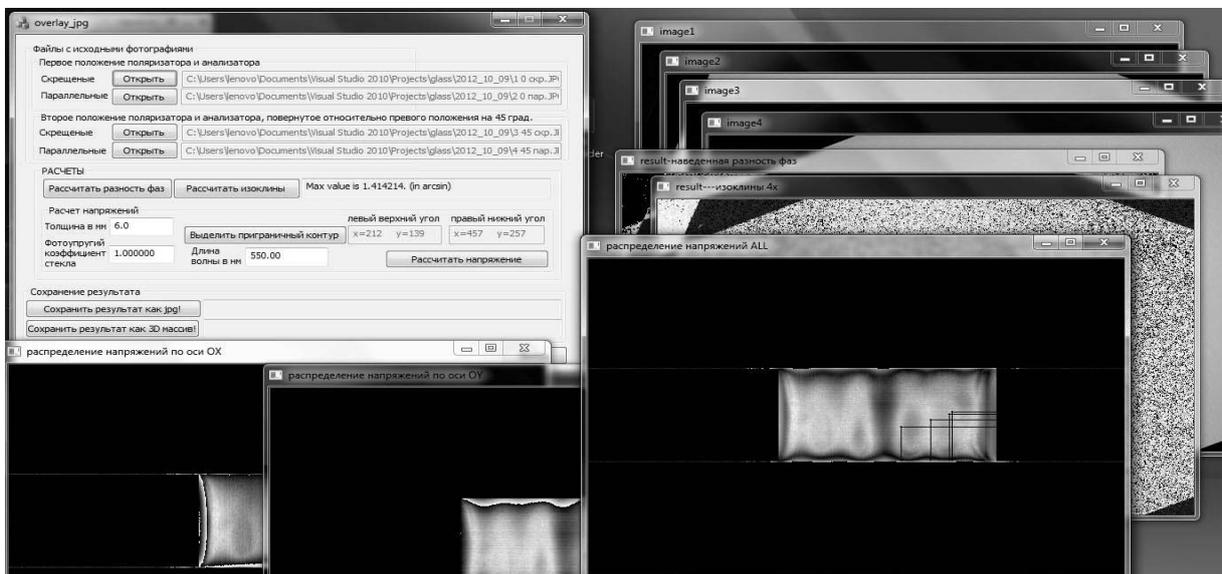


Рис. 6. Иллюстрация работы программного пакета по обработке зарегистрированного распределения интенсивности света, прошедшего через закаленное стекло

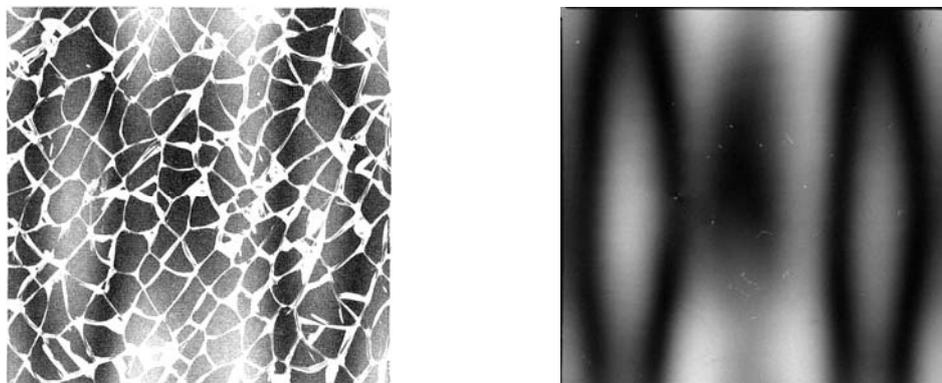


Рис. 7. Распределение интенсивности света и наложенное на него изображение разбитого исследуемого стекла

При этом в области больших значений напряжений (а следовательно, и величины $\Delta(x, y)$) регистрируются более мелкие куски разбитого стекла. Таким образом, измеряя распределение интенсивности света, можно анализировать и оценивать механические напряжения, возникающие в отдельных точках стекла.

Из-за особенностей производства стекла напряжения концентрируются в основном в приповерхностной области.

Поэтому естественным является использование для исследования стекла волноводных методов измерения, чувствительных к состоянию поверхности материала. Результаты измерения оптической анизотропии в стекле толщиной 6 мм волноводным и поляризационно-оптическим методами представлены на рис. 8.

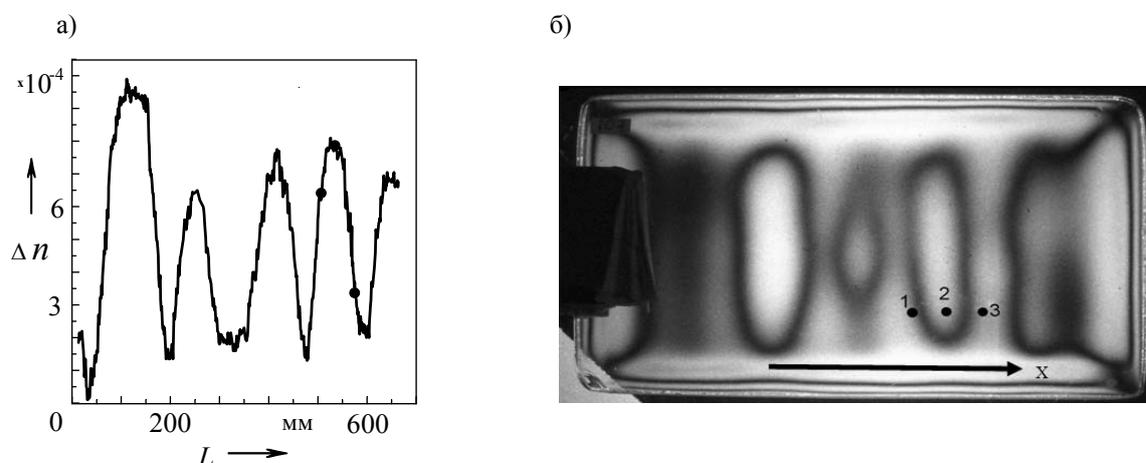


Рис. 8. Распределение величины анизотропии в стекле вдоль оси X, измеренное волноводным методом, и визуализация распределения напряжений в стекле, полученная поляризационно-оптическим методом

Значения Δn , представленные точками на графике (см. рис. 8, а), положение которых на исследуемом образце показано на рис. 8, б, получены волноводным методом, а непрерывная кривая на графике – данные поляризационно-оптических измерений.

Заключение

Представленные результаты исследования оптических свойств закаленных автомобильных стекол позволяют сделать вывод, что предложенный подход позволяет оценить распределение механических напряжений, возникающих в

приповерхностном слое закаленного стекла, обеспечить калибровку поляризационно-оптической установки для контроля механических напряжений, а следовательно, и корректную оценку распределения напряжений в закаленных автомобильных стеклах при устранении искажений в регистрируемой картине, обусловленных влиянием изоклин. Разработан программный продукт, позволяющий получить значение напряжений вдоль поверхности стекла, при этом наименьшее значение регистрируемых напряжений составило 2 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шутов, А. И.** Проблемы закалки тонкого стекла и их решение / А. И. Шутов // Стекло и керамика. – 1992. – № 4. – С. 8–9.
2. **Шабанов, А. Г.** Методика прогнозирования стекла при закалке / А. Г. Шабанов, А. И. Шутов, В. П. Марков // Стекло и керамика. – 1992. – № 5. – С. 10–11.
3. **Шутов, А. И.** Предельные уровни закалочных напряжений в листовом стекле / А. И. Шутов, Н. А. Герасимова, И. А. Новиков // Стекло и керамика. – 2002. – № 6. – С. 6–8.
4. Контроль распределения механических напряжений в автомобильных закаленных стеклах / О. Е. Коваленко [и др.] // Современные методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов : 3-я Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – С. 121–123.
5. К проблеме контроля распределения механических напряжений в автомобильных закаленных стеклах / И. У. Примак [и др.] // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – С. 276.
6. Автоматизированный комплекс для контроля распределения механических напряжений в автомобильных закаленных стеклах / В. М. Кульбенков [и др.] // Оптика неоднородных структур 2011 : материалы III Междунар. науч.-практ. конф. – Могилев : МГУ им. А. А. Кулешова, 2011. – С. 219–222.
7. Измерение распределения величины двулучепреломления в плоскости автомобильных закаленных стекол / В. М. Кульбенков [и др.] // Современные методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов : материалы 4-й Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – С. 151–153.
8. Исследование особенностей процесса производства закаленных стекол для наземного транспорта / В. М. Кульбенков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 136–146.
9. **Миндлин, Р.** Изучение напряжений методом фотоупругости / Р. Миндлин // УФН. – 1940. – Т. 23, № 1. – С. 16–66.
10. Оптические свойства кристаллов / А. Ф. Константинова [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1995. – С. 88–94.
11. **Никоноров, Н. В.** Оптическое материаловедение: основы прочности оптического стекла / Н. В. Никоноров, С. К. Евстропьев. – СПб. : СПбГУ ИТМО, 2009. – 102 с.
12. **Най, Дж.** Физические свойства кристаллов и их описание при помощи тензоров и матриц / Дж. Най. – М. : Мир, 1967. – 386 с.

Статья сдана в редакцию 2 июля 2013 года

Александр Васильевич Хомченко, д-р физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Владимир Матвеевич Кульбенков, технолог, УЧПП «КУВО». E-mail: kuvo@tut.by.

Анатолий Иосифович Войтенков, канд. физ.-мат. наук, директор, УЧПП «КУВО». Тел.: +375-222-24-31-68. E-mail: kuvo@tut.by.

Виталий Геннадьевич Гузовский, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-74. E-mail: physics@bru.by.

Олег Евгеньевич Коваленко, канд. физ.-мат. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-74. E-mail: physics@bru.by.

Игорь Ульянович Примак, канд. физ.-мат. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-04-13. E-mail: physics@bru.by.

Алексей Викторович Зайцев, студент, Белорусско-Российский университет. E-mail: physics@bru.by.

Aleksandr Vasilyevich Khomchenko, DSc (Physics and Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-74. E-mail: avkh@mogilev.by.

Vladimir Matveyevich Kulbenkov, production engineer, UChPP «KUVO». E-mail: kuvo@tut.by.

Anatoly Iosifovich Voytenkov, PhD (Physics and Mathematics), Director, UChPP «KUVO». Phone: +375-222-24-31-68. E-mail: kuvo@tut.by.

Vitaly Gennadyevich Huzovsky, PhD (Physics and Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-74. E-mail: physics@bru.by.

Oleg Yevgenyevich Kovalenko, PhD (Physics and Mathematics), Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-74. E-mail: physics@bru.by.

Igor Ulyanovich Primak, PhD (Physics and Mathematics), Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-04-13. E-mail: physics@bru.by.

Aleksey Viktorovich Zaytsev, student, Belarusian-Russian University. E-mail: physics@bru.by.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4 – 2013

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Художественное оформление обложки	И. А. Алексеюс
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Адрес редакции:
Белорусско-Российский университет
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43, ауд. 331, тел. 26-61-00
Свидетельство о регистрации № 2579 от 03.05.2007 г.

Заказ 7159. Тираж 100. Отпечатано в УПКП «Могилевская областная типография
имени Спиридона Соболя» (г. Могилев, ул. Первомайская, 70)
ЛП № 02330/0150452 от 03.02.2009 г.