

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

**МАШИНОСТРОЕНИЕ
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА
ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ
ПРИБОРОСТРОЕНИЕ**

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

Периодичность – 4 раза в год

1(30) 2011

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНТИПЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А., ШАМБАЛОВА М. Г. Диагностирование фрикционных элементов трансмиссий импульсным способом	8
БОБЫРЕНКО С. Н., КОТОВ А. В. Моделирование процесса работы механизма подпрессовки питающего аппарата кормоуборочного комбайна.....	18
ИОФФЕ А. З., ДАНЬКОВ А. М. Конструктивные и кинематические особенности плавнорегулируемых зубчатых передач.....	27
КУХАРЕНОК Г. М., КАПСКИЙ Д. В., БУСЕЛ Б. У. Применение искусственных неровностей для повы- шения безопасности дорожного движения.....	39

МАКАРЕВИЧ С. Д. Основы кинематического расчета прецессионного редуцирующего механизма лебедки для аварийно-спасательных устройств.....	51
МАКСИМЕНКО А. Н. Определение рациональной продолжительности этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ.....	59
РЫНКЕВИЧ С. А., ТАРАСИК В. П., ШАПОВАЛОВА О. А., РЕГИНЯ В. В., КУРСТАК В. И. Повышение долговечности многодискового фрикциона гидромеханической передачи мобильной машины.....	65
ТАРАСИК В. П., ГОРБАТЕНКО Н. Н., ШАПОВАЛОВА О. А., ПЛЯКИН Р. В., РЕГИНЯ В. В. Фрикцион гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления.....	75
ХАБИБУЛЛИН А. И., ЛОВШЕНКО Ф. Г. Особенности процесса обратного выдавливания заготовок, полученных из дисперсно-упрочненной меди.....	84
ЦУМАРЕВ Ю. А., ПОПКОВСКИЙ В. А., ЛАТУН Т. С., ИГНАТОВА Е. В. Рациональное конструирование паяных соединений с накладками.....	92
ШЕМЕНКОВ В. М., ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Влияние тлеющего разряда на структуру безвольфрамовых твердых сплавов.....	101

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ПАРФЕНОВИЧ О. Н., ТРЕТЬЯКОВ А. С., СОКОЛОВ И. В., КАПИТОНОВ О. А. Новые конструктивные решения для асинхронных с короткозамкнутым ротором энергоресурсосберегающих регулируемых электродвигателей.....	110
СЕЛИВАНОВ В. А. Критерии оптимизации и необходимость построения параметрических систем электропривода	120

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н., БЕРЕЗОВСКИЙ Н. И. Исследования теоретического распределения высоты уступов на гравийно-песчаных месторождениях Республики Беларусь	125
--	-----

**ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.
ГЕОЭКОЛОГИЯ**

**ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН Д. С.,
ЛОБИКОВА О. М.** Основные факторы существо-
вания жизни на земле..... 131

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

БАЕВ А. Р., АСАДЧАЯ М. В., СЕРГЕЕВА О. С.
Особенности возбуждения и распространения волны
Рэлея в твердых телах с радиусными переходами..... 143

НОВИКОВ В. А., СКРЯБИНА Г. И., КУШНЕР А. В.
Результаты расчетов и экспериментальных исследо-
ваний магнитного поля в зоне поверхностного
дефекта объекта, намагниченного стационарным
малогабаритным магнитом 151

ШИЛОВ А. В., НОВИКОВ В. А., КУШНЕР А. В.
Количественная оценка индикаторных рисунков
дефектов при визуализации их полей на магнитной
плёнке в приложенном поле..... 160

-
- 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., SUDAKOVA V. A., SHAMBALOVA M. G. Diagnostics of friction elements of transmissions by the impulse method.....	8
BABYRENKA S. N., KOTOV A. V. The simulation of the operation of pre-pressing mechanism of the feed unit of the fodder harvester.....	18
IOFFE A. Z., DANKOV A. M. Design and kinematic features of continuously adjustable toothed gearings.....	27
KUKHARENOK G. M., KAPSKY D. V., BUSEL B. U. The application of artificial irregularities for raising traffic safety.....	39
MAKAREVICH S. D. Fundamentals of the kinematic calculation of the precession reducing mechanism of the hoist for life-saving appliances.....	51
MAKSIMENKO A. N. The determination of the rational duration of the productive life of road construction machines.....	59
RYNKEVICH S. A., TARASIK V. P., SCHAPOVALOVA O. A., REGINYA V. V., KURSTAK V. I. The increase of durability of the multidisc friction clutch of the hydromechanical transmission of the mobile machine	65
TARASIK V. P., GORBATENKO N. N., SHAPOVALOVA O. A., PLIAKIN R. V., REGINYA V. V. The friction clutch of the hydromechanical transmission with the mechanotronic system of automatic control	75
KHABIBULLIN A. I., LOVSHENKO F. G. The peculiarities of the process of backward extrusion of blanks produced from dispersion strengthened copper.....	84
TSUMAREV Y. A., POPKOVSKY V. A., LATUN T. S., IGNATOVA E. V. Rational designing of soldered joints with plates.....	92
SHEMENKOV V. M., LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. The effect of glow discharge on the structure of tungstenfree hard alloys	101

ELECTRICAL ENGINEERING

PARFENOVICH O. N., TRERIACOV A. S., SOKOLOV I. V., KAPITONOV O. A. New design decisions for energy-saving squirrel- cage adjustable induction motors.....	110
SELIVANOV V. A. The criteria for the optimization and the necessity for the construction of electric drive parametric systems.....	120

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BEREZOVSKY S. N., BEREZOVSKY N. I. The research on the theoretical distribution of the ledge height in gravel-sand deposits of the Republic of Belarus.....	125
--	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

HALIUZHYN S. D., HALIUZHYN D. S., LOBIKOVA O. M. Fundamental factors of the existence of life on the earth.....	131
---	-----

INSTRUMENT MAKING

BAYEV A. R., ASADCHAYA M. V., SERGEYEVA O. S. Peculiarities of excitation and propagation of the rayleigh wave in solids with radial transitions.....	143
NOVIKOV V. A., SKRYABINA G. I., KUSHNER A. V. The results of calculations and experimental studies of the magnetic field in the zone of surface defects of the object, magnetized by the stationary small-size magnet	151
SHILOV A. V., NOVIKOV V. A., KUSHNER A. V. Quantitative evaluation of indicating patterns of defects when visualizing their fields on the magnetic tape in the applied field	160

**Поздравляем
с 60-летием
главного редактора журнала
Игоря Сергеевича Сазонова**



27 марта 2011 г. исполняется 60 лет главному редактору нашего журнала, доктору технических наук, профессору Игорю Сергеевичу Сазонову.

Трудовая деятельность И. С. Сазонова тесно переплетена с историей становления нашего университета. В 1973 г. он окончил с отличием институт, затем работал ассистентом, старшим преподавателем, доцентом, заведующим кафедрой, деканом строительного факультета, а с 1998 г. – ректором вуза (Могилевского машиностроительного института, впоследствии – Могилевского государственного технического, а затем – Белорусско-Российского университета). В 1988 г. защитил кандидатскую, а в 2002 г. – докторскую диссертацию. Утвержден в ученом звании профессора в 2005 г.

Будучи ректором Могилевского государственного технического университета, явился инициатором и одним из непосредственных разработчиков концепции функционирования Белорусско-Российского университета.

И. С. Сазонов ведет активную научно-исследовательскую работу, является руководителем созданной им научно-педагогической школы, включающей 2 докторов и 5 кандидатов наук. Осуществляет научное руководство и непосредственно участвует в выполнении фундаментальных и хозяйственных научно-исследовательских работ.

Руководит подготовкой аспирантов; под его руководством защищены две кандидатские диссертации.

Под руководством И. С. Сазонова разработана и успешно функционирует система непрерывной подготовки научных кадров высшей квалификации («магистратура – аспирантура – докторантура») по специальности 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины». И. С. Сазонов является председателем открытого по этой специальности в вузе Совета по защите докторских диссертаций.

И. С. Сазоновым опубликовано более 160 научных и учебно-методических работ, в том числе две монографии, учебник, получено 33 авторских свидетельства и патента.

Добросовестный труд преподавателя, специалиста, научного сотрудника и организатора образования высшей школы И. С. Сазонова отмечен Почетной грамотой Совета Министров Республики Беларусь, Почетной грамотой Министерства образования Республики Беларусь, Почетной грамотой Министерства архитектуры и строительства Республики Беларусь, нагрудными знаками «Выдатнік адукацыі Рэспублікі Беларусь» и «Почётный работник высшего профессионального образования Российской Федерации», медалью «За працоўныя заслугі», медалью Союзного государства «За сотрудничество», памятным медалем «60 лет Победы в Великой Отечественной войне 1941–1945 гг.», «65 лет освобождения Брянской области», «65 год вызвалення Рэспублікі Беларусь ад нямецка-фашысцкіх захопнікаў», «100 лет славянскому движению на землях Беларуси 1909–2009 гг. ».

Мы желаем юбиляру крепкого здоровья, творческих достижений и успехов в развитии его научно-педагогической школы на благо белорусской науки.

**Редколлегия журнала
«Вестник Белорусско-Российского университета»**

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко, канд. техн. наук, доц., В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИЙ ИМПУЛЬСНЫМ СПОСОБОМ

Рассмотрены вопросы диагностирования технического состояния элементов сцепления механических и фрикционных муфт гидромеханических трансмиссий импульсным способом на примерах автомобилей ЗИЛ-5301 и БелАЗ-7555. Представлены результаты расчетно-теоретических исследований, показывающие высокую информативность и универсальность предложенного способа при определении наличия буксования при передаче максимальных вращающих моментов, при определении качества переключения ступеней в коробке передач по времени буксования фрикционных элементов или по ускорению машины.

Состояние фрикционных элементов трансмиссий – сцепления в механической трансмиссии и фрикционных муфт в гидромеханической, оценивают по наличию буксования при передаче максимальных вращающих моментов. И если в механической трансмиссии буксование сцепления при резком увеличении скоростного режима двигателя опытный водитель может заметить, то буксование фрикционной муфты в гидромеханической трансмиссии при разблокированном гидротрансформаторе обнаружить практически невозможно. Вследствие этого при снижении давления в гидролинии управления фрикционными муфтами из-за повышенных утечек через уплотнительные кольца или при заедании фрикционных дисков в шлицевых соединениях возможно возникновение длительного буксования фрикционных элементов, приводящего к их спеканию. Такие неисправности имеют место при эксплуатации карьерных автомобилей БелАЗ, следствием которых является выход из строя всей коробки передач.

Фрикционные муфты гидромеханических передач необходимо дополнительно проверять по плавности замыкания или работе буксования фрикционных элементов при переключении

фрикционных муфт. Плавность включения фрикционных муфт обеспечивается введением в систему управления клапанов плавности или пропорциональных клапанов, управляемых от электронного блока управления (ЭБУ). Нарушение в их работе в процессе эксплуатации приводит к ухудшению плавности движения при переключении ступеней (резкое переключение) и возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии либо к увеличению работы буксования (затянутое переключение) и соответственно быстрому износу, высокому нагреву и короблению пар трения.

Вовремя обнаружить такие неисправности можно при отслеживании технического состояния фрикционных элементов трансмиссии в процессе ее эксплуатации. Для этого следует воспользоваться импульсным способом, легко реализуемым с помощью внешних или встроенных компьютерных средств.

Состояние фрикционных элементов сцепления, которое оценивается отсутствием буксования при передаче максимального крутящего момента от двигателя, является одним из параметров, определяющих ресурс механической трансмиссии. При нарушении регулировки привода сцепления или изно-

се фрикционных накладок ведомых дисков уменьшается усилие сжатия пар трения и, как следствие, уменьшается коэффициент запаса сцепления. Это может привести к появлению пробуксовки сцепления при резком увеличении скоростного режима двигателя в момент обгона, что скажется на безопасности движения. При передаче больших вращающих моментов в тяжелых дорожных условиях, при движении с полной нагрузкой появление буксования может привести к полной остановке движения.

В процессе эксплуатации состояние сцепления, как правило, оценивает сам водитель по своим субъективным ощущениям, т. е. когда такой дефект начинает проявляться в ухудшении качества функционирования трансмиссии. Объективная оценка состояния сцепления осуществляется с помощью стробоскопического фонаря на стационарном стенде. Для этого в топливопровод одной из форсунок дизельного двигателя или к распределителю зажигания бензинового двигателя устанавливаются датчик замыкания контактов стробоскопического фонаря из комплекта мотортестера или иной аппаратуры и на прямой передаче освещают крестовину карданной передачи при нагружении ведущих колес тормозным моментом. При отсутствии буксования наблюдается картина неподвижного карданного шарнира, поскольку на прямой передаче происходит кратковременное синфазное освещение одной и той же поверхности, приводящее, из-за инерционности нашего зрения, к наблюдению неподвижной картины вращающегося карданного шарнира. При появлении буксования наблюдается картина проворачивающегося карданного шарнира. Как видно, этот способ достаточно трудоемок и требует наличия тормозного стенда.

Импульсный метод диагностирования сцепления имеет существенные преимущества: он не требует специального стационарного стенда, диагности-

рование возможно при движении машины на любой передаче при нагружении трансмиссии со стороны штатной тормозной системы. Но для этого трансмиссия должна быть оснащена импульсными датчиками угловых перемещений ведущего и ведомого валов трансмиссии с выходом на внешние средства диагностирования в виде ноутбука с соответствующим программным обеспечением или на встроенные средства диагностирования.

Алгоритм диагностирования в этом случае должен анализировать относительные перемещения ведущего и ведомого валов трансмиссии по информации от импульсных датчиков. При равном количестве импульсов опорного сигнала в одном выходном буксовании отсутствует, а по их изменению можно судить о пробуксовке сцепления при передаче больших крутящих моментов. Но поскольку в трансмиссии имеются упругие элементы, влияющие на относительные угловые смещения ведущего и ведомого валов, необходимо знать максимальные отклонения числа импульсов опорного сигнала в выходном, вызываемые не буксованием сцепления, а колебаниями в системе.

Расчеты на математической модели, разработанной для автомобиля ЗИЛ-5301 с механической трансмиссией, показывают, что если техническое состояние сцепления неудовлетворительное, то при нагружении трансмиссии в процессе движения на первой передаче тормозным моментом происходит буксование сцепления (рис. 1). Это сразу же определяется импульсной системой диагностирования по резкому возрастанию количества опорных импульсов в каждом выходном (рис. 2). При начале буксования сцепления (со 2-й с) количество импульсов опорного сигнала в каждом выходном резко возрастает до момента полной остановки машины. После этого одна информационная переменная теряется и подсчет импульсов прекращается.

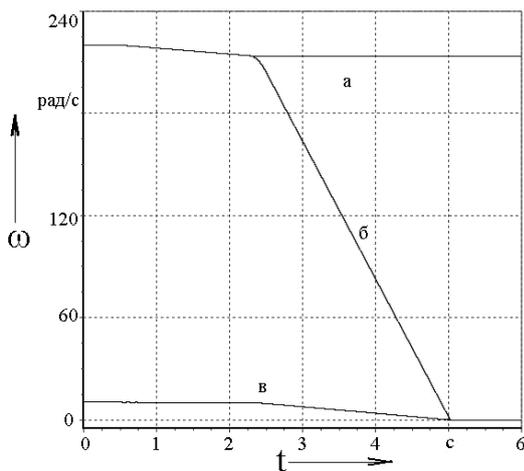


Рис. 1. Изменение угловых скоростей при нагружении сцепления: а – ведущая часть сцепления; б – ведомая часть сцепления; в – выходной вал трансмиссии

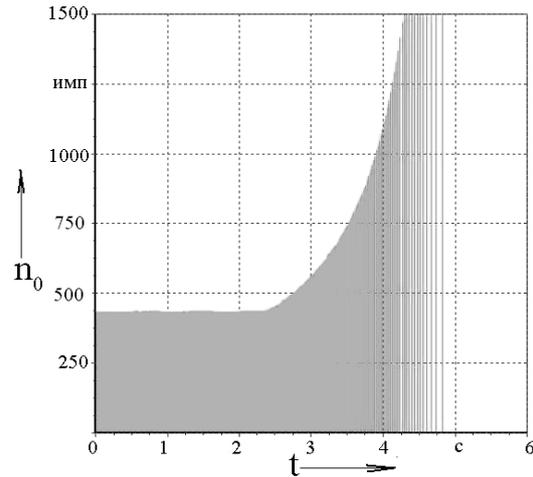


Рис. 2. Изменение диагностического сигнала при буксовании сцепления

Однако при этом следует иметь в виду, что колебания момента на выходном валу при затормаживании машины приводят к незначительным изменениям количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном. При использовании в качестве датчика опорного сигнала энкодера, генерирующего 1500 импульсов за один оборот, эти колебания находятся в интервале 360...380 импульсов. Это следует учитывать при оценке результатов диагностирования сцепления, чтобы данные колебания не принять за пробуксовку сцепления.

Таким образом, диагностирование сцепления механической трансмиссии импульсным методом позволяет с высокой точностью и достаточно простыми средствами установить его техническое состояние в процессе эксплуатации машины.

Техническое состояние фрикционных элементов гидромеханической коробки передач (ГМКП) в процессе эксплуатации определить достаточно сложно. Отделить скольжение в разблокированном гидротрансформаторе от буксования фрикциона даже опытному специалисту практически невозможно. А даже непродолжительное буксование

фрикциона может привести к перегреву и короблению фрикционных дисков, а при длительном – к их спеканию. Импульсный же метод позволяет отслеживать в процессе движения относительные перемещения турбинного и выходного валов трансмиссии, а значит и отделять буксование фрикциона от скольжения в гидротрансформаторе [1].

Тестовым воздействием на гидромеханическую трансмиссию при оценке технического состояния фрикциона по параметру наличия буксования при передаче максимальных вращающих моментов может быть нагружение фрикционных муфт штатной тормозной системой в процессе движения. Поскольку при затормаживании машины можно создать момент нагружения, существенно превосходящий момент, на который рассчитан фрикцион, то при отсутствии в трансмиссии датчика момента величину нагружения диагностируемого фрикциона необходимо определять расчетным путем. Это значит, что необходимо найти тот скоростной режим работы двигателя на внешней или частичной характеристике, при котором создается требуемый для диагностирования того или иного фрикциона вра-

щающий момент, и реализовать его в процессе нагружения. Для этого создается универсальная математическая модель гидромеханической трансмиссии, в которую заносят характеристики двигателя, гидротрансформатора, а передаточное число коробки передач на каждой ступени разбивают на передаточное число до диагностируемого фрикциона и после. Это позволяет отслеживать коэффициент трансформации гидротрансформатора в процессе затормаживания машины, а следовательно, контролировать вращающий момент на диагностируемом фрикционе.

При таком подходе к диагностированию фрикциона по параметру наличия буксования при передаче максимального вращающего момента двигатель плавно выводится на предельную регуляторную (при максимальном положении педали акселератора) или из-

вестную частичную характеристику с одновременным плавным затормаживанием машины до достижения расчетной частоты вращения коленчатого вала двигателя, контролируемой по показаниям тахометра на приборной панели кабины водителя, при которой создается требуемый для диагностирования фрикциона вращающий момент.

Адаптация трансмиссии для импульсной диагностики фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии БелАЗ-7555 в процессе движения достаточно проста. Для этого необходимы как минимум два элемента – датчик опорного высокочастотного сигнала Д1, связанный с ведущим (турбинным) валом, и импульсный датчик выходного сигнала Д2, устанавливаемый напротив зубчатого венца колеса, связанного с ведомым валом (рис. 3).

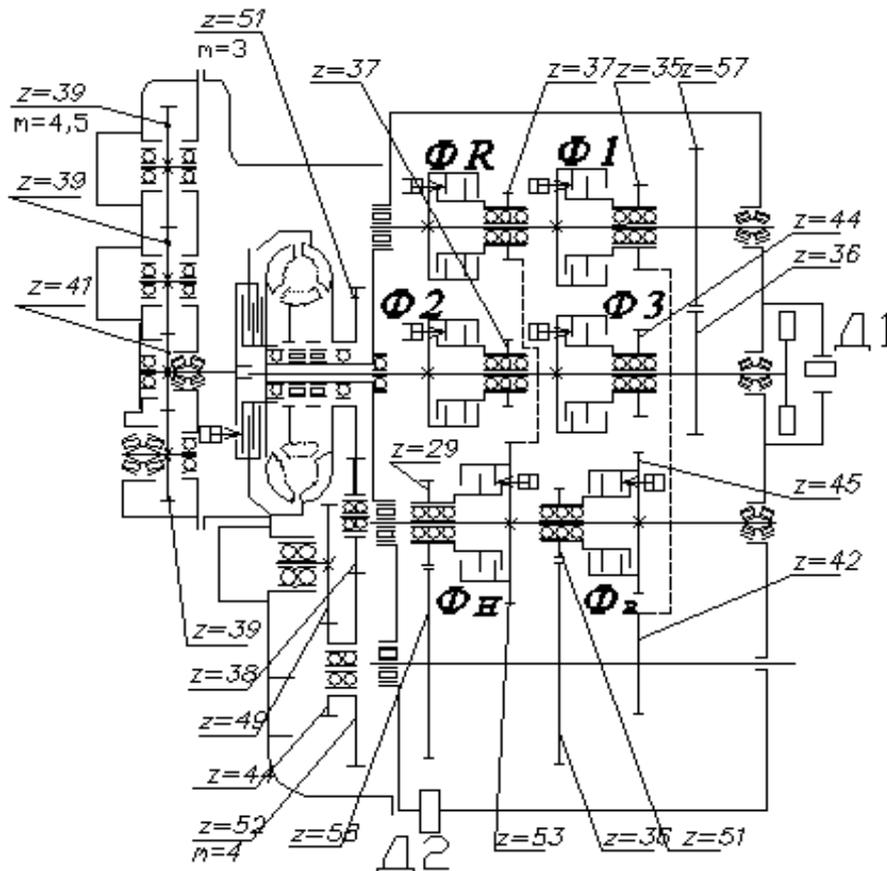


Рис. 3. Схема установки импульсных датчиков на ГМКП БелАЗ-7555

Задатчик Д1 представляет собой инкрементальный энкодер, размещенный на крышке тормоза-замедлителя, генерирующий 1500 импульсов за один оборот. По числу импульсов опорного сигнала за поворот на один зуб шестерни с количеством зубьев 58, связанной с выходным валом, напротив зубчатого венца которой установлен датчик выходного сигнала Д2, можно судить о наличии или отсутствии буксования. Изменение числа импульсов опорного сигнала относительно шага зацепления ведомой шестерни будет свидетельствовать о нарушении кинематической связи между валами, т. е. о наличии буксования фрикциона, а по стабильности числа импульсов можно судить об отсут-

ствии буксования.

При моделировании процесса диагностирования фрикциона, расположенного на турбинном валу, учитывалось, что при нагружении трансмиссии во время движения тормозным моментом изменяется коэффициент трансформации гидротрансформатора, из-за чего момент на фрикционе больше, чем на коленчатом валу двигателя.

Угловая скорость коленчатого вала двигателя при нагружении трансмиссии изменялась от 200 до 152 рад/с (рис. 4, кривая а), а угловая скорость турбинного вала падает значительно больше из-за приближения к стоповому режиму работы гидротрансформатора.

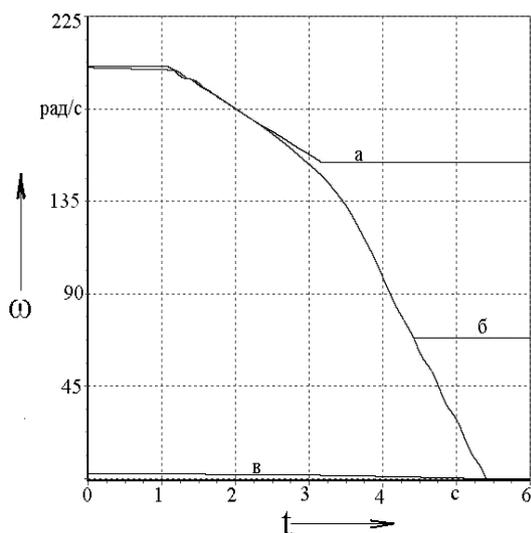


Рис. 4. Результаты моделирования процесса буксования фрикциона: а – угловая скорость двигателя; б – скорость фрикциона при буксовании; в – остановка ведомого вала

При достижении предельного момента фрикционный элемент начинает буксовать (рис. 4, кривая б), а ведомый вал и ведущие колеса, через небольшой промежуток времени (с 4,4 до 5,4 с), останавливаются (рис. 4, кривая в). Именно в этом промежутке времени информационные переменные импульсной системы диагностики выдают четкий

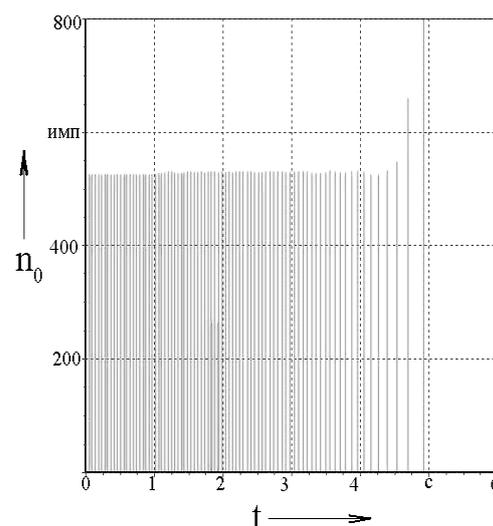


Рис. 5. Определение начала буксования импульсной системой диагностирования

сигнал о буксовании (рис. 5), поскольку число импульсов опорного сигнала в каждом выходном резке возрастает по сравнению со средним значением при отсутствии буксования на данной конкретной передаче. При этом, как и при диагностировании сцепления, необходимо учитывать, что среднее значение числа импульсов опорного сигнала в

каждом выходном при жесткой кинематической связи N_{cp} изменяется на некоторую величину ΔN из-за упругих колебаний ведомого вала относительно ведущего, на котором установлен датчик опорного сигнала. Тогда условие буксования фрикциона будет иметь вид:

$$N_i > N_{cp} + \Delta N,$$

где N_i – текущее значение количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном.

Таким образом, импульсная система диагностики позволяет легко распознать буксование фрикциона ГМКП в процессе движения с разблокированным гидротрансформатором.

Диагностирование фрикционных муфт ГМКП по наличию буксования при передаче максимального вращающего момента можно проводить и в условиях ремонтной мастерской. В этом случае машина затормаживается штатной тормозной системой, а диагностируемый фрикцион плавно нагружается моментом двигателя. Поскольку нагружение трансмиссии в данном режиме осуществляется изменением положения педали акселератора, т. е. изменением скоростного режима работы двигателя, то моделирование работы двигателя осуществлялось по частичным регуляторным характеристикам для каждого положения педали акселератора. Это нагружение кратковременно и осуществляется от угловой скорости коленчатого вала, соответствующей угловой скорости холостого хода двигателя, до номинальной. Коэффициент трансформации гидротрансформатора при таком тестовом воздействии на трансмиссию всегда постоянен и равен максимальному значению, т. к. турбинное колесо гидротрансформатора неподвижно. Это упрощает расчет скоростного режима работы двигателя, обеспечивающего требуемый момент для диагностируемого фрикциона.

Алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов в данном случае иной. Он должен включать не анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, а анализ наличия импульсов опорного сигнала с турбинного вала гидротрансформатора относительно некоторых, дискретно задаваемых периодов времени диагностирования, поскольку ведущий вал неподвижен и связанный с ним датчик импульсов сигнала не выдает. Появление импульсов с датчика, связанного с турбинным валом гидротрансформатора, будет свидетельствовать о буксовании диагностируемого фрикциона.

Расчеты, проведенные на математической модели с параметрами автомобиля БелАЗ-7555, приведены на рис. 6 и 7. В этом случае гидротрансформатор работает в стоповом режиме с максимальным коэффициентом трансформации, увеличивая момент на диагностируемом фрикционе.

При достижении некоторого момента, превышающего момент диагностируемого фрикциона, турбинный вал ГМКП, с которым связан датчик опорных импульсов, начинает вращаться (см. рис. 6, кривая б) и выдавать импульсы, подсчет которых осуществляется, например, с интервалом 0,2 с. Угловая скорость вала двигателя, поскольку между турбинным и насосным колесом имеется нежесткая гидравлическая связь, изменяется от холостого хода до расчетной (см. рис. 6, кривая а), которую должен контролировать водитель по тахометру, поскольку от ее величины зависит требуемый, для диагностируемого фрикциона, момент двигателя. Появление буксования вызовет появление сигнала с датчика и на каждом временном интервале количество импульсов будет возрастать (см. рис. 7).

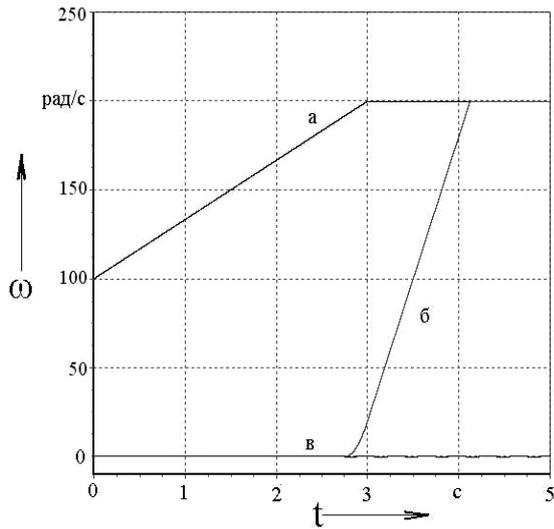


Рис. 6. Графики угловых скоростей при диагностировании фрикциона: а – угловая скорость двигателя; б – скорость турбинного вала; в – скорость выходного вала

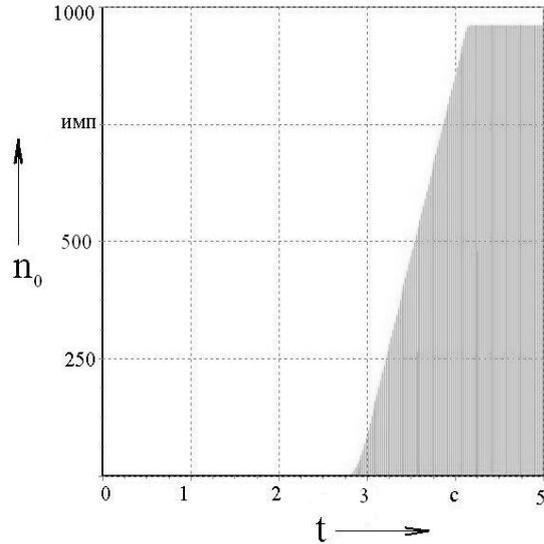


Рис. 7. Определение наличия буксования фрикциона импульсной системой в стоповом режиме

И в этом случае импульсная система диагностики позволяет определить наличие буксования фрикциона при нагружении его максимальным моментом. Величину создаваемого момента рассчитывают по скоростному режиму работы двигателя, положению педали подачи топлива, максимальному коэффициенту трансформации гидротрансформатора и местоположению диагностируемого фрикциона в кинематической цепи трансмиссии.

В процессе эксплуатации ГМКП одним из важнейших показателей является качество переключения передач фрикционными муфтами или тормозами (для планетарных коробок передач). Комплексная оценка технического состояния гидромеханической коробки передач (фрикционных элементов и системы управления ими) осуществляется по длительности буксования при переключении передач. При увеличении длительности буксования увеличивается работа буксования, возрастает температура трущихся пар, которая может привести к перегреву и короблению дисков. Уменьшение длительности буксования приводит к ухудшению плавности дви-

жения машины при переключении ступеней в коробке передач.

Основными неисправностями, вызывающими растянутость во времени процесса переключения ступеней, являются ухудшение работы клапанов плавности или пропорциональных клапанов, пониженное давление в главной масляной магистрали, возникающее при повышенных внутренних утечках, перегреве масла или его вспенивании.

Резкое переключение (рывки при переключении передач) возможно при заедании фрикционных дисков на шлицах ведомой или ведущей части фрикционной муфты или тормоза коробки передач, износе или задире рабочих поверхностей фрикционных дисков, отсутствии свободного хода при потере упругости отжимных пружин.

Таким образом, техническое состояние ГМКП в процессе эксплуатации можно оценивать временем буксования или угловым ускорением выходного вала при переключении ступеней в коробке передач.

Наиболее распространенным способом диагностирования таких неисправностей являются дорожные испы-

тания [2]. Они проводятся на различных режимах движения и определяются субъективно, по ощущениям мастера-диагноста. Точность и объективность такого способа невелика. И здесь незаменим импульсный способ.

Процесс диагностирования технического состояния коробки передач по длительности процесса переключения ступеней импульсным способом поясняется графиками на рис. 8 и 9. При переключении ступеней с низшей

на высшую угловая скорость ведущего вала (см. рис. 8, кривая а) несколько падает, поскольку требуется энергия на разгон машины до более высокой скорости, а угловая скорость ведомого вала (см. рис. 8, кривая б) и выходного (см. рис. 8, кривая в) увеличивается. В этот период времени количество опорных сигналов N в каждом периоде выходных уменьшается в начале процесса переключения до установившегося значения при его завершении.

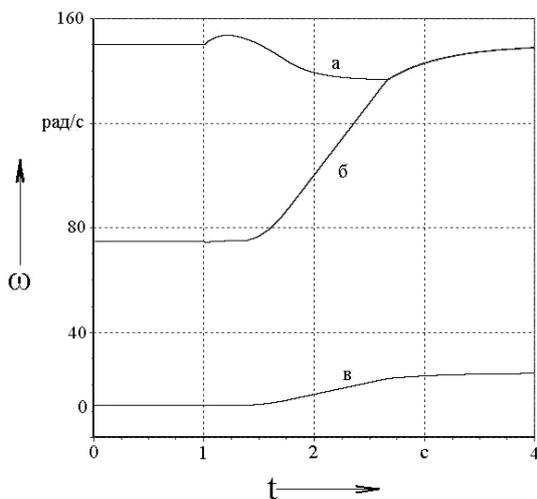


Рис. 8. Изменение угловых скоростей: а – угловая скорость ведущего вала; б – угловая скорость ведомого вала; в – угловая скорость выходного вала

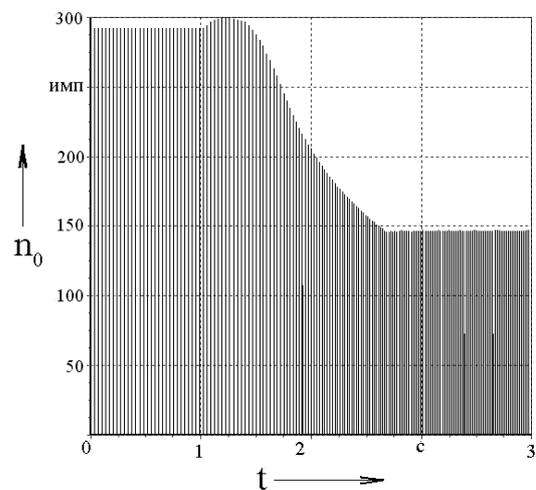


Рис. 9. Характер сигналов системы в коробке при переключении ступеней передач диагностики

Подсчет длительности процесса буксования фрикциона начинается с момента, когда количество импульсов опорного сигнала в каждом выходном на предыдущей ступени N_j начинает изменяться, и до величины N_{j+1} , характерной для последующей ступени. Длительность этого и всех последующих импульсов до момента, когда они уравниваются, и составит время буксования T_6 фрикционных элементов, т. е.

$$T_6 = \sum_{i=N_j}^{N_{j+1}} T_i.$$

Продольное ускорение машины при переключении ступени в гидромеханической трансмиссии можно выразить через угловое ускорение выходного вала. Его легко определить из анализа информации от системы диагностики. Угловое ускорение – это приращение угловой скорости $\Delta\omega$ за среднюю продолжительность между соседними импульсами T_i и T_{i+1} , т. е. за период времени $(T_i + T_{i+1})/2$. Поскольку один импульс выходного сигнала – это поворот шестерни, связанной с выходным валом, на один зуб, то приращение угловой скорости $\Delta\omega$, рад/с, найдется из выражения

$$\Delta \omega = 2\pi / z (1 / T_{i+1} - 1 / T_i). \quad (1)$$

Тогда угловое ускорение ϵ_i , рад/с², можно отслеживать постоянно, анализируя длительность соседних импульсов выходного сигнала датчика по зависимости

$$\epsilon_i = 4\pi / z ((T_i - T_{i+1}) / (T_i \cdot T_{i+1}(T_i + T_{i+1}))). \quad (2)$$

Таким образом, используя анализ шага зацепления ведомой шестерни относительно высокочастотного опорного сигнала, генерируемого с ведущего вала, путем подсчета импульсов на каждом периоде зубцовой частоты и длительности этих периодов легко оценить техническое состояние как коробки передач в целом, так и отдельных ее элементов – зубчатых колес и фрикционных муфт, используя компьютер с соответствующим алгоритмом обработки данных как средство диагностирования.

Проведенные расчетно-теоретические исследования показывают, что любую трансмиссию мобильной машины можно легко адаптировать к компьютерной диагностике. При этом можно получить высокую точность постановки диагноза при минимальных затратах, используя современные средства диагностики. Создание системы компьютерной диагностики на основе предложенного импульсного метода диагностирования трансмиссий позволит существенно снизить затраты на эксплуатацию, поскольку трудоемкость ремонтных работ по трансмиссии при выходе ее из строя достаточно велика.

Использование импульсного метода диагностирования фрикционных муфт гидромеханической трансмиссии позволило бы в процессе эксплуатации машин отслеживать их техническое состояние и предупреждать или снижать вероятность указанных отказов трансмиссии. А поскольку получение диагностических параметров требует подачи

на трансмиссию тестовых воздействий, то целесообразно использовать не встроенные, а внешние средства диагностирования. При этом трансмиссия должна быть оснащена как минимум двумя датчиками углового положения – на входном и выходном валах, сведенных в диагностический разъем.

Алгоритм диагностирования фрикционных муфт с применением внешних средств диагностирования (в виде ноутбука) показан на рис. 10.

Выбирая режимы диагностирования ($R = 0$ – диагностирование по наличию буксования при передаче максимального вращающего момента, $R = 1$ – диагностирование по времени буксования при переключении ступеней в коробке передач), производится подача тестового воздействия на трансмиссию. При $R = 0$ осуществляется нагружение трансмиссии штатной тормозной системой до расчетного, для диагностируемого фрикциона, момента. Если буксование не обнаружено по истечении некоторого времени, дается команда на включение следующей передачи. Этот режим диагностирования можно реализовать как в движении, так и в стационарных условиях на стоповом режиме работы гидротрансформатора.

При диагностировании гидромеханической коробки передач по времени буксования фрикционов при переключении ступеней ($R = 1$) необходимо в исходных данных отразить условия тестирования, поскольку время переключения будет зависеть как от дорожных условий, так и от загрузки автомобиля. Для этих условий в базе данных должны быть номинальные и предельные величины времени буксования и углового ускорения, необходимые для постановки диагноза.

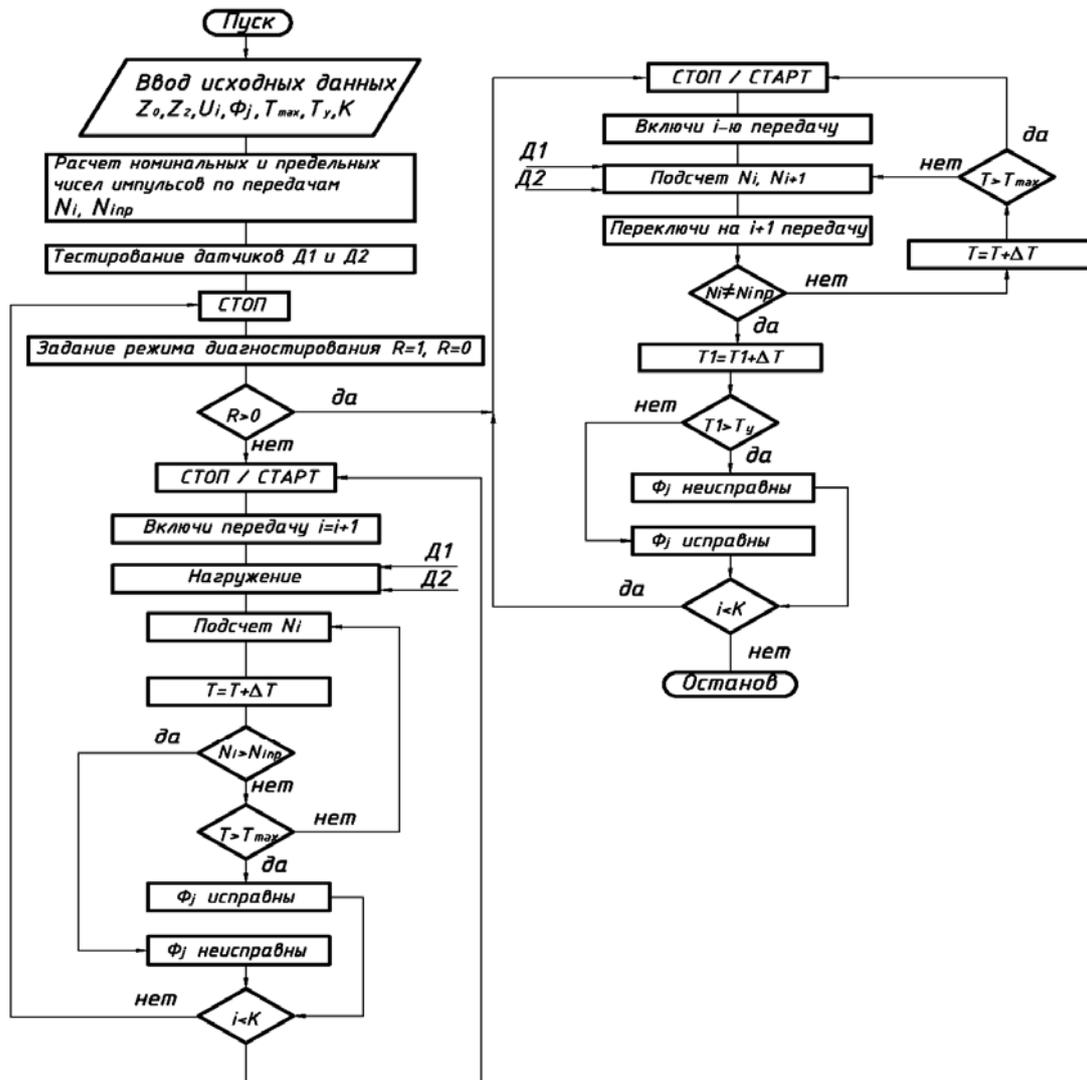


Рис. 10. Алгоритм диагностирования фрикционных муфт ГМКП

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 13401 ВУ, С1 G 01 М 17/00. Способ диагностирования технического состояния фрикционного элемента трансмиссии / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 20070926 ;

заявл. 19.07.07 ; опубл. 28.02.09. – 4 с. : ил.

2. Нагайцев, М. В. Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – М. : Легион-Автодата, 2000. – 125 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 30.12.2010

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova,
M. G. Shambalova
Diagnostics of friction elements of
transmissions by the impulse method

The problems of diagnosing the technical condition of elements of mechanical and frictional clutches of hydro-mechanical transmissions of ZIL-5301 and BelAZ-7555 vehicles are studied by using the impulse method. The paper gives the results of design and theoretical studies showing high informativity and versatility of the proposed method for determining the availability of skidding in transmitting maximum torque moments, and in determining the quality of step switching in the gearbox regarding the time of skidding of friction elements or the vehicle acceleration.

УДК 631.353.7

С. Н. Бобыренко, А. В. Котов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ПОДПРЕССОВКИ ПИТАЮЩЕГО АППАРАТА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

На основе теоретических методов выполнен анализ технологического процесса работы питающего аппарата кормоуборочного комбайна. Даны методика и порядок расчета функциональной математической модели механизма подпрессовки питающего аппарата, учитывающие зависимость толщины слоя растительной массы между различными парами валцов от физико-механических параметров убираемой культуры. Основы разработанного авторами алгоритма используются в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» для автоматизированного проектирования валцовых питающих аппаратов.

Введение

Состояние и уровень развития животноводства находятся в непосредственной зависимости от объема и качества заготавливаемых кормов. Прочной кормовой базе необходимы современные высокопроизводительные кормоуборочные комбайны и передовые технологии заготовки кормов.

Известно, что при выполнении кормоуборочным комбайном технологического процесса до 80 % затрат мощности приходится на измельчающий аппарат. Энергоемкость процесса резания напрямую зависит от двух главных факторов: конструктивных особенностей режущей пары и состояния поступающей в зону резания растительной массы. В свою очередь последний фактор определяется параметрами механизма подпрессовки питающего аппарата: чем выше уплотнение поступающей на измельчение растительной массы и меньше толщина перерезаемого слоя, тем менее энергоемок процесс резания [1].

В настоящее время конструкторами при выборе рациональных параметров элементов питающего аппарата используются только их собственные знания и опыт, а доводка работоспособной конструкции, обеспечивающей заданные параметры производительности, происходит в полевых условиях.

Поэтому разработка методики и порядка расчета математической моде-

ли механизма подпрессовки питающего аппарата, учитывающей зависимость толщины слоя растительной массы между различными парами валцов от физико-механических параметров убираемой культуры, является одной из важных задач по повышению производительности кормоуборочного комбайна.

Описание механизма подпрессовки валцов

Питающие аппараты всех современных кормоуборочных комбайнов состоят из нескольких валцов, которые уплотняют слой растительной массы, подаваемый от адаптера к измельчающему аппарату. Все питающие аппараты имеют подвижные верхние и неподвижные нижние валцы, вращающиеся навстречу друг другу. Число валцов питающего аппарата варьируется от четырех до шести. Верхние валцы через рычажно-пружинный механизм – механизм подпрессовки валцов – прижимаются к нижним, обеспечивая тем самым требуемое уплотнение и толщину растительной массы, поступающей в измельчающий аппарат.

В общем случае механизм подпрессовки четырехвалцевого питающего аппарата (рис. 1) состоит из рычага OA , соединяющего задний верхний валец 4 с рамой питающего аппарата, и рычага AB , соединяющего верхние подвижные валцы 2 и 4. Подпрессовы-

вающие пружины 5 (по две с каждой стороны) имеют неподвижные точки крепления – на раме питающего аппарата и подвижные – на рычаге AB .

Технологический процесс работы механизма подпрессовки валцов питающего аппарата протекает следующим образом. При подаче в питающий аппарат

растительной массы верхние валцы 2 и 4 перемещаются вверх, а рычаги OA и AB занимают новое положение OA_1 и A_1B_1 , растягивая пружины 5. Валец 4 перемещается по дуге с радиусом OA , в то время как валец 2 перемещается по дуге радиусом AB с центром в точке A .

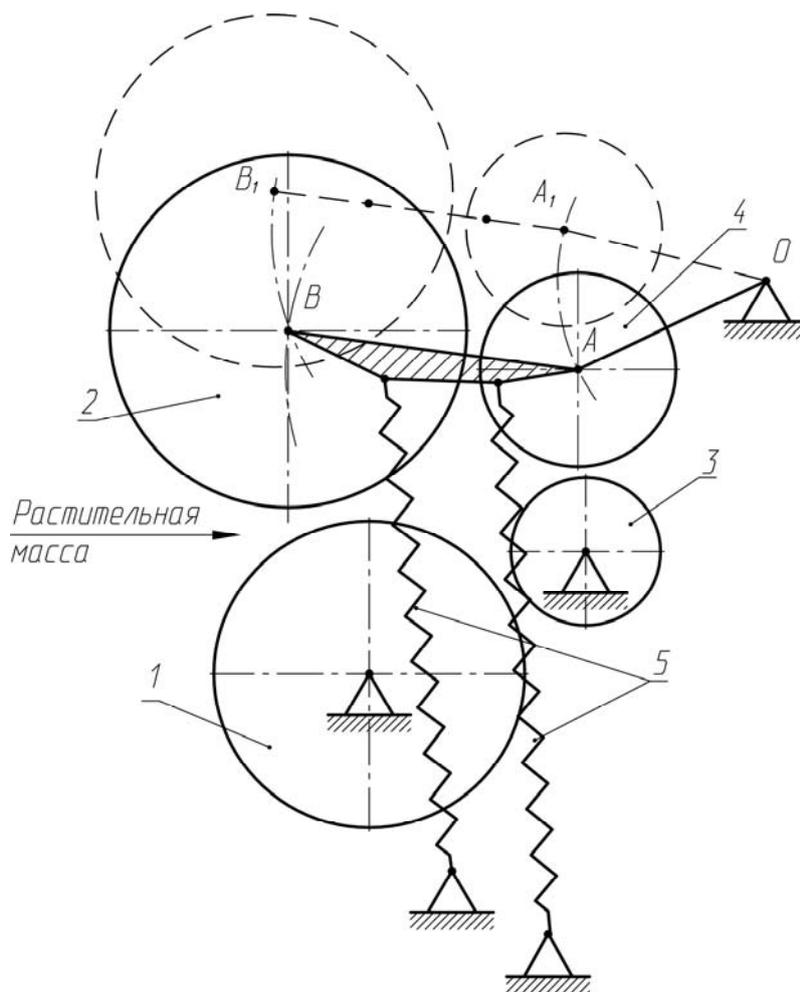


Рис. 1. Схема механизма подпрессовки валцов питающего аппарата: 1, 3 – валцы нижние; 2, 4 – валцы верхние; 5 – пружины

Точка B , а соответственно и передний валец 2, совершает плоскопараллельное движение по сложной траектории относительно рамы питающего аппарата, так как ее положение определяется не только положением центра вращения (точки A), но и высотой поступающего слоя растительной массы, который может варьироваться от наи-

большей (валец поднят максимально вверх) до наименьшей величины (минимальный зазор между верхними и нижними валцами). Крайние положения верхних валцов ограничены упорами, которые могут иметь различное конструктивное исполнение в зависимости от модели кормоуборочного комбайна.

Исходя из функциональных особенностей технологического процесса питающего аппарата сформулируем следующие основные требования, предъявляемые к механизму подпрессовки вальцев:

- обеспечение устойчивого приема слоя растительной массы от адаптера, даже при большой неравномерности подачи, и надежной транспортировки к измельчающему аппарату;

- обеспечение уплотнения слоя растительной массы до требуемых параметров;

- обеспечение минимальной энергоемкости выполнения технологи-

ческого процесса.

Структурный анализ механизма

Геометрическая модель механизма подпрессовки вальцев питающего аппарата представляет собой пространственный шарнирный механизм, симметричный относительно своей продольной плоскости симметрии. Проецируя характерные точки механизма подпрессовки на продольную плоскость симметрии, получаем плоский аналог пространственного механизма с двумя степенями свободы (рис. 2).

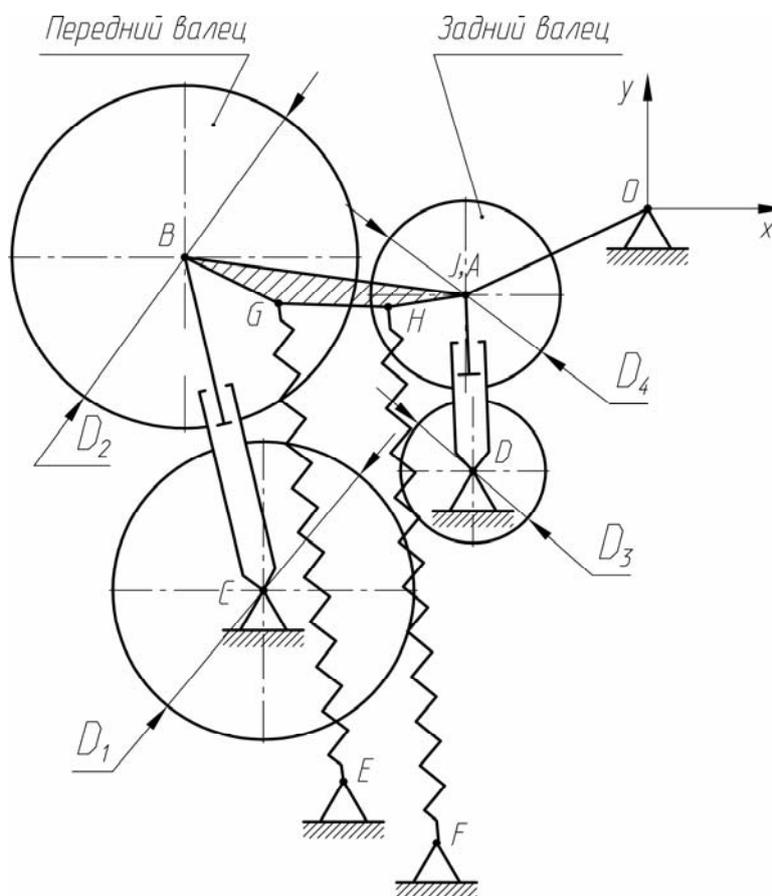


Рис. 2. Кинематическая схема механизма подпрессовки вальцев

Согласно четырехкомпонентной модели Кельвина-Фойгта [2], слой поступающей в питающий аппарат растительной массы, определяющий зазор

между передними и задними вальцами, является упруговязким телом, для которого кинематическим аналогом может служить гидроцилиндр (см. рис. 2).

Следует отметить, что геометрически точка J крепления условного гидроцилиндра и точка A крепления рычага качания заднего вальца совпадают на плоском аналоге механизма, однако в действительности они являются разнесенными в пространстве.

Наличие двух степеней свободы механизма подпрессовки связано с дополнительной подвижностью заднего вальца, т. е. с возможностью изменения зазора CB между передними вальцами без изменения зазора DJ между задними вальцами и наоборот, что говорит о статической неопределимости механизма (зависимость всех параметров механизма от нескольких входных данных).

Классический процесс описания математической модели механизма подпрессовки вальцов с двумя обобщенными координатами достаточно сложен и трудоемок и не позволяет учесть зависимость толщины слоя растительной массы между вальцами от физико-механических параметров убираемой культуры.

Поэтому решение задачи статической неопределимости механизма подпрессовки вальцов позволит существенно упростить процесс формирования математической модели за счет использования только одной обобщенной координаты вместо двух.

Раскрытие статической неопределимости

Известно, что в процессе уплотнения растительной массы в питающем аппарате толщина её слоя между задними вальцами находится в зависимости от следующих параметров:

- величины зазора между передними вальцами;
- физико-механических свойств растительной массы (коэффициент релаксации, модуль упругости и т. д.);
- силовых параметров пружин механизма подпрессовки вальцов;
- кинематических параметров

механизма подпрессовки вальцов.

Согласно технологическому процессу работы питающего аппарата в момент контакта с вальцами слой растительной массы начинает уплотняться от начальной толщины H_H до значения межвальцевого зазора Δ . После прохождения зоны максимального нагружения (линии, соединяющей центры вальцов) толщина слоя начинает постепенно восстанавливаться до величины H_1 .

Согласно исследованиям [3, 4] толщина слоя растительной массы между вальцами определяется как

$$\Delta = \frac{F \cdot \Delta_0 - P_0 - b \cdot \omega \cdot R \cdot (\bar{D}_1 + f \cdot \bar{D}_2)}{F + \frac{b \cdot \omega \cdot R}{H_H} (\bar{D}_1 + f \cdot \bar{D}_2)}, \quad (1)$$

где F – усилие сжатия пружины; Δ_0 – первоначальный зазор между вальцами; P_0 – вес верхнего вальца; b – ширина вальца; \bar{D}_1 , \bar{D}_2 – параметры, зависящие от обрабатываемой культуры; H_H – толщина слоя массы в момент контакта с вальцами; f – коэффициент трения растительной массы по материалу вальца; ω – угловая скорость вращения верхнего вальца; R – радиус верхнего вальца.

Так как все современные питающие аппараты имеют ребристые или бичевые поверхности, то можно принять допущение о том, что $f = 1$, в этом случае выражение (1) примет следующий вид:

$$\Delta = \frac{F \cdot \Delta_0 - P_0 - b \cdot \omega \cdot R \cdot (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}{F + \frac{b \cdot \omega \cdot R}{H_H} (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}. \quad (2)$$

Параметры \bar{D}_1 и \bar{D}_2 отражают влияние физико-механических параметров культуры, из которой состоит слой растительной массы, на формирование толщины слоя и, соответственно, межвальцевого зазора, определяются следующими выражениями:

$$\bar{D}_1 = \frac{E \cdot \left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \cdot \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right) + \lambda \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)}{\left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \cdot \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)^2 + \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2}; \quad (3)$$

$$\bar{D}_2 = \frac{E \cdot \omega \cdot \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right) - \lambda \cdot \omega \cdot \left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \cdot \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)}{\left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \cdot \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)^2 + \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2}, \quad (4)$$

где E_0, E – мгновенный и длительный модули упругости растительной массы соответственно; λ_0, λ – модули вязкости, определяющие протекание процессов релаксации и ползучести при деформации растительной массы.

Параметры $E_0, E, \lambda_0, \lambda$ в выражениях (3) и (4) изменяются в зависимости от влажности, периода вегетации и др. свойств растительной массы, а также от степени воздействия со стороны вальцов и поэтому могут быть определены только экспериментальным путем.

Толщину слоя на выходе из вальца можно найти как

$$H_1 = \Delta + D_i \cdot (1 - \cos \omega \cdot t_1), \quad (5)$$

где t_1 – время начала отрыва слоя растительной массы от вальца; D_i – диаметр верхнего вальца.

В выражении (5) время отрыва слоя растительной массы отсчитывается начиная с момента релаксации, т. е. после прохождения зоны максимального нагружения усилием подпрессовки. Учитывая высокие линейные скорости движения растительной массы в питающем аппарате (до 4 м/с), время t_1 численно выражается в сотых долях секунды и им можно пренебречь, соответственно выражение (5) можно представить в виде

$$H_1 = \Delta. \quad (6)$$

Тогда, учитывая зависимости (2)...(6), толщина слоя растительной массы между передними вальцами бу-

дет определяться как

$$\Delta_1 = \frac{F_1 \cdot \Delta_{01} - P_1 - b \cdot \omega \cdot R_2 \cdot (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}{F_1 + \frac{b \cdot \omega \cdot R_2}{H_A} (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}, \quad (7)$$

где H_A – толщина слоя растительной массы, поступающей от адаптера; F_1 – усилие подпрессовки на переднем вальце; P_1 – вес верхнего переднего вальца; Δ_{01} – зазор между передними вальцами в момент подачи слоя растительной массы H_A .

Толщина слоя растительной массы между задними вальцами будет определяться как

$$\Delta_2 = \frac{F_2 \cdot \Delta_{02} - P_2 - b \cdot \omega \cdot R_4 \cdot (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}{F_2 + \frac{b \cdot \omega \cdot R_4}{H_1} (\bar{D}_1 + \bar{D}_2)}, \quad (8)$$

где F_2 – усилие подпрессовки на заднем вальце; P_2 – вес заднего вальца; Δ_{02} – зазор между задними вальцами в момент подачи слоя растительной массы H_1 .

Движение слоя растительной массы в питающем аппарате предполагает разницу во времени T_Δ между образованием зазоров между передними Δ_1 и задними Δ_2 вальцами и составляет:

$$T_\Delta = \frac{S}{\omega \cdot R_2}, \quad (9)$$

где S – расстояние между осями, соединяющими центры вальцевых пар.

Выражения (7)...(9) позволяют

решить проблему статической неопределимости механизма подпрессовки питающего аппарата, т. к. явно показывают зависимость показателей толщины слоя растительной массы в различные моменты времени между передними и задними вальцами, а также учитывают физико-механические свойства убираемой культуры:

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= f(\Delta_1); & \Delta_1 &= f(H_A); \\ H_A &= f(V_{KK}, N_A, Q), \end{aligned} \quad (10)$$

где V_{KK} – скорость движения кормоуборочного комбайна; N_A – внутренние параметры адаптера (ширина захвата, размеры выгрузного окна и т. п.); Q – физико-биологические параметры убираемой культуры.

Таким образом, согласно выражению (10) при разработке математической модели механизма подпрессовки вальцов питающего аппарата в качестве обобщенной координаты можно использовать как показатель H_A (при исследовании работы питающего аппарата в связке с конкретным адаптером), так и показатель Δ_1 (в случае проверки параметров механизма подпрессовки с убираемой культурой).

Аналитические зависимости

В данной работе представлен метод аналитического исследования рычажных механизмов, основанный на применении векторного анализа, который уже более 10 лет успешно применяется в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» при проектировании рычажных механизмов сельскохозяйственных агрегатов [5]. Этот метод отличается простотой и наглядностью, легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования.

При описании метода введены следующие понятия. Вектор, обозначенный одной буквой, будем называть абсолютным вектором, т. е. координатами

точки относительно начала принятой системы координат. Вектор, обозначенный двумя буквами, будем называть относительным вектором, т. е. координатой второй точки относительно первой. Суть обоих введенных понятий абсолютно одинакова, т. к. и вектор, называемый абсолютным, и вектор, называемый относительным, – это координата одной точки относительно другой. Эти понятия введены дополнительно для наглядности и простоты понимания приведенного в работе математического описания.

Основой рассматриваемого метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора в вектор, который может быть получен из исходного путем поворота его на некоторый угол в заданном направлении в рассматриваемой плоскости:

$$\begin{aligned} \vec{V}_1 &= \text{Turn}V(\vec{V}, \alpha) = \\ &= \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) & 0 \\ \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} V_X \\ V_Y \\ V_Z \end{pmatrix}, \end{aligned} \quad (11)$$

где \vec{V} – поворачиваемый вектор; α – угол поворота исходного вектора. Причем значение угла α принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки, а при повороте по часовой стрелки – со знаком «-».

Выражение (11) означает, что вектор \vec{V}_1 может быть получен из вектора \vec{V} путем его поворота на угол α в рассматриваемой плоскости. Для чего первый множитель правой части выражения (11), который представляет собой матрицу направляющих косинусов поворота, необходимо умножить на исходный вектор, который представлен в виде второго множителя. В этом случае полученный вектор будет иметь длину такую же, как исходный вектор, но другое направление.

Для получения повернутого в плоскости вектора, имеющего заданную, не равную исходному поворачиваемому вектору длину, необходимо полученный с помощью выражения (11) вектор умножить на его длину и разделить на модуль исходного вектора. Это преобразование можно записать в виде выражения

$$\begin{aligned} \vec{V}_1 &= TurnV_{Lnew}(\vec{V}, \alpha, Lnew) = \\ &= TurnV(\vec{V}, \alpha) \cdot \frac{Lnew}{|\vec{V}|}, \end{aligned} \quad (12)$$

где $Lnew$ – длина нового вектора.

Определение величин углов, на которые необходимо поворачивать известные вектора для нахождения неизвестных векторов, будем осуществлять по теореме косинусов для треугольника с известной длиной всех сторон:

$$\begin{aligned} Tcos(L_1, L_2, L_3) &= \\ &= \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right), \end{aligned} \quad (13)$$

где L_1 и L_2 – стороны треугольника, прилежащие к искомому углу; L_3 – сторона треугольника, противолежащая искомому углу.

Геометрический анализ

Аналитическое описание механизма с учетом выражений (11)...(13) представим в следующем виде.

Диапазон изменения обобщенных координат осуществляется в следующих пределах:

$$\begin{aligned} Z_{nep} &= \Delta_{01}, \Delta_{01} + \Delta_1 \dots \Delta_1^{\max}, \\ Z_{зад} &= \Delta_{02}, \Delta_{02} + \Delta_2 \dots \Delta_2^{\max}, \end{aligned} \quad (14)$$

где Z_{nep} и $Z_{зад}$ – текущий зазор между передними и задними вальцами соответственно; Δ_1 и Δ_2 – приращение изменения зазора между передними и зад-

ними вальцами соответственно.

Учитывая зависимости (10), полученные ранее, величину зазора между задними вальцами запишем в следующем виде:

$$Z_{зад}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \Delta_2(Z_{nep}, T_{\Delta}). \quad (15)$$

Определим межосевое расстояние между передними и задними вальцами:

$$L_{CB}(Z_{nep}) = 0,5 \cdot D_1 + 0,5 \cdot D_2 + Z_{nep}; \quad (16)$$

$$\begin{aligned} L_{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta}) &= 0,5 \cdot D_3 + \\ &+ 0,5 \cdot D_4 + Z_{зад}(Z_{nep}, T_{\Delta}). \end{aligned} \quad (17)$$

Положение всех характерных точек механизма подпрессовки вальцев можно описать с помощью формул (18)...(33).

$$\vec{DO} = \vec{O} - \vec{D}. \quad (18)$$

Найдем угол $ODJ(Z_{nep}, T_{\Delta})$ между векторами \vec{DO} и $\vec{DO}(Z_{nep}, T_{\Delta})$ при вершине в точке \vec{D} треугольника ODJ :

$$ODJ(Z_{nep}, T_{\Delta}) =$$

$$= T \cos(L_{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta}), |\vec{DO}|, L_{OJ}), \quad (19)$$

где $|\vec{DO}|$ – модуль вектора \vec{DO} , определяющий длину между двумя векторами \vec{D} и \vec{O} ; $L_{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta})$ и L_{OJ} – длины звеньев механизма подпрессовки.

$$\vec{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta}) =$$

$$= TurnV_{Lnew}(\vec{DO}, ODJ(Z_{nep}, T_{\Delta}), L_{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta})). \quad (20)$$

Выражением (20) получаем относительный вектор $\vec{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta})$ путем поворота вектора \vec{DO} на угол $ODJ(Z_{nep}, T_{\Delta})$ против часовой стрелки с изменением его длины на рассчитанную длину $L_{DJ}(Z_{nep}, T_{\Delta})$.

$$\vec{J}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{D} + \vec{D}J(Z_{nep}, T_{\Delta}); \quad (21)$$

$$\vec{O}J(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{J}(Z_{nep}, T_{\Delta}) - \vec{O}; \quad (22)$$

$$\vec{C}J(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{J}(Z_{nep}, T_{\Delta}) - \vec{C}; \quad (23)$$

$$\begin{aligned} BCJ(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \\ = T \cos(L_{CB}(Z_{nep}), |\vec{C}J(Z_{nep}, T_{\Delta})|, L_{BJ}); \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \vec{C}B(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \\ = TurnV_{Lnew}(\vec{C}J(Z_{nep}, T_{\Delta}), BCJ(Z_{nep}, T_{\Delta}), L_{CD}(Z_{nep})); \end{aligned} \quad (25)$$

$$\vec{B}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{C} + \vec{C}B(Z_{nep}, T_{\Delta}); \quad (26)$$

$$\vec{J}B(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{B}(Z_{nep}, T_{\Delta}) - \vec{J}(Z_{nep}, T_{\Delta}); \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \vec{J}H(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \\ = TurnV_{Lnew}(\vec{J}B(Z_{nep}, T_{\Delta}), BJH, L_{JH}); \end{aligned} \quad (28)$$

$$\vec{H}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{J}(Z_{nep}, T_{\Delta}) + \vec{J}H(Z_{nep}, T_{\Delta}); \quad (29)$$

$$\vec{F}H(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{H}(Z_{nep}, T_{\Delta}) - \vec{F}; \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \vec{J}G(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \\ = TurnV_{Lnew}(\vec{J}B(Z_{nep}, T_{\Delta}), BJH, L_{JH}); \end{aligned} \quad (31)$$

$$\vec{G}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{B}(Z_{nep}, T_{\Delta}) + \vec{J}G(Z_{nep}, T_{\Delta}); \quad (32)$$

$$\vec{E}G(Z_{nep}, T_{\Delta}) = \vec{G}(Z_{nep}, T_{\Delta}) - \vec{E}. \quad (33)$$

Так как положение всех характерных точек механизма подпрессовки вальцов питающего аппарата для любого положения определено, длина подпрессовывающих пружин в процессе работы механизма определяется из выражений:

$$L_{nep}^{np}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = |\vec{E}G(Z_{nep}, T_{\Delta})|; \quad (34)$$

$$L_{зад}^{np}(Z_{nep}, T_{\Delta}) = |\vec{F}H(Z_{nep}, T_{\Delta})|. \quad (35)$$

Как известно, в конструкциях верхних вальцов современных питающих аппаратов кормоуборочных комбайнов диаметр переднего вальца значительно превышает диаметр заднего вальца, а максимальный зазор между передними вальцами соизмерим или превышает диаметр заднего вальца. Такая особенность конструкции питающего аппарата может привести к остановке технологического процесса подачи растительной массы к измельчающему аппарату, когда верхняя часть слоя растительной массы подается выше оси вращения заднего верхнего вальца. В этом случае бичи заднего вальца, встречаясь с верхней частью слоя растительной массы, начинают отталкивать ее назад, что ведет к скоплению растительной массы, протягиванию ее между верхними вальцами и наматыванию на них. В результате срабатывания предохранительного устройства происходит полная остановка питающего аппарата.

Исходя из вышесказанного сформулируем «условие незаклинивания вальцов», определяемое геометрическим положением передних и задних вальцов относительно друг друга:

$$\Delta_1 \cdot \cos \alpha_1 < \left(\frac{D_4}{2} + \Delta_{02} \right) \cdot \cos \alpha_2, \quad (36)$$

где α_1 – угол наклона межосевой линии CB передних вальцов к вертикальной оси; α_2 – угол наклона межосевой линии DJ передних вальцов к вертикальной оси; D_4 – диаметр заднего верхнего вальца.

С учетом вышеприведенных математических зависимостей преобразуем условие (36) к следующему виду:

$$\Delta_1 \cdot \cos \alpha_1 < \left(\frac{D_4}{2} + \Delta_{02} \right) \cdot \arccos \left(\frac{|DG(\alpha_1)|}{DG(\alpha_1)_Y} \right). \quad (37)$$

Необходимо отметить, что в выражении (37) величина начального зазора Δ_{02} является текущей величиной зазора между задними вальцами, соответствующей зазору Δ_1 между передними вальцами.

Таким образом, выражениями (14)...(35) описывается кинематика всей рассматриваемой системы в целом, а сформированная авторами математическая модель позволяет связать воедино как кинематические параметры механизма подпрессовки вальцов питающего аппарата кормоуборочного комбайна, так и физико-механические параметры убираемой растительной массы.

Сформулированное и аналитически описанное выражением (37) «условие незаклинивания вальцов» позволяет заранее устранить «мертвые положения» механизма подпрессовки вальцов, которые могут вызвать остановку технологического процесса, а следовательно, и снизить нагрузку на элементы привода питающего аппарата.

Заключение

Представленный в работе метод векторного анализа рычажных механизмов позволяет просто и наглядно описывать существующие и проектируемые механизмы подпрессовки вальцов питающих аппаратов кормоуборочных комбайнов с учетом физико-механических параметров убираемой растительной массы.

Этот метод легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования и позволяет применять различные методы оптими-

зации для решения поставленной технической задачи.

Результаты анализа и разработанная авторами методика были приняты к реализации в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» при модернизации кормоуборочного комплекса КВК-800 «Палессе FS80» и разработке питающего аппарата кормоуборочного комплекса КВК-8060 «Палессе FS8060».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Резник, Н. Е.** Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 311 с.
2. **Оренштейн, В. Е.** Рабочий процесс питающе-измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Е. Оренштейн. – Ростов н/Д, 1987. – 24 с.
3. Исследование измельчающего аппарата кормоуборочного комбайна КСК-100 с целью изыскания параметров, обеспечивающих снижение на 5–10 % процесса измельчения, и обеспечения стабильного качества измельчения : отчет о НИР (промежуточный) / РИСХМ ; рук. А. Г. Карапетьян. – Ростов н/Д, 1985. – 105 с.
4. **Калина, А. А.** Система динамической защиты приводов рабочих органов кормоуборочных комбайнов : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. А. Калина. – Минск, 2004. – 24 с.
5. **Котов, А. В.** Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2. – С. 43–48.

РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»
Материал поступил 25.09.2010

S. N. Babyrenka, A. V. Kotov
The simulation of the operation
of pre-pressing mechanism of the
feed unit of the fodder harvester

The analysis of the technological process of operation of the feed unit of the fodder harvester is carried out based on theoretical methods. The methodology and calculation of the functional mathematical model of the pre-pressing mechanism of the feed unit are given, taking into account the dependence of the thickness of plant mass layer passing between different pairs of rollers upon physical – mechanical parameters of harvested crops. The fundamentals of the algorithm developed by the authors are used at RKUP « GSKB for Grain and Fodder Harvesting Machinery» for the computer-aided design of roller feed units.

УДК 621.833.01

А. З. Иоффе, А. М. Даньков, д-р техн. наук, доц.

КОНСТРУКТИВНЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье рассмотрены базирующиеся на трех фундаментальных принципах существования конструкции рядовой и планетарной плавнорегулируемых зубчатых передач. Выявлены основные источники кинематической погрешности планетарной плавнорегулируемой передачи и получены оценки ее величины. Предложены меры по обеспечению приемлемой плавности работы обеих модификаций плавнорегулируемой зубчатой передачи.

Несмотря на все возрастающую конкуренцию со стороны регулируемого электропривода и высокомоментных электродвигателей, общемировой объем производства и использования зубчатых передач возрастает. Этому в немалой степени способствует ведущаяся в технически развитых странах работа по совершенствованию их конструкций и эксплуатационных характеристик. Придать классической зубчатой передаче уникальные свойства, заключающиеся в плавном регулировании передаточного отношения, можно с помощью передачи с составными полисекторными зубчатыми колесами, схема которой изображена на рис. 1. В конструкции этой передачи реализованы три принципа, на базе которых только и может быть создана «одноконтурная» (недифференциальная) и, следовательно, имеющая минимум элементов преобразования параметров вращательного движения плавнорегулируемая зубчатая передача, а именно:

- разделение передаваемого передаточного потока мощности;
- независимое функционирование силовых потоков;
- жесткая кинематическая связь между перемещениями всех элементов [1].

Передача включает ведущий 1 и ведомый 2 валы, на которых установлены на скользящих шпонках корпуса 3 и 4 составных полисекторных зубчатых колес. На ступицах корпусов напрессо-

ваны и закреплены нажимные подшипники 5, на наружных кольцах которых смонтированы и закреплены обоймы 6 и 7, а к обоймам прикреплены зубчатые рейки 8. Все обоймы кинематически связаны друг с другом посредством управляющих валов 9 и 10, на которых выполнены зубчатые колеса 11, находящиеся в зацеплении с зубчатыми рейками 8 попарно, в результате чего обеспечивается одновременное, равное и разнонаправленное перемещение корпусов 3 и 4 составных зубчатых колес. При этом изменяется вылет зубчатых секторов 12 и 13 относительно осей вращения соответствующих составных полисекторных зубчатых колес на одну и ту же величину, но в различных направлениях. Управляющие валы 9 и 10 жестко связаны между собой кинематически неполными зубчатыми колесами 14 и 15, образующими зубчатую передачу с передаточным числом, равным единице.

Зубчатые сектора 12 и 13 составных зубчатых колес, принципиальная конструкция которых описана в [2], имеют направляющие поверхности на своих ободах, выполненные в виде открытых V-образных пазов, и взаимодействуют с закрепленными на корпусах 3 и 4 основаниями 16 и 17 благодаря призматическим телам-посредникам 18, которые устанавливаются в полости, образованные V-образными пазами оснований и секторов.

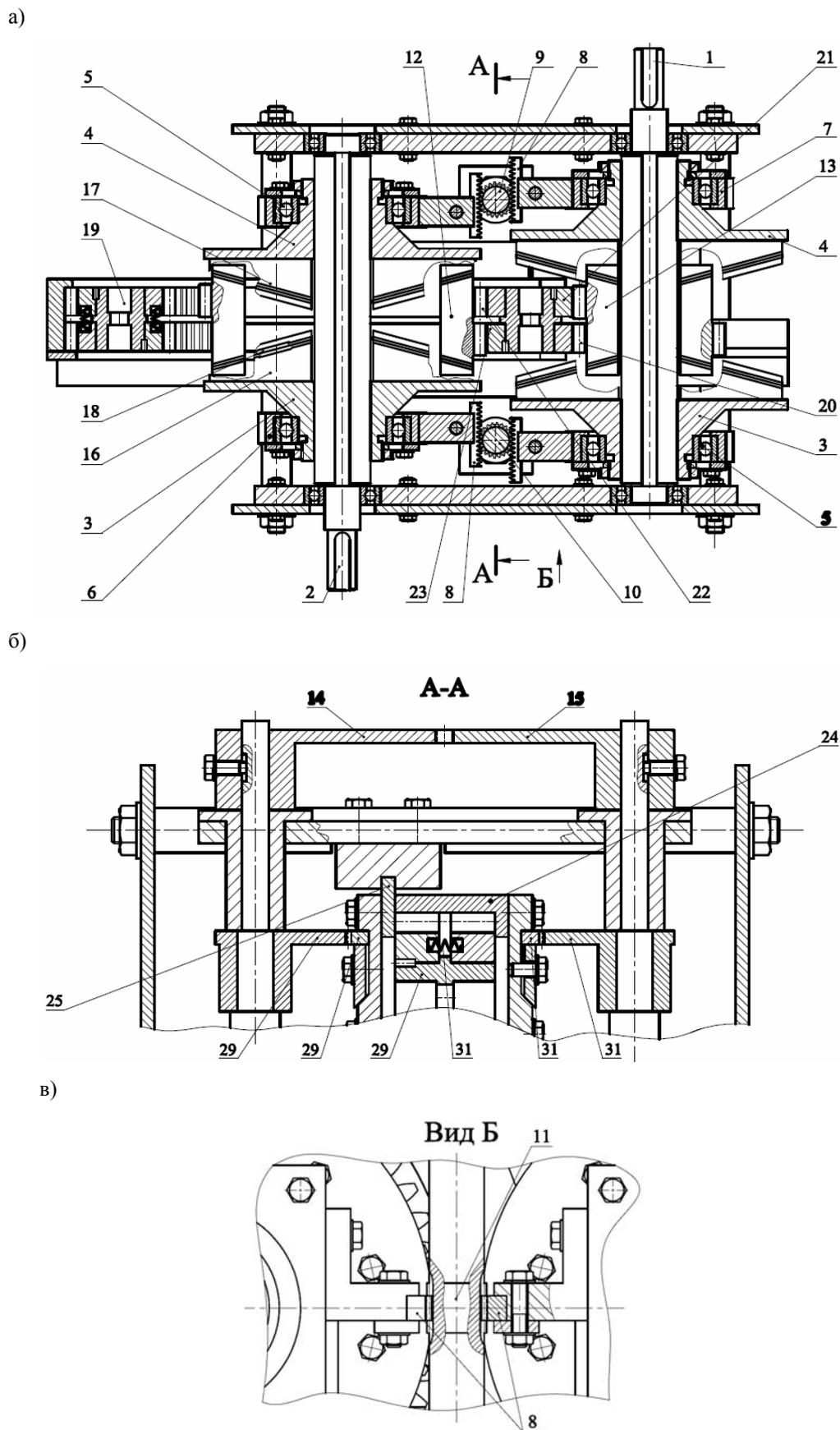


Рис. 1. Рядовая плавнорегулируемая зубчатая передача: а – вид передачи в плане; б – разрез по А-А; в – вид Б

Сектора 12 и 13 в собранных составных зубчатых колесах установлены таким образом, что их зубья при взаимодействии с зубьями промежуточного зубчатого колеса 19 образуют два силовых потока. Промежуточное колесо 19 включает зубчатые венцы 20 и 21 с внешними зубьями и венцы 22 и 23 с внутренними зубьями и установлено в корпусе 24, который благодаря направляющим 25 может перемещаться в соответствии с изменениями радиусов условных начальных окружностей составных зубчатых колес.

На корпусе 24 промежуточного зубчатого колеса расположены зубчатые рейки 26 и 27, в зацеплении с которыми находятся закрепленные на валах 9 и 10 неполные зубчатые венцы 28 и 29. В описанной передаче промежуточное зубчатое колесо играет важную роль, во-первых, промежуточного звена между несплошными зубчатыми венцами составных зубчатых колес и, во-вторых, компенсатора, предотвращающего поломку передачи при радиальных положениях зубчатых секторов составных зубчатых колес, в которых окружной шаг секторов некратен шагу их зубьев. Это, а также требуемая плавность работы передачи, достигается тем, что один из зубчатых венцов как с внешними, так и с внутренними зубьями жестко связан с основанием 30 промежуточного зубчатого колеса, а другой связан с первым посредством упругой связи 31 (пружины) и может поворачиваться относительно него на угол, не превышающий половины углового шага зубьев. Кстати, вопрос, что более экономически эффективно обеспечивает плавность работы быстроходных передач – повышение точности или наличие компенсаторов погрешностей изготовления – пока совершенно не исследован. В технической литературе в качестве компенсатора погрешностей изготовления зубчатых колес рассматривается только боковой зазор в зацеплении, в пределах которого положение зубчатого колеса практиче-

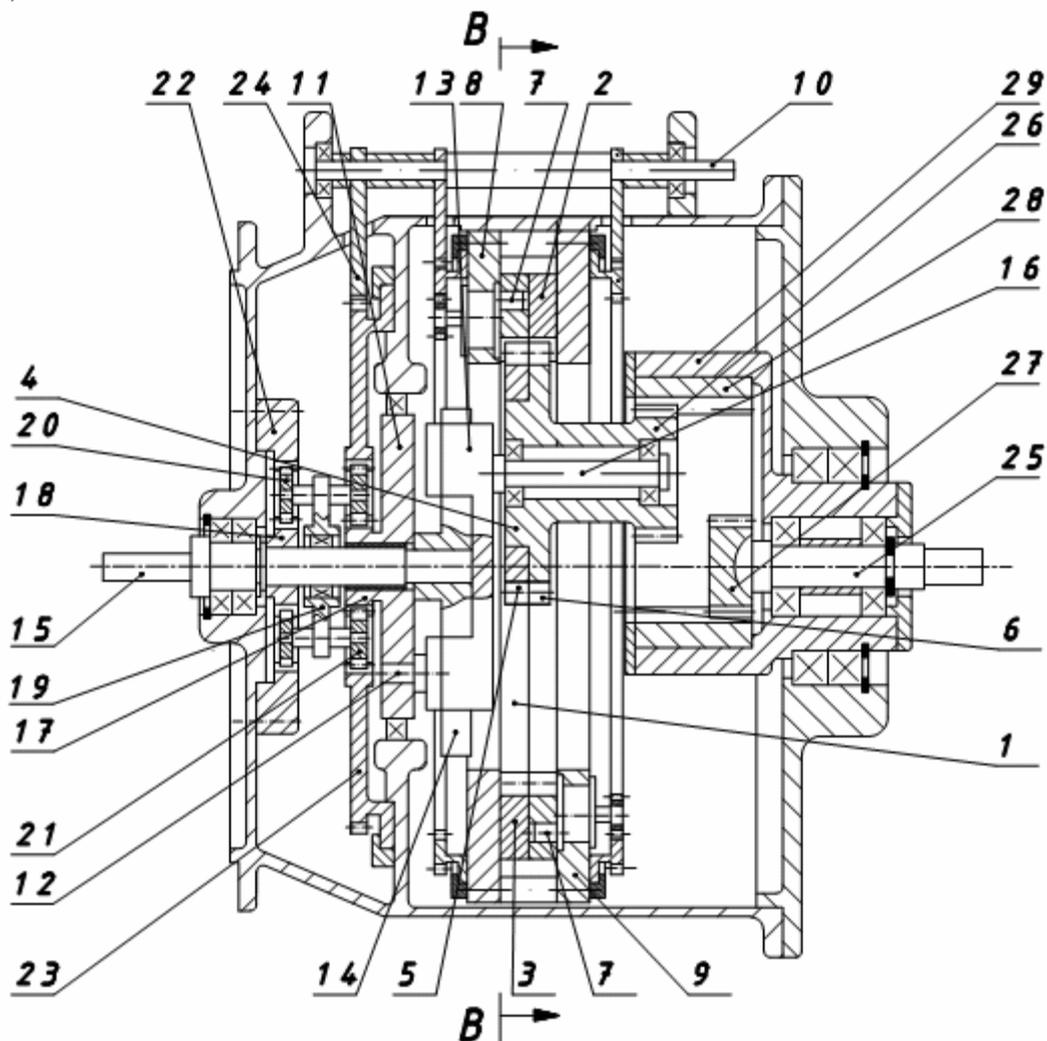
ски неконтролируемо. Для нейтрализации источников кинематических погрешностей и их компенсации в передачах с составными полисекторными зубчатыми колесами стандартных боковых зазоров недостаточно. Наличие же в передаче описанной упругой связи решает обе эти задачи, сохраняя при этом возможность контролировать положение промежуточного зубчатого колеса.

Работоспособность рядовой плавнорегулируемой зубчатой передачи и удовлетворительная работа компенсаторов экспериментально подтверждены на действующем макете.

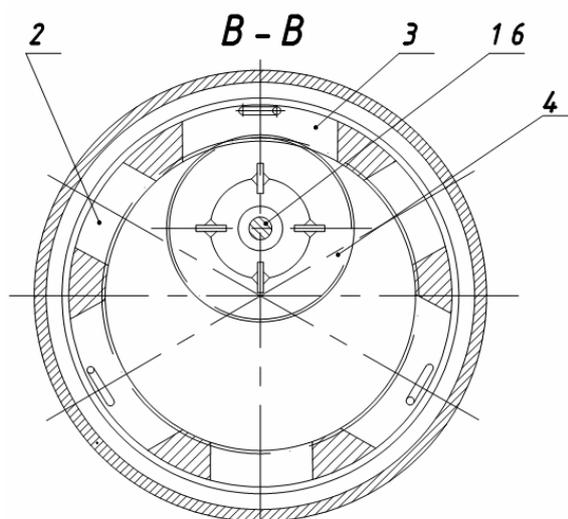
Наиболее перспективную область применения таких передач подсказывает их конструктивное сходство с используемыми в трансмиссиях транспортных средств фрикционными вариаторами. Однако как классической зубчатой передаче все труднее выдерживать конкуренцию с новыми перспективными конструкциями передач (редукторы Cyclo и TwinSpin), так и описанной конструкции плавнорегулируемой зубчатой передачи сложно составить конкуренцию хорошо отработанным конструктивно и технологически фрикционным вариаторам. Высокие технические характеристики современных редукторов, например TwinSpin, достигаются в результате конструктивного преобразования известной циклоидальной передачи с применением принципа фрагментации. Легко видеть, что этот же принцип положен в основу описанной передачи с составными зубчатыми колесами, а в результате последовательного поэтапного конструктивного преобразования она может быть представлена в виде двухколесной планетарной эксцентриковой передачи К–Н–V, в которой в форме составного полисекторного выполнено центральное зубчатое колесо.

Принципиальная схема работоспособной планетарной плавнорегулируемой передачи представлена на рис. 2.

а)



б)



в)

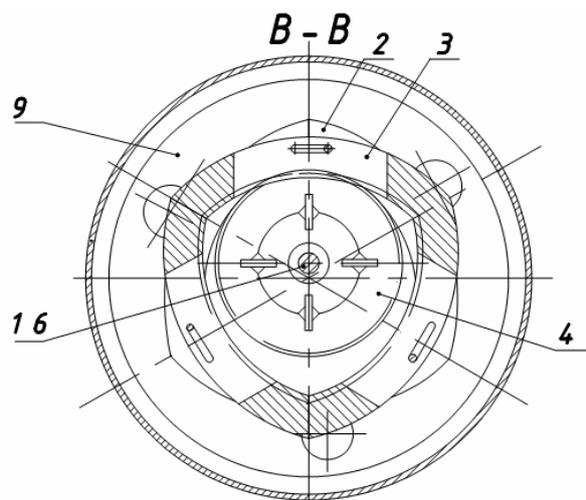


Рис. 2. Планетарная плавнорегулируемая передача: а – схема передачи; б – разрез по В-В при максимальном вылете сателлита; в – разрез по В-В при минимальном вылете сателлита

Поскольку регулирование скорости в предлагаемой передаче обеспечивается принципиально новыми средствами, на описании ее конструкции следует остановиться подробнее. Основой предлагаемой конструкции является обладающая высокой преобразующей способностью двухколесная (эксцентриковая) планетарная передача [3], в которой центральное зубчатое колесо выполнено составным полисекторным, а величина эксцентриситета сателлита может изменяться. Выше описаны составные полисекторные зубчатые колеса с внешними зубьями, начальный диаметр которых может изменяться в широком диапазоне значений. Следует оговориться: в случае составных полисекторных зубчатых колес с изменяемыми размерами речь может идти только об условном начальном диаметре, потому что при изменении положения образующих колеса секторов их (секторов) форма не изменяется. В данном случае создается возможность изменения начального диаметра колеса с внутренними зубьями так, как это показано на рис. 2, б, в. Это достигается в результате выполнения центрального колеса 1 передачи из секторов 2 и 3, образующих два силовых потока, каждый из которых состоит, таким образом, из трех секторов. Сектора различных силовых потоков прижаты друг к другу торцами и смещены друг относительно друга на 60° . В зацеплении с центральным колесом 1 находится двухвенцовый сателлит 4. Он содержит идентичные зубчатые венцы 5 и 6, причем один из них может упруго (благодаря, например, пластинчатым пружинам) смещаться относительно другого в окружном направлении на величину не более половины шага зубьев, что позволит избежать поломки зубьев при произвольных значениях условного начального диаметра центрального зубчатого колеса, когда окружной шаг между секторами может быть не кратен окружному шагу между их зубьями по дуге этой окруж-

ности. Каждый из венцов 5 и 6 взаимодействует (находится в зацеплении) с секторами своего силового потока, причем торцовое перекрытие зубьев зубчатых венцов сателлита 4 и секторов различных силовых потоков центрального зубчатого колеса имеет место только при пересопряжениях силовых потоков. Синхронные радиальные перемещения секторов обеспечиваются одновременным поворотом кривошипов 7, взаимодействующих с пазми, выполненными в телах секторов 2 и 3, и установленных в опорных кольцах 8 и 9, смонтированных в корпусе передачи. Вращение всем кривошипам 7 сообщается управляющим валом 10 через зубчатые передачи, включающие зубчатые колеса как с внешними, так и внутренними зубьями, смонтированные на опорных кольцах 8 и 9. Радиальным перемещениям секторов 2 и 3 должны соответствовать равные им радиальные перемещения сателлита 4, приводящие к изменению его эксцентриситета относительно оси передачи. Они обеспечиваются кулачком 11 с геометрическим замыканием, то есть с пазом, взаимодействующим с толкателем 12, причем форма паза и обеспечивает равенство перемещений секторов и сателлита. Толкатель 12 закреплен на ползуне 13, перемещающимся по направляющим 14, выполненным на торце ведущего вала 15. На ползуне 13 также неподвижно закреплен вал 16, на котором с возможностью вращения установлен сателлит 4. Если обеспечение перемещений не совершающих вращательного движения секторов 2 и 3 не является сложной технической задачей, то обеспечение поворота кулачка 11 имеет особенности, связанные с необходимостью регулирования передаточного отношения передачи «на ходу» и под нагрузкой. Суть упомянутых особенностей состоит в том, что управляющее движение кулачку 11 необходимо сообщать управляющим валом 10 в процессе совместного вращения кулачка 11 и ведущего вала 15. С

этой целью кулачок 11 снабжен зубчатым венцом 17, а на валу 15 жестко закреплено зубчатое колесо 18 с такими же, как и у венца 17, модулем и числом зубьев. Кроме того, на валу 15 с возможностью вращения установлено водило 19, на котором установлены сателлиты 20 и 21. Сателлит 20 находится в зацеплении с зубчатым колесом 18 и неподвижно закрепленном на корпусе передачи зубчатым колесом 22, образуя, таким образом, замыкающую планетарную передачу, задающую параметры вращения водила 19 при вращении вала 15. Зубья сателлита 21 находятся в зацеплении с зубьями зубчатого венца 17 и внутренними зубьями зубчатого колеса 23, внешние зубья которого находятся в зацеплении с зубьями зубчатого колеса 24, закрепленного на управляющем валу 10, причем зубчатое колесо 23 закреплено на корпусе передачи с возможностью вращения. Таким образом, венец 17, сателлит 21 и зубчатое колесо 23 образуют управляющую планетарную передачу, обеспечивающую совместное вращение кулачка 11 и вала 15 при отсутствии управляющих воздействий и сообщаемую через сателлит 21 и венец 17 управляющие перемещения (поворот) кулачку 11 независимо от скорости вращения вала 15. При этом управляющее воздействие вала 10 будет сообщаться и кривошипам 7 описанным выше образом. Передаточное отношение плавнорегулируемой планетарной передачи равно отношению числа зубьев сателлита 4 к разности условного числа зубьев представляющего собой составное полисекторное зубчатое колесо центрального колеса 1 и сателлита 4 и при минимальном вылете зубчатых секторов 2 и 3 относительно оси передачи (при минимальном условном начальном диаметре центрального зубчатого колеса 1) оно принимает максимальное значение. При необходимости изменить передаточное число коробки передач вал 10 вращают в требуемом направлении. Это вращение одновременно сообщается кулачку 11 и кривошипам 7,

благодаря чему вылет секторов 2 и 3 относительного оси симметрии центрального зубчатого колеса 1 изменяется таким образом, что зубья венцов сателлита 4 не выходят из зацепления с зубьями центрального зубчатого колеса 1. Это достигается подбором передаточного отношения кинематических цепей, передающих вращение кулачку 11 и кривошипам 7. В двухколесных планетарных передачах вращение сателлита сообщается выходному валу посредством, например, механизма параллельных кривошипов [3], оказывающегося в передаче описанной конструкции (плавнорегулируемой) неработоспособным из-за переменного эксцентриситета сателлита 4. Поэтому в данном случае задача передачи вращения выходному валу 25, соосному ведущему валу 15, решается следующим образом. Сателлит 4 имеет дополнительный зубчатый венец 26, а выходной вал 25 имеет зубчатый венец 27, причем оба упомянутых венца находятся в зацеплении с зубчатым колесом 28, установленным с возможностью вращения в обойме 29, в свою очередь установленной на подшипниках качения в корпусе передачи. Таким образом, вращение сателлита 4 будет передаваться выходному 25 при любых значениях эксцентриситета сателлита 4, а обойма 29 будет совершать вращательное движение с частотой вращения ведущего вала 15. Зубчатые венцы 26 и 27, а также зубчатое колесо 28 образуют выходную планетарную передачу, преобразующая способность которой может варьироваться и будет определяться требуемыми кинематическими характеристиками плавнорегулируемой передачи в целом. При равенстве чисел зубьев зубчатых венцов 26 и 27 передаточное отношение выходной планетарной передачи равно 1.

Кинематические возможности описанной планетарной передачи при заданном числе зубьев сателлита Z_{sat} будут определяться, главным образом, параметрами (начальным диаметром или числом зубьев) двухпоточного составного центрального зубчатого колеса.

Заготовкой для изготовления его секторов, по-видимому, должно служить цельное зубчатое колесо с числом зубьев, равным условному числу зубьев составного колеса при максимальном вылете секторов относительно оси передачи. Таким образом, основные параметры планетарной плавнорегулируемой передачи могут быть определены в результате решения задач синтеза и анализа ее составного центрального зубчатого колеса. Задачей синтеза такого колеса является определение его максимального числа зубьев z_{\max} при заданном минимальном числе зубьев z_{\min} , модуле зацепления m и числе i_s секторов в двух силовых потоках. Задачей анализа составного зубчатого колеса является определение при заданных модуле зацепления m , максимальном числе зубьев z_{\max} , числе зубчатых секторов i_s , значениях коэффициента ϵ_s торцового перекрытия секторов составного центрального зубчатого колеса минимально возможного его числа зубьев z_{\min} . Алгоритмы решения этих задач приведены в [4].

Достоинствами описанной планетарной плавнорегулируемой передачи являются конструктивная простота, неподвижность регулируемого составного зубчатого колеса, благоприятная форма центрального зубчатого колеса, способствующая исключению заклинивания сателлита без коррекции параметров исходного контура при малой разности чисел зубьев этого колеса и сателлита. Конструктивными проблемами подобной передачи являются необходимость балансировки сателлита и синхронизации радиальных перемещений сателлита и зубчатых секторов центрального зубчатого колеса, а также съём вращательного движения с сателлита и сообщение его ведомому валу при любом значении передаточного отношения. Приведенный в статье вариант решения этих проблем с помощью механических передач, конечно, не единственный и, скорее всего, не самый лучший.

Кинематика этой передачи, даже

при визуальных ее оценках, далека от идеальной, поэтому она без компенсаторов не сможет соответствовать своему функциональному назначению. Предложения по их конструктивному оформлению можно будет сформулировать после предварительной оценки величины, присущей передаче, в силу ее конструктивных особенностей кинематической погрешности.

В соответствии с рис. 3 максимальная угловая погрешность положения зуба сектора относительно соответствующего зуба условного зубчатого колеса определяется по формуле

$$\Delta = \left(\frac{2\pi}{z_{\text{pref}}} - \frac{2\pi}{z_{\text{cond}}} \right) \cdot \left[\frac{z_{\text{cond}}}{6} \right], \quad (1)$$

где z_{pref} – число зубьев заготовки для изготовления секторов центрального зубчатого колеса; z_{cond} – текущее значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса.

Определим погрешность угла поворота сателлита для случая, когда:

- максимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса $z_{\text{condmax}} = 60$;
- минимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса $z_{\text{condmin}} = 36$;
- текущее значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса $z_{\text{cond}} = 40$;
- ось симметрии каждого сектора проходит через впадину между зубьями;
- число зубьев заготовки для изготовления секторов центрального зубчатого колеса $z_{\text{pref}} = 60$;
- число зубьев сателлита $z_{\text{sat}} = 30$;
- модуль зацепления $m = 3$ мм;
- зубчатые колеса прямозубые и нарезаны без смещения.

Погрешность угла поворота сателлита относительно собственной оси будем определять относительно исходного положения, в котором ось симметрии зуба сателлита совпадает с осью симметрии верхнего сектора (рис. 4).

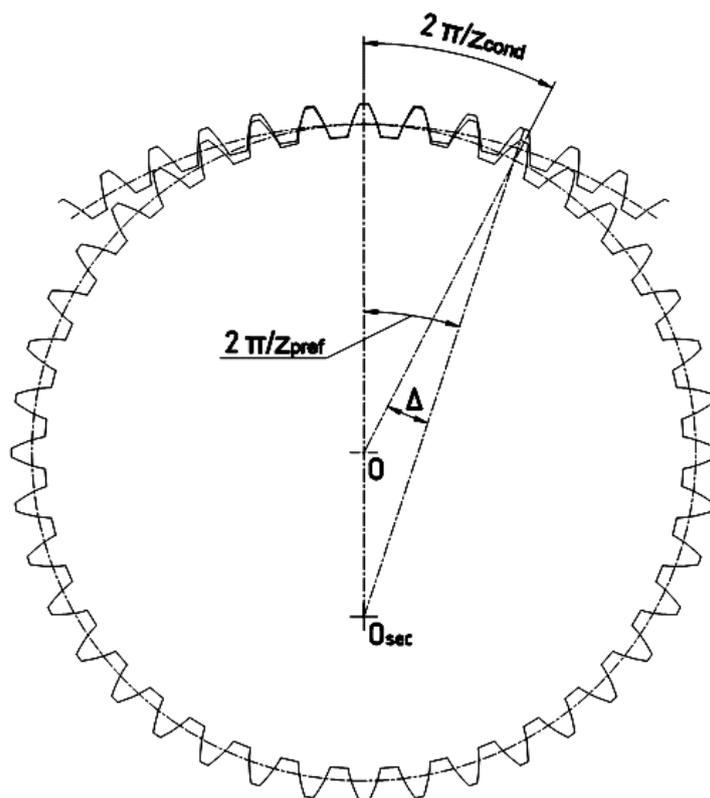


Рис. 3. Погрешность углового положения зуба сектора центрального зубчатого колеса

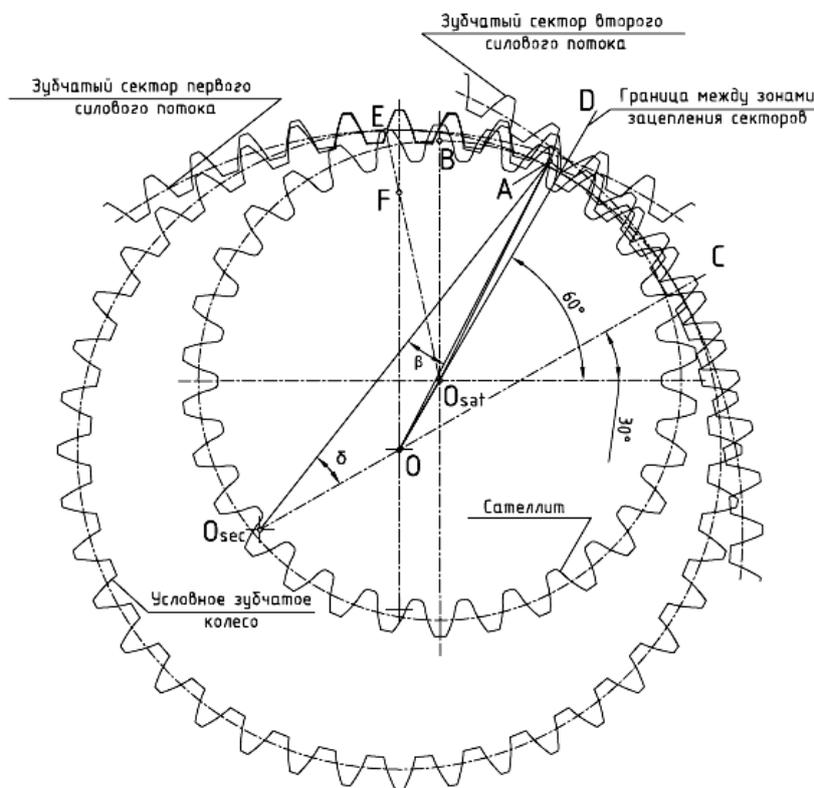


Рис. 4. Схема определения погрешности угла поворота сателлита при пересопряжении зубчатых секторов различных силовых потоков

Рассмотрим картину зацепления зубьев двухпоточного сателлита и центрального зубчатого колеса в области пересопряжения секторов различных силовых потоков при их взаимодействии с сателлитом. Проекция условной границы между зонами зацепления верхнего и правого верхнего секторов на плоскость, перпендикулярную осям ведущего и ведомого валов, расположена под углом 60° к горизонтальной оси передачи. Угол поворота водила по часовой стрелке равен 30° , т. е. проекции осей валов и сателлита расположены на проекции границы между зонами зацепления. При этом передаточное отношение передачи при передаче вращения от ведущего вала к сателлиту при неподвижном центральном колесе равно:

$$i_{\text{lead-sat}}^c = -\frac{\omega_{\text{lead}}}{\omega_{\text{led}}} = -\frac{Z_{\text{sat}}}{Z_{\text{cond}} - Z_{\text{sat}}} = -\frac{30}{40 - 30} = -3, \quad (2)$$

а угол поворота сателлита вокруг своей оси против часовой стрелки составит 10° .

В зоне пересопряжения секторов из-за их жесткой конструкции при значениях диаметра условной начальной окружности центрального зубчатого колеса, меньших его значения для колеса-заготовки, создаются объективные предпосылки для погрешности угла поворота сателлита. Определим теоретическую (номинальную) величину этой погрешности для случая, когда зубчатый венец второго силового потока сателлита взаимодействует с зубчатым сектором второго силового потока центрального зубчатого колеса (см. рис. 3).

В ΔAOO_{sec} найдем сначала угол δ :

$$\delta = \left(\frac{2\pi}{z_{\text{pref}}} \cdot \left\{ \frac{\frac{\pi}{6} z_{\text{pref}}}{2\pi} + 0,5 \right\} - \frac{\pi}{2z_{\text{pref}}} - \text{inv}\alpha + \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{\text{bpref}}}{r_{\text{apref}}} \right) \right), \quad (3)$$

где r_{bpref} – радиус основной окружности зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов центрального колеса; r_{apref} – радиус окружности вершин зубчатого колеса-заготовки для изготовления секторов центрального колеса; α – угол зацепления.

Затем найдем отрезок OA :

$$OA = \sqrt{O_{\text{sec}}A^2 + OO_{\text{sec}}^2 - 2O_{\text{sec}}A \cdot OO_{\text{sec}} \cdot \cos \delta}. \quad (4)$$

Затем угол $\angle AOO_{\text{sec}}$:

$$\angle AOO_{\text{sec}} = \arcsin \frac{AO_{\text{sec}} \cdot \sin \delta}{OA}. \quad (5)$$

Тогда

$$\angle AOC = 180^{\circ} - \angle AOO_{\text{sec}}, \quad (6)$$

а

$$\angle AOO_{\text{sat}} = \angle AOC - 30^{\circ}. \quad (7)$$

Теперь представляется возможным из ΔAOO_{sat} определить радиус $O_{\text{sat}}A$ принадлежащей сателлиту точки A контакта зубьев:

$$O_{\text{sat}}A = \sqrt{OA^2 + OO_{\text{sat}}^2 - 2OA \times OO_{\text{sat}} \cdot \cos(\angle AOO_{\text{sat}})}. \quad (8)$$

и

$$\angle OAO_{\text{sat}} = \arcsin \frac{OO_{\text{sat}} \cdot \sin \angle AOO_{\text{sat}}}{O_{\text{sat}}A}. \quad (9)$$

Тогда

$$\angle AO_{\text{sat}}D = \angle AOO_{\text{sat}} + \angle OAO_{\text{sat}}. \quad (10)$$

Если определить угол $\angle AO_{\text{sat}}E$ по формуле

$$\angle AO_{\text{sat}}E = \left(\frac{2\pi}{z_{\text{sat}}} \cdot 4 \right) + \frac{\pi}{2z_{\text{sat}}} + \text{inv}\alpha - \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{\text{bsat}}}{O_{\text{sat}}A} \right), \quad (11)$$

где r_{bsat} – радиус основной окружности спутника, то затем можно определить угол $\angle \text{FO}_{\text{sat}}$ поворота спутника вокруг собственной оси:

$$\angle \text{FO}_{\text{sat}} = \angle \text{AO}_{\text{sat}} \text{E} + \angle \text{AO}_{\text{sat}} \text{D} - 30^\circ. \quad (12)$$

Определенное в соответствии с приведенным алгоритмом значение угла поворота спутника составляет $11,169^\circ$ против требуемых 10° . Такая погрешность угла поворота при жестком соединении зубчатых колес с валами или при отсутствии удовлетворительной ее компенсации недопустима.

Аналогично можем определить угол поворота спутника при взаимодействии его зубьев в зоне пересопряжения секторов с зубьями зубчатого сектора первого силового потока центрального зубчатого колеса (рис. 5). Погрешность этого угла по отношению к номинальному значению хотя и значительно меньше 1° , но все же весьма существенна. В качестве одной из мер нивелирования отрицательных последст-

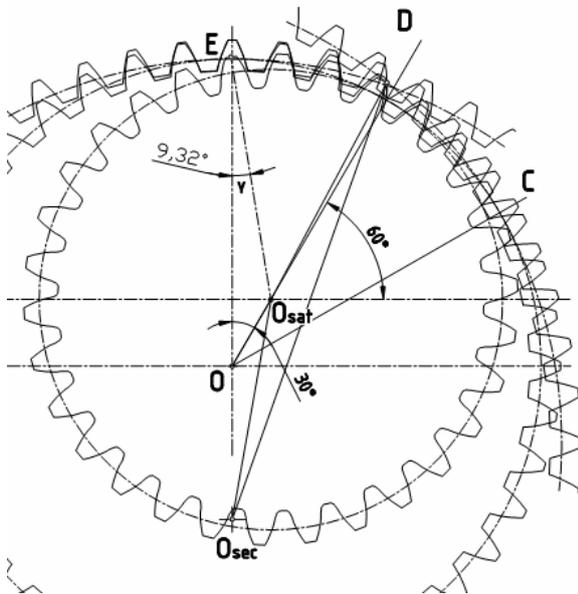


Рис. 5. Схема определения погрешности угла поворота спутника при взаимодействии его зубьев с зубьями сектора центрального зубчатого колеса

вий кинематических погрешностей, связанных с особенностями функционирования передачи, может быть рекомендовано фланкирование зубьев.

Картина взаимодействия зубьев спутника и секторов центрального зубчатого колеса может быть улучшена, если число зубьев заготовки для изготовления секторов принять меньше максимального условного числа зубьев составного зубчатого колеса. На рис. 6 изображены элементы планетарной плавнорегулируемой передачи для случая, когда при прежнем значении модуля зацепления:

- максимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса $z_{\text{усл}} = 60$;
- минимальное значение числа зубьев условного цельного центрального зубчатого колеса $z_{\text{усл}} = 30$;
- число зубьев заготовки центрального зубчатого колеса $z_{\text{centr}} = 45$;
- число зубьев спутника $z_{\text{sat}} = 24$.

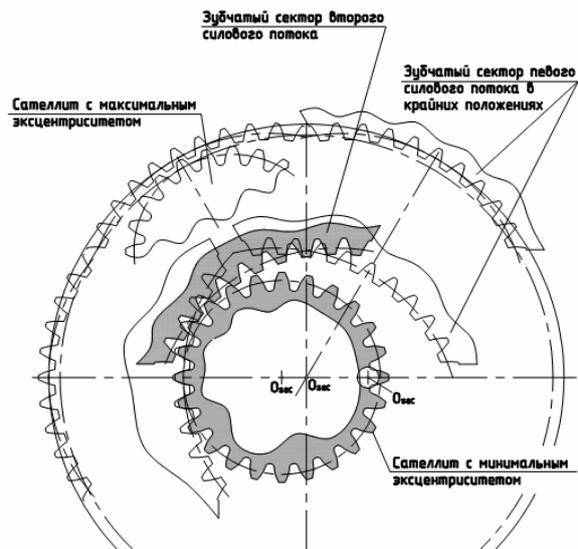


Рис. 6. Схема планетарной плавнорегулируемой передачи для случая, когда число зубьев заготовки для изготовления секторов меньше максимального условного числа зубьев центрального зубчатого колеса

Изложенное свидетельствует о настоятельной необходимости использования в передаче, кроме уже упоминавшегося без описания конструкции, дополнительного компенсатора вышеописанных элементов кинематической погрешности, наличие которого с учетом приобретаемых передачей уникальных свойств представляется оправданным. Дополнительный компенсатор, как и в первом случае, должен представлять

собой упругую связь и, очевидно, осуществлять ее между несмещаемым и дополнительным зубчатыми венцами сателлита. Компактный и представляющийся работоспособным вариант исполнения этой упругой связи приведен на рис. 7. Принципы построения и основные технические решения по конструкции планетарной плавнорегулируемой передачи также опробованы на действующем макете.

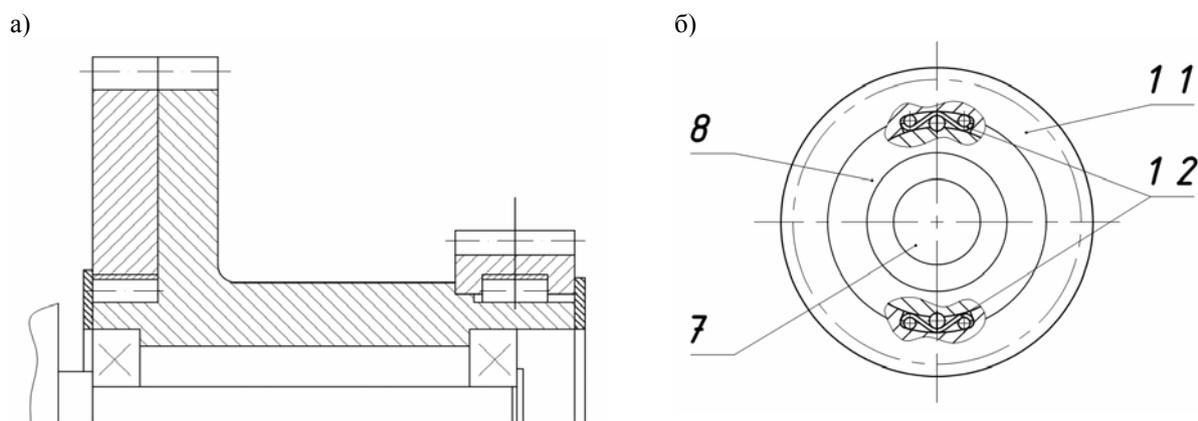


Рис. 7. Компенсаторы кинематической погрешности планетарной плавнорегулируемой передачи: а – схема расположения мест установки компенсаторов; б – конструкция компенсатора

Выводы

1. Разработанные принципы создания как рядовой, так и планетарной плавнорегулируемых зубчатых передач обеспечивают получение работоспособной конструкции такой передачи, причем по своим конструктивным параметрам и кинематическим характеристикам планетарная передача представляется наиболее перспективной.

2. Особенностью как рядовой, так и планетарной плавнорегулируемых передач является наличие характерных кинематических погрешностей, вызванных отклонением рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес от номинального положения.

3. Значительная величина характерных кинематических погрешностей диктует необходимость, во-первых,

фланкирования зубьев и, во-вторых, использования в плавнорегулируемых передачах не менее двух компенсаторов, способных нивелировать отрицательное влияние указанных погрешностей.

4. Предложена конструкция компактного устройства, способного выполнять роль компенсатора, и определены места установки компенсаторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даньков, А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавнорегулируемой зубчатой передачи / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 10. – С. 38–43.
2. Даньков, А. М. Сборка составных зубчатых колес для регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2002. – № 11. – С. 7–10.

3. **Литвин, Ф. Л.** Проектирование механизмов и деталей приборов / Ф. Л. Литвин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 320 с.

4. **Даньков, А. М.** Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса плане-

тарной плавнорегулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2. – С. 38–42.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 26.10.2010

A. Z. Ioffe, A. M. Dankov
Design and kinematic features of continuously adjustable toothed gearings

The paper deals with designs of row and planetary continuously adjustable toothed gearings based on three fundamental principles of existence. The basic sources of the kinematic error of the planetary continuously adjustable gearing are determined and assessments of its value are made. Measures to secure the acceptable smoothness of operation of both continuously adjustable gearing modifications are offered.

УДК 656

Г. М. Кухаренок, д-р техн. наук, проф., Д. В. Капский, канд. техн. наук, доц.,
Б. У. Бусел, канд. техн. наук, доц.

ПРИМЕНЕНИЕ ИСКУССТВЕННЫХ НЕРОВНОСТЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Приводятся результаты исследования возможности применения искусственных неровностей на улично-дорожной сети городов. Разработана методика расчета экономических потерь на искусственных неровностях, позволяющая оценить потери в зоне пешеходного перехода, который обустроен искусственной неровностью. Рассмотрен пример и показана целесообразность реализации иных, нежели искусственная неровность, решений. Даны рекомендации по применению искусственных неровностей на дорогах и улицах населенных пунктов в Республике Беларусь.

Искусственная неровность – специфическое техническое средство принудительного силового ударно-инерционного воздействия на движущееся дорожное транспортное средство и находящихся в нем (на нем) людей и грузов, предназначенное для принуждения водителя к снижению скорости до заданных пределов в установленном сече-

нии дороги или улицы [1].

Процесс проезда искусственной неровности по своему характеру очень близок к процессу остановки (без существенной задержки) транспортного средства – то же торможение, та же очень короткая остановка, тот же, как правило, интенсивный разгон (рис. 1).

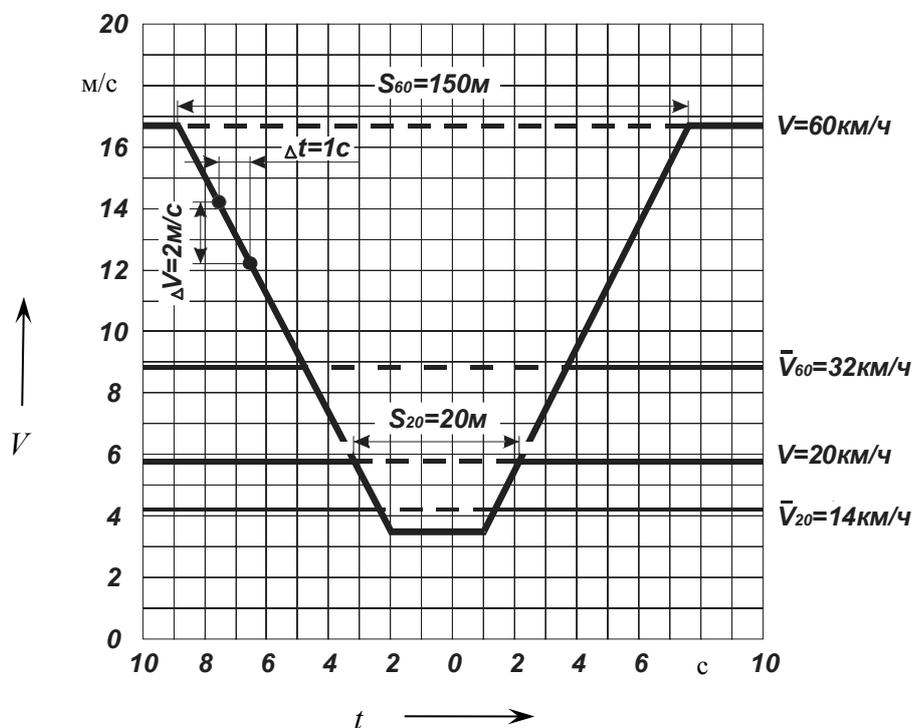


Рис. 1. Скорость движения в зоне установки искусственной неровности: V – скорость движения; t – время

Отличие заключается в том, что при «остановке» скорость на очень короткое время падает до 0, а при проезде искусственной неровности – до 10...20 км/ч. Однако при проезде через искусственную неровность значительно увеличиваются нагрузки (а следовательно, и износ) на подвеску, несущие конструкции и трансмиссию транспортного средства, а

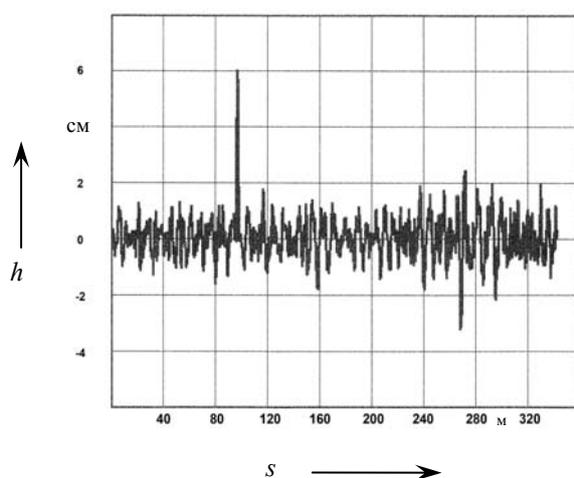


Рис. 2. Микронеровности покрытия исследуемого участка дороги

также нагрузка на водителя и пассажиров. Для подтверждения данного факта были проведены исследования с помощью программного комплекса кафедры «Автомобили» БНТУ. Выбран участок длиной около 340 м, на котором имеются микронеровности и одна искусственная неровность, высота которой равна 6 см (рис. 2).

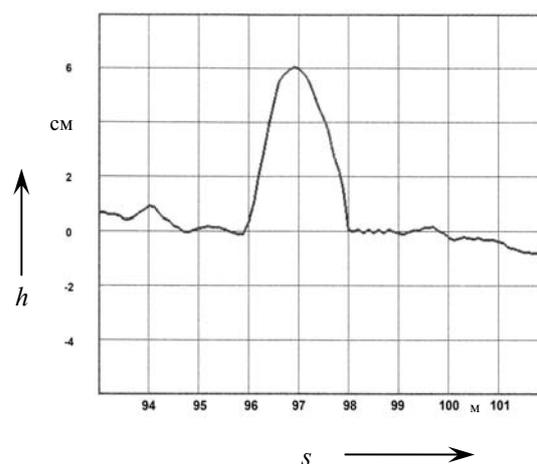


Рис. 3. Участок исследуемой дороги в зоне устройства искусственной неровности

Более детально представлен рельеф дороги в зоне искусственной неровности на рис. 3. Сделано при моделировании допущение, что проезд неровности осуществляется с постоянной скоростью (т. е. вынужденно пренебрегли торможением автомобиля перед искусственной неровностью и затем его разгоном до необходимой скорости движения). На рис. 4 представлен результат моделирования движения автомобиля по дороге с покрытием, имеющим микронеровности, но без искусственной неровности. На рис. 5 видно ударное воздействие, действующее на автомобиль при проезде искусственной неровности. Полученные в процессе моделирования данные свидетельствуют, например, о том, что темп накопления усталостных повреждений при проезде на скорости

12 км/ч через единичную искусственную неровность составляет $206,4 \cdot 10^6$, в связи с чем коэффициент форсирования по выработке ресурса в сравнении с движением по дороге без искусственной неровности равен 6.

В «Концепции обеспечения безопасности дорожного движения в Республике Беларусь», разработанной согласно Указу Президента Республики Беларусь № 551 от 28 ноября 2005 г. и утвержденной Постановлением Совета Министров Республики Беларусь 14 июня 2006 г. № 757, четко указано, что дорожное движение содержит не одну, а четыре основные угрозы – аварийную, экологическую, социальную и экономическую. Поэтому повышение качества дорожного движения подразумевает снижение потерь во всех видах

опасности, но никак не снижение потерь в одном виде за счет многократного их увеличения в других. Установка искусственной неровности, как оказалось, на 1 р. снижения социально-экономичес-

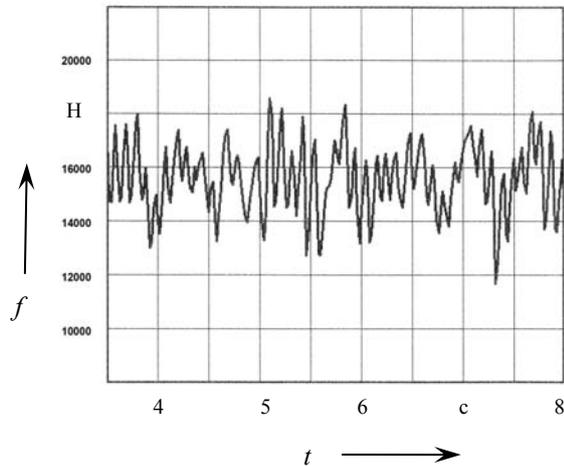


Рис. 4. Результаты моделирования действующих нагрузок при движении автомобиля по дороге без искусственной неровности

ких потерь от аварийности (т. е. уже с учетом социальной составляющей) вызывает увеличение точно таких же экологических и экономических потерь от 20 до 120 р.

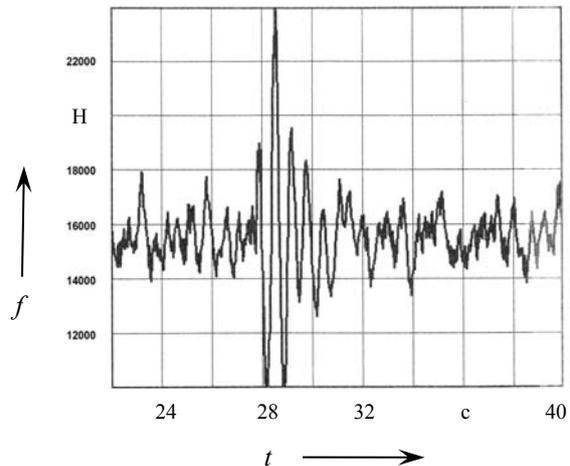


Рис. 5. Результаты моделирования действующих нагрузок при движении автомобиля по дороге с искусственной неровностью

Поэтому принято допущение, что основные издержки при проезде искусственной неровности определяются как одна остановка транспортного средства с разрешенной скорости движения:

20 км/ч – в жилых и пешеходных зонах и на приравненных к ним дворовых территориях;

60 км/ч – на улицах населенных пунктов независимо от наличия местных ограничений;

90 км/ч – вне населенных пунктов независимо от наличия местных ограничений.

Кроме того, имеются еще дополнительные издержки, связанные с образованием и рассасыванием небольших очередей при подходе к искусственной неровности относительно плотных пачек автомобилей, или при наличии нерегулируемого пешеходного перехода, расположенного в непосредственной близости (до 30 м) от искусственной неровности. Это связано с тем, что поток насыщения (наибольшая средняя интен-

сивность убытия автомобилей из очереди) на искусственной неровности значительно меньше, чем на ровном покрытии, – соответственно, 0,33 и 0,5...0,55 авт/с. Именно поэтому при проезде через искусственную неровность плотных пачек автомобилей, интервал прибытия которых, как правило, близок к 2 с, а интервал убытия, как правило, равен 3 с (т. е. убытие происходит медленнее, чем прибытие), начинают формироваться и вскоре рассасываться небольшие очереди. А при наличии нерегулируемого пешеходного перехода вблизи искусственной неровности по той же причине очереди образуются и нарастают заметно быстрее, а рассасываются заметно медленнее.

Образование очередей вызывает задержки транспорта и дополнительные остановки (со скорости порядка 20 км/ч) при ступенчатом перемещении автомобилей на первую позицию в очереди. Это обычная практика и она учитывается при расчете потерь, как правило, на

каждой искусственной неровности (кроме очень малонагруженных, расположенных в жилых зонах и дворовых территориях).

Наконец, возможны случаи, когда на искусственной неровности возникает транспортно-пешеходная перегрузка, вызывающая образование долго не рассасывающихся (от 10...15 мин до нескольких часов) очередей автомобилей. Как правило, это имеет место из-за резкого средне- или долгосрочного увеличения пешеходной либо транспортной нагрузки, либо и той и другой одновременно, что нередко случается в так называемые часы пик. Эта ситуация также учитывается в расчетах.

При расчете удельных задержек и дополнительных остановок транспорта возникли определенные трудности, связанные с отсутствием однозначного приоритета пешеходов при переходе проезжей части по нерегулируемому пешеходному переходу.

Известно [2...4], что переход проезжей части по пешеходному переходу в нерегулируемом режиме состоит из трех частей (фаз) – выход на проезжую часть, собственно переход и окончание перехода. Сегодняшние Правила дорожного движения [5] дают пешеходу преимущество в двух фазах из трех: в собственно переходе и в окончании перехода. В то же время начинать переход проезжей части пешеход может лишь тогда, когда он убедится в безопасности выхода, т. е. если он не вынудит водителя приближающегося автомобиля снизить скорость движения или остановиться. В результате применение известных формул расчета удельных задержек и остановок транспорта (и пешеходов) в нерегулируемом конфликте, когда один из конфликтующих участников имеет однозначный приоритет, является не совсем корректным. Поэтому было признано возможным и целесообразным заменить модель расчета задержек и остановок транспорта (пешеходов) для нерегулируемого режима мо-

делью расчета для псевдорегулируемого режима.

Возможность такой замены объясняется самой структурой процесса пересечения в нерегулируемом режиме. Известно, что второстепенный участник может выполнить маневр пересечения только тогда, когда в главном конфликтующем потоке имеется достаточный (приемлемый) интервал. Поэтому время, занятое интервалами, меньшими минимального приемлемого, является запрещенным для движения второстепенного участника. Известно также [2, 3], что в каждом приемлемом интервале имеются так называемые «критические интервалы», расположенные по обе стороны от крайних габаритных точек главного конфликтующего участника и равные, примерно, по 1,5 с, въезд в которые второстепенному участнику запрещен. Следовательно, зная величину минимального приемлемого интервала, закон распределения интервалов и интенсивность движения главного конфликтующего потока, можно определить в течение 1 ч число приемлемых интервалов и суммарное время, запрещенное и разрешенное для движения второстепенных участников. В результате, разделив общее время, скажем 1 ч, на число приемлемых интервалов, получим продолжительность условного светофорного цикла, в котором соотношение продолжительности красного и зеленого сигналов равно соотношению суммарного запрещенного и разрешенного времени для движения второстепенного участника.

При определении интенсивности движения главного конфликтующего потока следует учитывать то обстоятельство, что через пешеходный переход пешеходы идут как поодиночке, так и рядами из двух, трех и более человек. Следовательно, расчетная интенсивность движения пешеходного потока будет несколько меньше фактической и определяться не количеством пешеходов, а количеством рядов пешеходов. Зная закон распределения пешеходного

движения, ширину пешеходного перехода и интенсивность движения пешеходов, можно определить интенсивность движения рядов пешеходов, т. е. расчетную интенсивность главного конфликтующего потока.

На рис. 6 показана схема перехода от модели расчета удельных задержек и остановок транспорта для нерегулируемого режима к модели расчета для псевдoreгулируемого режима.

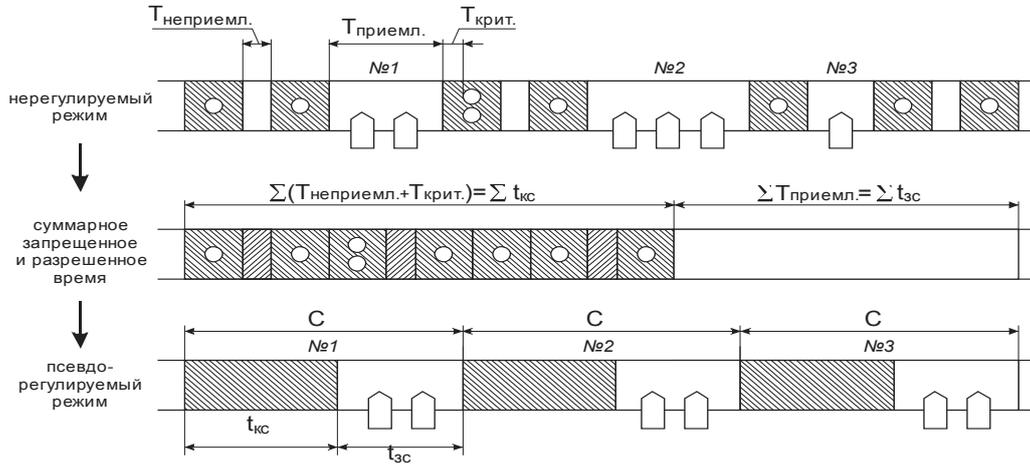


Рис. 6. Схема перехода от модели расчета задержек и остановок для нерегулируемого режима к модели расчета для псевдoreгулируемого режима

Определив таким образом параметры условного светофорного цикла, можно рассчитать удельные задержки и дополнительные остановки для любых соотношений интенсивности движения конфликтующих потоков. По результатам расчетов были построены графики зависимостей удельной задержки и удельной дополнительной остановки автомобилей для соотношения интенсивности движения пешеходов от 50 до 1000 чел./ч и приведенной (по динамическому коэффициенту приведения $K_{пн}$) интенсивности движения транспорта от 50 до 1000 ед./ч.

При определении параметров условного светофорного цикла и построении графиков использовались следующие расчетные зависимости [2...4].

Минимальный приемлемый интервал в пешеходном потоке

$$T_p = 1,15 \cdot b_{пеш} \cdot K_{ун} \cdot \sqrt{K_{пн2}} \cdot 1,05^{0,1(V_2-60)},$$

где $K_{ун}$ – коэффициент условий; $K_{пн2}$ –

динамический коэффициент приведения транспортного потока; V_2 – скорость движения транспортного потока при подходе к пешеходному переходу, км/ч; $b_{пеш}$ – ширина пешеходного перехода, м.

Принято, что распределение интервалов движения T в пешеходном потоке подчиняется экспоненциальному закону

$$P(T) = e^{-q^*T},$$

где q^* – расчетная интенсивность движения пешеходов, чел./ч; T – исследуемый интервал движения, с.

При определении q^* использовался закон распределения Пуассона относительно пешеходов в пешеходном потоке в интервале 2 с (один ряд пешеходов) по всей ширине пешеходного перехода, принятой равной 5 м, т. е. до пяти пешеходов в ряд ($n = 5$):

$$q^* = q_p \left(1 - \sum_2^n \left[\frac{(q_p T)^n}{n!} \cdot e^{-q_p T} \right] \right),$$

где T – интервал в пешеходном потоке, в котором находящиеся пешеходы образуют неразрывный «ряд пешеходов», $T = 2$ с; q_p – интенсивность движения пешеходов (физическая), чел./с; n – число пешеходов в ряду, $n = 1, \dots, 5$.

Расчет удельных задержек транспорта производился для отдельной полосы по упрощенной формуле Вебстера [1, 3]:

$$e_t = 0,45 \left[\frac{C(1-\lambda)^2}{1-\lambda X} + \frac{X^2}{q(1-X)} \right],$$

где C – продолжительность условного цикла регулирования, с; λ – доля зеленого сигнала в цикле; X – коэффициент загрузки полосы движением; q – интенсивность движения на полосе.

В случаях перегрузки, когда $X > 0,93$, расчет удельных задержек производился по формуле Брилона и Ву:

$$e_t = \frac{C(1-\lambda)^2}{2(1-\lambda X)} + \frac{N_0}{q_n \lambda},$$

где q_n – поток насыщения; N_0 – средняя длина очереди перед стоп-линией за период существования перегрузки:

– при $0,93 < X < 1,14$

$$N_0 = 2,54 \cdot T_0 \cdot q_n \cdot \lambda \times$$

$$\times \left[(1,09X - 1) + \sqrt{(1,09X - 1)^2 + 175q_n \cdot \lambda} \right];$$

– при $X \geq 1,14$

$$N_0 = 900 \cdot T_0 \cdot q_n \cdot \lambda \times$$

$$\times \left[(X - 1) + \sqrt{\frac{(X - 1)^2 + X - 0,92X_0 - 0,08}{300q_n \cdot \lambda}} \right].$$

В этих формулах T_0 – продолжительность периода перегрузки, ч; X_0 – значение коэффициента X , выше которого будут ожидать перенасыщенные циклы (когда очередь перед стоп-линией не рассасывается за один свето-

форный цикл):

$$X_0 \approx 0,67 + \frac{q_n \cdot \lambda \cdot C}{600}.$$

Поскольку в области высоких нагрузок ($X > 0,8$) значения e_t , подсчитанные по приведенным формулам, не совсем совпадают (имеются разрывы функции), то в этой области производилось графоаналитическое сглаживание и зависимости приобрели вид, приведенный на рис. 7.

Расчет удельных дополнительных остановок производился по формуле

$$e'_0 = (1 - \lambda) \cdot K_0,$$

где K_0 – коэффициент приращения очереди:

$$K_0 = \frac{q_n}{q_n - q}.$$

В случаях перегрузки, когда $X > 0,93$, расчет удельных дополнительных остановок производится по формуле

$$e'_0 = \frac{N_0}{q_n \cdot \lambda \cdot C},$$

где N_0 – средняя длина очереди перед стоп-линией за период существования перегрузки.

Поскольку в области высоких нагрузок ($X > 0,8$) значения e'_0 , подсчитанные по приведенным формулам, не совсем совпадают (имеются разрывы функции), то в этой области также произведено графоаналитическое сглаживание и зависимости приобрели вид, приведенный на рис. 8.

Была выполнена проверка адекватности разработанной методики расчета для псевдорегулируемого режима и существующей методики расчета для нерегулируемого режима. Проверка производилась для трех искусственных неровностей со слабой, умеренной и высокой транспортно-пешеходной нагрузками.

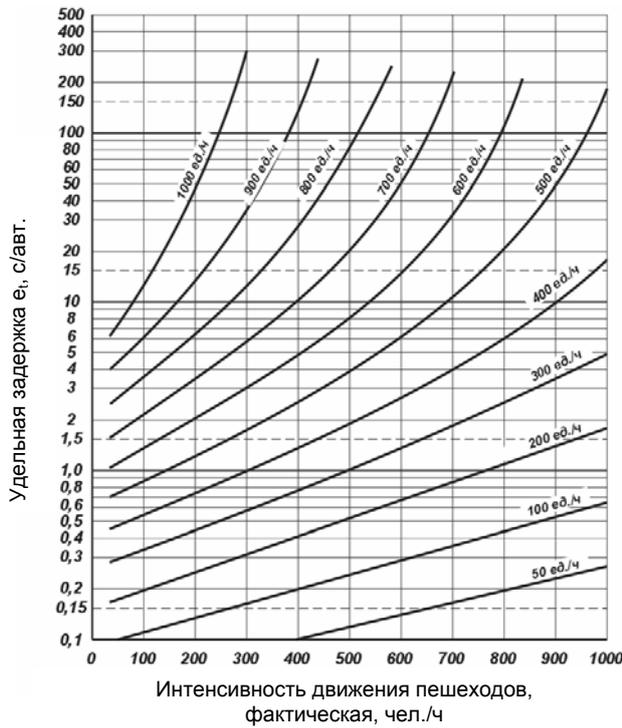


Рис. 7. График для определения удельной задержки при наличии пешеходного перехода

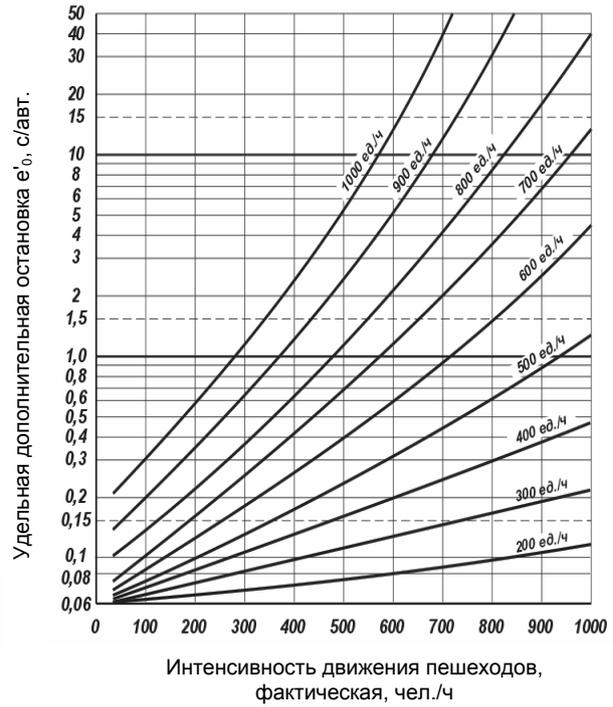


Рис. 8. График для определения удельных дополнительных остановок при наличии пешеходного перехода

Экспериментально определялись интенсивность движения транспорта и пешеходов, а также количество дополнительных остановок и продолжительность задержки транспорта. Затем по данной интенсивности движения транспорта и пешеходов определялись расчетные значения удельной задержки e_t и удельной дополнительной остановки e'_0 по двум методикам. Для новой методики значения e_t и e'_0 определялись по графикам (см. рис. 7 и 8), а для существующей методики – по формулам:

$$e_t = \frac{e^{-q_p^* T_p} - q_p^* T_p - 1}{q_p^* - q_2 (e^{-q_p^* T_p} - q_p^* T_p - 1)};$$

$$e'_0 = 1 - \frac{1}{e^{(2,5q_2 + 2q_p^* T)} - e^{2q_p^* T_p} + e^{q_p^* T_p}},$$

где q_p^* – расчетная интенсивность дви-

жения пешеходов, чел./ч; q_2 – интенсивность движения транспортного потока на полосе; T_p – минимальный приемлемый интервал в пешеходном потоке, с.

Установлено, что в области низких нагрузок результаты сопоставимы, в области средних нагрузок модель псевдо-регулируемого конфликта существенно точнее, а в области высоких нагрузок и перегрузок модель нерегулируемого конфликта не работает. Это можно объяснить тем, что в обычных условиях при средних и высоких нагрузках нерегулируемые конфликты не допускаются и заменяются регулируемы. Здесь же, на искусственных неровностях, нерегулируемый режим остается не только при средних и высоких нагрузках, но и при перегрузках. Искусственная неровность уменьшает аварийные потери от снижения количества и степени тяжести аварий с пострадавшими, но резко увеличивает экономические, экологические и

социальные потери. Это обстоятельство делает применение искусственных неровностей, в сравнении с другими мерами – улучшение видимости и условий маневрирования, обозначение зоны пешеходного перехода, ограничение скорости с автоматическим контролем, организация пешеходного перехода типа «Выбор» и др. – функционально неадекватным, экономически и экологически расточительным и социально разрушительным [9...11].

Искусственная неровность может применяться на участках концентрации аварий, основной причиной которых является доказанное в установленном порядке превышение скорости движе-

ния в местах, где согласно законодательству скорость движения ограничена до 20 км/ч – пешеходные и жилые зоны, а также приравненные к ним дворовые территории. Допускается применение искусственных неровностей на участках концентрации аварий, расположенных на улицах и дорогах населенных пунктов с общим ограничением скорости 60 км/ч, если будет доказано в установленном порядке, что все другие меры по снижению аварийности либо невозможны, либо неэффективны. При этом суммарная интенсивность движения, в зависимости от типа застройки, не должна превышать значений, указанных в табл. 1.

Табл. 1. Интенсивность движения автомобилей в обоих направлениях

Тип застройки	Интенсивность движения
Многоэтажная, плотная, двухсторонняя	500
Многоэтажная, плотная односторонняя либо многоэтажная, свободная, двухсторонняя	750
Многоэтажная, свободная, двухсторонняя либо одноэтажная, двухсторонняя	1000
Одноэтажная, односторонняя	1250
Незастроенная (в радиусе до 50 м) территория населенного пункта	1500

Необходимо запретить установку искусственных неровностей: на загородных дорогах любой категории; на улицах и дорогах населенных пунктов с интенсивностью движения более указанной в табл. 1; на улицах населенных пунктов с числом полос четыре и более при любой интенсивности движения. Необходимо, чтобы место установки искусственной неровности было обустроено стационарным (уличным) освещением.

После разработки методики определения экономических потерь на искусственных неровностях стало возможным оценить и сопоставить все виды потерь в дорожном движении. Для иллюстрации разработки лучшего вари-

анта решения по организации движения выбран участок ул. Я. Коласа, на котором расположен нерегулируемый пешеходный переход. Выполнены исследования условий движения, транспортной и пешеходной нагрузки и другое по методикам, изложенным в [3, 8]. Сделан анализ размещения ТС ОДД в соответствии с [6, 7]. По данным, предоставленным УГАИ ГУВД Мингорисполкома, был выполнен анализ аварийности по отчетным авариям, по карточкам происшествий с материальным ущербом (предоставлены ОГАИ Советского РУВД) – анализ аварийности по отчетным авариям, совершенным на пешеходном переходе (рис. 9).

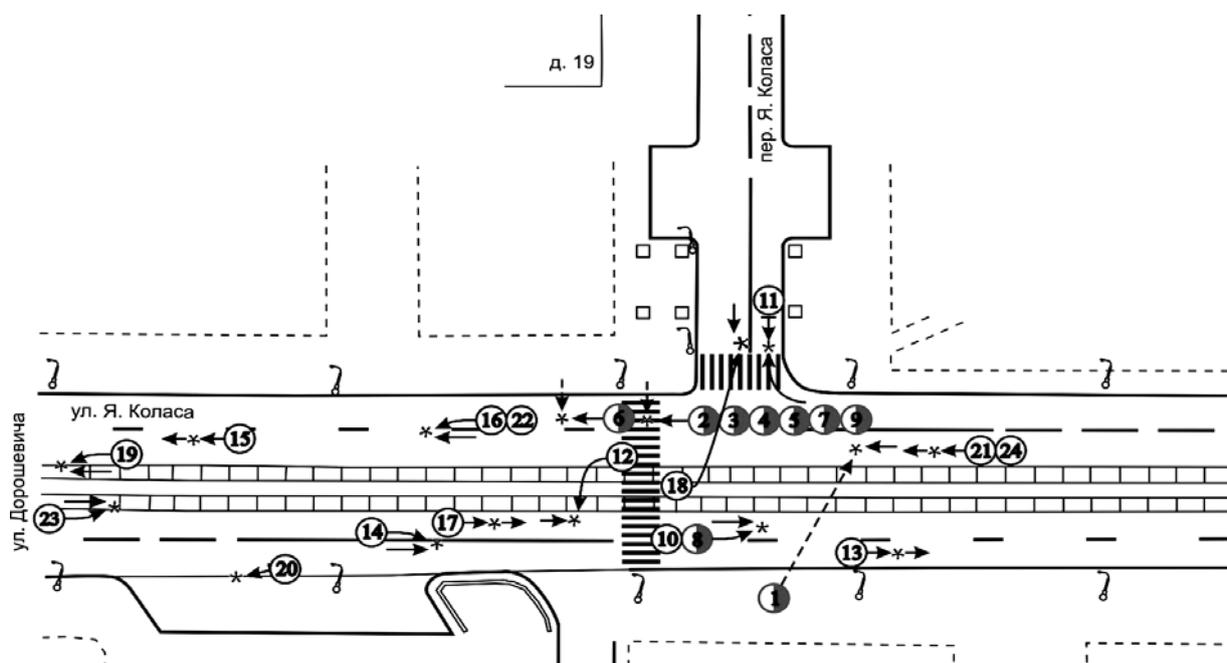


Рис. 9. Очаговый анализ аварийности на исследуемом перекрестке

Из очагового анализа четко вырисовывается однотипность совершенных аварий с пострадавшими – это наезд на пешехода. Очевидно, что с 2008 г. увеличилась тяжесть последствий ДТП, о чём свидетельствуют шесть происшествий с ранеными. На многополосной улице добавляется дополнительная опасность наезда на пешехода на второй полосе. Как показывают экспериментальные исследования, водитель автомобиля, видя движущегося по пешеходному переходу пешехода, начинает снижать скорость, справедливо полагая, что при такой скорости автомобиля пешеход успеет покинуть полосу движения. Но выйдя из полосы движения этого автомобиля, пешеход становится жертвой другого автомобиля, который не видел пешехода и двигался, не снижая скорость, полагая, что рядом движущийся автомобиль снизил скорость ввиду «пробки», выполнения поворота и т. п.

Для визуализации загрузки разработан график, представленный на рис. 10, на котором отображена загрузка

по полосам движения исследуемого участка ул. Я. Коласа. Видно, что больше загружена вторая полоса движения как в прямом, так и в обратном направлении. Как ранее упоминалось, интенсивность движения распределяется по полосам достаточно равномерно. Следует отметить, что загрузка не достигает предельного значения. Также определена пропускная способность исследуемого объекта ул. Я. Коласа (рис. 11).

Значение пропускной способности может кратковременно снижаться при увеличении интенсивности движения пешеходов или использовании проезжей части улицы для остановки транспорта. На перекрестке в час пик наблюдается значительное скопление автомобилей, движущихся в направлении ул. Сурганова, однако этот факт не свидетельствует о недостаточной пропускной способности исследуемого объекта, а связан с образованием очередей на светофорных объектах ул. Я. Коласа – ул. Хмельницкого и ул. Я. Коласа – ул. Сурганова.

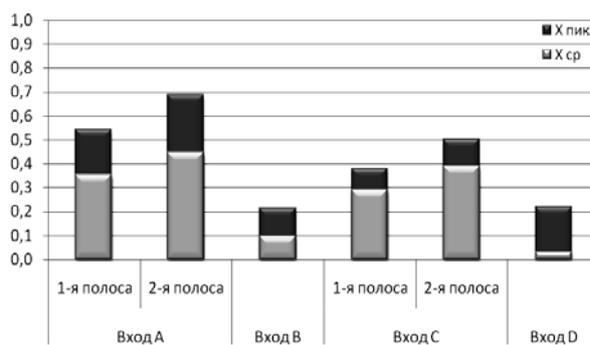


Рис. 10. Загрузка полос движением на входах

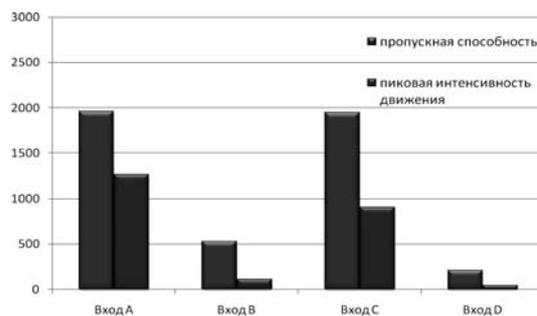


Рис. 11. Пропускная способность исследуемого объекта

В процессе исследований выполнен экономический анализ потерь. Затем был проведен экономический анализ предлагаемых вариантов организации дорожного движения: введение све-

тофорного регулирования и устройство искусственной неровности в зоне нерегулируемого пешеходного перехода (табл. 2 и рис. 12).

Табл. 2. Результаты сопоставления потерь по вариантам предлагаемых решений

Наименование вида потерь, тыс. у. е./г.	Существующая ОДД	Предлагаемый вариант		
		Светофорное регулирование	Светофорное регулирование с координацией	Установка искусственной неровности
Аварийные P_a	7,9	3,5	3,8	5,7
Экологические $P_{экл}$	19,4	18,5	11,115	41,8
Экономические $P_{эки}$	64,7	74,1	44,46	104,5
Суммарные P_{Σ}	92,0	96,1	59,4	152,0

На основании диаграммы потерь по предлагаемым мероприятиям можно сделать вывод, что наиболее целесообразным вариантом является введение светофорного регулирования. Несмотря на некоторый рост экономических потерь, уровень безопасности на данном объекте повысится, и аварийные потери снизятся более чем на 50 %. В результате исследований и анализа существующих условий дорожного движения на нерегулируемом перекрестке ул. Я. Коласа – пер. Я. Коласа выявлено, что суммарные потери в дорожном движении на участке составляют около 92,0 тыс. у. е./г., в том числе потери от аварийности –

7,9 тыс. у. е./г. На перекрестке рекомендуется введение светофорного регулирования, которое повышает безопасность пешеходов при осуществлении перехода проезжей части и обеспечивает возможность координированного движения по ул. Я. Коласа. Реализация разработанных мероприятий позволит снизить уровень аварийных потерь на пешеходном переходе ориентировочно на 4,4 тыс. у. е./г. с уменьшением числа аварий на 50...55 %. Строительство светофорного объекта позволит повысить безопасность движения на данном участке ул. Я. Коласа практически без увеличения потерь в дорожном движении,

а в случае введения объекта в координацию и ее правильного функциониро-

вания потери снижаются более чем в 2 раза.

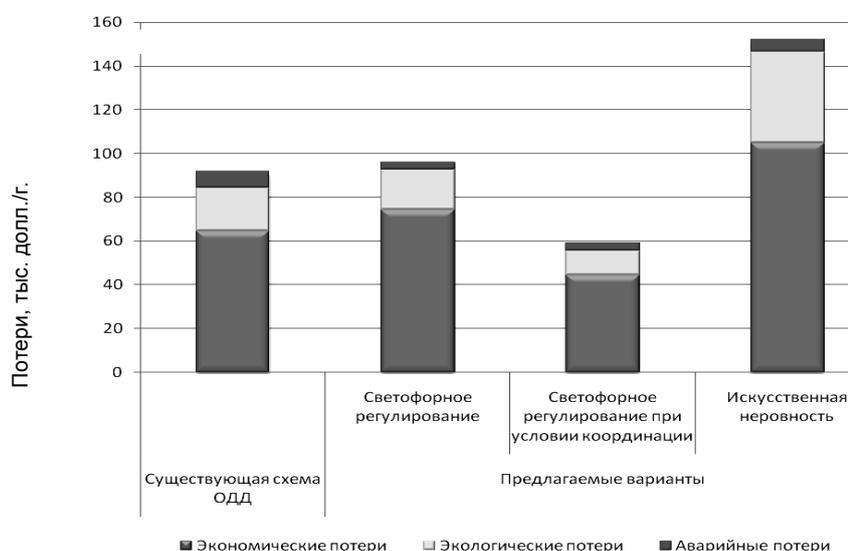


Рис. 12. Потери в дорожном движении по вариантам предлагаемых решений

Выводы

Таким образом, проведенные исследования позволили разработать практические предложения по повышению безопасности дорожного движения, которые можно сформулировать следующим образом.

Разработана методика расчета экономических потерь на искусственных неровностях, отличающаяся учетом потерь от остановок и задержек транспорта, учетом влияния находящегося в непосредственной близости нерегулируемого пешеходного перехода, возможностью расчета потерь как при нормальной транспортно-пешеходной нагрузке, так и при перегрузке, позволяющей оценить потери еще на стадии принятия решений или разработки мероприятий. Применение разработанной методики позволило повысить точность расчета экономических издержек транспорта.

Разработана расчетная модель взаимодействия транспортных и пешеходных потоков в псевдорегулируемом

режиме на искусственных неровностях, отличающихся использованием новой модели движения пешеходов и транспорта, учетом интервалов в пешеходном и транспортном потоке при движении через искусственную неровность, установленную в зоне пешеходного перехода.

Применение искусственных неровностей на улицах с интенсивностью более 200 авт./ч приводит к возрастанию суммарных потерь в дорожном движении за счет преобладающего роста экономических и экологических потерь, связанных с торможением перед искусственной неровностью и последующим разгоном. Необходимо отметить, что применение искусственных неровностей приводит к экономическим и экологическим потерям круглосуточно, независимо от наличия участников движения (пешеходов, велосипедистов и т. п.), для защиты которых они же и предназначены. На таких участках применение светофорного регулирования вместо искусственных неровностей является экономически обоснованным ме-

роприятием с малым сроком окупаемости (менее 1 мес.), несмотря на существенные капитальные затраты, связанные с сооружением светофорного объекта (около 20 тыс. у. е.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СТБ 1538-2005.** Искусственные неровности на автомобильных дорогах и улицах. Технические требования и правила применения. – Минск : БелборНИИ, 2005. – 11 с.
2. **Врубель, Ю. А.** Водителю о дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : БНТУ, 2010. – 139 с.
3. **Врубель, Ю. А.** Определение потерь в дорожном движении / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский, Е. Н. Кот. – Минск : БНТУ, 2006. – 252 с.
4. **Врубель, Ю. А.** Потери в дорожном движении / Ю. А. Врубель. – Минск : БНТУ, 2003. – 328 с.
5. **Правила дорожного движения.** – Минск : Тонпик, 2009. – 79 с.
6. **Технические средства организации дорожного движения. Правила применения.** – Минск : Белорус. дорожный инж.-техн. центр, 2007. – 132 с.
7. **СНБ 3.03.02-97.** Улицы и дороги городов, поселков и сельских населенных пунктов. – Минск, 1997. – 125 с.
8. **Капский, Д. В.** Прогнозирование аварийности в дорожном движении / Д. В. Капский. – Минск : БНТУ, 2008. – 243 с.
9. **Теплы, S.** Second Edition of the Canadian Capacity Guide for Signalized Intersection / S. Teply, D. Allingham // Institute of Transportation Engineers. – Canada, 1995. – 115 p.
10. **Коржова, А. В.** Применение методов сдерживания скорости в крупных городах / А. В. Коржова, Д. В. Капский // The 6th International conference reability and statistics in transportation and communication. – Riga (Latvia), 2006. – S. 15–17.
11. **Коржова, А. В.** Повышение безопасности дорожного движения в городах с помощью применения искусственных неровностей в зоне пешеходных переходов / А. В. Коржова, И. И. Леонович // Автомобильные дороги и мосты. – 2007. – № 1. – С. 16.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 18.11.2010

**G. M. Kukharenok, D. V. Kapsky,
B. U. Busel**
**The application of artificial irregularities
for raising traffic safety**

The results of the research into the possibility of application of artificial irregularities on streets network of cities are given. The procedure of calculating the economic losses on road bumps is developed, which allows estimating losses in the zone of a pedestrian crossing equipped with a road bump. The example and expediency of realization of other decisions, rather than road bumps, are shown. Recommendations concerning the application of road bumps on roads and streets of settlements in the Republic of Belarus are presented.

УДК 833.06

С. Д. Макаревич

ОСНОВЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ЛЕБЕДКИ ДЛЯ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В статье рассматривается структурная схема лебедки аварийно-спасательных устройств, разработанных на базе планетарной прецессионной передачи с коническими роликами. Определены основные кинематические характеристики и получены формулы для определения передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма, применяемого в предлагаемой лебедке.

В настоящее время подразделениям МЧС Республики Беларусь стоят задачи своевременно ликвидировать чрезвычайные ситуации, при этом необходимо использовать новые методы спасения пострадавших и современное оборудование. Отсутствие отечественных высокотехнологичных разработок в области производства средств спасения вынуждает использовать аварийно-спасательный инструмент иностранного производства, который в связи с отсутствием необходимых валютных средств закупается в ограниченных количествах.

Подъемно-тяговые устройства получили широкое распространение и используются в различных отраслях народного хозяйства и аварийно-спасательных подразделениях не только Республики Беларусь, но и в странах ближнего и дальнего зарубежья. Потребность в данных устройствах увеличивается, т. к. они эксплуатируются не только в строительстве, сельском хозяйстве, автомобильном сервисе, на транспорте, но и аварийно-спасательными подразделениями (АСП) при различных авариях (автоавариях, разборках завалов и разрушений), ликвидации аварий в местах, где ограничен доступ аварийно-спасательных автомобилей и другой специальной автотехники. Однако работников АСП не устраивают существующие конструкции подъемно-тяговых устройств из-за их повышенных массогабаритных показателей, а также из-за низкой эргономической проработки

конструкции устройств. Следовательно, необходимо создавать подъемно-тяговые устройства, удовлетворяющие всем требованиям АСП.

Одним из таких устройств [1] является ручная лебедка, структурная схема которой показана на рис. 1 и 2.

На рис. 1 показана структурная схема нового варианта лебедки. В первом угловом положении эксцентриковой втулки относительно приводного вала, когда наружная поверхность эксцентриковой втулки имеет максимальное значение эксцентриситета относительно его оси вращения, обеспечивается взаимодействие зубчатых венцов барабана с конической частью роликов. На рис. 2 показана структурная схема лебедки во втором угловом положении эксцентриковой втулки, смещенным относительно указанного выше первого положения на угол 180° . В этом случае эксцентриситет наружной поверхности эксцентриковой втулки относительно оси вращения приводного вала отсутствует, что обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана из контактного взаимодействия с коническими роликами.

Лебедка содержит корпус 1, барабан 2 для намотки каната, установленный на эксцентриковом приводном валу 3, причем каждая из реборд барабана имеет зубчатый венец, зубья которого имеют профиль зубьев звездочки цепной передачи, смещенный друг относительно друга на угол $180/z$, где z – число зубьев зубчатого венца реборды барабана.

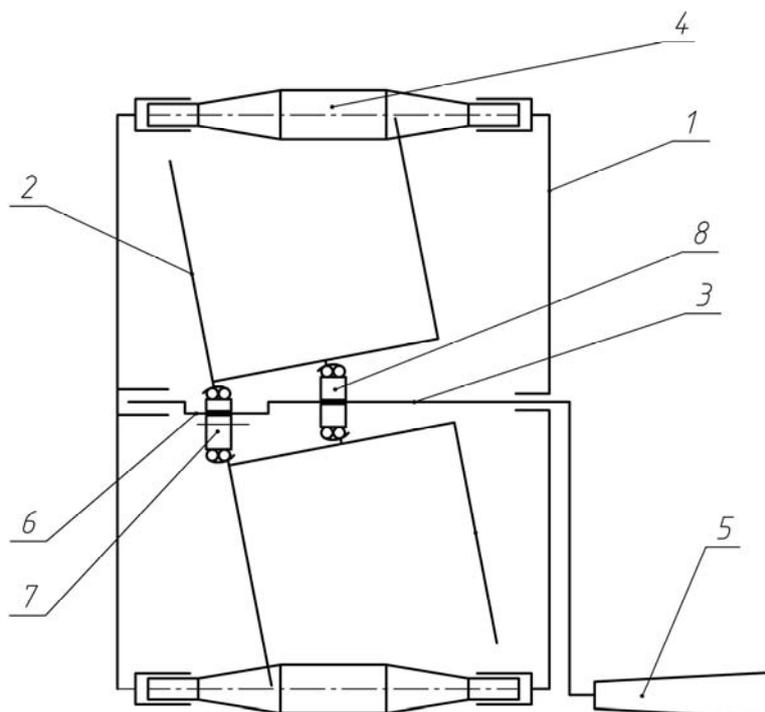


Рис. 1. Структурная схема лебедки передачи с коническими роликами с первым угловым положением эксцентриковой втулки

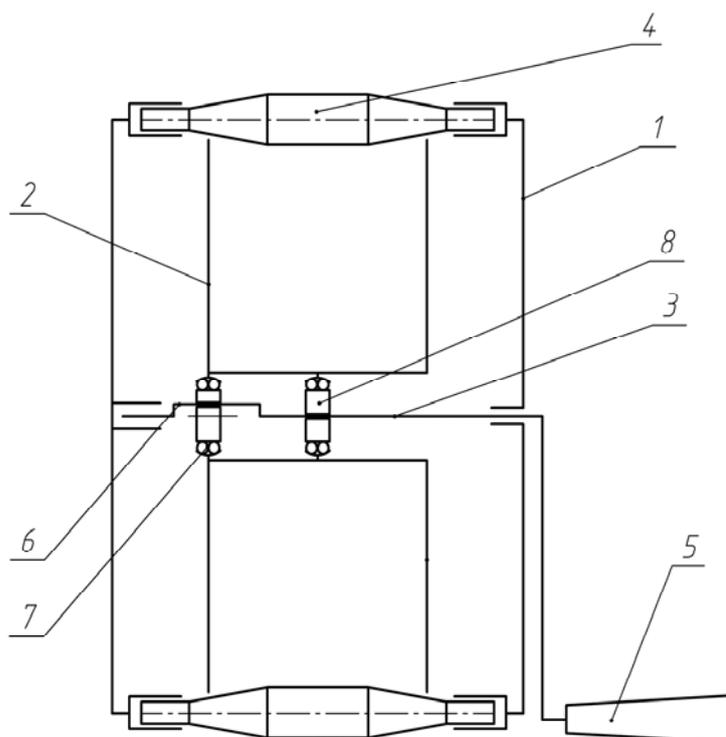


Рис. 2. Структурная схема лебедки прецессионной передачи с коническими роликами со вторым угловым положением эксцентриковой втулки

Каждый из зубчатых венцов реборд барабана установлен с возможностью взаимодействия с роликами 4, контактирующие поверхности которых выполнены коническими с возрастанием диаметра размера ролика к центру барабана лебедки. Ролики 4 равномерно расположены в отверстиях корпуса. Лебедка содержит также рукоятку 5, жестко связанную с приводным валом 3. На наружной эксцентриковой части приводного вала 3 размещена эксцентриковая втулка 6, эксцентриситет которой равен по величине эксцентриситету наружной поверхности эксцентриковой части приводного вала 3. На эксцентриковой втулке 6 и наружной концентричной части приводного вала установлены два сферических подшипника 7 и 8, на наружных поверхностях которых размещен барабан 2.

В первом угловом положении эксцентриковой втулки 6 относительно приводного вала ее наружная поверхность имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рис.1).

Лебедка работает следующим образом. Вращение от рукоятки 9 передается на приводной вал 3. В угловом положении эксцентриковой втулки 6 относительно приводного вала 3, когда их эксцентриситеты суммируются, наружная поверхность эксцентриковой втулки 6 имеет максимальное значение эксцентриситета относительно оси вращения приводного вала 3, что обеспечивает взаимодействие зубчатых венцов барабана 2 с конической частью роликов 4 (см. рис. 1). Вращение приводного вала 3, благодаря наличию эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6 и наличию двух сферических подшипников 7 и 8, обеспечивает колебательные движения барабану 2. Зубчатые венцы, выполненные на ребордах барабана 2, взаимодействуют с кониче-

ской частью роликов 4. Благодаря данному взаимодействию барабан 2 получает вращательное движение вокруг своей оси, что приводит к наматыванию на поверхность барабана 2 закрепленного на нем каната.

При необходимости ускоренной размотки каната с барабана 2 осуществляется поворот на угол 180° втулки 6 на эксцентриковой части приводного вала 3. Равенство эксцентриситетов эксцентриковой втулки 6 и эксцентриковой части приводного вала 3 и расположение их в противофазе обеспечивает отсутствие эксцентриситета наружной поверхности эксцентриковой втулки 6 относительно оси вращения приводного вала 3. Отсутствие эксцентриситета обеспечивает выход зубчатых венцов реборд барабана 2 с контактного взаимодействия с коническими роликами 4 (см. рис. 2). Таким образом, барабан 2 оказывается свободным от зацепления и намотанный на нем канат может быть ускоренно размотан.

Показатели надежности у предлагаемого варианта лебедки улучшаются, во-первых, за счет использования симметричной схемы нагружения зубчатых реборд барабана лебедки, во-вторых, контакт зубьев происходит с конической частью роликов. Угол конуса роликов подбирается таким образом, чтобы обеспечить полное контактное зацепление. При этом обеспечивается отсутствие кромочного контакта между зубьями реборд барабана и конической поверхностью роликов корпуса, что создает регламентированные условия работы прецессионного зацепления и тем самым повышает ресурс работы редуцирующего механизма, следовательно, лебедки в целом.

Наличие возможности ускоренной размотки каната с барабана у предлагаемого структурного варианта лебедки улучшает такой показатель, как многофункциональность.

Следует также отметить, что профиль зубьев реборд барабана предлагаемой лебедки представляет собой

профиль зубьев звездочки цепной передачи. Этот профиль является высокотехнологичным в изготовлении. Использование высокотехнологичного профиля зубьев зубчатого венца барабана позволяет снизить себестоимость изготовления лебедки в целом.

Снижение себестоимости изготовления образующих лебедки возможно также за счет применения конических роликов. Корпус лебедки, создаваемой на основе предложенной выше схемы, может быть выполнен в виде двух крышек, в отверстиях которых расположены конические ролики. Отсутствие монолитного корпуса позволяет упростить конструкцию лебедки и снизить ее массогабаритные показатели.

Одним из основных эксплуатационных показателей подъемно-тяговых устройств является скорость подъема груза. Указанная скорость во многом определяется передаточным отношением встроенного в лебедку редуцирующего механизма. Для лебедок, используемых для проведения аварийно-спасательных работ, скорость подъема груза должна иметь по возможности максимальное значение. Однако необходимо учитывать, что увеличение скорости подъема груза приводит к снижению грузоподъемности лебедки. Это объясняется тем, что при одинаковой мощности, развиваемой одним человеком при вращении рукоятки, можно увеличить скорость подъема груза, уменьшая при этом грузоподъемность, или наоборот, основываясь на выражении

$$N = \frac{TV}{\eta}, \quad (1)$$

где N – мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки; V – скорость подъема груза, м/с; T – грузоподъемность лебедки, кг; η – КПД редуцирующего механизма.

С другой стороны мощность, развиваемая одним человеком при вращении рукоятки, может быть определена

как

$$N = \omega_2 Fl, \quad (2)$$

где F – усилие на рукоятке; l – длина рукоятки; ω_2 – частота вращения рукоятки.

С учетом формулы для определения усилия на рукоятке оно будет иметь вид:

$$F = \frac{TV}{\eta \omega_2 l}. \quad (3)$$

Очень важно, чтобы усилие на рукоятке лебедки не превышало величины, регламентированной нормами.

Однако скорость подъема груза V не является величиной постоянной. При многослойной укладке каната на последних витках его намотки на барабан значение скорости больше, чем при начальной намотке каната. Как видно из выражения (3), требуется приложение дополнительного усилия F , чтобы обеспечить намотку каната на барабан, когда конец каната находится на более удаленном расстоянии от оси его вращения. Кроме этого, сферическое движение барабана также влияет на неравномерность скорости подъема груза, следовательно, и на усилие на рукоятке. Необходимо получить аналитическую зависимость для расчета скорости подъема груза в зависимости от положения конца троса на барабане, а также от положения приводной рукоятки.

На рис. 3 показана кинематическая схема для определения скорости подъема груза.

На рис. 3 приводная рукоятка 1, длина которой равна l , приводит во вращение с угловой скоростью ω_2 входной вал 2, на эксцентриковой части которого размещен сферический подшипник. На наружной поверхности указанного сферического подшипника установлен сателлит 3, реборды которого имеют зубчатые венцы, контактирующие с конической частью роликов 4. Сателлит 3 представляет собой барабан, на котором закреплен канат 5. В точке

пересечения оси входного вала 2 и оси наклонного сателлита 3 (точка O) раз-

мещен второй сферический подшипник.

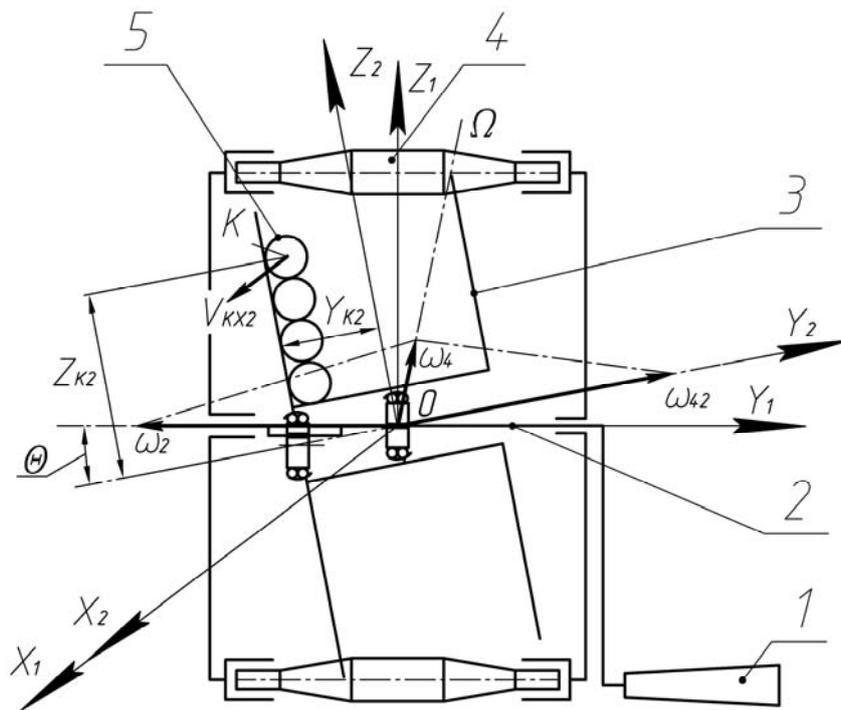


Рис. 3. Условная кинематическая схема для расчета скорости подъема груза лебедки с прецессионным редуцирующим механизмом

Прямая $O\Omega$ представляет собой мгновенную ось вращения сателлита 4. Учитывая то, что угол между осью вращения входного вала 2 и осью наклонной сателлита 3 обозначен как угол θ (угол нутации), связь между угловой скоростью вращения входного вала 2 ω_2 , угловой скоростью поворота сателлита вокруг мгновенной оси ω_4 , а также угловой скоростью вращения сателлита относительно наклонной оси сателлита 4 ω_{42} входного вала 2 запишется как

$$\vec{\omega}_4 = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{42}. \quad (4)$$

Проецируя уравнение на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$, получим следующее:

$$\omega_{4Y2} = -\omega_2 \cos \theta + \omega_{42};$$

$$\omega_{4Z2} = \omega_2 \sin \theta ;$$

$$\omega_{4X2} = 0.$$

Связь между угловыми скоростями ω_2 и ω_{42} в прецессионном редуцирующем механизме

$$\omega_{42} = \omega_2 \frac{z_5}{z_4}, \quad (5)$$

где z_5 – число конических роликов; z_4 – число зубьев каждого из венцов сателлита.

Передаточное отношение прецессионного редуцирующего механизма, применяемого в предлагаемой лебедке, определится по формуле

$$u = \frac{1}{1 - \frac{z_5}{z_4}}. \quad (6)$$

Следовательно,

$$\frac{z_5}{z_4} = 1 - \frac{1}{u}. \quad (7)$$

Тогда

$$\omega_{42} = \omega_2 \left(1 - \frac{1}{u} \right). \quad (8)$$

С учетом этого формулы (7) и (8) примут вид:

$$\begin{aligned} \omega_{4Y2} &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right); \\ \omega_{4Z2} &= \omega_2 (\sin \theta); \\ \omega_{4X2} &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

В соответствии с формулами Эйлера проекции скорости точки тела на подвижные оси координат $OX_2Y_2Z_2$ (например, точки K) при сферическом движении определяются как

$$\begin{aligned} v_{KX2} &= \omega_{4Y2} z_{K2} - \omega_{4Z2} y_{K2}; \\ v_{KY2} &= \omega_{4Z2} x_{K2} - \omega_{4X2} z_{K2}; \\ v_{KZ2} &= \omega_{4X2} y_{K2} - \omega_{4Y2} x_{K2}, \end{aligned} \quad (10)$$

где x_{K2}, y_{K2}, z_{K2} – координаты точки в подвижной системе координат $OX_2Y_2Z_2$.

Скорость точки K определяется из

$$V_K = \sqrt{V_{KX2}^2 + V_{KY2}^2 + V_{KZ2}^2}. \quad (11)$$

Учитывая, что $\omega_{4X2} = 0, x_{K2} = 0$, получим $V_K = V_{KX2}$.

Тогда

$$\begin{aligned} v_K &= \omega_{4Y2} z_{K2} - \omega_{4Z2} y_{K2}; \\ v_K &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \times \\ &\times z_{K2} - \omega_2 (\sin \theta) \cdot y_{K2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Скорость V_{sp} подъема груза отличается от полученной выше скорости V_K на величину скорости колебания ка-

ната, вызванного сферическим движением спутника. Указанная скорость колебательного движения каната определится по формуле

$$V_{кол} = \omega_2 y_{K2} \sin \theta \cos \varphi, \quad (13)$$

где φ – угол, фиксирующий угловое положение входного вала (угол прецессии).

Так как направление скорости $V_{кол}$ совпадает с осью X , то формула для определения скорости подъема груза V_{sp} имеет вид:

$$V_{sp} = V_K + V_{кол}, \quad (14)$$

т. е.

$$\begin{aligned} V_{sp} &= -\omega_2 \left(\cos \theta - \left(1 - \frac{1}{u} \right) \right) \times \\ &\times z_{K2} - \omega_2 (\sin \theta) \cdot y_{K2} + \\ &+ \omega_2 y_{K2} (\sin \theta) \cos \varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

Тогда с учетом (15) усилие на рукоятке лебедки определится из выражения

$$F = \frac{T}{\eta l} \left[\left(\left(1 - \frac{1}{u} \right) - \cos \theta \right) \cdot z_{K2} - \left(\sin \theta \right) \cdot y_{K2} (1 - \cos \varphi) \right]. \quad (16)$$

На рис. 4...6 показаны графики зависимости усилия на рукоятке лебедки от угла поворота рукоятки φ и от положения конца каната на барабане (координат z_{K2} и y_{K2}).

Как видно из графиков (см. рис. 4...6), максимальное значение усилия на рукоятке возникает при угловом положении рукоятки, фиксируемым углом $\varphi = 0$. Причем значение усилия на рукоятке возрастает при увеличении координат z_{K2} и y_{K2} . Это говорит о том, что усилие на рукоятке возрастает при положении конца троса на максимальном диаметре намотки на барабан и при его максимальном отклонении от оси симметрии барабана в осевом направлении.

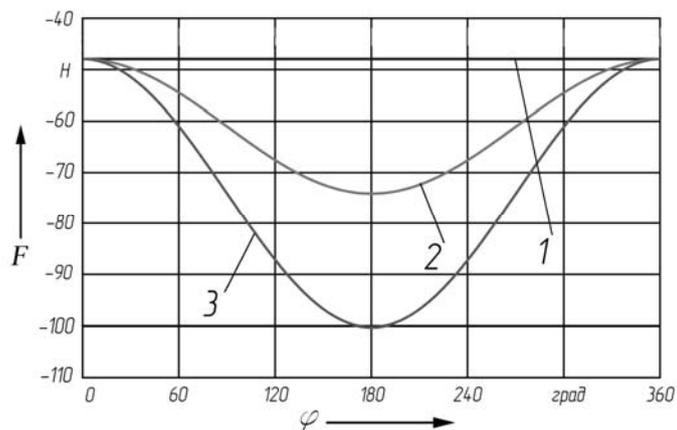


Рис. 4. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 30$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

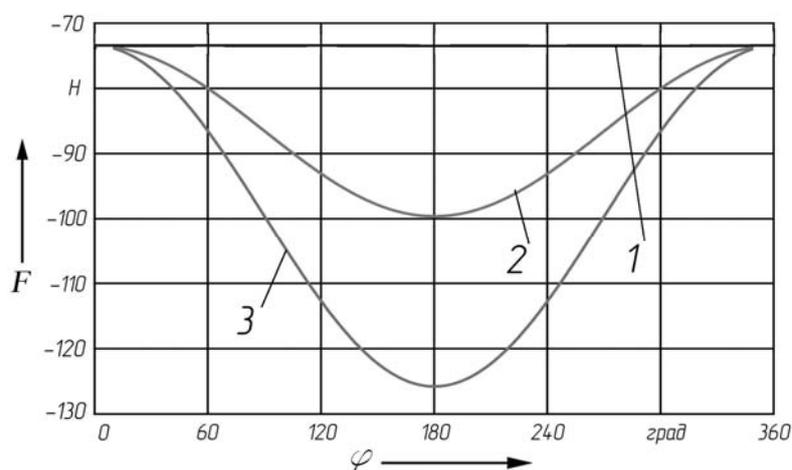


Рис. 5. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 45$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

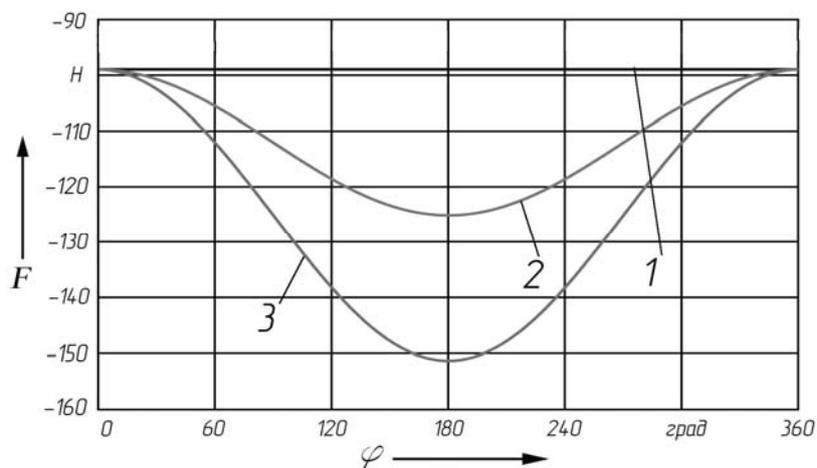


Рис. 6. Зависимость усилия на рукоятке лебедки от углового положения кривошипа при различных положениях конца каната на барабане лебедки: $z_{k2} = 60$ мм; 1 – $y_{k2} = 0$; 2 – $y_{k2} = 10$ мм; 3 – $y_{k2} = 20$ мм

Преобразовав формулу (16), получим выражение для расчета передаточного отношения прецессионного редуцирующего механизма

$$u = -Tz_{K2} / [F\eta l + Tz_{K2} \cos \theta + T \sin \theta y_{K2} (1 - \cos \varphi) - Tz_{K2}]. \quad (17)$$

Учитывая, что максимальное значение усилия на рукоятке возникает при угловом положении рукоятки, определяемом 180° , то окончательно формула для расчета передаточного отношения имеет вид:

$$u = -Tz_{K2} / [F\eta l + Tz_{K2} \cos \theta + 2T \sin \theta y_{K2} - Tz_{K2}]. \quad (18)$$

Формула (18) может быть использована при проектном расчете прецессионного редуцирующего механизма для разрабатываемой лебедки.

Выводы

На основании исследований получен структурный вариант лебедки для аварийно-спасательных устройств, разработанный на базе прецессионных передач с коническими роликами.

Проведены кинематические исследования прецессионной передачи и получена формула для определения передаточного отношения, которая может быть использована при проектном расчете лебедки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 11078 ВУ, МПК F 16 H 1/32, С 1. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № а 2006041 ; заявл. 28.04.06 ; опубл. 30.12.07. – 5 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.11.2010

S. D. Makarevich Fundamentals of the kinematic calculation of the precession reducing mechanism of the hoist for life-saving appliances

The paper describes the structural arrangement of the hoist for life-saving equipment developed on the basis of planetary precession transmission with taper rollers. Basic kinematic characteristics are defined and formulas are obtained for determining the gear ratio of the precession reducing mechanism which is used in the developed hoist.

УДК 658.8 : 621.45.07

А. Н. Максименко, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ЭТАПА ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА СДМ

В статье рассмотрены вопросы влияния стоимости изготовления и затрат на поддержание и восстановление работоспособности строительных и дорожных машин (СДМ) на продолжительность этапа эксплуатации их жизненного цикла. Предложены алгоритмы определения этапа эксплуатации машины с получением максимальной прибыли.

Современный подход к оценке эффективности эксплуатации техники предусматривает использование комплексного показателя – прибыли [1–3], которую важно определять с учетом стоимости изготовления и динамики изменения комплексного показателя надежности (коэффициента технического использования), коэффициента внутрисменного режима работы, технической производительности машины от ее наработки с начала эксплуатации, а также экономии строительных и эксплуатационных материалов при применении ресурсосберегающих технологий.

Для получения максимального эффекта необходимо сокращать этапы изготовления, доставки, монтажа, обкатки и утилизации машины и увеличивать рациональный этап ее эксплуатации [4].

Продолжительность этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ определяется качеством изготовления и системой поддержания и восстановления их работоспособности, зависящей от соотношения ресурсов сборочных единиц (СЕ) и машины в целом, максимальное приближение которых предусматривает современный подход при создании машины. В этом случае отказы машины до половины ее ресурса практически отсутствуют при соблюдении нагрузочных режимов работы на объекте и режимов проведения технических обслуживаний (ТО) и ремонтов. Если наработка свыше половины ресурса, для снижения эксплуатационных затрат и

исключения отказов машины на объекте важно определять остаточный ресурс СЕ при проведении плановых ТО и ремонтов с помощью гаражных или бортовых технических средств, позволяющих отслеживать работоспособное состояние СЕ, систем, агрегатов и машины в целом. При значительном отличии ресурсов СЕ отказы машины будут определяться минимальными значениями с увеличением простоев в ТО и ремонтах, а также эксплуатационных затрат, что снижает в целом рациональный этап эксплуатации ее жизненного цикла.

Все дополнительные затраты при изготовлении машины на бортовую систему диагностирования, повышение ресурса СЕ и положительные изменения выходных параметров должны способствовать получению максимальной прибыли.

Увеличение разовых затрат на положительное изменение выходных параметров машины способствует повышению производительности и снижению интенсивности роста эксплуатационных затрат, что позволяет увеличить наработку до ее списания и получить максимальную прибыль. Особенно это характерно для гидрофицированных машин, когда износ сопряжений основных СЕ (насоса, распределителя, гидроцилиндра или гидромотора) приводит к внутренним перетечкам рабочей жидкости (РЖ), снижению производительности и КПД гидропривода. Граничные условия снижения этих выходных параметров и проведения капитального ре-

монта (КР) СЕ гидропривода также можно определить с учетом получения максимальной прибыли.

Оптимальное решение по распределению ресурсов при создании и эксплуатации СДМ, а также определение технико-экономических показателей (ТЭП) с учетом влияния важнейших факторов возможно при использовании информационных технологий, которые позволяют для каждой машины создать базу данных с анализом изменений выходных параметров не только машины в целом, но и ее сборочных единиц, агрегатов и систем в соответствии с алгоритмами, приведенными в [5...8], а также данных предприятий-изготовителей по ресурсу СЕ, что поможет реализовать резервы повышения работоспособности машины и увеличить этап эксплуатации ее жизненного цикла.

Оценка эффективности использования машин на основе прибыли от их эксплуатации с учетом динамики изменения основных ТЭП позволит определить наработки окупаемости затрат на их приобретение, получения максимальной прибыли и проведения КР машины (рис. 1).

Основу предложенного алгоритма составляют зависимости наработок окупаемости и получаемой прибыли с учетом динамики изменения ТЭП от наработки машины с начала эксплуатации и этапов эксплуатации, рассмотренных автором ранее [4].

Нарботка окупаемости затрат $H_{ок}$, моточас, на приобретение машины может определяться по формуле

$$H_{ок} = \frac{C_{и}}{(C_{т} - C_{е}^{пр}) \Pi_{т} \cdot K_{с} \cdot K_{п}^x}, \quad (1)$$

где $C_{и}$ – стоимость изготовления машины, р.; $C_{т}$ – стоимость единицы полезно выполняемой работы, р./м³ (р./м²; р./т); $C_{е}^{пр}$ – приведенная себестоимость выполнения единицы полезной работы, р./м³ (р./м²; р./т); $\Pi_{т}$ – часовая техническая производительность машины,

м³/мч, (м²/ч, т/мч); $K_{с}$ – коэффициент, учитывающий изменение $\Pi_{т}$ от наработки машины с начала эксплуатации; $K_{п}^x$ – коэффициент, учитывающий работу двигателя на холостых оборотах, $K_{п}^x = 0,9 \dots 1,0$.

Прибыль, получаемую после $H_{ок}$ при эксплуатации машины, можно определить по формуле

$$\Pi = (C_{т} - C_{е}^{пр}) \Pi_{т} \cdot K_{с} \cdot K_{п}^x \cdot (H - H_{ок}), \quad (2)$$

где H – наработка машины с начала эксплуатации, моточас.

Алгоритм рассматривает четыре этапа эксплуатации машины с приращением наработки ΔH на всех этапах кратной периодичности проведения ТО.

На первом этапе (окупаемости затрат на приобретение машины) прибыль определяется по формуле

$$\Pi = (C_{т} - C_{е}^{пр}) \Pi_{т} \cdot K_{с} \cdot K_{п}^x \cdot H - C_{и}. \quad (3)$$

При значениях $\Pi = 0$ и ее производной $\Pi' > 0$ определяется наработка окупаемости по формуле (1).

Второй этап характеризуется ростом прибыли ($\Pi > 0$ и $\Pi' > 0$). Он заканчивается при значениях $\Pi > 0$ и $\Pi' = 0$, что соответствует максимальному значению прибыли на единицу наработки. В конце этого этапа в базу данных заносятся значения прибыли и наработки с индексом ($H_{опт}$, $\Pi_{опт}$).

Третий этап рассматривает варианты повышения роста прибыли за счет разовых затрат, которые способствуют повышению производительности и снижению затрат на поддержание и восстановление работоспособности машины. Для гидрофицированных машин целесообразно выполнить КР СЕ гидропривода.

С учетом разных ресурсов СЕ машины рассматриваемые интервалы наработки можно принимать с разовыми затратами по восстановлению работоспособности машины, не входящими в текущие эксплуатационные затраты.

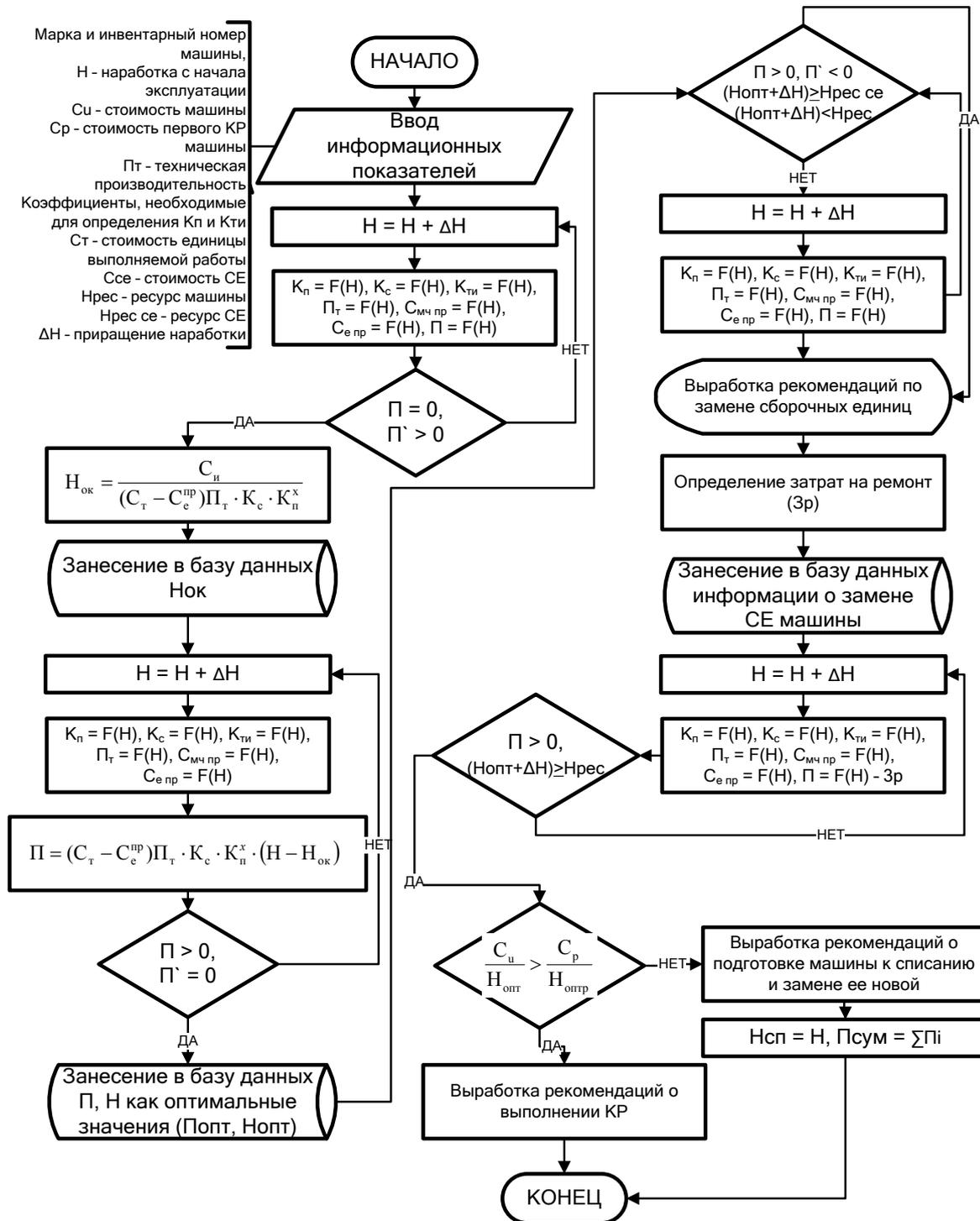


Рис. 1. Алгоритм определения наработок окупаемости, максимальной прибыли и проведения КР

В этом случае количество средних и капитальных ремонтов и наработка списания машины будет соответствовать максимальной и суммарной прибыли $\Pi_{\text{сум}}$ за рассматриваемый интервал с начала эксплуатации:

$$\Pi_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^m \Pi_{\text{сум}i}, \quad (4)$$

где m – количество средних и капитальных ремонтов.

Автор считает (исходя из исследований), что необходимо проводить для гидрофицированных машин средние ремонты с примерной наработкой половины ресурса машины, т. к. это способствует повышению производительности и расширению этапа эксплуатации жизненного цикла.

Анализ количественных изменений выходных параметров после ремонта с учетом его стоимости позволяет определять эффективность проводимых мероприятий по восстановлению работоспособности машины. Капитальный ремонт СДМ и агрегатов проводится, если он необходим для дорогостоящих базовых деталей.

Проведенные исследования показали, что произойдет улучшение выходных параметров машины после КР, но численные значения интенсивности их изменений при увеличении наработки будут значительно уступать начальным значениям новой машины.

Получаемая прибыль после капитального ремонта может определяться по формуле, аналогичной (3):

$$\Pi = (C_{\text{т}} - C_{\text{ер}}^{\text{нр}}) \cdot \Pi_{\text{тр}} \cdot K_{\text{ср}}^x \cdot (H_{\text{р}} - H_{\text{окр}}), \quad (5)$$

где $C_{\text{ер}}^{\text{нр}}$, $\Pi_{\text{тр}}$, $K_{\text{ср}}^x$, $K_{\text{ср}}$, $H_{\text{р}}$, $H_{\text{окр}}$ – соответствующие обозначения, как и в формулах (1) и (2), с численным значением после КР.

При проведении КР численные значения наработки до списания рассчитываются по формуле

$$H_{\text{сп}} = H + \sum_{i=1}^k H_{\text{р}i}, \quad (6)$$

где H – наработка до первого КР, моточас; $H_{\text{р}i}$ – наработка до i -го капитального ремонта; k – количество капитальных ремонтов машины за этап эксплуатации жизненного цикла, моточас.

Целесообразность проведения КР определяется минимальными удельными затратами на 1 моточас до значений $H_{\text{опт}}$ и $H_{\text{оптр}}$ по формуле

$$\frac{C_{\text{у}}}{H_{\text{опт}}} > \frac{C_{\text{р}}}{H_{\text{оптр}}}, \quad (7)$$

где $C_{\text{у}}$ – стоимость новой машины, р.; $C_{\text{р}}$ – стоимость КР машины, р.; $H_{\text{опт}}$, $H_{\text{оптр}}$ – наработки максимальных значений прибыли для новой машины и после проведения КР соответственно, моточас.

Алгоритм определения рациональной наработки до списания состоит из двух основных блоков расчета выходных параметров и прибыли до КР и после его проведения (рис. 2).

Количество КР определяется стоимостью их проведения, восстанавливаемым ресурсом и динамикой изменения ТЭП в процессе эксплуатации после ремонта. Стоимость КР СДМ составляет 0,4...0,6 от стоимости новой машины и 0,25...0,65 от стоимости агрегатов и СЕ [9]. Причем меньшее значение соответствует первому КР с увеличением стоимости последующих ремонтов. Ресурс любого восстанавливаемого изделия должен составлять не менее 80 % нового. В настоящее время в СДМ усложняются СЕ и агрегаты, широко применяются гидропривода и автоматизированные системы для управления машин. Все это влечет за собой усложнение поддержания и восстановления работоспособности СДМ.

В этих условиях важно организовать КР СЕ и агрегатов на специализированных предприятиях, обеспечивающих высокое качество и планируемый ресурс после ремонта.

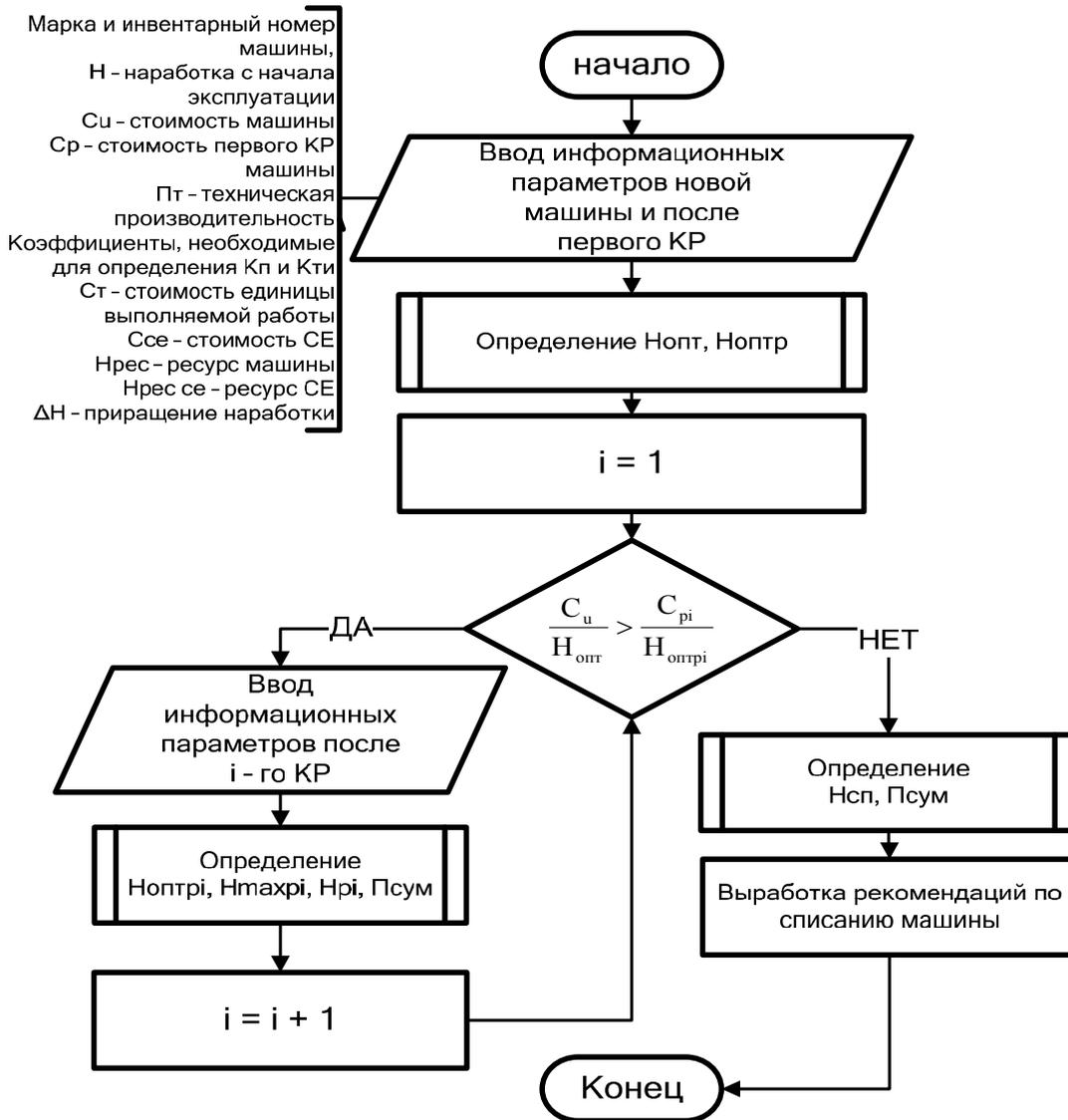


Рис. 2. Алгоритм определения наработки и суммарной прибыли до списания машины

После КР выходные параметры машины улучшаются, но численные значения и интенсивность качественного изменения значительно уступают начальным значениям новой машины. Более высокая интенсивность снижения эксплуатационной производительности и повышения затрат на поддержание и восстановление работоспособности значительно сокращает рациональную наработку между КР. При каждом КР отсчет наработки начинается с нуля для определения текущих значений ТЭП.

В реальных условиях эксплуатации машина может работать на различных объектах, выполняя различные тех-

нологические операции и объемы производства работ. Практически оценку эффективности ее использования целесообразно производить поэтапно с определением суммарной прибыли за любые интервалы наработки.

В этом случае суммарная прибыль определяется по формуле

$$P_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n P_{\text{сум}i}, \quad (8)$$

где $P_{\text{сум}i}$ – прибыль, получаемая от использования машины в i -м интервале наработки, p ; n – количество рассматриваемых интервалов, отражающих раз-

личные объекты производства строительных работ.

С увеличением наработки с начала эксплуатации происходит накопление прибыли от использования машины в соответствии с функциональным назначением. Своевременная замена СЕ и агрегатов на основе остаточного ресурса при плановых ТО и ремонтах позволит исключить отказы машины на объекте и достигнуть максимальной наработки и суммарной прибыли на этапе эксплуатации ее жизненного цикла.

Заключение

1. Оценку эффективности эксплуатации СДМ целесообразно проводить на основе максимальной прибыли, получаемой на этапе эксплуатации жизненного цикла.

2. Продолжительность этапа эксплуатации жизненного цикла СДМ зависит от качества поддержания и восстановления их работоспособности с учетом ресурсов СЕ и машины в целом, а также от динамики изменений выходных параметров в процессе наработки с начала эксплуатации после проведения капитальных ремонтов.

3. Рациональную продолжительность этапа эксплуатации жизненного цикла машины возможно определять с использованием информационных технологий в соответствии с приведенными алгоритмами (см. рис. 1 и 2).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Проников, А. С.** Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
2. **Кудрявцев, Е. М.** Комплексная механизация строительства / Е. М. Кудрявцев. – М. : Ассоциация строительных вузов, 2005. – 424 с.
3. **Вавилов, А. В.** Экономическое проектирование технологических машин строительного комплекса : монография / А. В. Вавилов, Д. В. Маров, А. Я. Котлобай ; под общ. ред. А. В. Вавилова. – Минск : Стринко, 2003. – 102 с.
4. **Максименко, А. Н.** Оценка эффективности использования изделий машиностроения / А. Н. Максименко, В. А. Максименко, А. А. Максименко // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 98–103.
5. **ДМД 02191.7.008-2009.** Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования. – Введ. 01.03.09. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.
6. Определение выходных параметров сезонной техники в дорожном строительстве / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – 2008. – № 3. – С. 26–31.
7. Повышение работоспособности гидродвижения строительно-дорожных машин / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – М. : Машиностроение. – 2008. – № 9. – С. 23–27.
8. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2009. – № 3. – С. 14–20.
9. **Зорин, В. А.** Основы работоспособности технических систем : учебник для вузов / В. А. Зорин. – М. : Магистр-Пресс, 2005. – 536 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 29.10.2010

A. N. Maksimenko The determination of the rational duration of the productive life of road construction machines

The paper studies how production costs of road construction machines and expenses on their maintenance and restoration of their working capacity affect the duration of their productive life. The algorithm of determining the stage of the machine productive life is developed with the purpose of getting the maximum profit.

УДК 629.3

**С. А. Рынкевич, канд. техн. наук, доц., В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф.,
О. А. Шаповалова, В. В. Региня, В. И. Курстак**

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МНОГОДИСКОВОГО ФРИКЦИОНА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рассмотрены пути решения проблемы повышения долговечности многодискового фрикциона гидромеханической передачи карьерного автосамосвала БелАЗ грузоподъемностью 55...60 тонн. В процессе функционирования фрикционы воспринимают значительные нагрузки. Поверхности трения фрикционов подвержены воздействию тепловых перегрузок и интенсивному изнашиванию. Для снижения тепловой и динамической нагруженности фрикциона рекомендовано использовать в парах трения фрикционные материалы с повышенной теплопроводностью и теплоемкостью; осуществлять увеличение суммарной (по всем парам трения) площади фрикционного контакта при фиксированном значении момента трения; интенсифицировать теплообмен пар трения с окружающей средой путем совершенствования системы масляного охлаждения трущихся твердых тел и создания структуры фрикционного материала, обеспечивающей жидкостный или граничный режим трения фрикционно-взаимодействующих твердых тел с наименьшей разницей между коэффициентами статического и динамического трения независимо от вязкости смазочного материала.

Введение

Наиболее ответственным элементом гидромеханической передачи (ГМП) мобильной машины, лимитирующим ее срок службы и надежность, являются фрикционы переключения ступеней и блокирования гидротрансформатора (ГДТ). Условия функционирования фрикционов ГМП чрезвычайно сложны. В процессе включения они воспринимают статические и динамические нагрузки, причем поверхности трения фрикционов подвержены воздействию большой удельной тепловой энергии и интенсивному изнашиванию. Одной из основных причин выхода фрикционов из строя является повышенный износ пар трения, испытывающих значительные механические и тепловые воздействия в режимах длительного воздействия и кратковременных перегрузок. Поэтому задача обеспечения работоспособности и повышения долговечности этого элемента ГМП чрезвычайно важна.

Фрикционы коробки передач и ГДТ ГМП большегрузных самосвалов БелАЗ, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях, – одни из самых ответственных, определяющих их на-

дежность и ресурс элементов. Чтобы снизить простои самосвалов, связанные с заменой фрикционов, вышедших из строя, необходимы определенные профилактико-диагностические мероприятия, которые лучше всего могут быть реализованы средствами бортовой микроэлектроники. Но чтобы внедрить такие средства, необходимо знать причины и факторы, снижающие ресурс фрикционных дисков.

Основная часть

Превышение нагрузок в звеньях трансмиссии расчетных значений при движении автосамосвала является причиной поломок механизмов и деталей и преждевременного выхода из строя автомобиля. Особенно значительные динамические нагрузки возникают при трогании автомобиля в тяжелых дорожных условиях и интенсивном разгоне. Применение ГДТ позволяет значительно повысить плавность неустановившихся режимов движения (разгон, торможение без выключения передачи), снизить величину динамических нагрузок при движении по неровностям и пересеченной местности, уменьшить ам-

плитуды крутильных колебаний и автоколебаний или предотвратить во многих случаях возможность их возникновения. Это приводит к увеличению срока службы механизмов и деталей трансмиссии и двигателя. Однако ГДТ не избавляет трансмиссию автомобиля от динамических нагрузок при переходных процессах, обусловленных включением фрикционов. В этой связи одна из важнейших задач повышения надежности гидромеханической передачи – снижение динамических нагрузок, возникающих при переключении ступеней. Поскольку величина этих нагрузок зависит в основном от параметров динамической схемы мобильной машины (податливости упругих звеньев и моментов инерции масс) и характера изменения момента трения фрикциона, то решение поставленной задачи следует искать в обеспечении соответствующего режима включения фрикционной муфты, а также в оптимальном расположении ее в кинематической схеме коробки передач, позволяющем уменьшить моменты инерции трансмиссии автомобиля.

Протекание процесса включения фрикциона обусловлено его конструктивными особенностями и характеристиками системы управления. Изменением момента трения фрикциона можно управлять специальными гидравлическими устройствами плавного включения фрикционов. Этот способ снижения динамических нагрузок является наиболее доступным и эффективным и поэтому широко применяется в конструкторской практике. Наиболее часто используются механизмы плавного включения золотникового типа. Эти механизмы регулируют давление рабочей жидкости в каналах подвода к гидравлическим исполнительным цилиндрам фрикционов или же непосредственно в самих цилиндрах, обеспечивая определенную закономерность изменения усилия сжатия дисков в процессе буксования фрикциона. На рис. 1 показана конструкция серийного фрикциона ГМП карьерного самосвала БелАЗ. Фрикцион имеет встроенный в поршень клапан плавного включения.

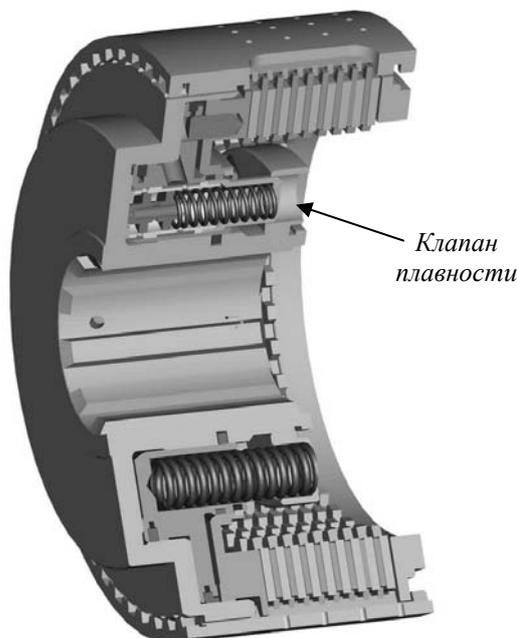


Рис. 1. Конструкция серийного фрикциона ГМП БелАЗ

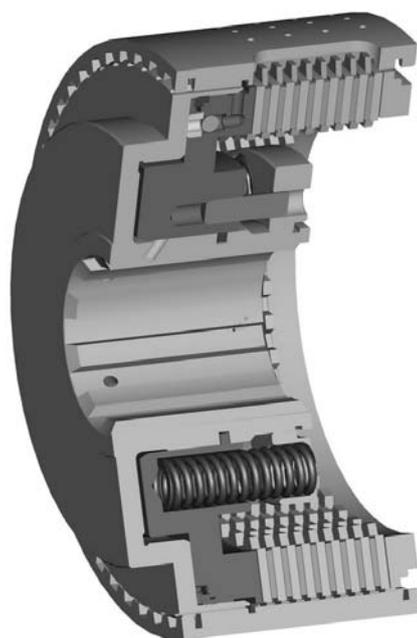


Рис. 2. Конструкция фрикциона ГМП с МСАУ

Вопросы расчета и проектирования клапанов плавного включения детально рассмотрены в [1]. Там же приведены многочисленные примеры их конструктивного исполнения.

Однако, как показывает опыт, гидравлические механизмы плавного включения фрикционных муфт с жесткой детерминированной характеристикой не могут в полной мере удовлетворять современным требованиям к качеству процесса переключения передач в различных условиях эксплуатации. Системы с «жесткой логикой» не могут адаптироваться к неизбежному изменению характеристик ГМП в эксплуатации. Это приводит к осложнениям, вызываемым дрейфом момента сжатия пакета дисков по мере уменьшения его толщины вследствие износа. А этот момент служит границей двух основных фаз процесса, в которых работают разные законы управления. Сложно обеспечить плавное (с небольшим динамическим моментом) переключение ступеней при значительном различии статического и динамического коэффициентов трения фрикционных пар. По этой причине в настоящее время существует тенденция отказа от устройств плавного включения фрикционных муфт. Это связано также с необходимостью упрощения конструкции коробки и снижения ее стоимости. Все дополнительные гидравлические элементы, такие как устройства плавного включения или гидроаккумуляторы, усложняют конструкцию, увеличивают габариты и металлоемкость КП, а следовательно, и ее стоимость.

Наиболее полное выполнение требований по качеству процессов переключения передач может быть достигнуто при использовании электрогидравлических пропорциональных клапанов (ЭПК) включения фрикционных муфт коробки передач, управляемых микропроцессорным контроллером [2].

На кафедре «Автомобили» Белорусско-Российского университета со-

вместно с НТЦ ОАО «Белорусский автомобильный завод» разработана мехатронная система автоматического управления и диагностирования гидромеханической передачей (МСАУД ГМП). Самосвалы с МСАУД ГМП в настоящее время проходят полигонные испытания. Конструкция фрикциона, адаптированного для работы с МСАУД, представлена на рис. 2.

Задачами системы управления ГМП являются формирование и исполнение индивидуальных для каждого фрикциона характеристик изменения скорости буксования при включении и выключении, которые удовлетворяют заданным критериям обеспечения высокого качества процесса и в то же время удерживают в допустимых пределах параметры буксования фрикционных пар. Важная их особенность – жесткое ограничение времени буксования (как правило, не более двух–трех секунд), превышение которого способно привести к выходу фрикциона из строя. Таким образом, уже на уровне выполнения этих основных функций реализуется защита фрикциона от перегрузок. Сложность выполнения этой задачи обусловлена тем, что максимальные динамические нагрузки во всей кинематической цепи моторно-трансмиссионной установки возникают именно при включении фрикционов (особенно в тяжелых ГМП), а при неуправляемом (в случае отказа аппаратных средств) включении могут достигать разрушающих значений. Поэтому характеристики управления предварительно рассчитываются и экспериментально отрабатываются на стадии создания ГМП. В гидравлических системах они реализовывались с помощью сложнейших механизмов плавности. Современные электронные системы управления ГМП являются адаптивными, обеспечивая непрерывное отслеживание изменений характеристик ДВС и элементов ГМП. Применяются алгоритмы непрерывного управления скоростью буксования дисков. Извест-

ны системы, в которых осуществляются контроль температуры буксующего пакета дисков и ограничение числа включений при приближении перегрева [3].

Однако усилие сжатия дисков не определяет в полной мере изменения момента трения фрикциона, который зависит не только от усилия сжатия дисков и конструктивных параметров и особенностей фрикциона, но также и от изменения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования. Основными факторами, влияющими на механические и фрикционные свойства пар трения, являются объемная и по-

верхностная температуры и температурный градиент. Эти же факторы определяют теплонапряженность дисков фрикциона. Поэтому вопрос снижения динамических нагрузок при включении фрикционов необходимо рассматривать в комплексе с вопросами долговечности дисков, которая определяется прежде всего их теплонапряженностью.

Схема маслоохлаждаемого многодискового фрикциона, применяемого в гидромеханической передаче карьерного самосвала БелАЗ-7555 грузоподъемностью 55...60 тонн, представлена на рис. 3.

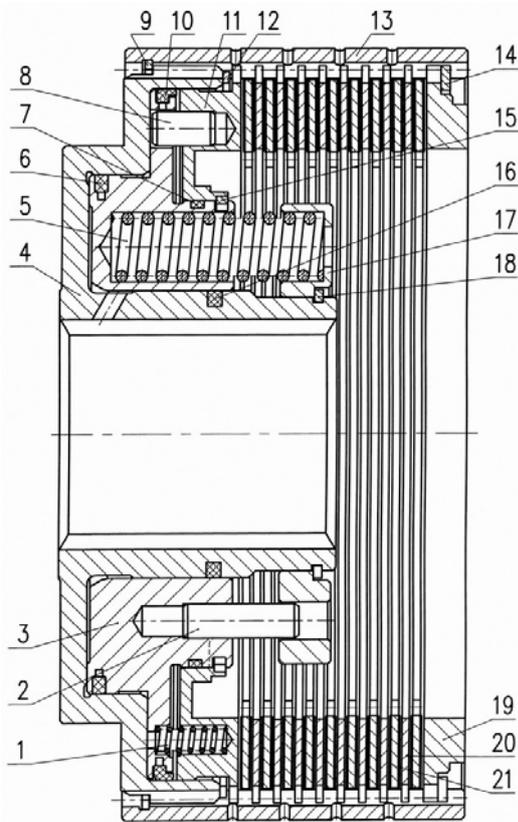


Рис. 3. Схема серийного фрикциона для ГМП карьерных самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 55...60 тонн: 1 – пружина нажимного диска; 2, 8 – штифты; 3 – поршень; 4 – барабан; 5 – пружина отжимная; 6, 7, 10, 16 – кольца уплотнительные; 9, 14, 18 – кольца опорные; 11 – диск нажимной; 12, 15 – кольца стопорные; 13 – венец барабана; 17 – опора пружин; 19 – диск упорный; 20 – диск ведущий; 21 – диск ведомый

Пакет, состоящий из ведущих 20 (фрикционных) и ведомых 21 (промежу-

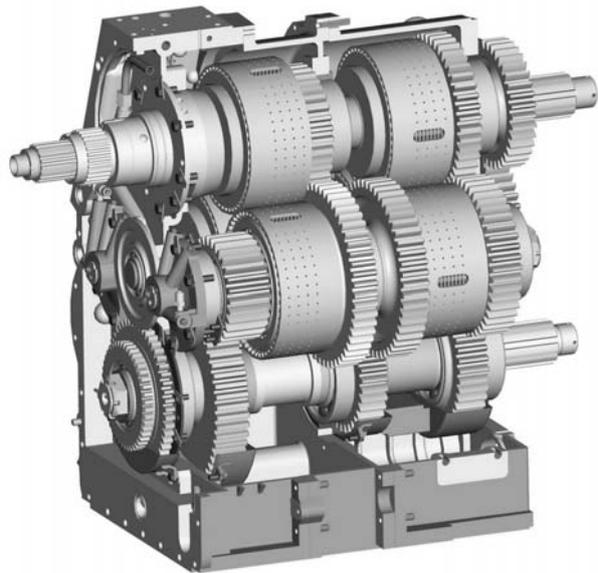


Рис. 4. Расположение фрикционов в коробке передач карьерного самосвала БелАЗ-7555

точных) дисков, расположен между жестко закрепленным упорным диском 19 и

диском нажимным 11 гидроцилиндра управления. Ведомые диски установлены на шлицах ступицы ведущего колеса передачи (на рисунке не показана) коробки передач, а ведущие диски установлены на шлицах венца 13 барабана фрикциона.

В момент включения фрикциона под действием усилия, передаваемого от гидравлического поршня, происходит осевое сжатие пакета, в результате чего фрикционный материал вращающихся ведомых дисков вступает во фрикционное взаимодействие с поверхностью ведущих дисков. В результате этого взаимодействия дисков образуется момент трения, действие которого приводит к увеличению угловой скорости вращения ведомой части фрикциона. В период буксования в области фрикци-

онного контакта ведущих и ведомых дисков происходит диссипация энергии, сопровождающаяся нагревом пар трения фрикциона. Характер нагрева, определяющийся температурным полем в пакете дисков, зависит от интенсивности фрикционного тепловыделения, теплофизических свойств материалов пар трения, особенностей их теплообмена с окружающей средой и других факторов.

Максимальное удельное давление на поверхности дисков для некоторых режимов работы ГМП может достигать 60 МПа. Наиболее характерными дефектами дисков фрикциона, которые имеют место в процессе эксплуатации гидромеханических передач, являются *отслоение металлокерамического слоя, разрушение стальной основы, чрезмерный износ, коробление* (рис. 5).

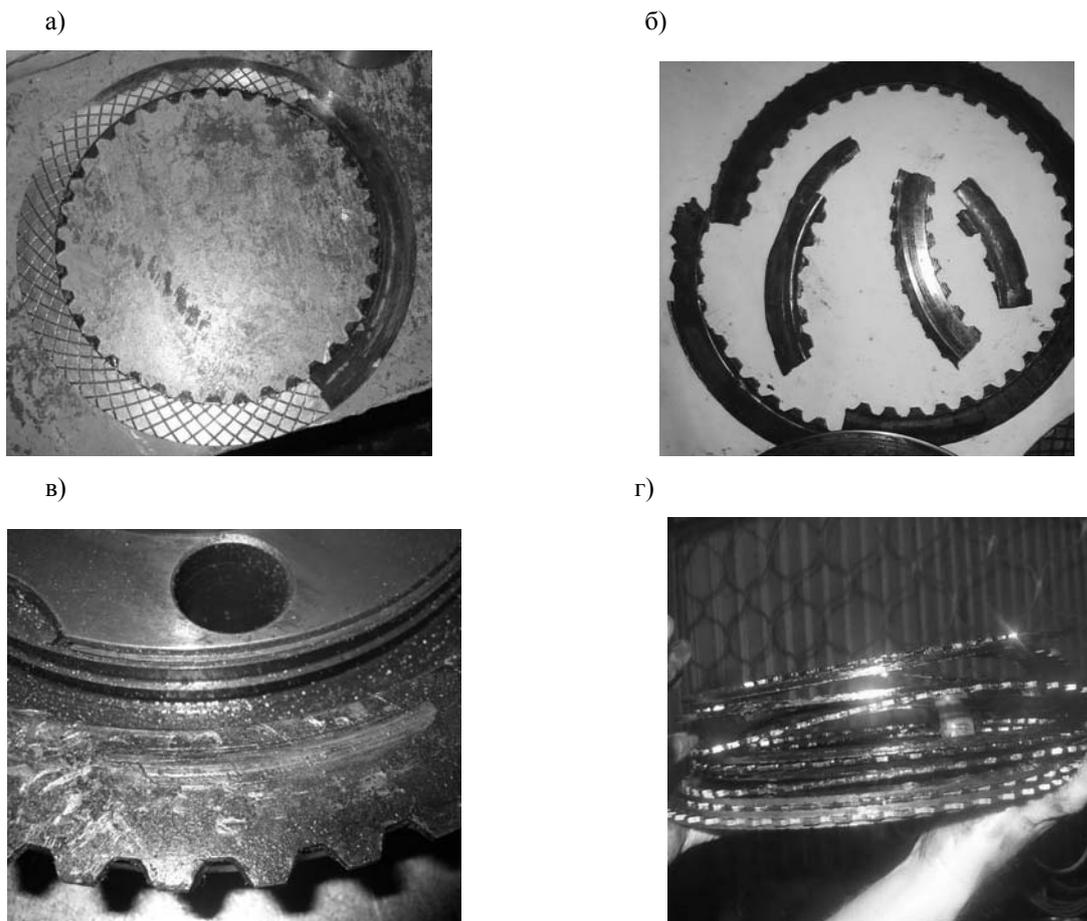


Рис. 5. Дефекты фрикционных дисков: а – отслоение металлокерамического слоя; б – разрушение стальной основы; в – износ; г – коробление

Причем первые два вида отказов (рис. 5, а, б) внезапные, а вторые два (рис. 5, в, г) – постепенные.

Долговечность пар трения фрикциона зависит от комплекса взаимосвязанных факторов: конструкции ведомых дисков, габаритных размеров и формы ведущих дисков, свойств материалов пар трения, величины и характера действующих нагрузок.

Основные требования к фрикционным материалам, работающим в среде масла, заключаются в снижении теплонагруженности фрикционных пар трения и, как следствие, интенсивности износа и коробления трущихся элементов, а также в предотвращении возникновения ударных нагрузок в агрегатах трансмиссии. Неизбежное при этом снижение силы трения компенсируют увеличением количества трущихся пар. Принудительный отвод тепла из области трения позволяет существенно повысить мощность, долговечность и надежность работы фрикционных пар машин. Требования по плавности включения трансмиссий и тормозов реализуются за счет уменьшения разницы между коэффициентами статического $\mu_{\text{стат}}$ и динамического $\mu_{\text{дин}}$ трения материалов, а также путем создания структуры фрикционного материала, снижающего вероятность перехода от жидкостного режима трения к трению без смазочного материала [4].

Эффективность маслоохлаждаемых фрикционных элементов во многом определяется структурой материала и геометрией поверхностей трения, а также маркой смазочного материала, его реологическими характеристиками и скоростью прокачки масла через объем, ограничивающий многодисковые пары трения. В гидромеханических передачах грузовых автомобилей и дорожных машин применяют муфты, пары трения которых составляют сталь и металлокерамика. Наиболее часто используются фрикционные металлокерамические материалы на основе медного порошка с

различными легирующими добавками (свинец, железо, олово, никель и т. д.) и неметаллическими компонентами (графит, сульфиды и др.). Как показывают исследования, износ такой пары трения равномерно распределен по всей поверхности. Достоинствами этих материалов являются высокая удельная мощность трения, теплопроводность и износостойкость при повышенной удельной работе трения, возможность применения при высокой температуре на поверхности трения (до 350°C на медной и до $800\text{--}900^{\circ}\text{C}$ на железной основах); высокая механическая прочность и хорошее сопротивление срезу и сдвигу, возникающим при включении фрикциона; возможность работы при повышенных удельных давлениях на поверхностях трения, достигающих $40\text{--}60\text{ кгс/см}^2$, а иногда и выше; невысокая твердость металлокерамических материалов (НВ $50\text{--}85$), обеспечивающая хорошую прирабатываемость в паре с углеродистой сталью. Однако металлокерамические фрикционные материалы при эксплуатации в масле имеют существенный недостаток: они не обеспечивают стабильность момента трения и плавность включения элементов трения, вследствие чего ухудшается динамика переходных процессов в машинах.

Динамические нагрузки в трансмиссии и максимальная мощность буксования фрикционных муфт коробки передач, возникающие в процессе переключения передач, в значительной степени определяются изменением коэффициента трения. Известно, что в процессе переключения передач коэффициент трения фрикционной муфты при использовании в ней металлокерамических фрикционных дисков в подавляющем большинстве случаев возрастает при снижении их скорости скольжения в этом процессе [5]. При этом в ходе эксплуатации могут иметь место различные изменения коэффициента трения, определяемые мощностью буксования муфты, температурой нагрева ее

фрикционных дисков, давлением, оказываемым на диски при их сжатии, относительной скоростью скольжения дисков, составом рабочей жидкости в контуре системы управления, температурой нагрева рабочей жидкости, наличием продуктов износа в муфте и т. д. Указанные изменения коэффициента трения, учесть которые практически невозможно, способствуют повышению нагруженности трансмиссии в процессе переключения передач. Обеспечение стабильности коэффициента трения во время буксования муфты при переключении передач значительно снижает динамические нагрузки и максимальную мощность буксования фрикциона при различных темпах его включения. При этом существенно повышается плавность движения мобильной машины в процессе переключения передач [6].

Снижение теплонапряженности во фрикционах осуществляется за счет уменьшения удельной силы трения путем реализации на фрикционном контакте граничного режима трения, при этом требуемое значение момента трения в элементе обеспечивается за счет увеличения количества трущихся пар. Фрикционы обычно располагаются в общем картере с коробкой передач или в полости гидротрансформатора (для муфты блокировки последнего), вследствие чего диски либо обильно смазываются рабочей жидкостью, используемой в гидромеханической передаче, либо погружены в жидкость. Таким образом, фрикционные диски работают в условиях жидкостного или граничного трения. Преимущества трения в масле проявляются только при наличии граничной масляной пленки на фрикционном контакте, стойкость которой в значительной степени зависит от температуры контактных поверхностей трущихся тел. Для смазки и охлаждения к дискам подается масло. В процессе буксования масло с поверхностей трения удаляется по канавкам металлокерамических дисков, в результате чего на по-

верхностях остаются жидкостные пленки. Это обеспечивает условия граничного трения. Особые свойства тонких слоев смазочной прослойки (толщиной около 0,1 мкм) позволяют получать сравнительно высокие стабильные значения коэффициента трения и незначительные износы. Исследованиями установлено, что уровень фрикционного тепловыделения в парах трения, несмотря на уменьшение величины среднего момента трения, существенно зависит от наличия стабильной пленки и интенсивности теплообмена во фрикционном контакте. Снижение охлаждающего действия масла в результате срыва масляной пленки приводит к возникновению участков сухого трения и, как следствие, к интенсификации процессов теплообразования. Когда поверхностные температуры превышают термостойкость масла и близки к температуре структурных превращений металлических дисков (контртел), температура трения становится критичным фактором, определяющим эффективность и долговечность фрикционного элемента трения. Вследствие повышенного теплообразования при срыве масляной пленки происходит снижение износостойкости и формостабильности металлических дисков контртел, а также изменение химического состава смазочного материала, которые по своим последствиям являются негативными и приводят к необратимому снижению момента трения даже при восстановлении жидкостного режима трения [4].

Характер нагрева, определяющийся распределением температурных полей в пакете дисков, зависит от интенсивности фрикционного тепловыделения, теплофизических свойств материалов пар трения, особенностей их теплообмена с окружающей средой и других факторов. Мощность источника фрикционного тепловыделения, действующего на площадке контакта между фрикционным материалом и ведомым диском, зависит от динамики буксова-

ния ведущих и ведомых дисков фрикциона, коэффициента трения, давления в контакте трущихся твердых тел и других факторов. Уровень критической температуры работы пар трения в среде моторного масла, характеризующийся интенсификацией процессов разрушения граничного смазочного слоя и переходом от граничного трения к трению без смазочного материала, по литературным данным составляет 230...280 °С. Величина поверхностной температуры зависит от изменения интенсивности тепловыделения в процессе буксования, определяемой режимом включения фрикциона и условиями работы автомобиля. При одних и тех же значениях начальной температуры и средней удельной мощности трения максимальная температура поверхностей фрикционных элементов в различных конструкциях фрикционов может существенно отличаться.

Как известно, поверхностная температура имеет самое непосредственное отношение к износу фрикционных элементов, оказывая существенное влияние на изменение коэффициента трения. На характеристики фрикционов в значительной мере влияет также температурный градиент. Наличие температурного градиента приводит к возникновению термических напряжений, которые могут вызывать коробление дисков. Особенности формирования температурного поля в элементах пар трения связаны с теплофизическими свойствами их материалов и условиями теплообмена с окружающей средой. В частности, низкая теплопроводность фрикционного материала приводит к значительному снижению температуры во фрикционном слое при удалении от поверхностного трения. Аккумулятиванию большей части тепловой энергии, генерируемой парой трения, промежуточным диском способствует хорошая тепловая проводимость стали по сравнению с материалом фрикционного слоя. Наличие теплоотвода в окружающую среду с поверхностей, соответствующих внешнему и внутреннему ра-

диусам трения, формирует более прогретый центральный и менее прогретый периферийные температурные участки в радиальном направлении элементов трения. Тепловая изоляция от источника фрикционного тепловыделения фрикционным слоем и хорошая тепловая проводимость стали способствуют формированию близкого к равномерному температурного поля в стальной основе фрикционного диска в начальные периоды времени. Опыт эксплуатации ГМП показывает, что в ряде случаев имеет место существенная тепловая деформация элементов пакета фрикциона, которая приводит к изменению номинальной геометрии фрикционного контакта, более интенсивному нагреву и износу пар трения, а то и к заклиниванию фрикциона. Градиент температуры является причиной их термической неустойчивости, проявляющейся в потере первоначальной плоской формы дисков вследствие тепловой деформации.

Выводы

1. Для снижения тепловой и динамической нагруженности фрикциона рассмотренной конструкции можно рекомендовать использовать в парах трения фрикционные материалы с увеличенной теплопроводностью и теплоемкостью; увеличивать суммарную (по всем парам трения) площадь фрикционного контакта при фиксированном значении момента трения; интенсифицировать теплообмен пар трения с окружающей средой путем совершенствования системы масляного охлаждения трущихся твердых тел (на основе оптимизации величины расхода и расположения каналов для подачи охлаждающего масла, увеличения площади поверхностей теплообмена промежуточных дисков и др.), а также путем создания структуры фрикционного материала, обеспечивающей жидкостный или граничный режим трения фрикционно-взаимодействующих твердых тел с наи-

меньшей разницей между коэффициентами статического и динамического трения независимо от вязкости смазочного материала.

2. В [7] решена проблема повышения технического уровня, коэффициента готовности машин, оснащенных ГМП, и предложен ряд мероприятий, повышающих долговечность фрикционов ГМП мобильной машины.

Заключение и практические рекомендации

На основе результатов исследований, полученных одним из авторов данной статьи С. А. Рынкевичем и изложенных в [7], определены допустимые и предельные значения диагностических параметров, переход за границы которых приводит к появлению отказов гидромеханической передачи и сокращает показатели ее долговечности и надежности. В частности, для фрикционов ГМП определен ряд предельно-допустимых значений. Найденные значения служат практической рекомендацией для эксплуатирующих организаций при регламентации нормативно-технических норм оценки технического состояния трансмиссий мобильных машин, что позволяет в эксплуатационных условиях прогнозировать техническое состояние, повышать эффективность использования машин и их коэффициент технической готовности, снижать длительность простоев и технического обслуживания и увеличивать продолжительность межремонтного периода. Кроме того, С. А. Рынкевичем впервые разработаны методология комплексного определения текущего состояния технического объекта, в основу которой положены новые методы сбора и представления информации, методы корреляционного и регрессионного анализа, нечеткой логики, нейросетевого моделирования и экспертные методы, и методика анализа эксплуатационной надежности ГМП, основанная на упорядо-

чении эксплуатационной информации путем оценок статистических характеристик изменения диагностических параметров и показателей надежности [7]. Реализация методики позволяет устанавливать влияние диагностических параметров на показатели эффективности ГМП, проводить анализ результатов испытаний партии объектов ГМП, выявлять характер случайного рассеивания значений диагностических параметров и время достижения предельного состояния, определяющего работоспособность. Методика апробирована применительно к фрикционам ГМП.

Была разработана методика оценки работоспособности гидромеханической передачи, основанная на предложенном С. А. Рынкевичем расширенном комплексе оценочных критериев, реализация которой обеспечивает всесторонний анализ физических свойств ГМП, в том числе фрикционных муфт, и эффективный контроль изменения диагностических параметров, предотвращая переход их значений за границы предельно-допустимых [7].

С. А. Рынкевичем также получены математические зависимости, характеризующие поведение показателей оценки работоспособности и закономерности изменения значений диагностических параметров в условиях функционирования ГМП, и синтезированы алгоритмы определения технического состояния на основе поэлементного диагностирования ГМП (и фрикционов в том числе), использующие интеллектуальные методы обработки и анализа информации [7]. Реализация алгоритмов для автомобилей-самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 тонн в эксплуатационных условиях (в частности, в карьере ОАО «Гранит» г. Микашевичи) обеспечила в режиме реального времени оперативную оценку работоспособности и эффективное определение технического состояния, повышение эксплуатационной безопасности и долго-

вечности (в том числе фрикционных), на 20...25 % увеличение интервала между техническими обслуживаниями и ремонтами машины, а также на 10...15 % сокращение затрат на обслуживание и повышение коэффициента технической готовности в 1,2...1,3 раза, что засвидетельствовано организациями сферы автомобилестроения в соответствующих актах внедрения и использования результатов научно-исследовательских работ.

Проведенные исследования послужили основой для реализации высокоэффективных прикладных разработок и обеспечения высокого технического уровня и конкурентоспособности создаваемых мобильных машин и их механизмов. Полученные результаты реализованы в созданных электронных системах управления и диагностирования ГМП автосамосвалов БелАЗ [7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. – Минск : Наука и техника. – 1973. – 320 с.
2. **Тарасик, В. П.** Новые механизмы управления фрикционными гидромеханических передач / В. П. Тарасик, К. Н. Кусков // Теория и практика машиностроения. – 2004. – № 3. – С. 15–19.
3. **Красневский, Л. Г.** Современные аппаратно-программные средства обеспечения работоспособности фрикционных узлов гидромеханических передач / Л. Г. Красневский // Композиционные фрикционные материалы : свойства, производство, применение : сб. докл. 2-го Междунар. специализир. науч.-техн. семинара, Минск 25–26 мая 2010 г. – Минск : Ин-т порошковой металлургии ГНПО ПМ. – 2010. – С. 144–147.
4. **Сергиенко, В. П.** Фрикционное взаимодействие в маслоохлаждаемых металлополимерных узлах трения / В. П. Сергиенко, Н. К. Мышкин, А. В. Купреев // Композиционные фрикционные материалы : свойства, производство, применение : сб. докл. Междунар. специализир. науч.-техн. семинара, Минск 15–16 апреля 2008 г. – Минск : Ин-т порошковой металлургии ГНПО ПМ. – 2008. – С. 28–36.
5. **Ксендзов, В. Н.** Исследование и выбор режимов переключения передач колесного трактора под нагрузкой : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Ксендзов. – Минск, 1979. – 17 с.
6. **Басалаев, В. Н.** Обеспечение заданной величины коэффициента трения фрикционных муфт в процессе переключения передач механической трансмиссии / В. Н. Басалаев // Механика машин, механизмов и материалов. – 2010. – № 1. – С. 29–33.
7. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 17.11.2010

**S. A. Rynkevich, V. P. Tarasik, O. A. Schapovalova,
V. V. Reginya, V. I. Kurstak**
**The increase of durability of the multidisc friction
clutch of the hydromechanical transmission of the
mobile machine**

The ways of solving the problem of increasing the durability of multidisc friction clutch of the hydromechanical transmission of the «BELAZ» quarry dump truck of the 55...60 t capacity are considered. In the process of operation friction clutches take significant loads. The friction surfaces of clutches are subject to the effect of thermal overloading and intensive wear. To reduce the thermal and dynamic loading of the friction clutch, friction materials with enhanced thermal conductivity and thermal capacity are recommended to be used in friction pairs. It is also recommended to increase the total area (for all friction pairs) of the friction contact with the fixed value of the moment of friction; to intensify the heat exchange of friction pairs with the environment by improving the system of oil cooling of rubbing solids and making the structure of the friction material ensure liquid or marginal conditions of friction of friction-interacting solids, the difference between the coefficients of static and dynamic friction being the least, regardless of the lubricant viscosity.

УДК 629.3

**В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., Н. Н. Горбатенко, канд. техн. наук,
О. А. Шаповалова, Р. В. Плякин, В. В. Региня**

ФРИКЦИОН ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМОЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Изложено описание конструкции фрикциона, разработанного авторами для гидромеханической передачи карьерных самосвалов БелАЗ. Описаны алгоритмы управления фрикционами, реализованные посредством мехатронной системы автоматического управления. Приведены результаты испытаний гидромеханической передачи с серийной и мехатронной системами управления.

Одним из наиболее эффективных способов повышения технико-экономических показателей автотранспортных средств является автоматизация управления их механизмами и системами. Существенное повышение показателей эффективности достигается, в частности, при автоматизации управления режимами двигателя и переключением передач в трансмиссии.

На карьерных самосвалах широкое применение получили гидромеханические передачи (ГМП). Переключение ступеней в коробке передач ГМП осуществляется многодисковыми фрикционами с гидравлическим приводом управления. При автоматизации ГМП возникает проблема эффективного управления фрикционами. Для этого конструкция фрикционов должна быть приспособлена для их автоматизации.

Фрикционы – наиболее сложные и в то же время уязвимые механизмы ГМП. Их надежность и долговечность существенно зависят от характеристик гидравлической системы управления процессами их включения и выключения.

Автоматическое управление ГМП позволяет не только повысить эффективность использования потенциальных возможностей автомобиля, что достигается путем рационального управления скоростными и нагрузочными режимами двигателя, но и существенно улучшить условия работы фрикционов ГМП:

предотвратить превышение предельно допустимых расчетных значений работы буксования фрикционов; снизить экстремальные значения температуры нагрева фрикционных дисков; уменьшить динамические нагрузки в трансмиссии при переключении передач; исключить возможность возникновения чрезмерно больших нагрузок, обусловленных ошибочными действиями водителя при командном управлении.

Эффективность и качество процесса функционирования автоматической системы управления переключением передач зависят от согласованного управления включаемыми и выключаемыми фрикционами. Согласованность их взаимодействия обеспечивается алгоритмом управления. Параметры алгоритма управления фрикционами выбирают из условия обеспечения плавности движения автомобиля при переключении передач, без рывков и значительных динамических нагрузок в трансмиссии. Для этого процесс переключения передач должен осуществляться без разрыва потока мощности, при плавном нарастании момента трения включаемого фрикциона и согласованном взаимодействии включаемого и выключаемого фрикционов. Выполнение этих требований достигается соответствующим выбором конструктивной схемы и параметров электрогидравлической исполнительной системы, способной реализо-

вать программу алгоритма управления. Эта система должна адекватно реагировать на сигналы управления фрикционными, формируемые электронным блоком управления. Конструкция фрикционных также должна быть приспособлена для согласованной работы всех элементов системы управления переключением передач.

В серийных гидромеханических передачах карьерных самосвалов БелАЗ грузоподъемностью 45...60 тонн управление переключением передач осуществляется посредством электрогидравлических распределителей дискретного типа, которые обеспечивают лишь изменение направления потока жидкости – либо от источника подачи к гидроцилиндру фрикциона при его включении, либо из гидроцилиндра фрикциона на слив при его выключении. Блок распределителей выполнен таким образом, что магистраль подачи жидкости к гидроцилиндрам проходит через все гидрораспределители управления фрикционами. В результате, если гидрораспределитель управления каким-либо фрикционом находится во включенном состоянии, гидроцилиндры всех остальных фрикционов оказываются соединенными со сливом независимо от состояния их распределителей. Но поскольку процесс включения фрикциона содержит этап заполнения гидроцилиндра, то такой механизм управления не позволяет переключать передачи без разрыва потока мощности. Следовательно, не выполняется важнейшее требование к системе автоматического управления гидромеханической передачей. Кроме того, дискретные электрогидравлические распределители не обеспечивают режим регулирования давления рабочей жидкости в гидроцилиндре фрикциона в процессе его включения, что не позволяет управлять качеством переходного процесса при переключении передач.

Другой особенностью серийных гидромеханических передач БелАЗ яв-

ляется специфическая конструкция фрикционов переключения передач (рис. 1).

Для обеспечения плавности включения фрикциона его гидроцилиндр разделен на две полости, которые связаны между собой посредством клапана. При перемещении поршня одна из полостей гидроцилиндра заполняется воздухом, который затем сжимается поступающей в нее рабочей жидкостью через клапан, что позволяет растянуть во времени нарастание усилия сжатия фрикционных дисков и повысить плавность включения фрикциона. Однако, поскольку давление источника подачи рабочей жидкости не регулируется, то характеристика процесса сжатия дисков остается практически постоянной независимо от скоростного и нагрузочного режимов трансмиссии. В результате желаемое снижение динамических нагрузок в трансмиссии при переключении передач не достигается.

На кафедре «Автомобили» Белорусско-Российского университета совместно с НТЦ ОАО «Белорусский автомобильный завод» разработана мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей (МСАУ ГМП). В ГМП, оборудованной МСАУ, управление фрикционами при переключении передач и блокировании гидротрансформатора производится посредством электрогидравлических пропорциональных клапанов (ЭГПК), которые осуществляют управление процессами включения и выключения фрикционов и регулирование давления в гидроцилиндрах фрикционов по командам электронного блока управления. Параметры алгоритма управления фрикционами выбраны из условия обеспечения переключения передач без разрыва потока мощности и плавного изменения моментов трения фрикционов. Это необходимые условия для движения автомобиля без рывков и значительных динамических нагрузок в трансмиссии.

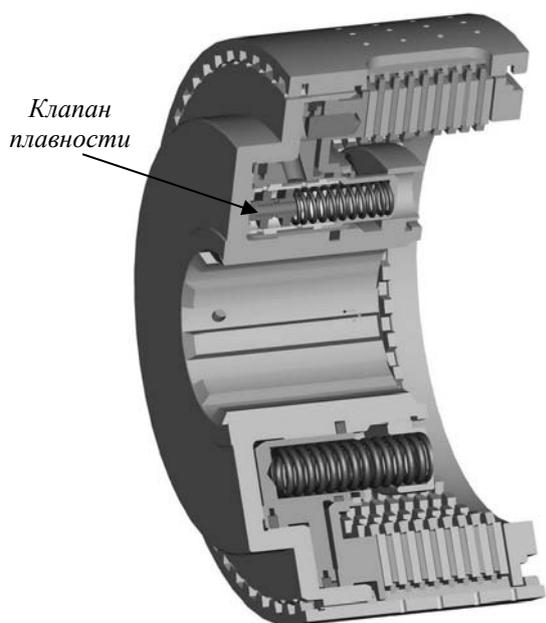


Рис. 1. Конструкция серийного фрикциона ГМП БелАЗ

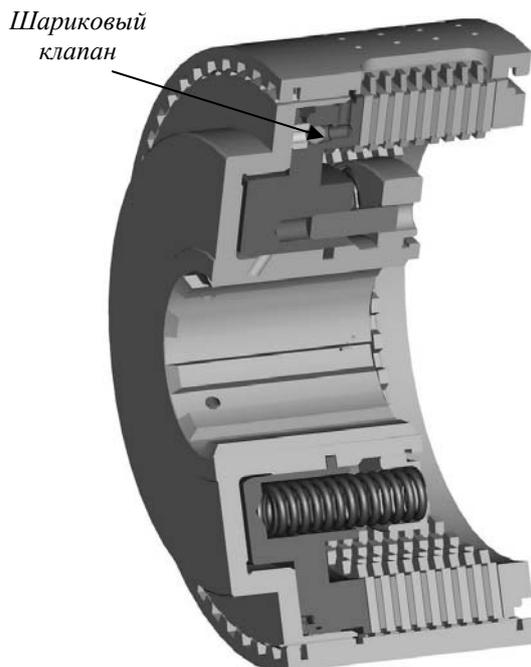


Рис. 2. Конструкция фрикциона ГМП с МСАУ

Поэтому возникла необходимость разработки конструкции фрикционов, осуществляющих переключение передач в ГМП, адаптированных к совместной работе с ЭГПК и электронным блоком управления (ЭБУ).

Кроме того, управление моментом трения фрикциона должно однозначно определяться выходным сигналом ЭГПК – давлением на его выходе, формируемым по командам ЭБУ. После снятия сигнала управления фрикцион должен надежно выключаться во всем диапазоне изменения скоростных режимов двигателя и трансмиссии. При выборе технического решения для разработки конструкции фрикциона было принято условие сохранения взаимозаменяемости с серийным фрикционом ГМП карьерного самосвала БелАЗ–7555 на уровне сборочной единицы.

В процессе проведенного комплекса исследований разработана конструкция фрикциона переключения передач ГМП, обеспечивающая выполне-

ние всех сформулированных требований (рис. 2).

Основные технические решения, принятые в разработанной конструкции:

- гидроцилиндр фрикциона выполнен с одной рабочей полостью, обеспечивающей однозначную зависимость между управляющим сигналом давления на выходе ЭГПК и усилием сжатия фрикционных дисков, определяющим характер регулирования момента трения фрикциона;

- в гидроцилиндре установлен шариковый клапан слива, обеспечивающий минимизацию усилия возвратных пружин поршня и подстраховку процесса выключения фрикциона в экстремальных условиях, например, при значительном увеличении скорости автомобиля на крутом спуске, при не критичных дефектах изготовления или сборки и др.;

- исключено устройство компенсации усилия центробежного давления жидкости на поршень, применяемое в

серийном фрикционе, что существенно упростило конструкцию фрикциона.

В разработанном алгоритме управления фрикционами ГМП предусмотрена возможность использования двух принципов регулирования давления в гидроцилиндре фрикциона: принцип разомкнутого управления и принцип управления по отклонению. Принцип разомкнутого управления обеспечивает реализацию заданной программы изменения давления независимо от результата управления, т. е. от протекания процесса буксования фрикциона во времени. В результате время и работа буксования существенно зависят от дорожных условий и режимов работы двигателя. Для реализации принципа управления по отклонению используется система с замкнутым контуром, снабженная обратной связью по отклонению параметра управления. В разработанной системе управления фрикцио-

ном ГМП в качестве сигнала обратной связи использовано отклонение скорости скольжения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона от заданной эталонной характеристики.

Таким образом, разработанная МСАУ позволяет реализовать два режима управления фрикционами: программный и с обратной связью по отклонению скорости скольжения дисков от эталонной характеристики. Последний в дальнейшем будем сокращенно называть режимом управления с обратной связью.

При программном управлении сигнал, который ЭБУ передает на обмотку электромагнита пропорционального клапана на этапе регулирования давления, имеет заранее заданную форму. График изменения силы тока $I_{\text{ЭМ}}$ в обмотке электромагнита в этом случае имеет вид, представленный на рис. 3.

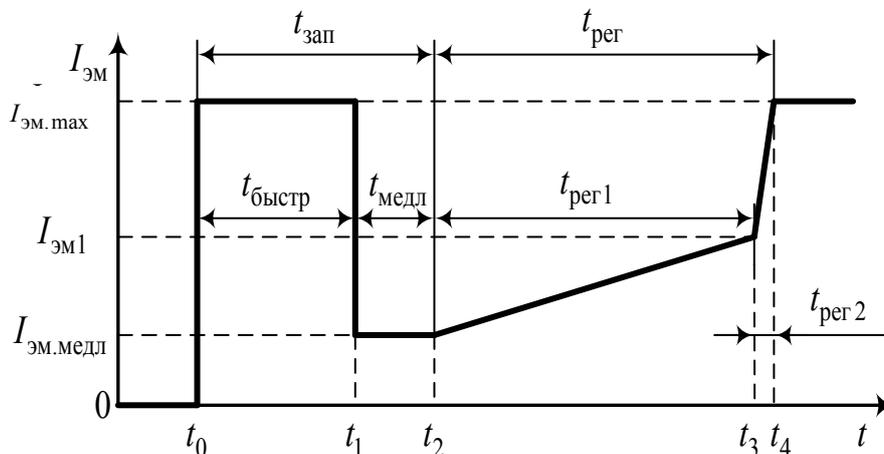


Рис. 3. Сигнал управления электромагнитным клапаном при программном режиме управления

На обмотку электромагнита пропорционального клапана в момент времени t_0 подается сигнал максимальной скважности, формируемый ЭБУ, и возникающая в обмотке сила тока максимальной величины $I_{\text{ЭМ.мах}}$ выдерживается в течение интервала времени $t_{\text{быстр}}$. Это обеспечивает поддержание высоко-

го уровня давления рабочей жидкости, устанавливаемого ЭГПК в выходной гидролинии, что способствует быстрому заполнению гидроцилиндра на начальном этапе. Окончательный этап заполнения, так называемый этап медленного заполнения, происходит в течение интервала времени $t_{\text{медл}}$ при меньшем

давлении, что способствует снижению величины всплеска давления, возникающего в гидроцилиндре фрикциона в момент его полного заполнения. При этом в обмотке электромагнита клапана формируется сила тока $I_{эм.медл}$.

На интервале регулирования давления $t_{рег}$ управление током в обмотке электромагнита осуществляется в два этапа. На первом этапе $t_{рег1}$ осуществляется плавное нарастание силы тока до величины $I_{эм1}$, что обеспечивает медленное нарастание давления в гидроцилиндре фрикциона и плавное снижение скорости скольжения фрикционных дисков до их полного замыкания. На втором этапе регулирования $t_{рег2}$ темп нарастания силы тока в обмотке электромагнита, регулируемый ЭБУ, значи-

тельно возрастает, а по окончании этого этапа сила тока достигает максимально возможного значения $I_{эм.max}$, что обеспечивает гарантированное замыкание фрикциона и удержание его во включенном состоянии при передаче нагрузки.

При использовании режима управления фрикционом по обратной связи сигнал на электромагнит клапана на этапе регулирования давления формируется в зависимости от отклонения скорости скольжения фрикционных дисков от эталонной характеристики. Этап же заполнения гидроцилиндра протекает аналогично программному режиму управления. Графики процесса управления фрикционом по обратной связи приведены на рис. 4.

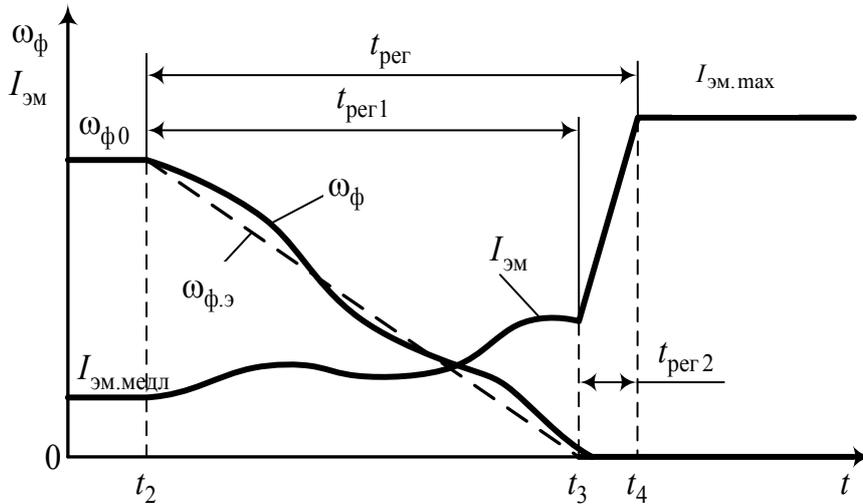


Рис. 4. Графики изменения параметров управления фрикционом ГМП посредством ПИД-регулятора

Для формирования сигнала управления электромагнитным клапаном в ЭБУ используется алгоритм ПИД-регулирования. Сигналом обратной связи является отклонение $\Delta\omega$ скорости скольжения фрикционных дисков ω_ϕ от заданной эталонной характеристики $\omega_{\phi.э}$:

$$\Delta\omega = \omega_\phi - \omega_{\phi.э} \quad (1)$$

Значение ω_ϕ равно разности скоростей ведущих $\omega_{вдщ}$ и ведомых $\omega_{вдм}$ фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона при его включении:

$$\omega_\phi = \omega_{вдщ} - \omega_{вдм} \quad (2)$$

Значения $\omega_{\text{вдц}}$ и $\omega_{\text{вдм}}$ вычисляет ЭБУ на основе информации об измеряемых величинах частот вращения валов коробки передач ГМП с учетом передаточных чисел между соответствующими дисками фрикциона и валами, с которыми кинематически связаны эти диски. В результате получаем следующее выражение для определения скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{\text{ф}}(t)$, изменяемой во времени t при буксовании фрикциона в процессе его включения:

$$\omega_{\text{ф}}(t) = \frac{\omega_{\text{вх}}(t)}{u_1} - \omega_{\text{вых}}(t)u_2, \quad (3)$$

где u_1 – передаточное число от входного вала коробки передач ГМП до ведущих дисков фрикциона; u_2 – передаточное число от выходного вала коробки передач до ведущих дисков.

Эталонная характеристика может быть линейной, кусочно-линейной, криволинейной. Наиболее часто используют линейную характеристику:

$$\omega_{\text{ф.э}}(t) = \omega_{\text{ф0}} - \frac{\omega_{\text{ф0}}}{t_{\text{пер1}}} t, \quad (4)$$

где $\omega_{\text{ф0}}$ – начальная скорость скольжения фрикционных дисков, фиксируемая контроллером в момент времени t_2 (см. рис. 4); t – текущее время процесса управления.

ПИД-регулятор ЭБУ управляет током в обмотке электромагнита пропорционального клапана таким образом, чтобы изменение скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{\text{ф}}(t)$ как можно точнее совпадало с заданной эталонной характеристикой $\omega_{\text{ф.э}}(t)$. В результате снижается всплеск вращающего момента на карданном валу трансмиссии в момент полного замыкания фрикционных дисков. После замыкания фрикционных дисков ЭБУ в течение периода времени $t_{\text{пер2}}$ постепенно увеличивает силу тока в обмотке электромагнита

$I_{\text{эм}}$ до максимального значения (см. рис. 4). Вычисление силы тока управления $I_{\text{эм}}(t)$ осуществляется по формуле

$$I_{\text{эм}}(t) = K_p \left[\Delta\omega(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t \Delta\omega(t) dt + T_d \frac{d\Delta\omega(t)}{dt} \right], \quad (5)$$

где K_p – коэффициент передачи регулятора; T_i, T_d – постоянные времени соответственно интегрирования и дифференцирования ошибки управления.

Одним из главных достоинств управления фрикционом по принципу обратной связи является возможность однозначного обеспечения заданного времени буксования фрикциона $t_6 = t_{\text{пер1}}$, что ограничивает предельное значение работы буксования. Одновременно снижается величина динамической нагрузки механизмов трансмиссии благодаря адаптации параметров управления давлением рабочей жидкости в гидроцилиндре фрикциона с учетом изменения коэффициента трения дисков в процессе буксования. Такое управление позволяет увеличить срок службы фрикционных накладок за счет снижения теплонапряженности пар трения, а также других деталей трансмиссии в связи со снижением максимальных значений нагрузок.

Испытания созданной МСАУ проводились в экспериментальном цеху Белорусского автомобильного завода на моторно-трансмиссионном стенде, предназначенном для исследования процессов переключения передач и блокирования гидротрансформатора ГМП карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 тонн.

При анализе экспериментальных данных в качестве оценочных критериев качества переходных процессов, вызванных включением фрикционов ГМП, были приняты:

– максимальный динамический момент на выходном валу ГМП $M_{\text{вых.max}}$;

- коэффициент динамичности момента на выходном валу ГМП k_d ;
- время буксования включаемого фрикциона t_6 .

Значение k_d вычислялось по формуле

$$k_d = \frac{M_{\text{вых.мах}}}{M_{\text{вых.уст}}}, \quad (6)$$

где $M_{\text{вых.уст}}$ – установившийся момент на выходном валу ГМП.

Параметры k_d и $M_{\text{вых.мах}}$ представляют собой критерии динамической нагруженности трансмиссии, а параметр t_6 косвенно характеризует тепловую на-

груженность фрикциона.

Во время испытаний были получены осциллограммы переходных процессов при переключении передач с первой по шестую и при включении передачи заднего хода, отображающие процессы в гидроприводе управления фрикционом, а также изменения относительной угловой скорости фрикционных дисков и вращающего момента, передаваемого ГМП.

На рис. 5 приведены графики, полученные при испытаниях ГМП в процессе переключения передач в режиме управления по обратной связи.

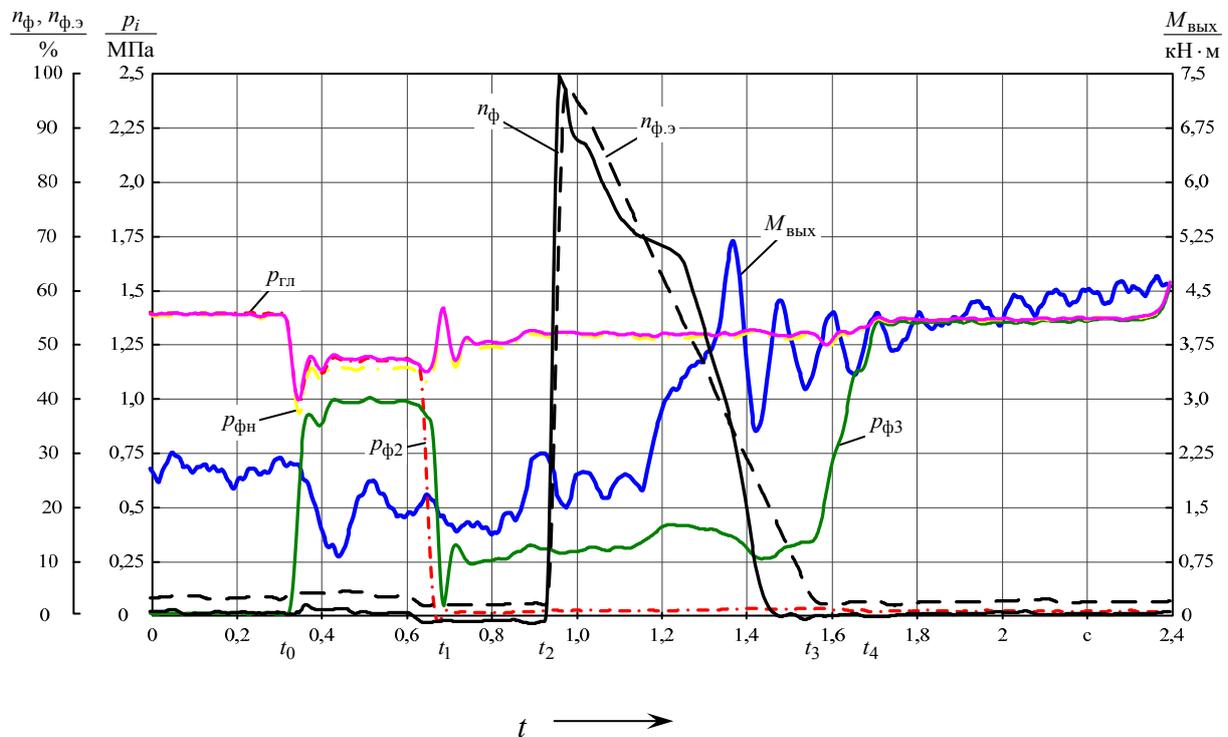


Рис. 5. Осциллограмма переходного процесса при переключении передач 2→3 в режиме управления по обратной связи

Рассмотрим пример переключения передач 2→3 в режиме управления по обратной связи (рис. 5). При данном переключении задействованы два фрикциона: выключаемый Ф2 и включаемый Ф3. Процесс переключения передач начинается в момент времени t_0 , когда ЭБУ формирует сигнал на подъем давления

$p_{\text{Ф3}}$ в гидроцилиндре включаемого фрикциона Ф3. Процесс управления давлением во включаемом фрикционе на этапе заполнения ($t_0 - t_2$) описан выше (см. рис. 3). Для снижения времени разрыва потока мощности давление $p_{\text{Ф2}}$ в гидроцилиндре выключаемого фрикциона Ф2 поддерживается на максимальном

уровне до окончания этапа быстрого заполнения (момент времени t_1). После этого ЭБУ обесточивает электромагнит управления фрикциона Ф2.

После окончания этапа медленно-го заполнения (момент времени t_2) алгоритм, реализующий ПИД-регулятор, высчитывает относительную скорость скольжения фрикционных дисков $\omega_{\text{ф}}$ и принимает это значение за 100 %. Дальнейшие вычисления ведутся в относительных единицах. Это позволяет упростить вычислительный процесс алгоритма ПИД-регулятора и повысить его точность. Далее в промежуток времени $t_2 - t_3$ ПИД-регулятор ЭБУ управляет током в обмотке электромагнита пропорционального клапана таким образом, чтобы изменение скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{\text{ф}}$ как можно

точнее совпадало с заданной эталонной прямолинейной характеристикой $\omega_{\text{ф.э}}$. После замыкания фрикционных дисков (момент времени t_3) ЭБУ постепенно увеличивает силу тока в обмотке электромагнита управления включаемым фрикционом Ф3 до максимального значения.

При проведении испытаний опыты по переключению передач повторялись от 3-х до 5-ти раз. В табл. 1 приведены полученные при испытаниях усредненные значения коэффициента динамичности $k_{\text{д}}$, позволяющие дать оценку качества переходных процессов при переключении передач ГМП посредством МСАУ в сравнении с показателями, достигаемыми с серийной системой управления ГМП.

Табл. 1. Значения коэффициента динамичности $k_{\text{д}}$ переходных процессов при переключениях передач

Переключаемая передача	Серийная ГМП	Модернизированная ГМП с МСАУ	
		Программное управление фрикционами	Управление фрикционами по обратной связи
N – 1	1,995	1,800	1,445
1 – 2	2,210	1,715	1,470
2 – 3	2,100	1,645	1,445
3 – 4	2,020	1,825	1,555
4 – 5	2,005	1,675	1,405
5 – 6	1,925	1,585	1,415
6 – 5	1,975	1,670	1,490
5 – 4	2,110	1,685	1,525
4 – 3	2,020	1,960	1,780
3 – 2	2,050	1,795	1,660
2 – 1	2,045	1,840	1,525
N – R	1,975	1,715	1,680

Для ГМП с серийной системой управления значения коэффициентов динамичности при переключениях передач, как правило, превышают величину 2. Высокие значения коэффициентов динамичности обусловлены несоответствием параметров процесса регулирования давления в гидроцилиндре клапаном плавности

величине вращающего момента, нагружающего фрикцион при переключении передачи. Другим фактором, влияющим на эффективность результатов управления, является то, что переключения передач в ГМП с серийной системой управления осуществляются с разрывом потока мощности. Время разрыва потока мощно-

сти определяется временем заполнения рабочей жидкостью гидроцилиндров фрикционов и составляет 0,25...0,45 с. Меньшие значения характерны для переключений, в которых участвуют два фрикциона (при переключениях 1–2, 2–3, 4–5, 5–6 и обратные переключения), а большие – для переключений с четырьмя управляемыми фрикционами (переключения 3–4 и 4–3). С увеличением износа фрикционных дисков в процессе эксплуатации время заполнения гидроцилиндров фрикционов $t_{зап}$ возрастает, следовательно, увеличивается время разрыва потока мощности, что приводит к ухудшению показателей качества переходных процессов.

Одной из задач системы управления автоматической коробкой передач является обеспечение необходимого перекрытия передач при переключении. Под перекрытием понимается временной интервал, в котором еще полностью не разблокирован выключаемый фрикцион предыдущей передачи, а включаемый фрикцион уже развивает момент трения и воспринимает нагрузку, передаваемую через трансмиссию. Оба фрикциона – выключаемый и включаемый – могут одновременно при этом выполнять работу трения, т. е. находиться в режиме буксования. Разработанная МСАУ ГМП позволяет реализовать режим перекрытия моментов трения фрикционов и управлять величиной

времени перекрытия. При реализации этого режима к ведущим колесам непрерывно подводится поток энергии от двигателя, что позволяет существенно улучшить технико-экономические показатели карьерных самосвалов: повысить среднюю скорость движения, производительность, плавность хода, снизить расход топлива.

При испытаниях применялись два способа управления давлением: программный и с обратной связью по отклонению скорости скольжения дисков фрикционов от эталонной характеристики. Сравнивая результаты, полученные при обоих способах управления (см. табл. 1), следует отметить, что при управлении по обратной связи нагруженность трансмиссии снижается, а плавность переключения передач получается гораздо выше.

Таким образом, результаты проведенных испытаний показали, что разработанная конструкция фрикциона (см. рис. 2) в сочетании с мехатронной системой управления обеспечивает надежную работу как на режиме включения, так и при выключении фрикциона, существенно улучшает показатели качества переходных процессов при переключении передач, что позволяет повысить надежность и долговечность всех элементов трансмиссии, включая и фрикционы ГМП.

Белорусско-Российский университет
ОАО «Белорусский автомобильный завод»
Материал поступил 16.11.2010

**V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, O. A. Shapovalova,
R. V. Pliakin, V. V. Reginya**
**The friction clutch of the hydromechanical
transmission with the mechanotronic system
of automatic control**

The design of the friction clutch developed by the authors for the hydromechanical transmission of the BELAZ quarry dump trucks is presented. Algorithms of friction clutches control, implemented by means of the mechanotronic system of automatic control are given. The paper gives the results of testing the hydromechanical transmission with both serial and mechanotronic control systems.

УДК 621.791.753.0

А. И. Хабибуллин, Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф.**ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ОБРАТНОГО ВЫДАВЛИВАНИЯ ЗАГОТОВОК, ПОЛУЧЕННЫХ ИЗ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННОЙ МЕДИ**

Рассмотрены силовые характеристики процесса обратного выдавливания экструдированных заготовок из дисперсно-упрочненной меди. Для определения усилий деформирования использовалась методика, разработанная на основе положений теории пластического течения, которая позволила принять обоснованные решения по выбору штамповочных переходов, прессового оборудования и обеспечения прочности штампового инструмента для выдавливания.

Введение

Технологические свойства дисперсно-упрочненной меди, характеризующие обрабатываемость ее давлением, отличаются от медных сплавов, получаемых металлургическим способом, следующими особенностями [1]: меньшей допустимой скоростью нагрева (не более $110\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ при диаметре прутка до 18 мм), ограниченными степенями деформаций, широким температурным интервалом обработки давлением $350\text{...}850\text{ }^{\circ}\text{C}$, большим сопротивлением деформации, выраженной анизотропией физико-механических свойств. Эти особенности физико-механических свойств дисперсно-упрочненных конструкционных материалов (ДУКМ) обусловлены наличием субмикро- или микрокристаллической структуры матрицы с развитой поверхностью границ зерен и субзерен. Границы являются эффективным барьером для движения дислокаций, причем дисперсные включения стабилизируют эти границы при высоких температурах, что приводит к значительному повышению горячей твердости, прочности, препятствует развитию диффузионных процессов и протеканию рекристаллизации.

Деформируемость при температуре нагрева заготовки $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ характеризуется следующими параметрами: допускаемая степень деформации при свободной осадке вдоль оси – до $50\text{...}56\text{ }%$; уголгиба –

до $22\text{...}27\text{ }%$ (при радиусегиба, равном диаметру прутка); угол закрутки – до $15\text{...}16^{\circ}$ (при диаметре прутка 16 мм). Эти свойства обуславливают невозможность обработки давлением дисперсно-упрочненных материалов в холодном состоянии (за исключением калибровки) и удовлетворительную деформируемость в интервале температур $(0,81\text{...}0,64)T_{\text{пл}}$ основы [2].

При проектировании штампового инструмента, используемого для выдавливания отверстий в заготовках электродов для точечной контактной сварки, следует учитывать различие в коэффициентах линейного расширения материалов заготовки и инструмента (соответственно $16,8 \cdot 10^{-6}$ и $12,4 \cdot 10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$) и разницу их температур [3].

Верхняя граница температурного интервала объемной штамповки для дисперсно-упрочненных материалов на основе меди не должна превышать $810\text{ }^{\circ}\text{C}$, т. к. нагрев на более высокие температуры приводит к снижению эксплуатационных свойств изделий. Нижняя граница температур должна быть не менее $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ в связи со снижением стойкости штампового инструмента из-за существенного повышения сопротивления деформированию материала [1].

В идеальном случае оснастка должна иметь температуру нагретой заготовки, но высокая стоимость и дефицитность штамповых сталей, работающих при высоких температурах, обуславливает их

замену полутеплостойкими штамповыми сталями типа 5ХНМ, работающих при температурах до 450 °С.

При обработке давлением изделий, обладающих малой массой, во избежание снижения температуры в процессе штамповки возможна замена штамповых сталей быстрорежущими, позволяющими производить нагрев штампового инструмента до температур 600 °С.

Наилучшей обрабатываемостью давлением материалы обладают в интервале температур 750...810 °С. Так как обработка проводится ниже температуры рекристаллизации материала, снижения механических свойств не наблюдается.

Обычно обрабатываемость материала пластической деформацией при объемной штамповке оценивается применительно к определенной операции группой показателей [4, 5] и является понятием относительным. Как правило, испытания на штампуемость сводятся к проведению технологической пробы. Для определения возможности получения отверстий, необходимых при изготовлении электродов контактной точечной сварки методами горячей объемной штамповки, были проведены технологические пробы на операции прошивки (обратное выдавливание).

Целью данного исследования являлось установление особенностей процесса обратного выдавливания экструдированных заготовок, изготовленных из дисперсно-упрочненной меди.

Методика исследования

Определение усилий, необходимых для прошивки заготовок, изготовленных из дисперсно-упрочненной меди, требуется для принятия обоснованных решений по выбору штамповочных переходов, прессового оборудования и обеспечения прочности применяемого штампового инструмента. При расчете усилий использовалась методика, разработанная А. М. Дмитриевым

и А. Л. Воронцовым на основе соотношений теории пластического течения [6...8].

Обратным выдавливанием получали глухое отверстие диаметром 10 мм и глубиной 55 мм [9...11]. Исходная заготовка представляла собой цилиндр диаметром 16 мм и высотой 43 мм. Заготовку нагревали до 800 °С в трубной электрической печи. Операцию прошивки производили в штампе, нагретом до 400 °С, в качестве смазки использовалась консистентная смазка «Литол-24».

Расчет деформирующей силы

На основе соотношений теории пластического течения в [6...8, 12] был проведен анализ кинематического и напряженного состояний заготовки при выдавливании пуансоном с плоским торцом (рис. 1). В результате была получена формула для определения удельной деформирующей силы

$$q = 1,1\sigma_s \left[2 + \ln R + \frac{1 + 2\mu R}{2(R^2 - 1)} h + \frac{0,5 + \mu_1}{4h} \right] + q_{TP}. \quad (1)$$

В этих расчетах учитывалось, что в результате сложного распределения давления на стенку матрицы происходит бочкообразное деформирование ее канала, обуславливающее перемещение выдавливаемого материала в сужающееся пространство. Это вызывает дополнительное повышение силы выдавливания.

Влияние деформации канала матрицы на удельную силу выдавливания учитывает член

$$q_{TP} = 1,1\sigma_s \frac{\mu R^3}{(R^2 - 1)^2} s. \quad (2)$$

Усилие выдавливания возрастает до тех пор, пока значение рабочего хода не достигнет величины

$$s_{TP} = \frac{(R^2 - 1)^2}{R^2(1 + \mu R)}, \quad (3)$$

которой соответствует максимальное значение

$$q_{TP} = 1,1\sigma_s \frac{\mu R}{1 + \mu R}. \quad (4)$$

Если значение рабочего хода $s < s_{тр}$, то необходимо использовать выражение (2), если же $s > s_{тр}$, то следует использовать формулу (4).

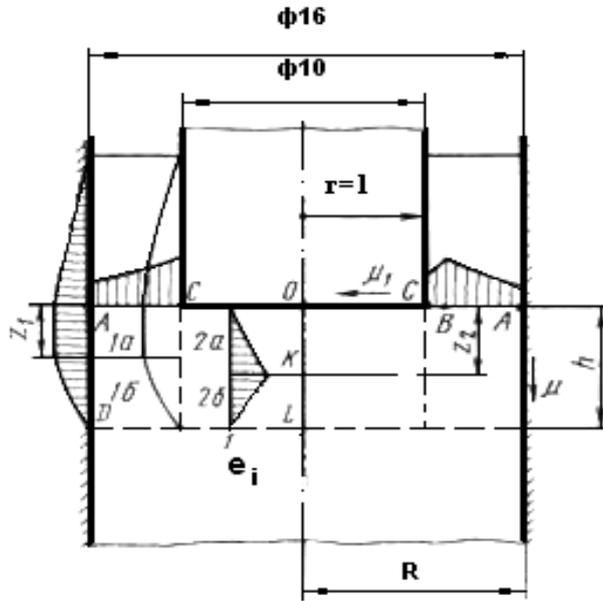


Рис. 1. Схема распределения деформаций на различных участках оснастки при обратном выдавливании

Для исследуемого материала удельная деформирующая сила q при выдавливании отверстия пуансоном с плоским торцом равна:

$$q = 1,1 \cdot 100 \cdot \left[2 + \ln 1,6 + \frac{1 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1,6}{2(1,6^2 - 1)} \times 0,63 + \frac{0,5 + 0,5}{4 \cdot 0,63} \right] + 35,6 = 409. \quad (5)$$

Максимальное расчетное усилие, действующее на пуансон при выдавливании отверстия диаметром $d = 10$ мм в заготовке с температурой конца обработки давлением 700°C , составляет:

$$P = q \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 409 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = 32110 \text{ Н}. \quad (6)$$

Экспериментальные данные, полученные при скорости деформирования $0,017$ м/с, показали высокую сходимость значений. На рис. 2 представлен график зависимости усилия прессы от времени деформирования при выдавливании отверстия в заготовке из дисперсно-упрочненной меди, имеющей температуру начала обработки давлением 800°C и температуру конца обработки 650°C . При отсутствии рекристаллизационных процессов и коэффициенте вытяжки $\lambda = 2,0$ степень деформационного упрочнения составляет $1,09$. Ранее было установлено [1], что степень деформационного упрочнения при растяжении образцов из дисперсно-упрочненной меди, нагретых до температур $600 \dots 800^\circ\text{C}$, не превышает $1,05$. Увеличение степени деформационного упрочнения до значений $1,09$ можно объяснить повышением

сопротивления деформации в результате охлаждения заготовки в процессе выдавливания.

Результаты исследований влияния

формы пуансона на величину удельной силы выдавливания весьма противоречивы.

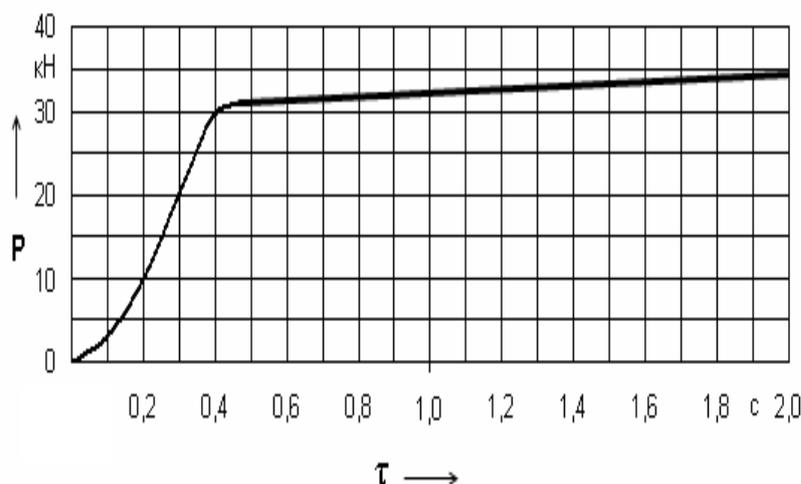


Рис. 2. Зависимость усилия пресса от времени деформирования

В [13] приводятся данные, что обратное выдавливание пуансоном со сферической головкой требует больших усилий, по сравнению с плоским торцом. Результаты исследований [14] утверждают обратное.

Справочник по ковке и штамповке [15] рекомендует конический пуансон с углом конусности $60...75^\circ$ и плоской площадкой с диаметром, равным $0,3...0,5$ от диаметра рабочего пояска. В [16] оптимальным для пуансона считают угол конусности 85° . В [17, 18] показано, что оптимальная форма торца пуансона существенно зависит от величины обжатия.

Заостренная форма торца уменьшает силу выдавливания, но вызывает интенсивное истечение смазочного материала из-под торца инструмента, что приводит к снижению глубины полости, выдавливаемой за один переход [18]. В [19] приведены результаты теоретических и экспериментальных исследо-

ваний, в которых на основе теории пластического течения были определены величины удельной деформирующей силы q , максимального давления на стенку матрицы p и относительной высоты очага пластической деформации h в зависимости от формы торца пуансона. Оптимальная форма торца пуансона (по усилию деформирования) определяется величинами относительного радиуса матрицы R , контактного трения, а также способностью материала к упрочнению и удержанию смазки.

Для выдавливания глухих отверстий в различных заготовках из дисперсно-упрочненной меди применялись пуансоны с коническим торцом без плоской площадки. Угол образующей конуса α составлял 60° . В этом случае расчет удельной деформирующей силы и относительной высоты очага пластической деформации производился по формулам [19, с. 17] с учетом отсутствия плоской площадки на торце пуансона:

$$\begin{aligned}
 q &= 1,1\sigma_s \left\{ 2 + \ln R + \frac{0,5(1 + \sin \alpha) + 2\mu R}{2(R^2 - 1)} h + \frac{\left(0,5 + \mu_1 \frac{\sin \alpha - \cos \alpha}{\sin \alpha + \cos \alpha} \right)}{4h} \right\} = \\
 &= 1,1 \cdot 100 \cdot \left\{ 2 + \ln 1,6 + \frac{0,5(1 + \sin 60^\circ) + 2 \cdot 0,3 \cdot 1,6}{2(1,6^2 - 1)} \cdot 0,49 + \frac{0,5 + 0,3 \cdot \left(\frac{\sin 60^\circ - \cos 60^\circ}{\sin 60^\circ + \cos 60^\circ} \right)}{4 \cdot 0,49} \right\} + \\
 &\quad + 35,6 = 372,5; \\
 h &= \sqrt{\frac{(R^2 - 1) \left(0,5 + \mu_1 \cdot \frac{\sin \alpha - \cos \alpha}{\sin \alpha + \cos \alpha} \right)}{2[0,5(1 + \sin \alpha) + 2\mu R]}} = \sqrt{\frac{(1,6^2 - 1) \cdot \left(0,5 + 0,3 \cdot \frac{\sin 60^\circ - \cos 60^\circ}{\sin 60^\circ + \cos 60^\circ} \right)}{2[0,5(1 + \sin 60^\circ) + 2 \cdot 0,3 \cdot 1,6]}} = 0,49. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Максимальное расчетное усилие, действующее на пуансон с коническим торцом при выдавливании отверстия диаметром $d = 10$ мм в заготовке при температуре конца обработки давлением 700°C , составит:

$$\begin{aligned}
 P &= q \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 379,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = \\
 &= 29220 \text{ Н}. \quad (8)
 \end{aligned}$$

Сопоставление результатов расчета усилий деформирования пуансоном с коническим торцом с экспериментальными данными ($P = 31090 \pm 450$) показало высокую сходимость.

Использование этой методики [6...8] с учетом особенностей исследуемого материала позволяет воспроизвести реальные закономерности процесса выдавливания изделий из заготовок из дисперсно-упрочненной меди и дает возможность установить усилие, необходимое для выдавливания.

Разработанный с использованием предложенной методики технологический процесс обратного выдавливания глубоких полостей при изготовлении электродов для контактной точечной сварки и токоподводящих наконечников из дисперсно-упрочненной меди позволил повысить качество изделий и сни-

зить на 20...30 % потери металла в стружку, значительно повысить производительность процесса, улучшить эксплуатационные свойства изделий.

Особенности механизма пластической деформации дисперсно-упрочненной меди

Согласно рис. 2 зависимости усилия пресса от времени деформирования можно отметить весьма незначительный рост усилия в процессе выдавливания в условиях неполной холодной деформации, что является характерной технологической особенностью дисперсно-упрочненных композиционных материалов, обладающих микрокристаллической структурой.

В [1] было установлено, что в процессе выдавливания отверстий в заготовках из дисперсно-упрочненной меди в условиях неравномерного всестороннего сжатия и неполной холодной деформации размер и форма зерен не изменяются. На рис. 3 представлены структуры поперечного сечения заготовки диаметром 16 мм до и после выдавливания в ней отверстия диаметром 11 мм (коэффициент вытяжки 1,9). Температура нагрева заготовки – 800°C , матрицы – 450°C , скорость деформиро-

вания – 0,017 м/с.

Согласно рентгеноструктурным исследованиям, у исследуемого материала в процессе выдавливания в указанных условиях плотность дислокаций

увеличивается незначительно (от $5 \cdot 10^9$ до $5 \cdot 10^{10} \text{ см}^{-2}$), что свидетельствует о практическом отсутствии деформационного упрочнения в условиях холодной деформации (рис. 4).

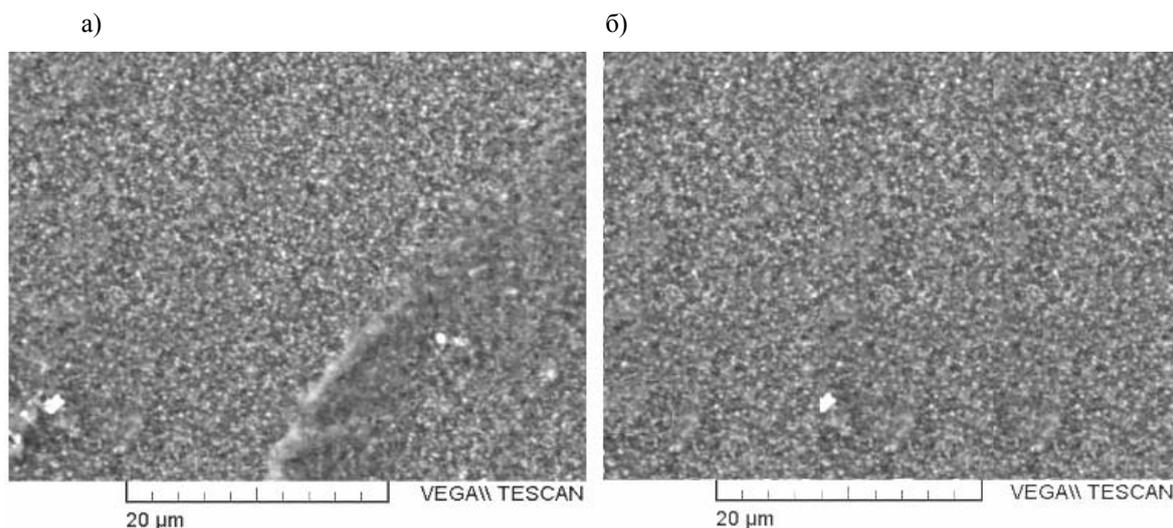


Рис. 3. Структура поперечного сечения заготовки из дисперсно-упрочненной меди до (а) и после (б) выдавливания

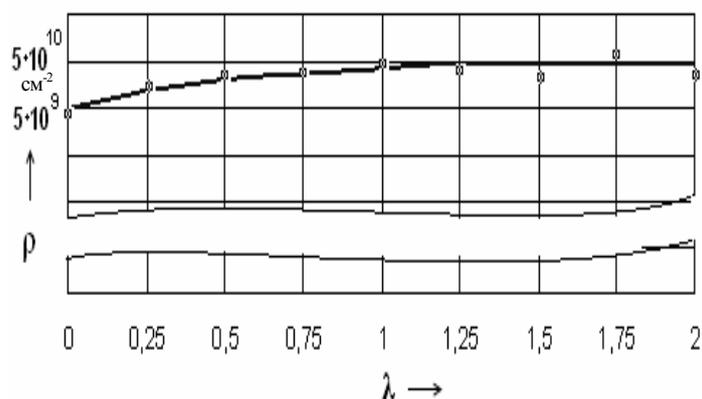


Рис. 4. Влияние коэффициента вытяжки на плотность дислокаций

Это свидетельствует о том, что внутри зерен затруднено действие основных механизмов внутриверных деформаций (скольжения и двойникования). Слабое деформационное упрочнение дисперсно-упрочненной меди (наклеп) связано с тем, что накопление дислокаций у препятствий (дисперсных

частиц Al_2O_3 , развитых границ зерен) подавляет деятельность источников дислокаций, в том числе и механизм размножения Франка-Рида. В материале с микрокристаллическим типом структуры границы зерен являются стоками для дислокаций. При этом дислокации скользят от одной границы к другой, не

пересекаясь друг с другом. Основным механизмом деформации является зернограничное проскальзывание, предотвращающее образование сложных дислокационных структур и деформационное упрочнение.

Схема эволюции микроструктуры при пластической деформации в соответствии с моделью Эшби-Веррала [20] позволяет объяснить причины сохранения размера и формы зерен. Подтверждением этой технологической особенности материала является то, что в условиях неполной холодной деформации при реализации схемы всестороннего сжатия он проявляет более высокие пластические свойства, чем другие медные сплавы.

Заключение

1. К характерным особенностям материала относятся:

– постоянная низкая степень упрочнения при растяжении (около 1,05) при любых температурах испытания. Слабое деформационное упрочнение дисперсно-упрочненной меди (наклеп) связано с тем, что накопление дислокаций у препятствий (дисперсных частиц Al_2O_3 , границ зерен) подавляет деятельность источников дислокаций, в том числе и механизм размножения Франка-Рида;

– высокая пластичность материала в условиях всестороннего неравномерного сжатия при неполной холодной деформации, объясняемая отсутствием деформационного упрочнения и межзеренным механизмом скольжения.

2. Наибольший вклад в пластическую деформацию вносит межзеренный механизм скольжения в связи с тем, что в материале, обладающем микрокристаллической структурой, затруднено действие механизмов, характерных для внутриверенных деформаций (скольжение и двойникование).

3. Полученные экспериментальные данные подтверждают адекватность

основных положений теории пластического течения и методики расчета накопленных деформаций с учетом особенностей исследуемого материала, что позволяет воспроизвести реальные закономерности процесса выдавливания заготовок, обладающих микрокристаллической структурой, и принять обоснованные решения по выбору прессового оборудования и обеспечения прочности штампового инструмента.

4. Разработанный с использованием предложенной методики технологический процесс обратного выдавливания глубоких полостей, необходимых при изготовлении электродов для контактной точечной сварки из дисперсно-упрочненной меди, позволил повысить качество изделий и их эксплуатационные свойства, увеличить производительность процесса и снизить на 25...30 % потери металла в стружку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хабибуллин, А. И.** Технологические особенности обработки давлением заготовок из дисперсно-упрочненной меди / А. И. Хабибуллин, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 104–111.
2. **Хабибуллин, А. И.** Термомеханические параметры объемной штамповки дисперсно-упрочненных медных сплавов / А. И. Хабибуллин, В. Ф. Пацей // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 апр. 2006 г. : в 3 ч. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 1. – С. 246.
3. **Хабибуллин, А. И.** Особенности проектирования технологической оснастки для прошивки заготовок из дисперсно-упрочненного материала на основе меди / А. И. Хабибуллин, В. Ф. Пацей // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы науч.-техн. конф., Могилев, 22–23 апр. 2004 г. : в 3 ч. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – Ч. 1. – С. 220.
4. **Громов, Н. П.** Теория обработки металлов давлением / Н. П. Громов. – 2-е изд. – М. : Металлургия, 1978. – 360 с.
5. **Смирнов, В. С.** Сопротивление деформации и пластичность металлов / В. С. Смирнов, А. К. Григорьев, В. П. Пакудин. – М. : Металлургия, 1975. – 271 с.

6. **Воронцов, А. Л.** Анализ начальной стадии обратного выдавливания / А. Л. Воронцов // Статическая и динамическая прочность машиностроительных конструкций : межвуз. сб. науч. тр. – М., 1986. – С. 100–104.
7. **Воронцов, А. Л.** Деформированное состояние заготовки при обратном выдавливании / А. Л. Воронцов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1982. – № 3. – С. 113–117.
8. **Дмитриев, А. М.** Определение технологических параметров выдавливания полых цилиндрических изделий / А. М. Дмитриев, А. Л. Воронцов // Справочник. Инженерный журн. – 2002. – № 2. – С. 10–17.
9. **Хабибуллин, А. И.** Формообразование заготовок из дисперсно-упрочненной меди обработкой давлением / А. И. Хабибуллин, В. Ф. Пацей // Современные технологии, материалы, машины и оборудование : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 22–23 апр. 2002 г. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2002. – С. 221–222.
10. **Хабибуллин, А. И.** Особенности прошивки заготовок из дисперсно-упрочненного материала на основе меди / А. И. Хабибуллин, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин : сб. науч. тр. VI науч.-техн. конф., Новополоцк, 24–26 апр. 2007 г. : в 3 т. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т, 2007. – Т. 2. – С. 88–91.
11. **Пацей, В. Ф.** Особенности формообразования штамповкой заготовок из дисперсно-упрочненной меди / В. Ф. Пацей, А. И. Хабибуллин // Вестн. Могилев. гос. техн. ун-та. – 2004. – № 1. – С. 140–143.
12. **Колмогоров, В. Л.** Механика обработки металлов давлением : учебник для вузов / В. Л. Колмогоров. – М. : Металлургия, 1986. – 688 с.
13. **Глебов, И. Ф.** Геометрия рабочего инструмента для холодного выдавливания металлов / И. Ф. Глебов // Машиностроитель. – 1966. – № 2. – С. 5–7.
14. **Овчинников, А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах / А. Г. Овчинников. – М. : Машиностроение. 1983. – 200 с.
15. Ковка и штамповка : справочник в 4 т. Т. 3 : Холодная объемная штамповка / Под ред. Е. И. Семенова. – М. : Машиностроение, 1987. – 381 с.
16. **Эверхарт, Д.** Холодное прессование металлов / Д. Эверхарт. – М. : Машиностроение, 1968. – 148 с.
17. Холодное выдавливание цилиндрических деталей из малоуглеродистой стали / Л. Б. Басовский [и др.] // Кузнечно-штамповое производство. – 1977. – № 9. – С. 14–16.
18. **Филимонов, Ю. Ф.** Штамповка прессованием / Ю. Ф. Филимонов, Л. А. Позняк. – М. : Машиностроение, 1964. – 188 с.
19. **Дмитриев, А. М.** Влияние формы пуансона на силу выдавливания и качество полых цилиндрических изделий / А. М. Дмитриев, А. Л. Воронцов // Справочник. Инженерный журн. – 2002. – № 3. – С. 16–22.
20. **Smallman, R. E.** Physical Metallurgy and Advanced Materials / R. E. Smallman, A. H. W. Ngan. – Elsevier : Amsterdam, 2007. – 672 p.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 08.11.2010

A. I. Khabibullin, F. G. Lovshenko
The peculiarities of the process of backward extrusion of blanks produced from dispersion strengthened copper

Force characteristics of the process of backward extrusion of blanks from dispersion strengthened copper are considered. For determining the distortion forces, the methods were used that were developed based on the theory of plastic flow. It allowed making substantiated decisions about the selection of stamping setups and pressing equipment and securing the strength of stamping extrusion tools.

УДК 621.791.35

**Ю. А. Цумарев, канд. техн. наук, доц., В. А. Попковский, канд. техн. наук, доц.,
Т. С. Латун, Е. В. Игнатова**

РАЦИОНАЛЬНОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАКЛАДКАМИ

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние паяного стыкового соединения с накладками. Показано, что односторонняя накладка, вводимая в конструкцию стыкового паяного соединения, снижает его прочность из-за внецентренного нагружения продольной силой. Выявлено, что для повышения прочности паяного стыкового соединения необходимо применять симметрично установленные накладки, варьируя размерами которых можно добиваться требуемой прочности соединения в целом и равнопрочности отдельных его конструктивных элементов.

Пайка в современной промышленности является важным технологическим процессом, который обладает рядом преимуществ, при соединении цветных металлов и сплавов, разнородных материалов, а также заготовок различной толщины [1]. При этом используется большое разнообразие типов паяных соединений, в которых стыковое является самостоятельным видом либо важнейшим конструктивным элементом в комбинации с нахлесточным соединением [1, 2]. Специалистами отмечается низкая прочность стыковых паяных соединений, особенно при низкотемпературной пайке [1, 2], и предлагаются конструктивные решения, направленные на повышение их несущей способности. В частности, в [1] отмечается, что из всех представленных в ней типов пластинчатых паяных соединений наименее прочным является стыковое, а остальные соединения рассматриваются как более прочные из-за увеличения площади сая при сочетании нахлестки и стыка. Одним из таких более прочных паяных соединений, по мнению авторов работы [1], является стыковое паяное соединение с накладкой, схематично показанное на рис. 1. Примерно такая же аргументация содержится в [2], где установка накладки рассматривается как конструкционная мера повышения прочности стыкового соединения, а само паяное соединение с накладкой от-

несено авторами [2] к разряду механически усиленных. Однако приведенные в [1, 2] оценки работоспособности стыковых паяных соединений с накладкой и изложенные там рекомендации нельзя признать полностью обоснованными и соответствующими реальности. Ведь в [1, 2] не учитывается, что дополнение паяного соединения односторонней накладкой лишает его симметрии и коренным образом изменяет характер напряженного состояния. При этом однородное поле напряжений, обусловленное продольной растягивающей нагрузкой, дополняется неравномерным полем напряжений от изгибающего момента, который создается в соединении из-за несовпадения линии действия продольной силы с центром тяжести составного сечения, включающего накладку и соединяемые пластины. Такое напряженное состояние в механике материалов называют внецентренным растяжением (сжатием) [3, 4].

Внецентренное растяжение может оказать заметное влияние на несущую способность паяных соединений, но в практике пайки до настоящего времени не рассматривалось. Поэтому целью данной работы является анализ напряженно-деформированного состояния паяного соединения с накладкой и разработка рекомендаций по его более эффективному конструированию.

Рассмотрим более подробно пая-

ное соединение с накладкой и произведем расчет распределения рабочих напряжений в нем. Для этого используем

расчетную схему такого соединения, которая приведена на рис. 1.

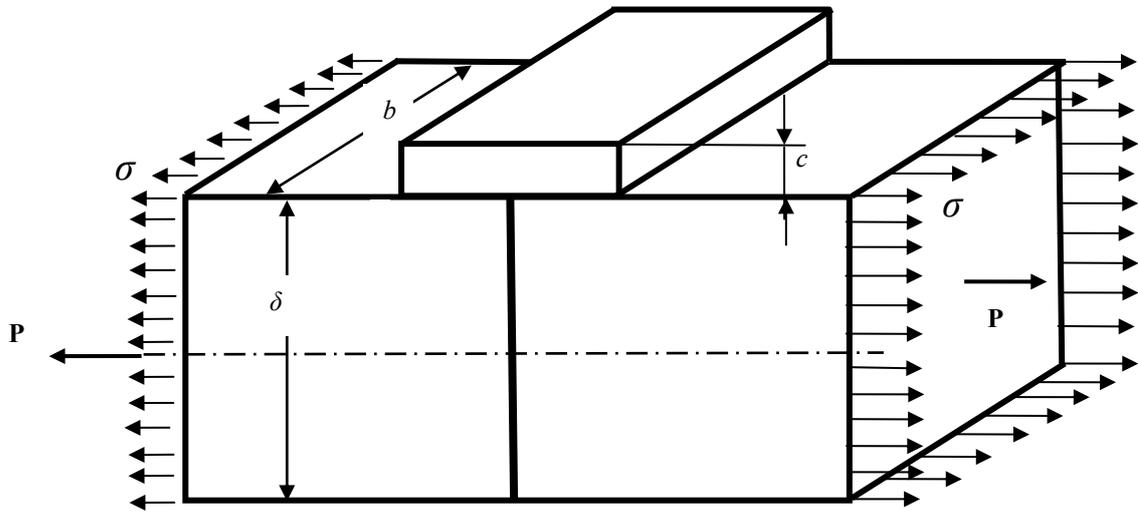


Рис. 1. Схема стыкового паяного соединения с накладкой

При проведении расчетов будем учитывать, что составное сечение бруса, соединенное пайкой, в случае совпадения модулей упругости материалов накладки и соединяемых деталей можно рассматривать как сплошное [4]. Чтобы определить максимальные нормальные напряжения в паяном соединении, произведем суммирование растягивающих напряжений от продольной нагрузки и изгибающего момента:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u^{max}, \quad (1)$$

где σ_p – напряжение от растягивающей силы; σ_u^{max} – максимальные напряжения от изгибающего момента.

Напряжения от растягивающей силы P в зоне накладки σ_p отличаются от аналогичных напряжений вдали от нее (приложенных напряжений σ) из-за разной высоты, а поэтому и разной площади соответствующих поперечных сечений. Таким образом, будут справедливы соотношения:

$$\sigma = \frac{P}{b\delta} \quad \text{или} \quad P = b\delta\sigma; \quad (2)$$

$$\sigma_p = \frac{P}{b(\delta + c)}, \quad (3)$$

где δ, c – размеры соединения (см. рис. 1); b – ширина накладки, равная ширине соединяемых пластин.

Смещение линии действия продольной силы P относительно центра тяжести составного сечения определится по формуле

$$e = \frac{c}{2}. \quad (4)$$

Выразим растягивающие напряжения σ_p через приложенные напряжения σ :

$$\sigma_p = \frac{P}{b(\delta + c)} = \frac{b\delta\sigma}{b\delta(1 + \eta)} = \frac{\sigma}{1 + \eta}, \quad (5)$$

где η – относительная толщина накладки, $\eta = c/\delta$.

С учетом сделанных обозначений максимальные напряжения от изгиба запишутся [3, 4]:

$$\sigma_u^{max} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6Pe}{b(c+\delta)^2} = \frac{3b\delta c\sigma}{b(c+\delta)^2}, \quad (6)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент в составном сечении, $M_{из} = Pe = \frac{Pc}{2}$; W – момент сопротивления составного сечения относительно центральной оси, $W = \frac{b(\delta+c)^2}{6}$.

Тогда изгибающий момент запишется следующим образом:

$$M_{из} = \frac{\sigma b \delta c}{2} = \frac{\sigma b \eta \delta^2}{2}. \quad (7)$$

В результате (6) напряжения от изгиба так же, как и напряжения от растяжения продольной силой, выразим через относительную толщину накладки:

$$\sigma_u^{max} = \frac{3b\delta c\sigma}{b(c+\delta)^2} = \frac{3\eta\sigma}{(1+\eta)^2}. \quad (8)$$

Максимальные суммарные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_p + \sigma_u^{max} = \frac{\sigma}{1+\eta} + \frac{3\sigma\eta}{(1+\eta)^2} = \\ &= \sigma \left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2} \right] = \psi\sigma, \end{aligned} \quad (9)$$

где ψ – коэффициент, показывающий, во сколько раз максимальные суммарные напряжения превышают уровень приложенных напряжений σ ,

$$\psi = \left[\frac{1}{1+\eta} + \frac{3\eta}{(1+\eta)^2} \right] = \frac{1+4\eta}{(1+\eta)^2}.$$

Таким образом, напряженное состояние паяного соединения с накладкой, обусловленное его внецентренным растяжением, можно оценивать по безразмерному параметру ψ , который зависит только от относительной толщины накладки η . Чтобы оценить вклад, вносимый внецентренным приложением рабочей нагрузки из-за наличия накладки, проведем расчет параметра ψ для различных значений относительной толщины накладки η . Полученные данные сводим в табл. 1.

Табл. 1. Влияние относительной толщины накладки на уровень максимальных напряжений в соединении

η	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	1,0	1,5
ψ	1	1,088	1,157	1,21	1,25	1,3	1,33	1,25	1,12

Как показывают данные, приведенные в табл. 1, введение накладки в конструкцию паяного стыкового соединения не только не снижает уровень нормальных напряжений в стыковом шве, но даже увеличивает его, причем в зависимости от толщины присоединенной накладки превышение может достигать до 33 %.

Исследуем функцию $\psi = \frac{1+4\eta}{(1+\eta)^2}$ на максимум по ее первой производной, приравняв эту производную к нулю:

$$\frac{d\psi}{d\eta} = \frac{4(1+\eta)^2 - 2(1+4\eta)(1+\eta)}{(1+\eta)^4} = 0. \quad (10)$$

После сокращения из результата (10) получим $4(1+\eta) - 2(1+4\eta) = 0$, или $\eta = 0,5$.

Таким образом, исследование функции показало, что максимальное значение рабочих напряжений в сварном соединении имеет место при $\eta = 0,5$ и характеризуется значением коэффициента $\psi = 1,33$.

Чтобы получить наглядную и более подробную картину распределения рабочих напряжений в паяном соединении с накладкой, нами было проведено исследование его напряженного состояния, основанное на методе конечных элементов и пакете прикладных программ Cosmos. Было рассчитано напряженно-деформированное состояние в паяном соединении стальных пластин толщиной $\delta = 6$ мм и шириной $b = 40$ мм. Толщина накладки составляла $c = 3$ мм. При анализе полученных в расчете данных сравнивали распределение интенсивности напряжений, т. к. стыковой паяный шов испытывает объемное напряженное состояние [5]. Полученное в результате расчета распределение интенсивности напряжений показано на рис. 2. Эти результаты полностью подтвердили предварительный вывод о вредном влиянии накладки. Во-первых, на рис. 2 хорошо видно, что паяное соединение заметным образом изогнуто, причем как накладка, так и прикрепляющий ее паяный шов практически свободны от напряжений и не воспринимают заметной нагрузки. Уровень эквивалентных напряжений в накладке изменяется в пределах от 0,8 до 1,3 МПа, тогда как приложенные напряжения составляют 4,17 МПа. При этом на стороне, свободной от накладки, в паяном шве они достигают величины 3,78 МПа, а в аналогичном соединении без накладки интенсивность напряжений в паяном шве составляла всего 2,8 МПа, т. е. в 1,3 раза меньше.

Такое повышение уровня напряжений в корне паяного шва может привести к зарождению трещины в процессе эксплуатации изделия, например от вибрационных нагрузок. Поэтому представляет интерес вопрос о перераспределении рабочих напряжений в процессе роста трещины от корня шва в сторону накладки. Для этого было рассчитано паяное соединение с накладкой и укороченным паяным швом, в котором не заполнена часть зазора, прилегающая к

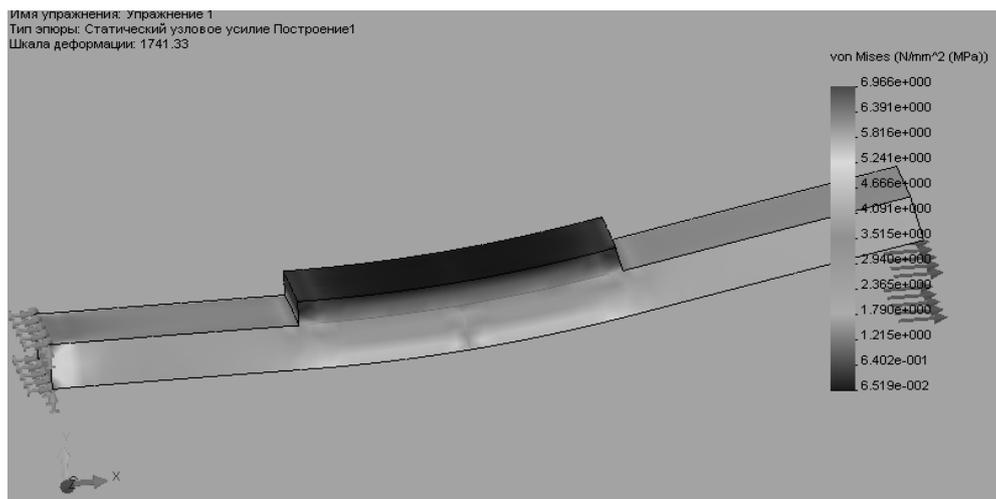
корню шва. Результаты расчета показаны в виде картины распределения интенсивности напряжений на рис. 3.

Приведенные на рис. 3 данные показывают, что по мере роста трещины уровень напряжений в паяном шве не только не уменьшается, а резко возрастает. В результате этого в головной части трещины длиной 2 мм интенсивность напряжений возрастает с 3,78 до 9,74 МПа, что безусловно приведет к соответствующему увеличению скорости ее распространения.

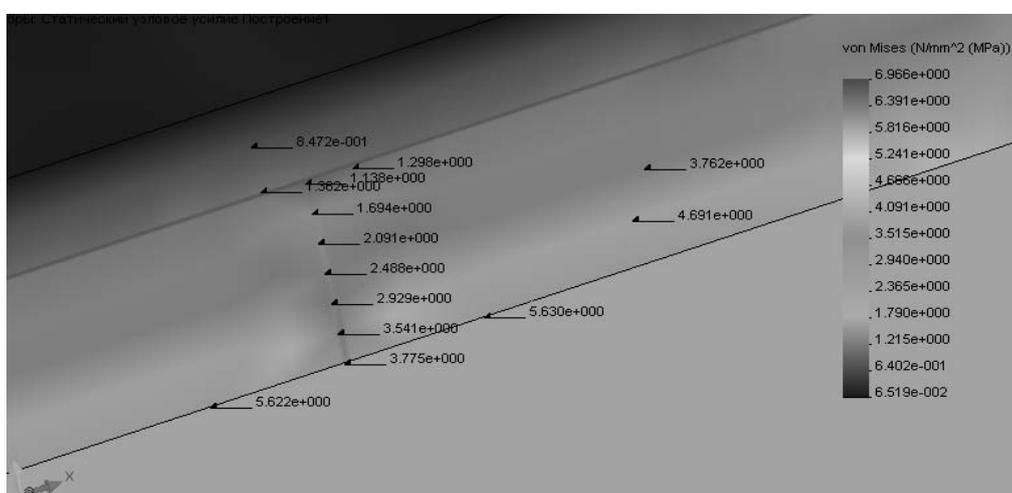
Для разработки обоснованных рекомендаций по упрочнению паяных соединений стыкового типа кроме односторонней накладки нами был произведен расчет аналогичного, но симметричного соединения с двумя накладками. Результаты расчета приведены на рис. 4. Они показывают, что симметричное расположение накладок полностью устранило вредное влияние изгиба и обеспечило частичную разгрузку стыкового паяного шва. Интенсивность напряжений в стыковом паяном шве при установке двух накладок снизилась с 2,8 до 1,4 МПа, т. е. в 2 раза.

С целью получения сравнительных данных, которые можно было бы использовать для рационального проектирования, нами был произведен расчет методом конечных элементов аналогичного соединения, у которого толщина накладок была уменьшена с 3 до 2 мм. Результаты расчета приведены на рис. 5 в виде распределения интенсивности напряжений по сечению паяного соединения. Они свидетельствуют о том, что при уменьшении толщины накладки заметно возрастает величина напряжений в стыковом паяном шве (с 1,4 до 1,84 МПа). Таким образом, геометрические размеры накладок оказывают влияние на прочность стыковых паяных швов и путем подбора их толщины можно добиваться требуемых показателей по прочности соединения в целом, а также обеспечивать равнопрочность отдельных его элементов.

а)



б)



в)

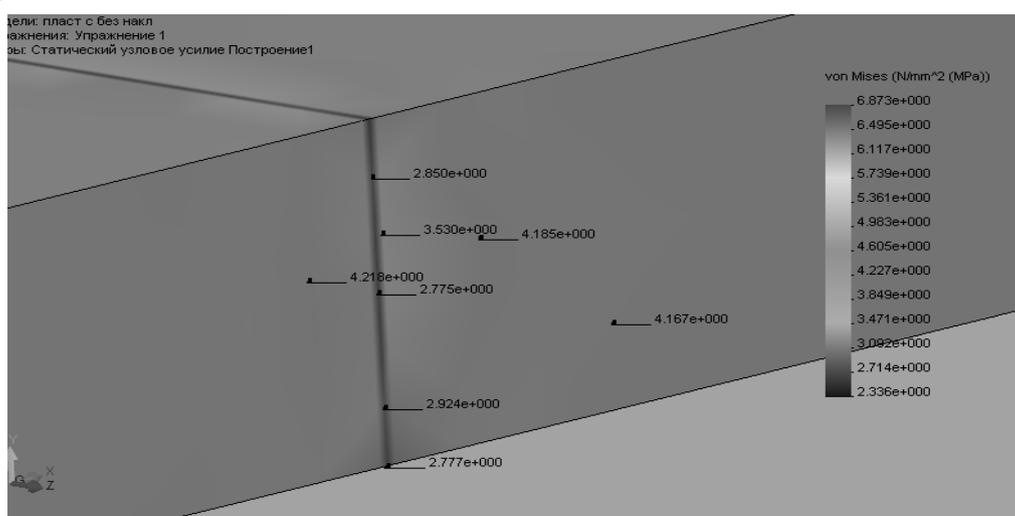


Рис. 2. Деформированная форма (а), распределение интенсивности напряжений в паяном соединении с накладкой (б) и распределение интенсивности напряжений в стыковом соединении без накладки (в)

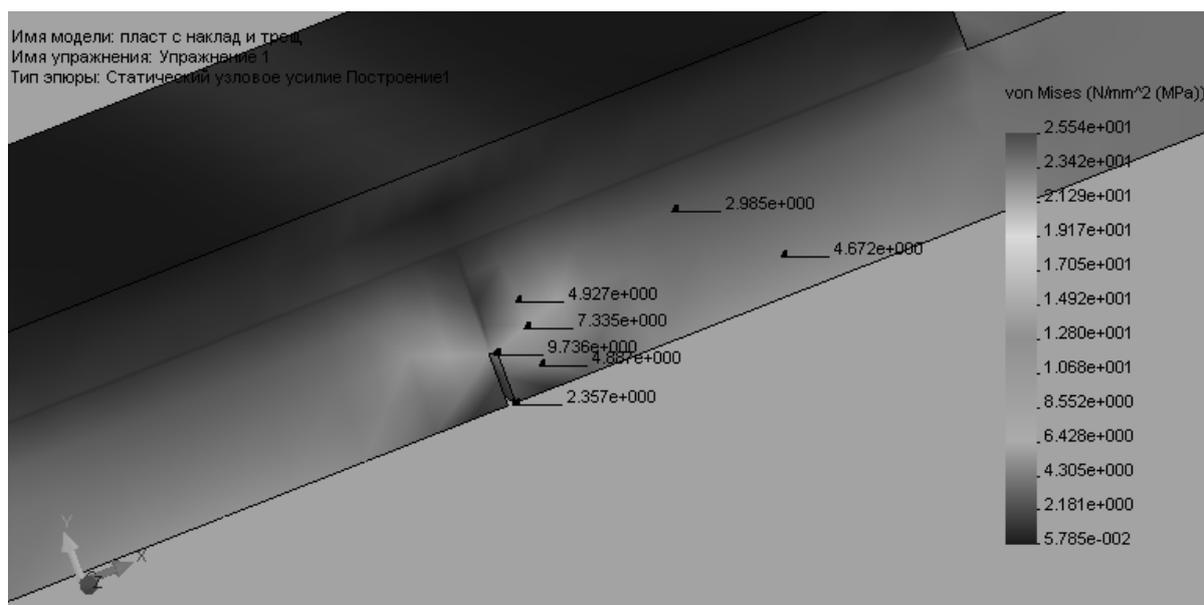


Рис. 3. Распределение интенсивности напряжений в паяном соединении с трещиной

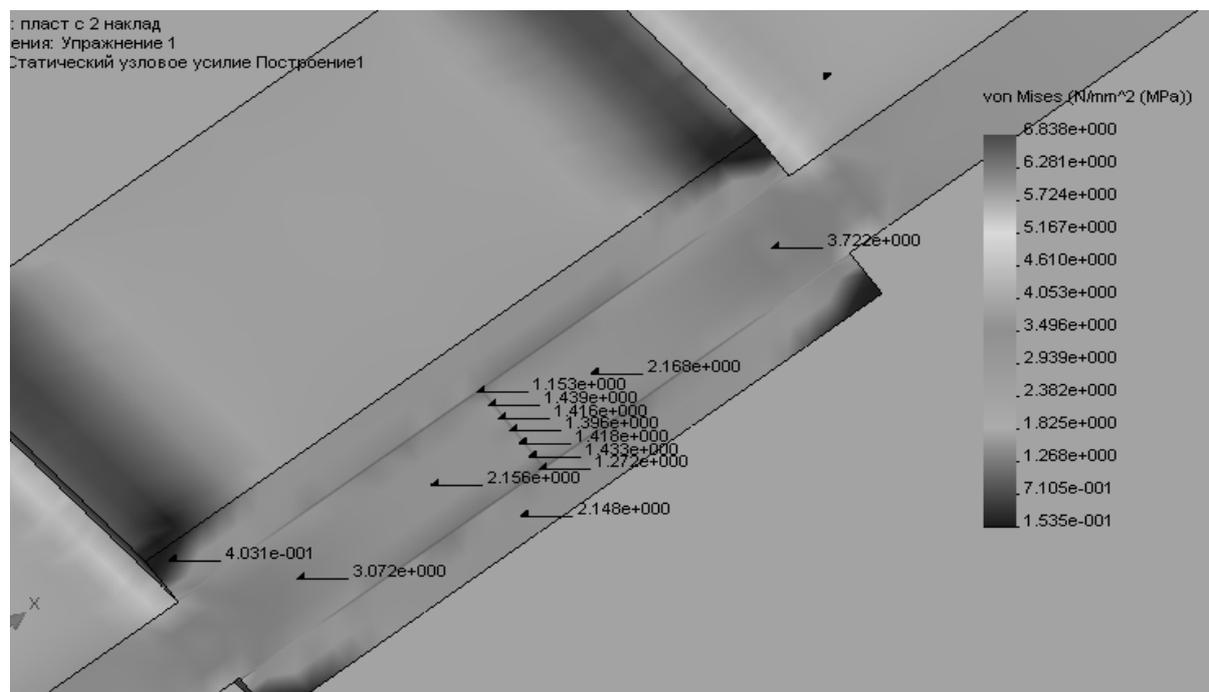


Рис. 4. Распределение нормальных напряжений в стыковом паяном соединении с двумя симметрично установленными накладками

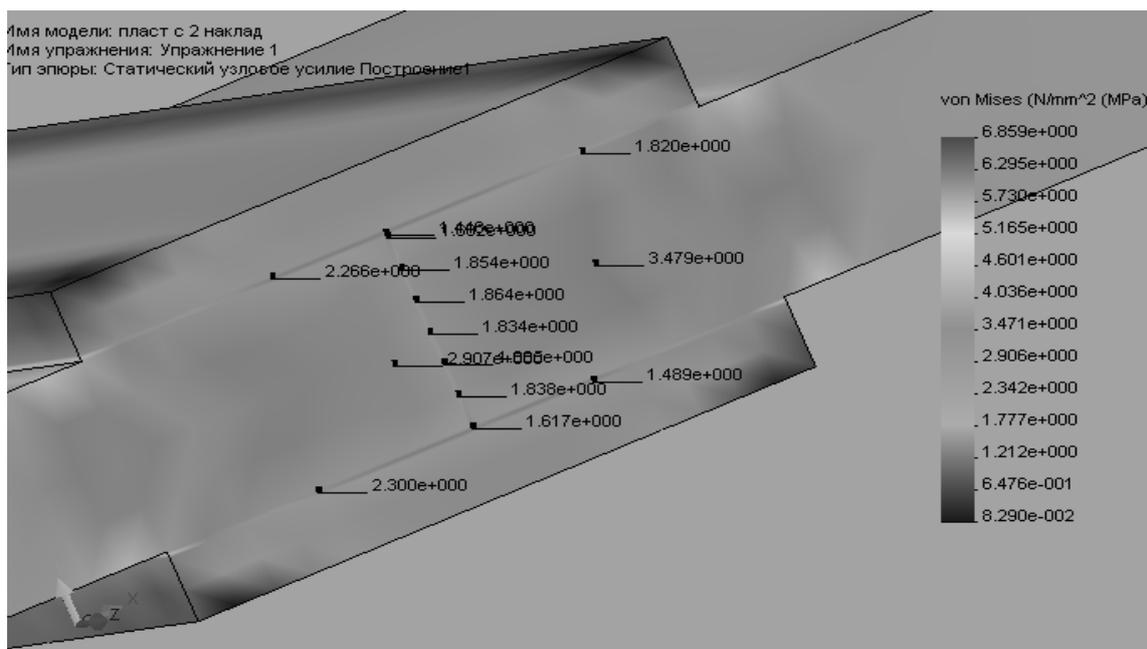


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений по сечению стыкового паяного соединения с накладками уменьшенной толщины

В литературных данных отсутствуют рекомендации по расчету и выбору толщины накладок. Однако на основании результатов, полученных в данной работе и представленных на рис. 4 и 5, можно заметить, что распределение напряжений по толщине в месте установки накладок достаточно равномерное. Следовательно, степень разгрузки центральной части, соединенной стыковым швом, будет пропорциональна общей толщине основного металла вместе с накладками. Таким образом, установив симметричные накладки, толщина каждой из которых равна толщине основного металла, можно прогнозировать 3-кратное снижение уровня напряжений в стыковом паяном шве. В [6, с. 86] приводятся сведения о конструкции паяного соединения с накладкой, при котором торцы соединяемых пластин разнесены друг от друга и стыковой паяный шов между их торцами не выполняется. Рассматривая особенности работы этого соединения, представленного на рис. 6, можно показать, что влияние изгиба в нем будет более заметным, а распределение на-

пряжений – более неравномерным, чем в стыковом соединении с односторонней накладкой. Основанием для такого предположения является увеличение эксцентриситета e , с одной стороны, и уменьшение высоты изгибаемого сечения, с другой стороны. Последнее приведет к уменьшению момента сопротивления сечения и соответствующему увеличению максимальных изгибных напряжений, рассчитываемых по формуле (6), при суммировании напряжений от растягивающей продольной силы и изгибающего момента.

Таким образом, из-за совокупности факторов, связанных с изгибом, паяное соединение с накладкой, но не имеющее стыкового шва, будет испытывать более значительное воздействие изгибных напряжений, при этом максимальный уровень растягивающие изгибные напряжения будут иметь в наиболее опасной для паяного шва зоне перехода от галтелей к основному металлу. Поскольку изгибаемый участок накладки имеет малую длину, а изгиб происходит в стесненных условиях, рас-

чет напряженного состояния в данном паяном соединении нами произведен

методом конечных элементов с помощью программного продукта Cosmos.

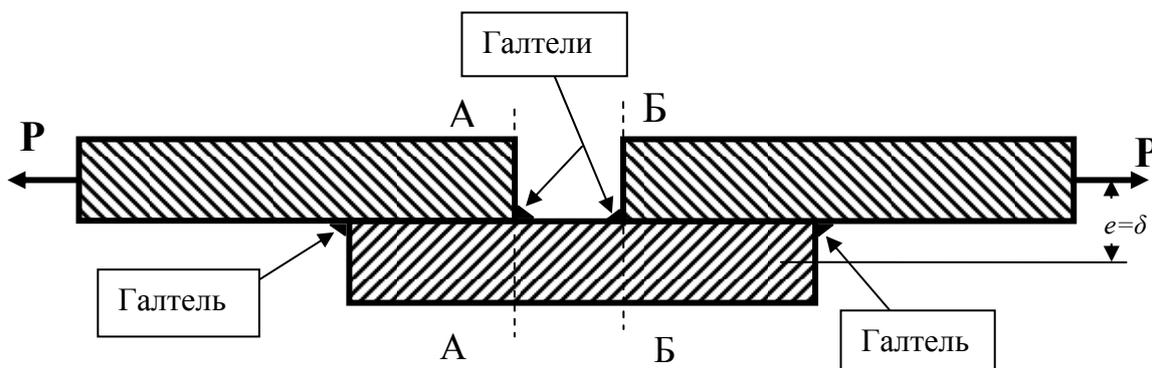
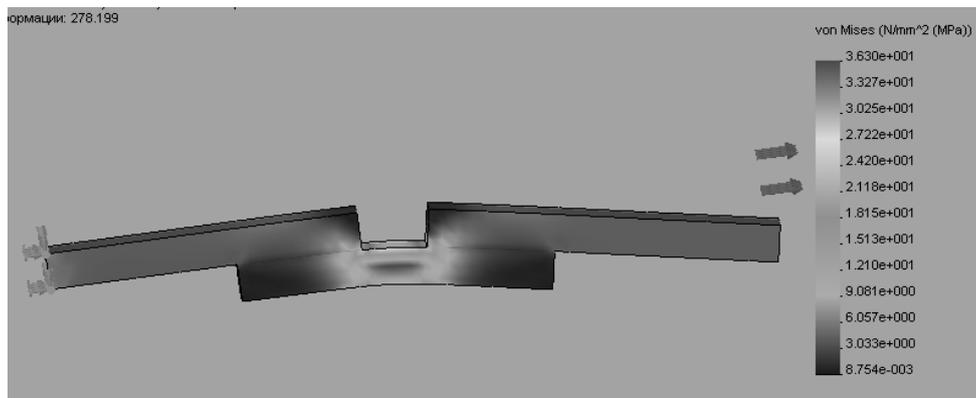


Рис. 6. Схема паяного соединения с односторонней накладкой, не имеющего стыкового шва

Результаты расчета приведены на рис. 7, где показаны деформированная форма и распределение напряжений в

паяном соединении, соответствующем рис. 6.

а)



б)

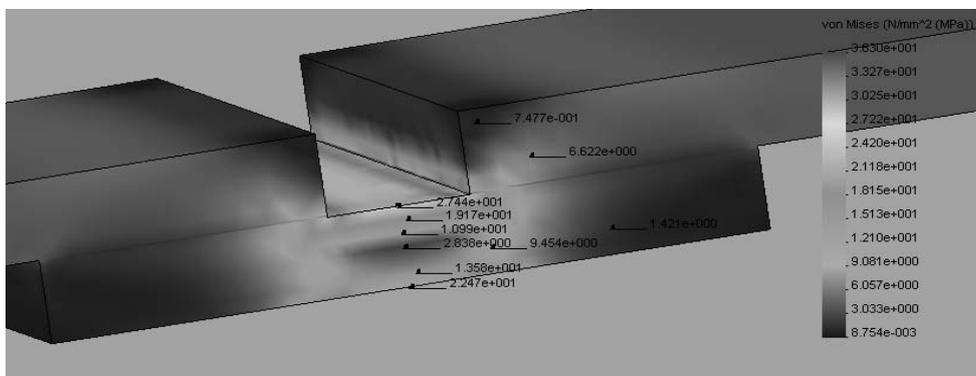


Рис. 7. Деформированная форма (а) и распределение интенсивности напряжений (б) в паяном соединении с односторонней накладкой при отсутствии стыкового шва

Результаты, приведенные на рис. 7, подтверждают предположение о возникновении значительных дополнительных напряжений в паяном соединении из-за отсутствия в нем стыкового шва. Как и ожидалось, максимальной оказалась величина интенсивности напряжений именно в накладке в районе галтелей паяного шва. Она составила 27,5 МПа, тогда как при наличии стыкового шва максимальная интенсивность напряжений в основном металле составляла 5,6 МПа, т. е. была в 4,9 раза меньше. Поэтому стыковой шов в паяном соединении с накладкой является важным конструктивным элементом, отсутствие которого невозможно компенсировать путем увеличения длины нахлесточных швов.

Выводы

1. Показано, что односторонняя накладка, вводимая в конструкцию стыкового паяного соединения, снижает его прочность из-за внецентренного нагружения продольной силой.

2. Установлено, что для повышения прочности паяного стыкового соединения необходимо применять сим-

метрично установленные накладки, варьируя размерами которых можно добиваться требуемой прочности соединения в целом и равнопрочности отдельных его конструктивных элементов.

3. В паяном соединении с накладками стыковой шов является важным конструктивным элементом, отсутствие которого резко снижает его несущую способность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лашко, С. В.** Пайка металлов / С. В. Лашко, Н. Ф. Лашко. – М. : Машиностроение, 1967. – 367 с.
2. **Кузнецов, О. А.** Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
3. **Феодосьев, В. И.** Сопrotивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1970. – 595 с.
4. **Тимошенко, С. П.** Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – М. : Мир, 1976. – 669 с.
5. Справочник по пайке / Под ред. С. Н. Лоцманова, И. Е. Петрунина, В. П. Фролова. – М. : Машиностроение, 1975. – 407 с.
6. **Николаев, Г. А.** Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – М. : Высш. шк., 1990. – 446 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23. 11.2010

**Y. A. Tsumarev, V. A. Popkovsky,
T. S. Latun, E. V. Ignatova**
**Rational designing of soldered joints
with plates**

The deformation mode of the butt-soldered joint with plates is considered. It is shown, that a unilateral plate introduced into the structure of butt-soldered joint, reduces its strength as a result of loading it eccentrically by the longitudinal force. It is revealed, that to increase the strength of the butt-soldered joint, it is necessary to apply symmetrically placed plates and by varying their sizes it is possible to achieve the required strength of the entire joint and the uniform strength of its separate structural components.

УДК 621.9.047:669:538.8

**В. М. Шеменков, канд. техн. наук, Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф.,
Г. Ф. Ловшенко, д-р техн. наук, доц.**

ВЛИЯНИЕ ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА НА СТРУКТУРУ БЕЗВОЛЬФРАМОВЫХ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ

В статье рассмотрены механизмы модификации структуры безвольфрамовых твердых сплавов типа ТН-20, приводящие к повышению поверхностной твердости и износостойкости инструментов. Представлены результаты сканирующей электронной микроскопии и рентгенофазового анализа.

Введение

Обработка вольфрамокобальтовых твердых сплавов тлеющим разрядом постоянного тока, возбуждаемом в среде остаточных атмосферных газов давлением 1,33...13,33 Па, напряжением горения 1...5 кВ при плотности тока 0,05...0,5 А/м², частоте импульсов 100 Гц ± 20 % и отношении площади анода к площади катода 0,010...0,015, обеспечивает формирование уникальных структурно-фазовых состояний в их поверхностных слоях, а также широкий масштаб модификации структуры [1]. Это приводит к изменению эксплуатационного поведения модифицируемых изделий в условиях трибомеханического и трибохимического воздействия.

Общим недостатком вольфрамокобальтовых твердых сплавов является повышенная дефицитность исходного вольфрамового сырья, определяющего их физико-механические характеристики. Поэтому в последнее время как за рубежом, так и в отечественной практике металлообработки все большее распространение получают безвольфрамовые твердые сплавы. В качестве основы таких сплавов используется карбид или карбонитрид титана, а в роли связки – никель и молибден. Ярким представителем данной группы является твердый сплав ТН-20 по ГОСТ 26530-85.

Безвольфрамовые твердые сплавы отличаются высокой твердостью, окалинностойкостью, пониженной склонностью к адгезионному взаимодействию с

обрабатываемым материалом. Однако безвольфрамовые сплавы имеют более низкий, чем у вольфрамокобальтовых твердых сплавов, модуль упругости, меньшую теплопроводность и ударную вязкость. Указанные свойства безвольфрамовых твердых сплавов позволяют их эффективно использовать для полустойкой и чистой обработки углеродистых и легированных конструкционных сталей с высокими скоростями резания и относительно небольшими сечениями среза.

Учитывая определяющую роль свойств поверхностного слоя в обеспечении надежности, работоспособности и стойкости режущих инструментов, в настоящее время большое внимание уделяется созданию, развитию и совершенствованию различных методов энергетического воздействия на поверхностные слои инструментальных материалов.

Проведенные предварительные исследования влияния тлеющего разряда на стойкость безвольфрамовых твердых сплавов показали перспективность данного метода обработки. Установлено, что при воздействии тлеющего разряда на рабочие поверхности режущих пластин их стойкость повышается в 2...3 раза. В связи с этим целью данной работы является выявление протекающих структурно-фазовых превращений в поверхностных слоях безвольфрамовых твердых сплавов в процессе их модифицирующей обработки тлеющим

разрядом, которые могут влиять на повышение твердости и стойкости инструмента.

**Методика исследования.
Результаты исследования
и их обсуждение**

Исследование процессов модификации структуры поверхностных слоев изучали на партии многогранных непечатаемых пластин из твердого сплава ТН-20 в исходном состоянии и подвергнувшихся обработке при различных энергетических характеристиках тлеющего разряда и времени обработки в нем.

Измерение твердости рабочей поверхности твердосплавных многогранных пластин по методу Виккерса производилось согласно стандартной методики при нагрузке 294,2 Н, приложенной в течение 10 с.

В работе исследовалась зависимость приращения поверхностной твердости пластин от основных факторов процесса модифицирующей обработки в тлеющем разряде с удельной мощностью горения от 0,20 до 0,88 кВт/м², которая была аппроксимирована полиномом второй степени, отвечающим тре-

бованию ротатабельности и адекватно представляющим эксперимент.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получена математическая модель в натуральных значениях

$$\begin{aligned}
 H'_{HV} = & 729,5 + 35,5 \cdot \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) - \\
 & - 55,2 \cdot \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) + 116,7 \cdot \left(\frac{T - 30}{10} \right) - \\
 & - 94,4 \cdot \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) - \\
 & - 212 \cdot \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right) \left(\frac{T - 30}{10} \right) - \\
 & - 256,3 \cdot \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right) \left(\frac{T - 30}{10} \right) - \\
 & - 74,9 \cdot \left(\frac{U - 2,0}{0,7} \right)^2 + 244,5 \times \\
 & \times \left(\frac{J - 0,25}{0,075} \right)^2 + 208 \cdot \left(\frac{T - 30}{10} \right)^2. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Получены зависимости, представленные на рис. 1, показывающие изменения твердости от двух факторов модифицирующей обработки при значении третьего, находящегося на основном уровне.

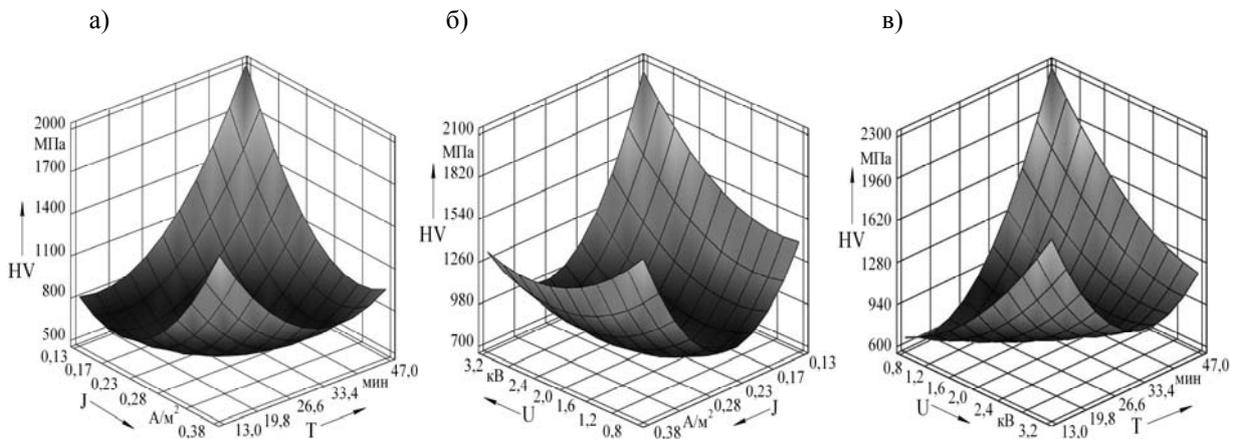


Рис. 1. Влияние плотности тока J и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости пластин из твердого сплава ТН-20

На основании анализа представленных результатов моделирования были определены значения основных параметров модифицирующей обработки твердого сплава в тлеющем разряде, соответствующие наибольшим значениям приращения поверхностной твердости (до 15...20 %).

Также из анализа представленных на рис. 1 зависимостей установлено, что наибольшее влияние на приращение поверхностной твердости оказывают энергетические характеристики тлеющего

разряда, такие как напряжение горения разряда U , кВ, и плотность тока J , А/м².

Металлографический анализ при помощи электронной микроскопии твердосплавных пластин в состоянии поставки (рис. 2, а) свидетельствует о наличии в качестве твердой фазы карбида титана (TiC) со средней площадью зерен, равной 2,3 мкм², а в качестве связующего компонента выступает никель-молибденовая связка. Границы зерен карбидной фазы являются размытыми, а зерна имеют сложную форму.

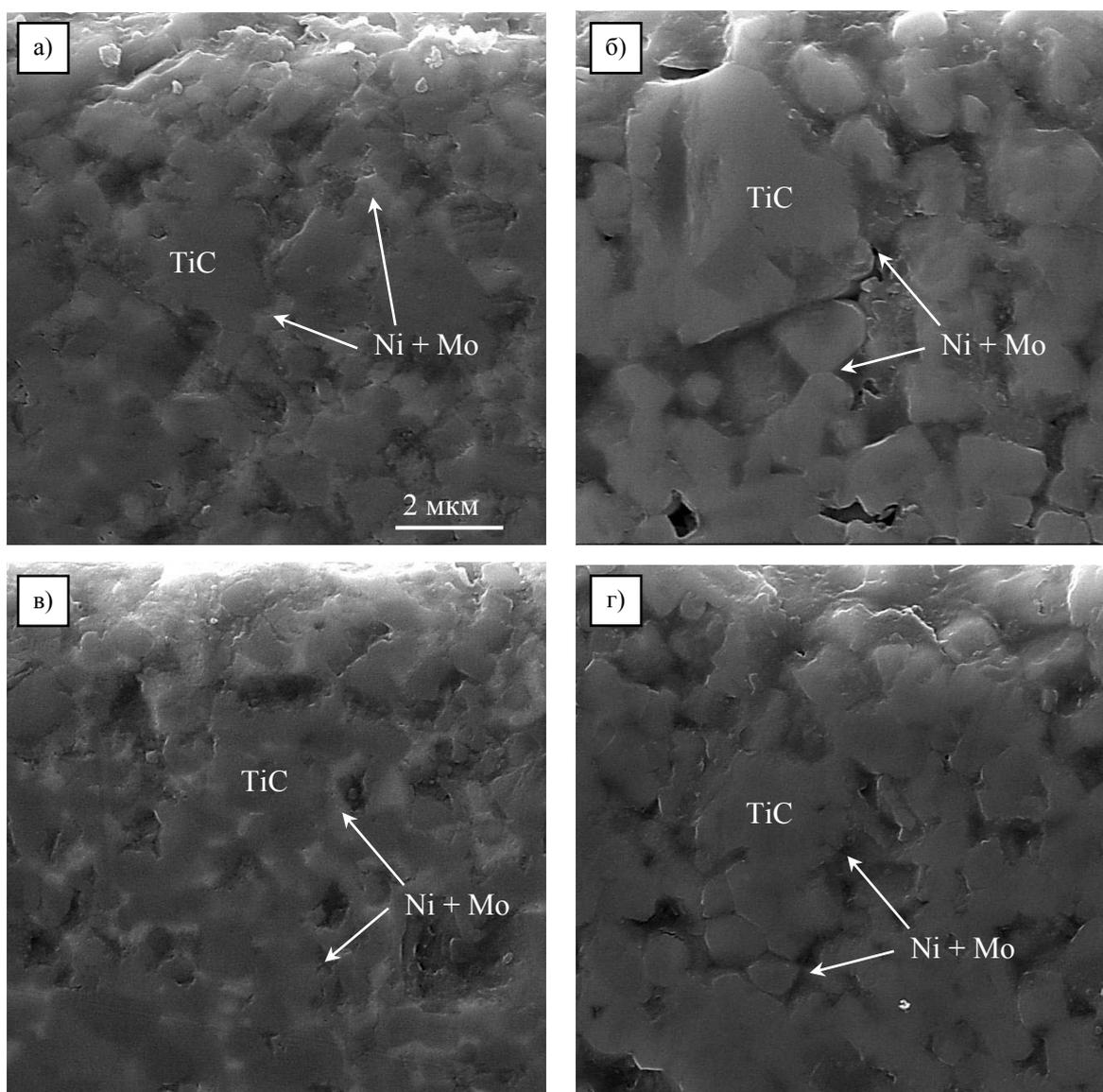


Рис. 2. Структура твердого сплава ТН-20: а – исходное состояние; б – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,20 кВт/м²; в – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,50 кВт/м²; г – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,88 кВт/м²

Модифицирующая обработка вызывает ряд изменений в структуре твердого сплава, связанных с появлением четких границ зерен карбидной фазы, особенно при обработке пластин с удельной мощностью горения тлеющего разряда W , равной 0,20 и 0,88 кВт/м², что может быть объяснено образованием по границам зерен твердого раствора TiC + Mo₂C, перераспределением никеля вдоль границ зерен твердой фазы и

частичным переходом молибдена из твердой фазы в связующую.

Представления о механизмах модификации структуры безвольфрамовых твердых сплавов дают результаты исследования по влиянию удельной мощности тлеющего разряда на характер распределения элементов, полученные при помощи микрорентгеноспектрального анализа (рис. 3...5).

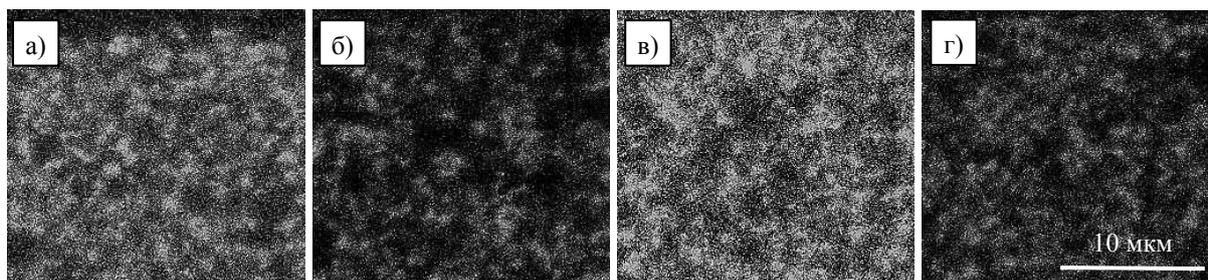


Рис. 3. Распределение интенсивности рентгеновского излучения никеля: а – исходное состояние; б – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,20 кВт/м²; в – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,50 кВт/м²; г – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,88 кВт/м²

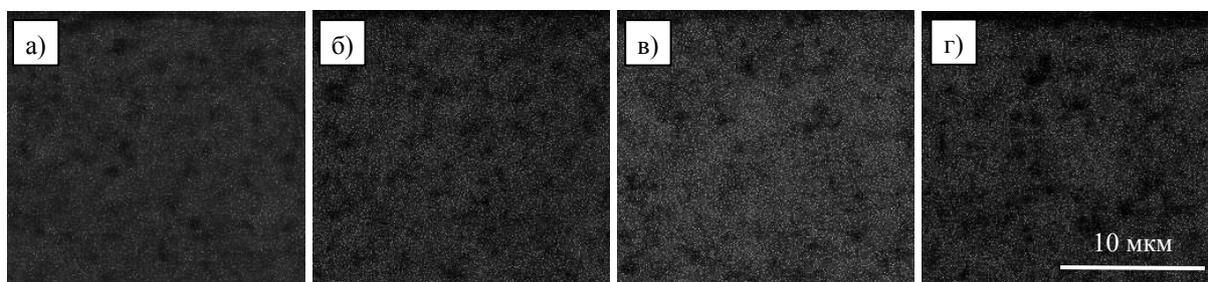


Рис. 4. Распределение интенсивности рентгеновского излучения титана: а – исходное состояние; б – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,20 кВт/м²; в – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,50 кВт/м²; г – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,88 кВт/м²

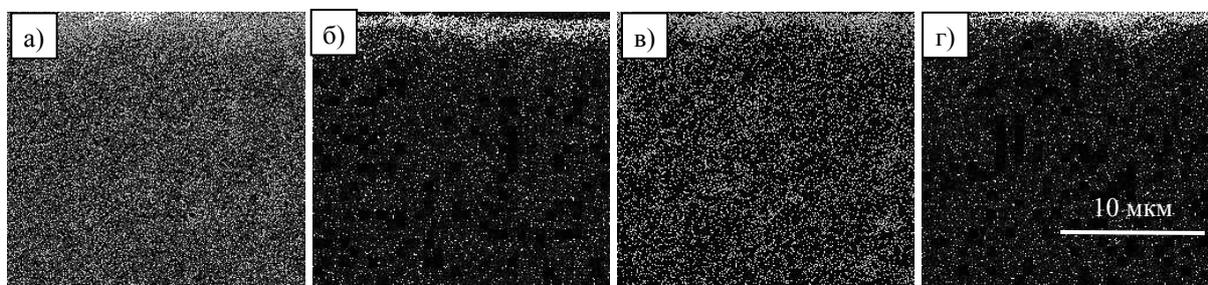


Рис. 5. Распределение интенсивности рентгеновского излучения углерода: а – исходное состояние; б – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,20 кВт/м²; в – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,50 кВт/м²; г – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,88 кВт/м²

Анализ результатов излучения никеля, титана и углерода подтверждает сделанные предположения о перераспределении никеля вдоль границ твердой фазы и образовании по границам зерен твердого раствора TiC + Mo₂C.

Результаты металлографического анализа и результаты распределения микротвердости по глубине позволяют сделать вывод, что глубина модифицированного слоя h_{Δ} , мкм, так же, как и у однокарбидных твердых сплавов [1], в большей степени зависит от удельной мощности горения разряда W , кВт/м², и максимальное значение ее составляет $120 \text{ мкм} \pm 30 \%$. Данную зависимость можно представить в виде степенной функции, а именно

$$h_{\Delta} = 65 \cdot W^{0,5}. \quad (2)$$

С целью получения информации о воздействии модифицирующей обработки на структуру отдельных составляющих твердого сплава было проведено изучение дифракционных отражений карбидов титана, молибдена и никеля, полученных при помощи автоматизированного рентгеновского комплекса на базе дифрактометра ДРОН-3М в $\text{Co}_{K\alpha}$ -излучении с применением монохроматизации дифрагированного пучка.

Период решетки сплавов оценивали по результатам записи дифракционных линий соответствующих структурных составляющих, расположенных на дальних углах рассеяния. Размер фрагментов D связки рассчитывали методом аппроксимации по физическому уширению β исследуемых дифракционных линий Ni, Mo и TiC.

При определении β вводились поправки на геометрию съемки и неоднородность излучения [2]. При этом в качестве функции, определяющей распределение интенсивности в линиях эталона и исследуемого образца, выбирали функцию вида

$$f(x) = \frac{1}{(1 + \alpha x^2)^2}. \quad (3)$$

Размер D фрагментов находили из выражения

$$D = \frac{\lambda}{\beta \cdot \cos\theta}, \quad (4)$$

где λ – длина волны рентгеновского излучения; θ – угол рассеяния.

На рис. 6 представлен фрагмент дифрактограммы исходного образца сплава ТН-20.

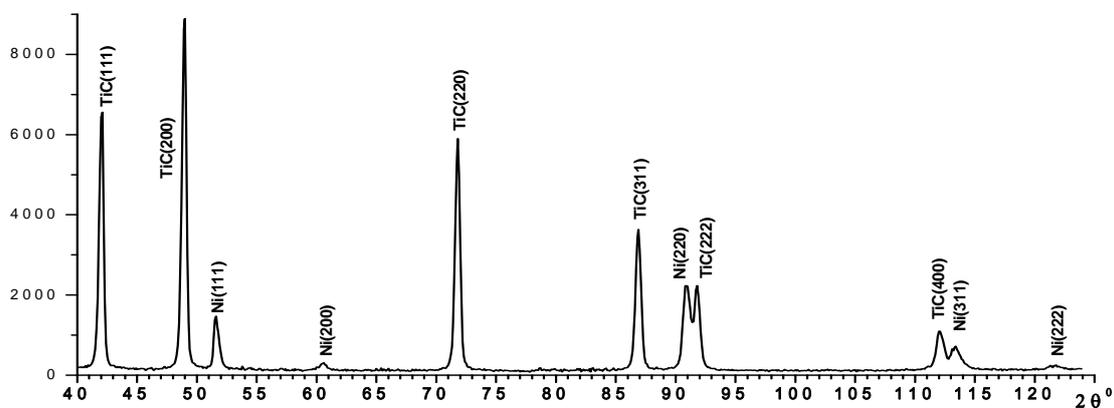


Рис. 6. Фрагмент дифрактограммы твердого сплава ТН-20 в исходном состоянии

При анализе полученной дифрактограммы исходного образца сплава ТН-20 видно, что фазовый состав сплава представлен карбидом титана TiC и никелем. Отсутствие отражений от Mo в исследуемом интервале углов рассеяния связано с тем, что молибден растворен в карбидной фазе [3].

Рассмотрим характер распределения интенсивности в дифракционных линиях никеля и в особенности изменения их профиля после обработки тлеющим разрядом с различными энергетическими характеристиками на поверхностные слои сплава. Обратимся вначале к первой определяющей линии никеля (111).

Обработка тлеющим разрядом оказывает влияние на тонкую структуру, на что однозначно указывают изменения профиля дифракционных линий и соотношение их интенсивностей. Так, из полученных результатов следует, что в исходном состоянии профиль линии (111) сильно размыт, отмечается асимметрия со стороны больших углов рассеяния 2θ , интенсивность линии относительно невелика (рис. 7, а), физическое уширение дифракционной линии составляет $12,7 \cdot 10^{-3}$ рад (табл. 1). Межплоскостное расстояние этого отражения составляет 0,2060 нм, что существенно превышает литературное значение 0,2038 нм (см. табл. 1).

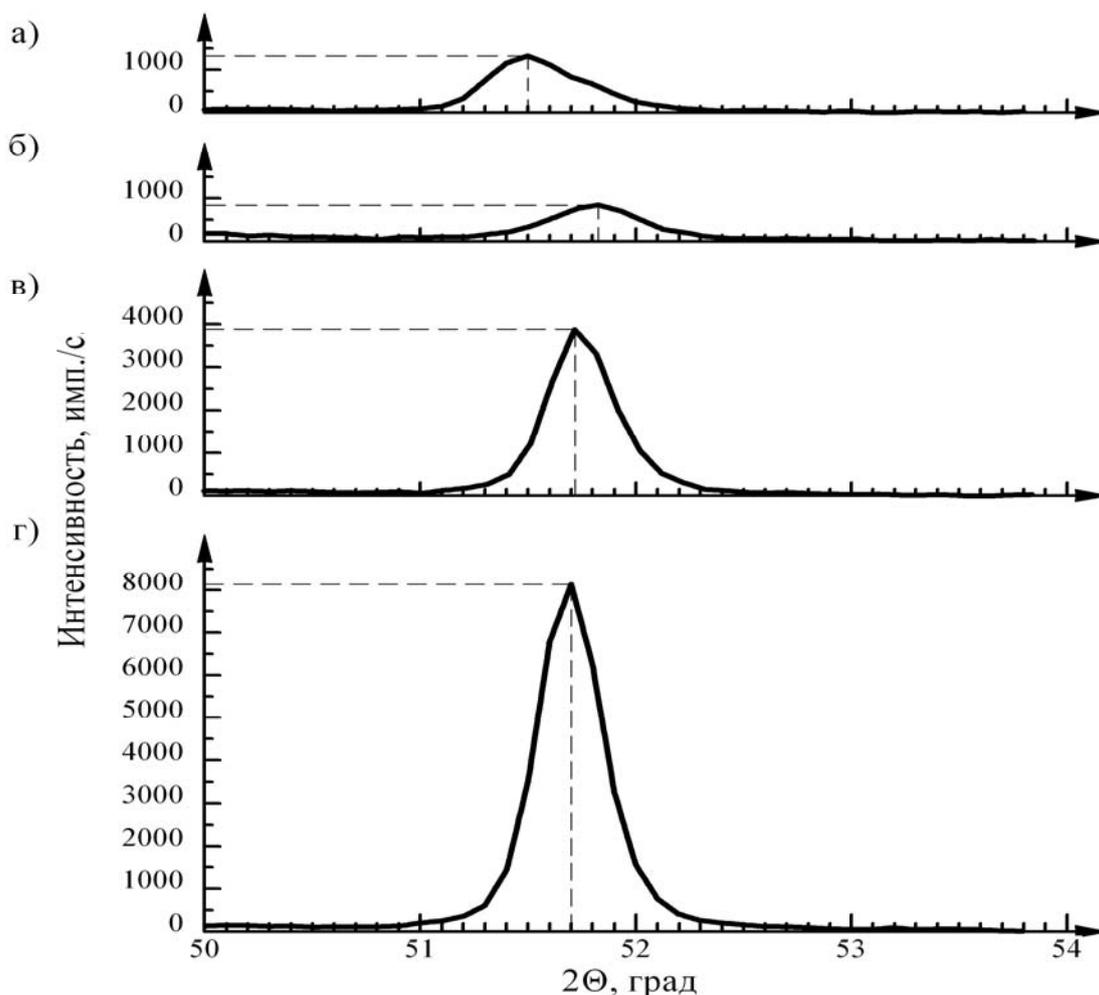


Рис. 7. Профиль линии (111) никеля: а – исходное состояние; б – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,20 кВт/м²; в – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,50 кВт/м²; г – после обработки с удельной мощностью горения разряда 0,88 кВт/м²

Табл. 1. Межплоскостное расстояние d/n , интегральная интенсивность J , физическое уширение β дифракционных линий никеля, размер фрагментов D в его поверхностных слоях

Образец	Линия (111)					Линия (220)			Линия (222)		
	d/n , нм		J , имп.	β , 10^{-3} ·рад	D , нм	d/n , нм		J , имп.	d/n , нм		J , имп.
	эксперимент	эталон [4]				эксперимент	эталон [4]		эксперимент	эталон [4]	
Исходный	0,2060	0,2038	1317	12,7	16	0,1257	0,1252	1472	0,1026	0,1022	438
0,20 кВт/м ²	0,2049		981	18,9	11	0,1258		246	0,1026		384
0,50 кВт/м ²	0,2054		3850	5,2	38	0,1257		710	0,1027		606
0,88 кВт/м ²	0,2053		8103	4,1	50	0,1253		202	0,1027		522

Вместе с тем межплоскостные расстояния, рассчитанные по отражениям линий никеля (220) и (222), близки к литературным. Это позволяет сделать однозначный вывод, что в исходном состоянии сплав характеризуется

анизотропией свойств и наибольшая степень искажения кристаллической решетки никеля происходит по плоскостям (111), (220), для которых соотношение интенсивностей отличается от эталона (табл. 2).

Табл. 2. Соотношение интенсивности линий никеля для различных образцов

Образец	Интенсивность дифракционных линий, %		
	(111)	(220)	(222)
Эталон	100	40	10
Исходный	100	100	16
0,20 кВт/м ²	100	18	21
0,50 кВт/м ²	100	15	18
0,88 кВт/м ²	100	2	6

Сопоставление представленных в табл. 2 результатов свидетельствует о том, что воздействие тлеющего разряда оказывает значительное влияние на поверхностные слои сплава, на что указывает изменение профиля и интенсивности линии (111) никелевой связки.

Воздействие тлеющего разряда с удельной мощностью горения 0,20 кВт/м² на поверхность образца 1 (см. рис. 7, б; табл. 1) приводит к снижению интенсивности отражений линий (111), (220), (222) по сравнению с исходным состоянием сплава. Данное изменение может указывать на перераспределение никеля в поверхностных слоях, в частности, на

некоторое его уменьшение за счет растворимости в карбиде титана при одновременном измельчении (до 11 нм) его фрагментов и росте физического уширения дифракционной линии в 1,5 раза (см. табл. 1). При этом регистрируется заметное снижение межплоскостного расстояния линии (111) с 0,2060 до 0,2049 нм. Кроме того, изменяется соотношение интенсивностей отражений по отношению к эталонному образцу (см. табл. 2).

Обработка сплава ТН-20 тлеющим разрядом с удельной мощностью горения 0,50 кВт/м² (образец 2) сопровождается заметным сужением профиля ли-

нии (111), ростом ее интенсивности (см. рис. 7, в) и некоторым возрастанием межплоскостного расстояния, а также приближением соотношения интенсивностей к эталонному образцу (см. табл. 2). Все эти данные позволяют сделать заключение о протекании под воздействием тлеющего разряда процессов релаксации искажений, характерных для исходного сплава. На это также указывает рост размера фрагментов Ni в поверхностных слоях (см. табл. 1).

Дальнейшее уменьшение физического уширения (до $4,1 \cdot 10^{-3}$ рад) и существенное возрастание интенсивности линии (111) никеля регистрируются для образца, подвергнутого обработке тлеющим разрядом с удельной мощностью горения $0,88 \text{ кВт/м}^2$ (см. рис. 7, г; табл. 1). Однако в этом случае имеет место текстура, приводящая практиче-

ски к исчезновению линии (220) и резкому снижению интенсивности линии (222) никеля (см. табл. 2), что может объясняться переориентацией кристаллитов никеля (эффект самоорганизации). Согласно проведенной оценке, в случае такой обработки образца в поверхностных его слоях формируются фрагменты с наибольшими (50 нм) размерами.

В табл. 3 представлены характеристики некоторых отражений TiC. Видно, что основные дифракционные параметры исследованных отражений у исходного образца сплава и после воздействия на него тлеющим разрядом практически не различаются. Последнее свидетельствует, что обработка тлеющим разрядом практически не оказывает воздействие на карбид титана.

Табл. 3. Межплоскостное расстояние d/n , интегральная интенсивность J , физическое уширение β дифракционных линий TiC, размер фрагментов D в его поверхностных слоях

Образец	Линия (111)				Линия (220)			Линия (222)			
	d/n , нм		J , имп.	β , 10^{-3} рад	D , нм	d/n , нм		J , имп.	d/n , нм		J , имп.
	эксперимент	эталон [4]				эксперимент	эталон [4]		эксперимент	эталон [4]	
Исходный	0,1528	0,1520	3320	6,5	34	0,1248	0,1245	1384	0,1080	0,1079	789
0,20 кВт/м ²	0,1528		3769	7,1	31	0,1248		1394	0,1080		923
0,50 кВт/м ²	0,1527		3683	7,1	31	0,1246		1406	0,1079		896
0,88 кВт/м ²	0,1528		3631	6,6	33	0,1248		577	0,1080		461

Некоторое исключение представляет образец, обработанный тлеющим разрядом с удельной мощностью горения $0,88 \text{ кВт/м}^2$, у которого интенсивность линий (222) и (400) ниже по сравнению с остальными образцами, что может указывать на некоторое перераспределение TiC по глубине образца, а именно снижение его количества вдоль плоскостей (222), (400) в поверхностных слоях.

Заключение

Обработка твердого сплава ТН-20 в тлеющем разряде вызывает повышение поверхностной твердости до 20 %, что обусловлено комплексом структурных изменений в приповерхностных слоях на глубине до 120...160 мкм, заключающихся в перераспределении никеля в поверхностных слоях, растворимости его в карбиде титана при одновременном измельчении фрагментов и росте плотности дислокаций; перерас-

пределении TiC по глубине; образовании по границам зерен карбидной фазы твердого раствора TiC + Mo₂C; переходе молибдена из твердой фазы в связующую.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шеменков, В. М.** Структурные изменения в поверхностных слоях однокарбидных твердых сплавов при их обработке в тлеющем разряде / В. М. Шеменков, Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 121–130.

2. **Лысак, Л. И.** Определение истинной ширины рентгеновских интерференционных линий с применением стандартного образца / Л. И. Лысак // Вопросы физики металлов и металловедения : сб. тр. – Киев, 1955. – № 6. – С. 40–53.

3. **Панов, В. С.** Технология и свойства спеченных твердых сплавов и изделий из них : учеб. пособие для вузов / В. С. Панов, А. М. Чувилин, В. А. Фальковский. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : МИСИС, 2004. – 464 с. : ил.

4. **Горелик, С. С.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ : учеб. пособие для вузов / С. С. Горелик, Ю. А. Скаков, Л. Н. Расторгуев. – 4-е изд. доп. и перераб. – М. : МИСИС, 2002. – 360 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 11.01.2011

**V. M. Shemenkov, F. G. Lovshenko,
G. F. Lovshenko**
**The effect of glow discharge on
the structure of tungstenfree hard
alloys**

The paper deals with the mechanisms of modifying the structure of tungstenfree hard alloys of the TH-20 type, which result in the increase of surface hardness and wear-resistance of tools. The results of scanning electron microscopy and roentgen-phase analysis are given.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.314

**О. Н. Парфенович, канд. техн. наук, доц., А. С. Третьяков, И. В. Соколов,
О. А. Капитонов**

НОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ АСИНХРОННЫХ С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ ЭНЕРГОРЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕГУЛИРУЕМЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В статье предлагаются четыре новые модели энергоресурсосберегающих регулируемых асинхронных с короткозамкнутым ротором электродвигателей в электромехатронном исполнении, которые специально предназначены для работы в системе электропривода с тиристорным регулятором напряжения (ТРН), приводятся расчетные технические характеристики; анализируется работа современных электроприводов на базе асинхронных электродвигателей с преобразователями частоты (ПЧ); указывается на их положительные и отрицательные стороны; отмечается, что при использовании новых электродвигателей в электроприводах с ТРН последние могут быть не менее эффективными, чем частотные, при этом устраняется ряд недостатков, присущих частотным электроприводам.

Введение

В настоящее время 67 % электроэнергии, вырабатываемой различными энергоисточниками, потребляется электродвигателями. В Республике Беларусь находящиеся в производстве и эксплуатации электродвигатели на 95 % нерегулируемые, по этой причине энергозатратные и ненадежные. Они потребляют из сети так называемую реактивную мощность в номинальном режиме до 80 % по отношению к полезной и до 1000 % – в режиме холостого хода. Указанные электродвигатели работают не более 3...4 лет, хотя по стандартам должны работать не менее 17...20 лет. В других промышленно развитых странах нерегулируемых электродвигателей – не более 40...50 %; тенденция – использовать только регулируемые, так называемые интеллектуальные, электродвигатели, что в целом уже сейчас дает этим странам свыше 10...15 % экономии электроэнергии.

В нашей стране не менее 40 % электроэнергии потребляют различного рода нагнетатели (насосы, вентиляторы и пр.), и они приводятся в движение, за

редким исключением, нерегулируемыми электродвигателями. Установка же в нагнетателях вместо дросселирования регулируемых электродвигателей дает экономию электроэнергии до 40...50 %, воды – до 15...20 %, тепла – до 20 %. Весьма эффективно использование регулируемых энергосберегающих электродвигателей и в машиностроении: в этой отрасли, по данным зарубежных источников, экономится до 15...20 % электроэнергии и до 10...15 % электродвигателей.

Западноевропейские электротехнические концерны АВВ, «Сименс», «Данфосс», японские «Хитачи», «Тошиба», американский «Аналог Дивайсес» и др. постоянно работают над проблемами энергосберегающих электродвигателей и в последние годы совершили в этой области резкий технологический прорыв. В настоящее время инофирмы охватили дилерской сетью по сбыту и сервису энергосберегающих электродвигателей и преобразователей практически все промышленно развитые регионы мирового рынка. Ряд российских и украинских фирм также на-

чали производить преобразователи по импортной технологии и элементной базе. Весьма осторожные шаги в этом направлении делаются в Беларуси (заводы «Измеритель» в Новополоцке и «Зенит» в Могилеве, частные фирмы в Бресте и Минске): стоимость такой техники достаточно высока.

Так, стоимость 1 кВт установленной мощности электромеханических преобразователей – электродвигателей находится в пределах 50...60 долл. США, стоимость же 1 кВт установленной мощности производимых указанными фирмами для этих электродвигателей вентильных преобразователей, изготовленных по импортной технологии, – 200...300 долл. США.

Зарубежные фирмы решают задачу энергосбережения при эксплуатации электродвигателей в двух направлениях:

– завышение массогабаритных параметров электродвигателей (электро-

технической стали, меди) в среднем на 30...40 %;

– установка частотных регуляторов, которые дороже самих электродвигателей в 4...5 раз.

Авторами предлагается для решения задач энергосбережения в стандартных электродвигателях использовать регуляторы напряжения, которые могут быть в 3...4 раза дешевле частотных, а для расширения функциональных возможностей электродвигателей (регулирование частоты вращения, пуска, торможения и пр.), снижения на единицу мощности их массогабаритных характеристик (стали, меди) – электродвигатели, выполненные по конструктивной схеме ДАС [1] и специально предназначенные для работы в системе тиристорный регулятор напряжения–асинхронный электродвигатель (система ЭП-ТРН-АД) (рис. 1).

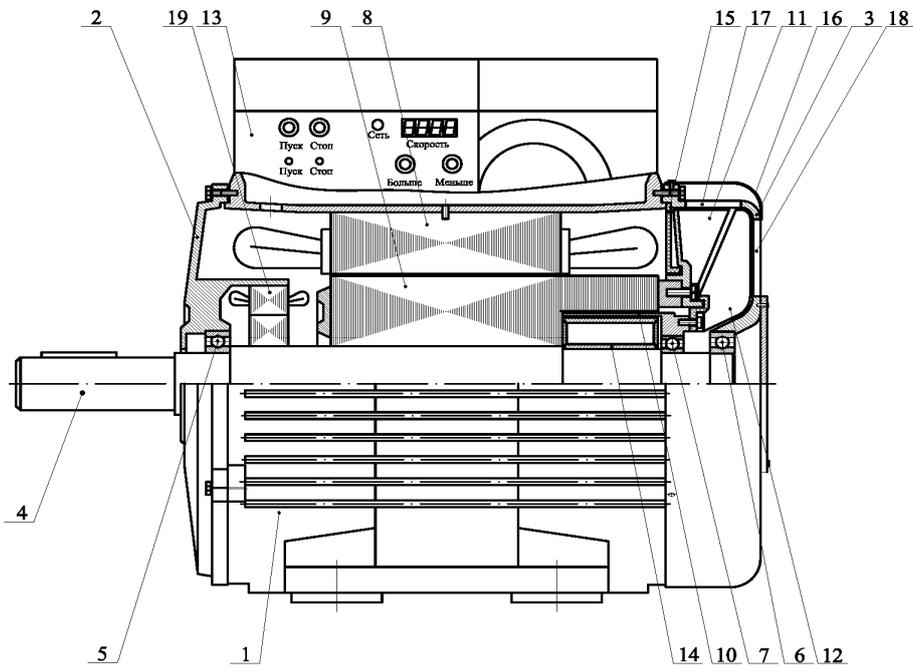


Рис. 1. Особенности конструкции асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с двухроторной электромеханикой (ДАС-12): 1 – станина электродвигателя; 2, 3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5, 6 – подшипники силового ротора; 7 – подшипник малого ротора; 8 – магнитопровод статора с обмоткой; 9 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 10 – малый ротор вентилятора; 11 – вентилятор-теплорассеиватель, закрепленный на силовом роторе; 12 – вентилятор, закрепленный на малом роторе; 13 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования; 14 – магнитопровод малого ротора вентилятора; 15 – кольцевая перегородка; 16 – кожух; 17 – осевые отверстия подшипникового щита для вывода охлаждающего воздуха из электродвигателя; 18 – радиальные отверстия подшипникового щита для ввода охлаждающего воздуха в электродвигатель; 19 – датчик скорости

Электродвигатель с двухроторной электромеханикой выполнен на базе стандартного – АИРС100S4. Отличительной особенностью данного электродвигателя является то, что тепловые потери в стержневой обмотке силового ротора 9 выносятся за кольцевую перегородку 15 в зону интенсивного охлаждения радиатором-вентилятором 11 и

вентилятором 12, вращающимся с постоянной подсинхронной скоростью, независимой от скорости вращения силового ротора.

В электродвигателе также изменены формы пазов статора и ротора.

Расчетные параметры технических характеристик этого электродвигателя приведены в табл. 1.

Табл. 1. Характеристики асинхронных электродвигателей

Параметры	АИРС 100S4	ДАС – 12 с электронным регулятором напряжения	СМ300/400 с электронным регулятором частоты (Сименс, ФРГ)
Мощность, Вт	2300	3500	3000
Напряжение, В	380	380	380
Ток, А	5,76	7,8	6,92
Частота, Гц	50	50	50
Скольжение	4,8	4,5	5,7
Частота вращения, об/мин	1428	1433	1415
Момент номинальный, Н·м	15,4	23,4	20,2
Ток холостого хода, А	4,3	0,5	0,5
КПД номинальный, %	78	82	81,5
Cos(f) номинальный	0,78	0,83	0,81
Кратность пускового тока I_n/I_n	6,2	3,5	6
Кратность пускового момента M_n/M_n	2,8	2,55	2,8
Кратность максимального момента M_{max}/M_n	3,1	2,6	3
Кратность минимального момента M_{min}/M_n	2,27	2,5	2,2
Момент, допустимый по условиям нагрева при $n = 0$, Н·м	0,5	6,0	8,4
Диапазон регулирования напряжением при вентиляторной нагрузке	1,5	10	1000 (частотное регулирование)
Допустимая частота пускотормозных циклов при $J = 6J_{дв}$	До 80	До 400	До 120
Габариты, мм	360×245×240	366×270×240	360×289×240
Масса, кг	27,9	28,8	28

На рис. 2 представлен асинхронный регулируемый электродвигатель с трехроторной электромеханикой (ДАС-14) [2], выполненной на базе стандартного АИРС100S4. Отличительная особенность этого электродвигателя – тепловые потери ротора и отчасти статора выносятся в осевом направлении в зону

интенсивного охлаждения по обе стороны статора и ротора. Предусматривается параметрический датчик частоты вращения силового ротора.

В табл. 2 приведены расчеты параметров технических характеристик этого электродвигателя.

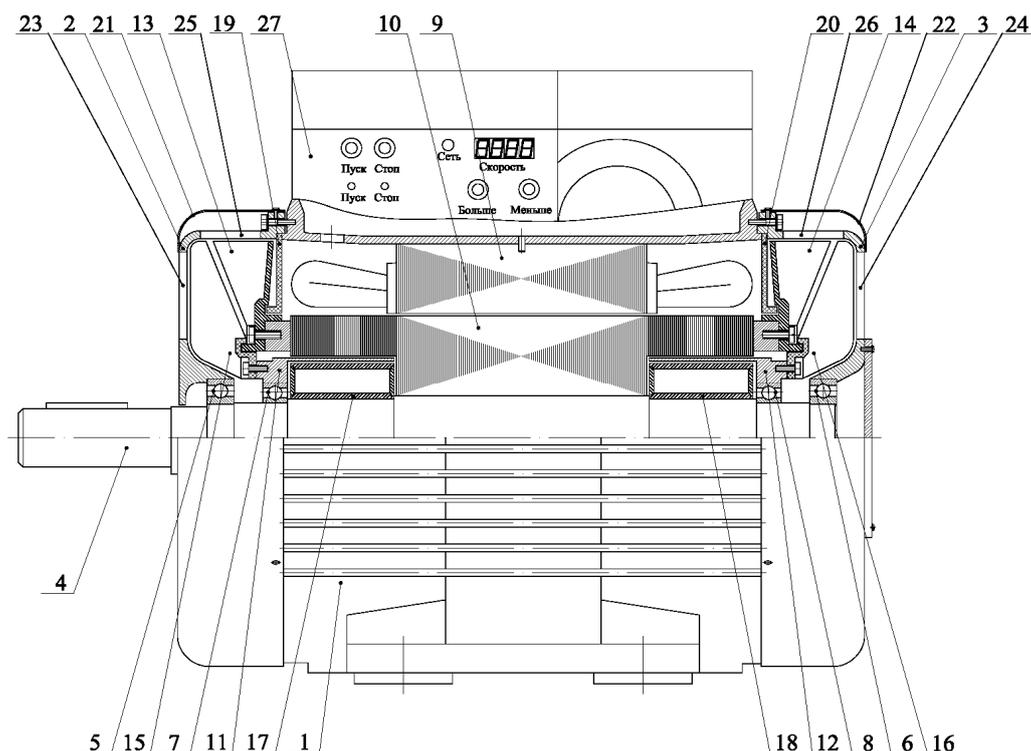


Рис. 2. Особенности конструкции асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с трехроторной электромеханикой (ДАС-14): 1 – станина электродвигателя; 2, 3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5, 6 – подшипники силового ротора; 7, 8 – подшипники малых роторов вентиляторов; 9 – магнитопровод статора с обмоткой; 10 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 11, 12 – малые роторы вентиляторов; 13, 14 – лопасти вентиляторов – теплорассеивателей силового ротора; 15, 16 – вентиляторы, закрепленные на малых роторах; 17, 18 – магнитопроводы малых роторов вентиляторов; 19, 20 – кольцевые перегородки; 21, 22 – кожухи; 23, 24 – радиальные отверстия подшипниковых щитов; 25, 26 – осевые отверстия подшипниковых щитов; 27 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования

Табл. 2. Характеристики асинхронных электродвигателей

Параметры	АИРС 100S4	ДАС-14 с электронным регулятором напряжения	СМ300/400 с электронным регулятором частоты (Сименс, ФРГ)
Мощность, Вт	2300	3800	3000
Напряжение, В	380	380	380
Ток, А	5,76	8,56	6,92
Частота вращения, об/мин	1428	1428	1415
Ток холостого хода, А	4,3	0,5	0,5
КПД номинальный, %	78	81	81,5
Cos(f) номинальный	0,78	0,83	0,81
Кратность пускового тока I_n/I_H	6,2	3,2	6
Кратность пускового момента M_n/M_H	2,8	2,50	2,8
Кратность максимального момента M_{max}/M_H	3,1	2,55	3
Кратность минимального момента M_{min}/M_H	2,27	2,4	2,2
Момент, допустимый по условиям нагрева при $n = 0$, Н·м	0,5	8,0	8,4
Габариты, мм	360×245×240	366×270×240	360×289×240
Масса, кг	27,9	29,8	28

Авторами также рассматривалась возможность улучшения условий охлаждения многополюсных, с пониженной частотой вращения силового ротора, асинхронных электродвигателей, работающих в системе ЭП–ТРН–АД. В частности, была предложена конструктивная схема электродвигателя с формированием трехфазной двухполюсной системы токов в выступающей за пакет статора части ротора, в полую часть которой, как и у электродвигателей (см. рис. 1 и 2), установлен ротор вентилятора [4]. При этом частота вращения вентилятора постоянная; она близка к синхронной

(3000 об/мин) и не зависит от частоты вращения силового ротора.

В качестве альтернативы нерегулируемым энергосберегающим электродвигателям (например, электродвигателям Super-E и Metric-E+ компании «Балдор», работающей на мировом рынке около 90 лет [5]) предлагается конструкция соответствующих по мощности электродвигателей, но имеющих меньшие массогабаритные характеристики и, естественно, меньшую стоимость. На рис. 3 представлен такой электродвигатель (DAC-13) [6].

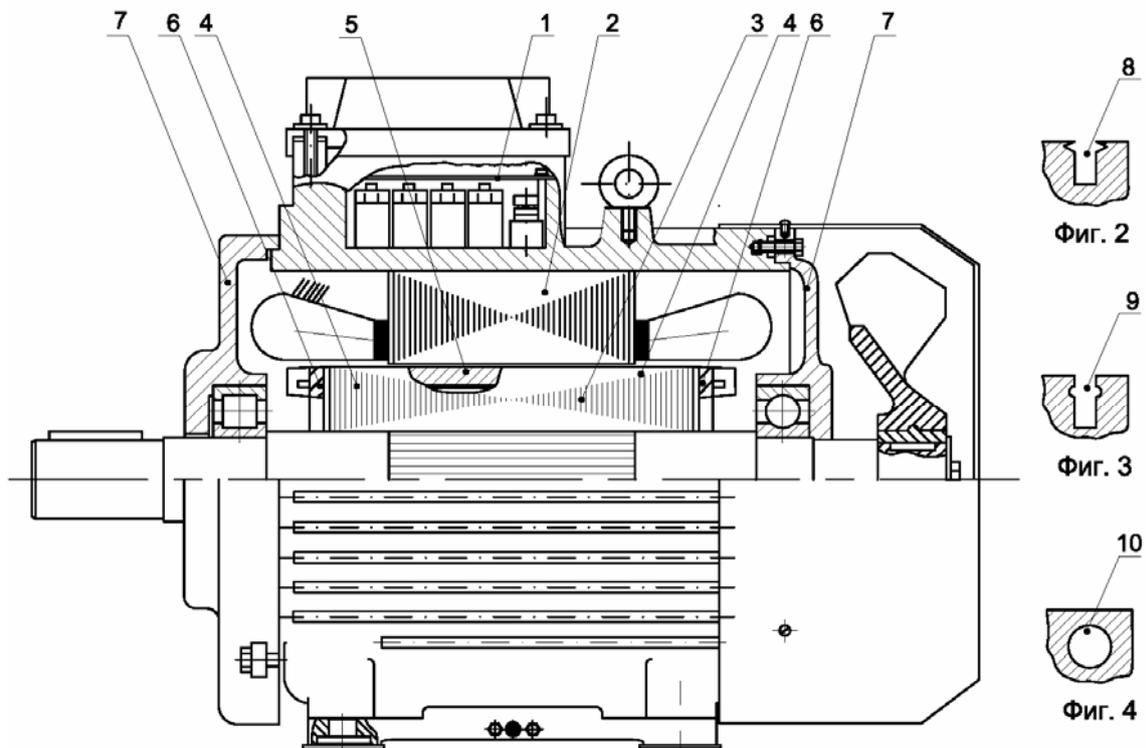


Рис. 3. Особенности конструкции асинхронного электродвигателя (DAC-13): 1 – регулятор напряжения; 2 – статор с сердечником; 3 – ротор с удлиненным сердечником и выступающими за пакет статора частями 4; 5 – стержневая обмотка с короткозамкнутыми кольцами 6 на торцах ротора; 7 – подшипниковые щиты; активная часть сердечника статора имеет открытые пазы 8 по форме (фиг. 2); активная часть сердечника ротора имеет открытые пазы 9 по форме (фиг. 3); выступающие за пакет статора части пакета ротора имеют закрытые пазы круглой формы 10 (фиг. 4)

В этом электродвигателе за счет применения открытых пазов в активной части пакетов статора и ротора снижаются потери рассеяния, увеличивается потокосцепление между соответствующими обмотками, тем самым

снижается ток холостого хода электродвигателя, повышается его КПД и $\cos \varphi$, максимальные и пусковые моменты. При этом снижение влияния пространственных и временных гармоник на соответствующие харак-

теристики электродвигателя будет обеспечиваться эффективным действием противо-ЭДС гармонических порядков, проявляющихся в выступающих за пакет статора частях стержней обмотки ротора. Электронный регулятор напряжения, по определению также предназначенный для обеспечения режима энергосбережения, может использоваться для регулирования скорости, управляемого пуска и торможения электродвигателя.

Предлагаемое конструктивное решение может быть применено в электродвигателях общепромышленного назначения и в электродвигателях, предназначенных для регулирования частоты вращения как частотными преобразователями, так и регуляторами напряжения.

Расчетные параметры технических характеристик такого электродвигателя в сравнении с соответствующими по мощности электродвигателями компаний «Балдор» и АИР приведены в табл. 3.

Табл. 3. Характеристики асинхронных электродвигателей

Техническая характеристика	ДАС-13	АИР	«Балдор»
Мощность, Вт	3	3	3
Напряжение, В	380/220	380/220	380/220
Ток, А	6,5	7,4	6,4
Частота, Гц	50	50	50
Скольжение, %	4	5	5
Частота вращения, об/мин	960	950	950
КПД, %	84	81	86.9
Cos φ	0,83	0,758	0,81
Потребляемая полная мощность, кВ·А	4,30	6,13	4,26
Масса, кг	36	35	55
Габариты	112МА6	112МА6	132М

В настоящее время практически все многочисленные дилерские структуры в Республике Беларусь, представляющие те или иные зарубежные электротехнические компании, предлагают использовать в качестве энергосберегающих импортные частотные электроприводы (система ЭП–ПЧ–АД) [7]. Новые разработки последних лет, исходя из рекламных данных фирм производителей и мнения отдельных потребителей этой продукции, весьма эффективны в эксплуатации. Частотные электроприводы конкурентоспособны с электроприводами постоянного тока и электроприводами на базе тиристорных регуляторов напряжения со стандартными

асинхронными электродвигателями. К их основным достоинствам относятся сверхширокий диапазон регулирования частоты вращения электродвигателя (до 10000), многофункциональность (до 240 технологических операций), относительная бесшумность работы, отсутствие особых ограничений в применении.

На рис. 4 представлена функциональная схема современного частотного электропривода серии L300P Hitachi [6].

Однако такие электроприводы имеют ряд недостатков. Прежде всего – это высокая стоимость преобразователя частоты (ПЧ). Из существенных, кроме того, можно выделить следующие.

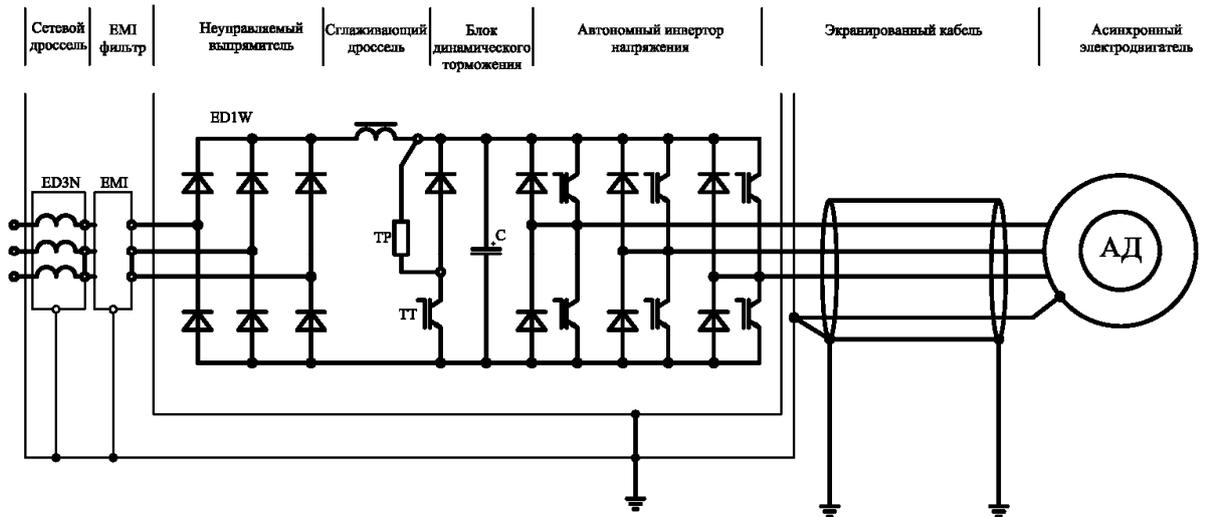


Рис. 4. Функциональная схема современного частотного электропривода серии L300P Hitachi

1 Двукратное преобразование силовой энергии в преобразователе (снижает КПД преобразователя).

2 Высокочастотная (до 15 кГц) модуляция силового тока в транзисторном инверторе (увеличивает потери в транзисторах, снижает КПД и надежность).

3 Наличие цепей сквозного короткого замыкания в транзисторном инверторе (снижает надежность силового блока преобразователя).

4 Высокочастотная составляющая модулируемого силового тока (до 15 кГц) (в определенной степени ускоряет разрушение изоляции статорной обмотки электродвигателя (снижается надежность электродвигателя). По этой же причине фирмы ограничивают использование приводного электродвигателя по среднему току (моменту) коэффициентом $K_c = 0,85$. Это ограничение указывает на снижение КПД электродвигателя при его работе от ПЧ даже на естественной характеристике [8]).

5 Наличие трех каналов управления инвертором ПЧ: частотой, напряжением и формой тока (снижает надежность преобразователя).

6 Отсутствие в данной системе

возможности рекуперации электроэнергии.

7 Отсутствие вентилятора-наездника в управляемом от ПЧ электродвигателе (приводит к тому, что допустимый по условиям нагрева момент на нулевой частоте вращения ротора снижается до $0,4 M_n$, с вентилятором – до $0,7 M_n$).

8 Электромагнитная совместимость. Как указывается в [7], «неуправляемый выпрямитель для сети электропитания является нелинейной нагрузкой и потребляет из сети, помимо основной гармоники тока (50 Гц), высшие гармоники: пятую (250 Гц), седьмую (350 Гц), одиннадцатую (550 Гц) и выше, что приводит к засорению сети электропитания высшими гармониками, которые, протекая по линиям электропередач, трансформаторам, электродвигателям, батареям статических конденсаторов, создают дополнительные потери мощности и приводят к сокращению срока службы электрооборудования. Кроме того, ухудшаются экономические показатели системы ПЧ–АД: снижается ее коэффициент мощности. Это приводит к повышению потребления системой ПЧ–АД реактивной мощности, что снижает энергосберегающий эффект

от внедрения ПЧ и, как следствие, увеличивает срок окупаемости ПЧ. Для подавления высших гармоник используется сетевая дроссель или дроссель в звене постоянного тока. Сетевые дроссели защищают ПЧ от всплесков напряжения и перекося фаз напряжения на его входе. В случае, если в комплект поставки ПЧ входит дроссель постоянного тока, нет основания для отказа от применения дополнительного сетевого дросселя.

Транзисторы автономного инвертора переключаются с высокой частотой, генерируя широкий спектр помех. Помехи следует разделять на помехи, распространяемые по проводам, и помехи, распространяемые по эфиру.

Помехи, распространяемые по проводам, лежат в частотном диапазоне от 150 кГц до 30 МГц. Для борьбы с этим видом помех применяется полное экранирование и оснащение схемы фильтром радиопомех – ЕМІ-фильтром. Корпус преобразователя частоты, экран кабеля двигателя, корпус двигателя должны составлять единое целое. Каждый элемент схемы должен иметь хорошее высокочастотное соединение с другими, обра-

зую так называемую «клетку Фарадея». Экран должен быть соединен с фильтром радиопомех (ЕМІ).

Помехи, распространяемые по эфиру, лежат в диапазоне от 30 МГц до 1 ГГц. Предотвращение проникновения электромагнитных помех должно осуществляться экранированием всех элементов схемы, где используется ПЧ.

Необходимо отметить, что до настоящего времени не исследовано влияние мощного электромагнитного излучения электроприводов с ПЧ, работающих на модулируемой частоте силовых токов 4...15 кГц, на окружающую среду, в частности, на обслуживающий персонал, что может со временем оказаться определяющим фактором, резко ограничивающим применение электроприводов подобного типа.

Авторами предлагается альтернатива электроприводам с ПЧ – электроприводы с разработанными электродвигателями, специально предназначенными для работы с тиристорными регуляторами напряжения (рис. 5) и не имеющими многих приведенных выше недостатков (система ЭП–ТРН–АД).

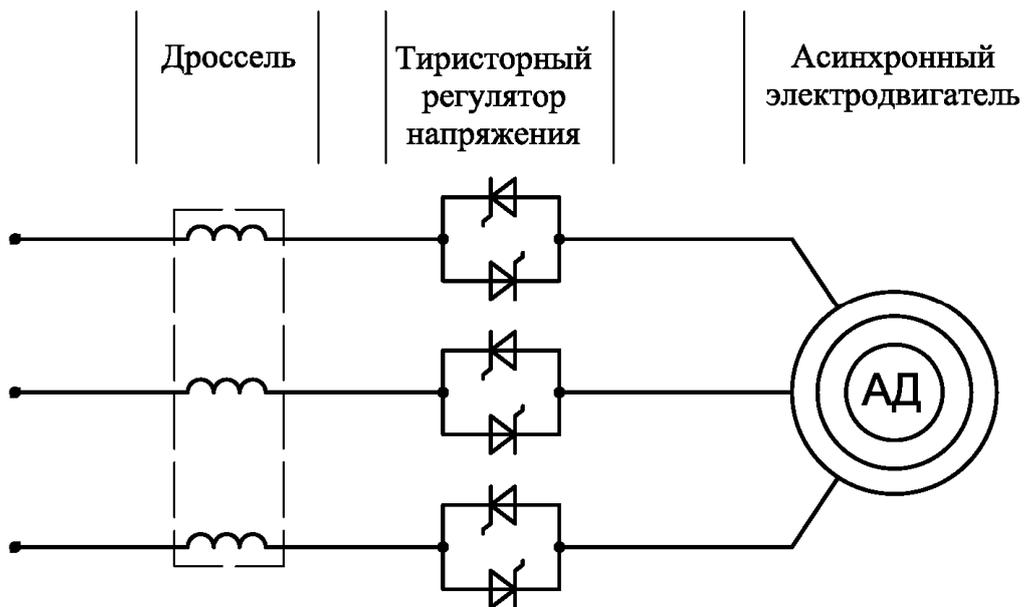


Рис. 5. Типовая схема системы ЭП ТРН – АД

Вероятно, единственный недостаток данной системы ЭП – это повышенные, пропорционально скольжению, потери в электродвигателе на регулировочных характеристиках.

Предлагаемая система ЭП–ТРН–АД обеспечивает пять основных функциональных режимов работы электродвигателя:

- 1) управляемый пуск;
- 2) управляемое торможение;
- 3) регулирование частоты вращения

в диапазоне 10;

4) режим энергосбережения;

5) момент электродвигателя по условиям нагрева в заторможенном режиме ротора $M_d = (0,3 \dots 0,4)M_n$.

Указанные режимы работы достаточны для 90...95 % электродвигателей, используемых в народно-хозяйственном комплексе страны.

В табл. 4 приведены сравнительные характеристики электроприводов по системам ЭП–ТРН–АД и ЭП–ПЧ–АД.

Табл. 4. Характеристики электроприводов по системам ЭП–ТРН–АД и ЭП–ПЧ–АД

Технические характеристики	Система ЭП–ТРН–АД	Система ЭП–ПЧ–АД
1 Допустимый по условиям нагрева электродвигателя момент нагрузки при $n = n_{ном}$, Н·м	26,7	26,7
2 Потребляемая полная мощность электропривода при $n = n_{ном}$, ВА	5673	6779
3 КПД системы при $n = n_{ном}$	0,84	0,72
4 Cos φ системы при $n = n_{ном}$	0,84	0,82
5 Допустимый по условиям нагрева электродвигателя момент нагрузки при $n_2 = 0$, Н·м	8	10,6
6 Диапазон регулирования	10	10000
7 Пуск	Управляемый	Управляемый
8 Торможение	Управляемое	Управляемое
9 Габариты электродвигателя	100S4	100L4
10 Габариты преобразователя (без фильтров), мм	Встроен в электродвигатель	369×125×212
11 Масса электродвигателя, кг	28,8	33,4
12 Масса преобразователя, кг	1	6,2
13 Цена преобразователя, у. е.	200...300	1000...1200
14 Энергосбережение при работе электродвигателя 15 кВт на насосы системы водоснабжения (эксперимент), %	20...30	30...35

Заключение

Еще в середине 90-х гг. XX в. в лаборатории «Электропривод» МГП «Мосгортепло» (Москва) были проведены испытания насосов с регулируемыми электроприводами мощностью 15 кВт (параметрический электропривод отечественного производства (система ЭП–ТРН–АД) и частотный преобразователь американской фирмы «Ален Бредли» (система ЭП–ПЧ–АД)). Испы-

тания показали высокую надежность обоих решений, стабильное поддержание заданного давления на выходе, сокращение расхода воды на 10...12 % и сокращение расхода электроэнергии у параметрического электропривода на 20...30 %, а у частотного преобразователя – на 30...35 % [9]. Но в данном случае применялись стандартные электродвигатели. При использовании в системах ЭП–ТРН–АД разработанных нами специальных электродвигателей, пара-

метры энергосбережения должны быть, предположительно, несколько выше. Учитывая значительно более низкую цену предлагаемой системы электропривода, ее более высокую надежность и электромагнитную совместимость, система ЭП-ТРН-АД в перспективе может стать преимущественной альтернативой современным частотным электроприводам во многих отраслях хозяйственного комплекса страны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 4647 РБ, Н О2 К 9 / 06. Асинхронный электродвигатель, регулируемый, Парфеновича / О. Н. Парфенович ; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. – № 2474 ; заявл. 10.10.94 ; опубл. 25.04.06 ; Бюл. № 5.
2. Пат. 12180 РБ, МПК (2006) Н О2 К9 / 04. Асинхронный электродвигатель для регулируемого электропривода машин и механизмов / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20071410 ; заявл. 21.11.07 ; опубл. 30.06.09 ; Бюл. № 12 (II ч). – 8 с.
3. Парфенович, О. Н. Элементы теории тепловых процессов электродвигателя по конст-

руктивной схеме ДАС с трёхроторной электро-механикой / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 179–187.

4. Пат. 4646 РБ, Н О2 К9 / 06. Асинхронный электродвигатель, регулируемый / О. Н. Парфенович ; заявитель и патентообладатель Могилев. машиностр. ин-т. – № 950068 ; заявл. 13.02.95 ; опубл. 29.04.96 ; Бюл. № 5.

5. Двигатели, приводы, генераторы / Рекламный каталог ф. BALDOR. – Минск : Вольфа, 2008. – 4 с.

6. Пат. 11861 РБ, МПК (2006) Н О2 К 17 / 02. Асинхронный электродвигатель энергосберегающий / О. Н. Парфенович, И. В. Соколов ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20071284 ; заявл. 24.10.07 ; опубл. Бюл. № 10.

7. Морозов, И. М. Энергосберегающие преобразователи частоты серии L300P HITACHI / И. М. Морозов // Электромагазин. – 2006. – № 9. – С. 29–31.

8. Комплектные регулируемые электроприводы переменного тока мощностью от 0,25 до 315 кВт / Рекламный каталог ф. АBB. – М. : Стремберг, 2008. – С. 2–15.

9. Ильин, В. К. Энергосберегающий электропривод насосов и вентиляторов в промышленности и коммунальном хозяйстве / В. К. Ильин // Материалы НТС. – М. : ВНИИЭ, 1995. – 30 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.11.2010

**O. N. Parfenovich, A. S. Tretiakov,
I. V. Sokolov, O. A. Kapitonov**
**New design decisions for energy-saving
squirrel-cage adjustable induction motors**

Four new models of energy-saving squirrel-cage adjustable induction motors in the electro-mechatronic version are presented in the paper, which are specifically designed for the operation in the system of the electric drive with a thyristor voltage regulator (TVR). Rated specifications are given, and the operation of modern electric drives on the basis of asynchronous electric motors with frequency converters (FC) is analyzed, their advantages and disadvantages being given. The paper states that when new electric engines are used in electric drives with TVR, the latter may be not less effective than the frequency ones, with a number of disadvantages inherent to frequency electric drives being, however, eliminated.

УДК 62.83.52

В. А. Селиванов, канд. техн. наук, доц.

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ И НЕОБХОДИМОСТЬ ПОСТРОЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Рассмотрены инерционности, входящие в системы электропривода постоянного тока, существенно влияющие на их поведение. Приведена целесообразность использования систем подчиненного регулирования при их настройке на оптимум по модулю и симметричный оптимум. Установлены требования к регуляторам тока и скорости, выполнение которых обеспечит получение оптимальной структуры и параметров электропривода.

Решена задача определения момента переключения в регуляторах тока и скорости, при котором наблюдается оптимальное соотношение между перерегулированием и временем переходного процесса при пуске машины по исходной информации и при возмущающих воздействиях. Это позволит решить задачу применения адаптивных регуляторов тока и скорости. Структура и параметры адаптивных регуляторов тока и скорости должны приспосабливаться к изменяющимся режимам электропривода.

Наличие инерционностей, входящих в САУ электроприводов постоянного тока, существенным образом влияет на их поведение. В большинстве случаев включение в систему инерционных звеньев понижает критический коэффициент усиления системы, что, как правило, ухудшает условия устойчивости и увеличивает ошибку системы. В связи с этим для большинства систем электропривода является целесообразным и необходимым уменьшение постоянных времени звеньев, входящих в систему. Непосредственное уменьшение постоянной времени инерционного звена, как правило, невозможно, т. к. она обусловлена в основном конструктивными параметрами звена: наличием индуктивностей, емкостей и других, сходных по физическим явлениям элементов, в которых может накапливаться энергия. Поэтому практически всегда прибегают к косвенным способам компенсации инерционностей элементов систем.

Наибольшее распространение при оптимальных настройках получил способ подчиненного регулирования [1, 2].

За оптимальный процесс обычно принимают такой, при котором максимальное перерегулирование $\sigma \leq 5\%$ и время регулирования достаточно мало.

При более строгом подходе к этому вопросу необходимо рассмотреть условия минимума интеграла:

$$\int_0^{\infty} [1 + (\tau \cdot p)^2] \cdot x^2 dt, \quad (1)$$

где τ – относительное безразмерное время; $x = h_{\infty} - h(t)$; $h(t)$ – переходная функция.

Преобразовав выражение (1), получим

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} [1 + (\tau \cdot p)^2] \cdot x^2 dt - 2 \cdot \int_0^{\infty} \tau \cdot x \cdot p \cdot x dt = \\ = \int_0^{\infty} (1 + \tau \cdot p)^2 \cdot x^2 dt + \tau \cdot x_0^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь и далее полагаем, что $x, x', \dots = 0$ при $t = \infty$.

Таким образом, при заданных τ и x_0 полученный интеграл имеет минимум, если $(1 + \tau \cdot p) \cdot x = 0$, т. е.

$$x = x_0 \cdot e^{-t/\tau}. \quad (3)$$

Экспонента (3) является экстремалью, минимизирующей интеграл (1). Для некоторого объекта регулирования с передаточной функцией

$$W_{OP}(p) = \frac{K}{\prod_{i=1}^N (1 + p \cdot T_i) \cdot \prod_{k=1}^m (1 + p \cdot t_{\mu k})}, \quad (4)$$

содержащей N больших постоянных времени T_i , m малых постоянных времени t_{μ} и допущение малости $\sum t_{\mu}$ по сравнению с каждой T_i (где $\sum t_{\mu} \ll T_i$), оптимизация переходных процессов может быть достигнута применением некоторого регулятора, включенного последовательно с объектом регулирования в замкнутой системе и имеющего передаточную функцию

$$W_{OP}(p) = \frac{\prod_{i=1}^N (1 + p \cdot \tau_i)}{T_{\mu} p}, \quad (5)$$

где τ – постоянная времени регулятора, $\tau = T_i$.

Из выражения (4) следует, что для получения оптимальной структуры и параметров регулятора необходимо следующее:

- порядок регулятора должен быть равен числу больших постоянных времени регулирования объекта;

- каждой большой постоянной времени объекта регулирования должна соответствовать равная ей постоянная регулятора;

- время интегрирования должно быть равно $2K \sum t_{\mu}$.

Требуемый регулятор можно реализовать в виде специального интегрирующего регулятора, в виде нескольких типовых пропорционально-интегральных (ПИ) или пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторов (ПИД), включаемых последовательно в контуры объекта регулирования с большими постоянными времени.

Передаточная функция объекта регулирования (4) с регулятором (5), оптимизированным по условиям оптимума по модулю в замкнутой системе, имеет

вид:

$$W_3(p) = \frac{1}{1 + p \cdot 2 \prod_{\mu=1}^m (1 + p \cdot t_{\mu})}, \quad (6)$$

и быстродействие системы определяется коэффициентом $2 \sum t_{\mu}$.

Процесс характеризуется следующими параметрами: $\sigma_{\max} = 4,3 \%$, время первого достижения заданного значения $t_{p1} = 3,3 \cdot t_{\mu\Sigma}$, время регулирования $t_{p2} = 7 \cdot t_{\mu\Sigma}$.

Настройка систем с последовательной коррекцией по условиям оптимума по модулю дает хорошие результаты, но в ряде случаев, когда требуется повышенное быстродействие системы при возмущающих воздействиях (изменение напряжения питающей сети, наброс нагрузки), используются настройки по симметричному оптимуму.

При настройке регулятора на симметричный оптимум выражение передаточной функции замкнутой системы имеет вид:

$$W_3(p) = \frac{1 + p \cdot 2 \cdot T_i}{1 + p \cdot 2 \cdot T_i + p^2 \cdot 2 \cdot T_i^2 (1 + p \cdot T_i / 2)}. \quad (7)$$

Пренебрегая членом в скобке $p \cdot \frac{T_i}{2}$,

приходим к $W_3(p)$ (уравнение (6)), выполняющей условия оптимума по модулю. В числителе появится форсирующий член $(1 + p \cdot 2 \cdot T)$. В связи с этим переходные процессы по заданию будут иметь значительное перерегулирование. Процесс характеризуется следующими параметрами: $\sigma_{\max} = 43 \%$, время первого достижения заданного значения $t_{p1} = 3,1 \cdot t_{\mu\Sigma}$, время регулирования $t_{p2} = 16,5 \cdot t_{\mu\Sigma}$.

Значительное перерегулирование, где оно не желательно, можно исключить установкой в цепи задающего сигнала сглаживающего фильтра с передаточной функцией

$$W_{\phi}(p) = \frac{1}{1 + \tau \cdot p}. \quad (8)$$

В этом случае переходные процессы получаются оптимальными по модулю. С другой стороны можно ожидать повышенного качества переходных процессов при набросе нагрузки.

Рассмотренные критерии применимы к линейным (линеаризованным) системам с тиристорными преобразователями при выполнении следующих условий:

- получение линейного непрерывного эквивалента схемы;
- определение, с достаточной степенью точности, параметров системы;
- неизменность значений параметров системы во времени при изменяющихся характеристиках входных и выходных сигналов.

Кроме вышеизложенного, применяются настройки на скорректированный оптимум, являющийся некоторым промежуточным подобием двух вышеизложенных методов.

Следующим способом косвенной компенсации инерционностей является применение регуляторов с дифференциальной коррекцией. Регулятор в этой системе находится как в контуре обратной связи по скорости, так и в контуре задающего сигнала.

Его параметры рассчитываются и настраиваются по возмущающему воздействию, а корректировка по управлению осуществляется подбором фильтра $K_{\phi} / A_{\phi} p$ в звене датчика задающего сигнала. Передаточная функция системы по управляющему воздействию имеет вид:

$$W_y(p) = \frac{\omega_0(p)}{u_3(p)} = \left(1 + \frac{K_{\phi} K_{\Pi} B_{\Pi}(p)}{A_{\phi}(p) T_p(p)} \right) \times \left(\frac{K_M K_D T_p' p}{T_{\mu} p + 1} \right),$$

где

$$T_p' = \frac{T_p}{K_{\omega} K_p K_{\Pi} K_D};$$

$$A_{\phi}(p) = B_p(p);$$

$$T_{\mu} = T_p / (K_{\phi} K_p).$$

Получим

$$W_y(p) = \frac{\omega_0(p)}{u_3(p)} = K_M K_D \frac{T_p'}{T_{\mu}}.$$

Оптимизация процессов при данном способе достигается также выбором параметров регулятора, и процессы в системе определяются малой постоянной времени T_{μ} .

В зависимости от требований к электроприводу, системы подчиненного регулирования выполняются с пропорциональным (П) или с пропорционально-интегральным (ПИ) регулятором скорости.

Пропорциональный регулятор скорости используется в том случае, когда от электропривода требуются быстрый разгон и торможение и не требуется точного поддержания скорости при изменениях нагрузки.

Если требуется точное поддержание скорости при изменениях момента нагрузки на валу машины, применяется ПИ-регулятор. В связи с этим контур скорости настраивается чаще всего на оптимум по модулю или симметричный оптимум. Перерегулирование при настройке на симметричный оптимум значительно больше, чем при настройке на оптимум по модулю.

При пуске электропривода с ПИ-регулятором скорости интегральный канал сильно форсирует контур тока, а следовательно, и скорость, что приводит к большому перерегулированию.

Для уменьшения перерегулирования и времени переходного процесса целесообразно применять систему тиристорного электропривода с регулятором скорости переменной структуры.

Задача состоит в определении мо-

мента переключения, при котором наблюдается оптимальное соотношение между перерегулированием и временем переходного процесса при пуске машины при исходной информации.

Имеются три подхода к решению данной задачи. Аналитическое определение переходного процесса для двух тактов работы в соответствии со структурной схемой: первый такт описывается системой четвертого, а второй такт системой уравнений пятого порядка. Результаты работы системы в первом такте по переменным состояния являются начальными условиями для второго такта. На этом пути встречаются три основные трудности: а) громоздкость преобразования матриц, элементы которых выражены в аналитической форме; б) усложнение аналитического решения системы дифференциальных уравнений при ненулевых начальных условиях; в) трансцендентность аналитического решения уравнений относительно времени.

С учетом вышеизложенных трудностей решение поставленной задачи первым способом возможно только методом многократного построения переходного процесса и подбором момента переключения.

Второй подход состоит в численном интегрировании системы уравнений на ЦВМ с помощью соответствующего математического обеспечения. Основная методика аналогична первому подходу.

Третий подход состоит в моделировании, который можно осуществить достаточно просто, т. к. имеется удобная для моделирования структурная схема. Такой подход достаточно прост и вполне приемлем для инженерных расчетов. В случае необходимости уточнение можно провести, используя первый или второй подход.

Высокие динамические качества контура регулирования тока и электропривода в целом как при непрерывных, так и при прерывистых токах можно обеспечить применением адаптивного регулятора тока [1...4].

В этом режиме уменьшается коэффициент усиления тиристорного преобразователя, возрастает эквивалентное сопротивление якорной цепи, изменение среднего значения тока якоря происходит без задержки. Поэтому электромагнитную постоянную времени якорной цепи в соответствующей передаточной функции принимают равной нулю.

Структура и параметры адаптивного регулятора тока связаны с режимом выпрямленного тока тиристорного преобразователя. Принципиально необходимо менять в зоне прерывистых токов ПИ-регулятор тока на пропорциональный, соответствующим образом изменяя при этом коэффициент усиления регулятора скорости. Практическое применение нашел другой способ адаптации, при котором регулятор тока, имеющий ПИ-характеристику в области непрерывных токов, в зоне прерывистых токов работает в режиме широтно-импульсного модулированного переключения (при наличии тока – ПИ-регулятор, во время паузы – И-регулятор).

Учитывая возможность получения высоких динамических показателей электропривода, в дальнейшем целесообразно рассматривать два способа: систему с переменной структурой в регуляторе скорости и адаптивный регулятор тока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесекерский, В. А. Теория автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. Н. Попов. – СПб. : Профессия, 2003. – 752 с. : ил.

2. **Перельмутер, В. М.** Системы управления тиристорными электроприводами постоянного тока / В. М. Перельмутер, В. А. Сидоренко. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 304 с. : ил.

3. Синтез САУ тиристорным электроприводом с учетом зоны прерывистых токов / В. А. Селиванов [и др.] // Научные и прикладные проблемы энергетики: Респ. межведомственный сб. –

Минск, 1984. – Вып. 11. – С. 15–19.

4. **Селиванов, В. А.** Улучшение переходных процессов электропривода с переменной структурой регулятора скорости / В. А. Селиванов, В. Н. Башаримова // Автоматический контроль и управление производственными процессами : тр. респ. науч.-техн. конф. – Минск : БПИ, 1982. – С. 165–166.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 24.11.2010

V. A. Selivanov

The criteria for the optimization and the necessity for the construction of electric drive parametric systems

The lag effects inherent in the DC electric drive systems and significantly affecting their behavior are considered. It proves the expediency of using systems of subordinated regulation when making their modulus optimum and symmetric optimum adjustment. The requirements to current and speed controllers are set, the fulfillment of which will ensure getting the optimal structure and parameters of the electric drive.

The problem of determining the moment of switching in current and speed controllers is solved at which the optimal balance between the overshoot and the time of the transient process is observed when starting the machine according to the basic information and with exciting influences. It will allow solving the problem of using adaptive controllers of current and speed. The structure and parameters of the adaptive current and speed controllers must adjust to the changing operation of the electric drive.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук, доц., Н. И. Березовский, д-р техн. наук, проф.

ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЫСОТЫ УСТУПОВ НА ГРАВИЙНО-ПЕСЧАНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЯХ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

В статье рассмотрено распределение случайных отклонений высоты добычного уступа от ее оптимального значения, что позволяет прогнозировать высоту уступа и связанные с ней параметры с заданной вероятностью. При определении технической производительности карьера возможно использование многих теоретических распределений. Сравнительный анализ показал, что для широкого диапазона горно-технических условий на открытых разработках гравийно-песчаных месторождений наиболее приемлемой моделью для описания распределения относительной высоты уступа является распределение Вейбулла. Аппроксимация полученного распределения коэффициента относительной высоты уступа другими типами распределений в широком диапазоне горно-технических условий дает худшие результаты.

При разработке гравийно-песчаных месторождений, имеющих сложное строение, значительным колебаниям подвержена высота уступов. Ее изменения оказывают значительное влияние на производительность выемочно-погрузочного оборудования, на интенсивность развития горных работ и на достижимую производительность карьера по горно-геологическим условиям. Применительно к производительности экскаваторов большое значение имеет изучение теоретических распределений так называемой «относительной высоты уступа», представляющей собой отношение фактической высоты уступа к ее оптимальной величине. Изучение распределения случайных отклонений высоты уступа от ее оптимального значения позволяет прогнозировать высоту уступа и связанные с ней параметры с заданной вероятностью. На рис. 1 приведены эмпирические распределения названного коэффициента для месторождений гравийно-песчаной смеси Республики Беларусь. Большой объем информации предопределил группирование данных и их представление в виде гистограмм.

Случайная изменчивость относительной высоты уступа может быть оценена, если установлено соответствие эмпирических распределений теоретическим. На этом основываются главные элементы прогнозирования случайных величин вероятностными методами. Задача состояла в том, чтобы с помощью выборки сделать вывод, какое именно распределение имеет совокупность, из которой взята выборка, т. е. установить связь между возможными значениями относительной высоты уступа и соответствующими им вероятностями. Изучение распределения этого коэффициента позволяет с заданной точностью осуществлять прогноз производительности оборудования и карьера в целом, что особенно важно при производстве горных работ на месторождениях гравийно-песчаной смеси.

В наиболее общем виде плотность распределения случайной величины x с помощью интегральной функции распределения выражается формулой

$$f(x) = \frac{d}{dx} |F(x)|. \quad (1)$$

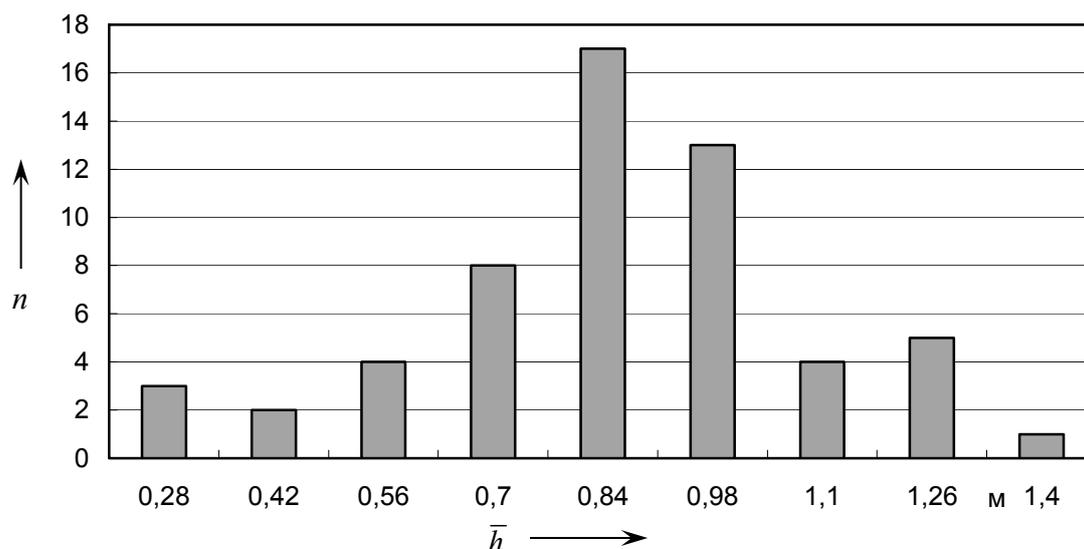


Рис. 1. Гистограмма распределения относительной высоты уступа для гравийно-песчаных месторождений РБ

Вероятность того, что случайная величина примет значение, не превышающее x_1 , можно найти с помощью плотности распределения следующим образом:

$$p(x \leq x_1) = F(x_1) = \int_{-\infty}^{x_1} f(y) dy. \quad (2)$$

Аналогично определяются вероятности $p(x > x_2)$ и $p(x_1 < x < x_2)$.

При выборе плотности распределения коэффициента относительной высоты уступа нужно ограничиваться теми функциями, которые принимают неотрицательные значения, а их интеграл равен единице на заданном пространстве изменения аргумента. Этим требованиям удовлетворяет целый ряд распределений, из которых наиболее общими моделями являются гамма-распределение, распределение Вейбулла, логарифмически-нормальное распределение и др.

Пусть \bar{h} – коэффициент относительной высоты уступа, для которого требуется подобрать теоретическое распределение. Подбор теоретического распределения начинается с определения накопленной теоретической вероятности для каждого интервала относительной

высоты уступа. Определив интервальные теоретические вероятности для каждого класса распределения и сравнивая их с эмпирическими частотами по величине критерия χ^2 -Пирсона для заданного уровня значимости, судят о соответствии выбранного распределения экспериментальным данным. Критерий χ^2 определяется по формуле

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^m \frac{(n_i - NP_i)^2}{NP_i}, \quad (3)$$

где m – количество классов; n_i – интервальная эмпирическая частота; N – число наблюдений; P_i – интервальная теоретическая вероятность.

Вычисленное значение критерия сравнивается с граничным для заданного уровня значимости и числа степеней свободы. Число степеней свободы

$$k = m - p - 1, \quad (4)$$

где p – число неизвестных параметров распределения.

Граничное значение критерия χ^2 устанавливается по специальной таблице.

Аппроксимация экспериментальных данных относительной высоты ус-

тупа различными типами распределений показала, что наилучшей моделью является распределение Вейбулла, функция плотности вероятности которой имеет вид:

$$f(h'; \eta, \sigma) = \frac{\eta}{\sigma} \left(\frac{h'}{\sigma}\right)^{\eta-1} \exp\left[-\left(\frac{h'}{\sigma}\right)^\eta\right],$$

$$h' \geq 0, \sigma > 0, \eta > 0, \quad (5)$$

где σ – параметр масштаба; η – параметр формы.

Параметры масштаба σ и формы η вычислены по опытным данным с использованием формулы (1):

$$\left(\frac{s}{\bar{x}}\right)^2 + 1 = \frac{\Gamma\left(1 + \frac{2}{\eta}\right)}{\Gamma^2\left(1 + \frac{1}{\eta}\right)}; \quad (6)$$

Табл. 1. Сравнение фактических данных наблюдений с теоретическими при выборе распределения Вейбулла

Класс	Центр	Фактическое число наблюдений	Предсказанное число наблюдений
0,21...0,35	0,28	3	1
0,35...0,49	0,42	2	3
0,49...0,63	0,56	4	6
0,63...0,77	0,7	8	10
0,77...0,91	0,84	17	12
0,91...1,05	0,98	13	11
1,05...1,19	1,1	4	8
1,19...1,33	1,26	5	4
1,33...1,47	1,4	1	1

При определении технической производительности карьера возможно использование и других теоретических распределений. Поэтому представляет интерес их сравнительный анализ. Аппроксимация полученного распределения коэффициента относительной высоты уступа другими типами распределений в широком диапазоне горно-технических условий дает худшие ре-

$$\sigma = \frac{\bar{x}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{\eta}\right)}. \quad (7)$$

Для параметров распределения относительной высоты уступа получены оценки $\sigma = 0,95$ и $\eta = 3,92$.

Сравнение фактического числа наблюдений с ожидаемым для различных интервалов относительной высоты уступа на основе распределения Вейбулла приведено в табл. 1.

Критерий χ^2 для 5-процентного уровня значимости равен 8,92, что меньше его допустимого табличного значения ($\chi^2 = 12,6$ при 6-ти степенях свободы). Следовательно, полученные данные не противоречат распределению Вейбулла (видно из приведенной таблицы).

результаты. Например, критерий χ^2 равен для гамма-распределения 37,7 и для логарифмически-нормального распределения 26,5, что превышает его допустимое табличное значение.

Таким образом, для широкого диапазона горно-технических условий на открытых разработках гравийно-песчаных месторождений наиболее приемлемой моделью для описания распреде-

ления относительной высоты уступа является распределение Вейбулла. Теперь можно прогнозировать высоту уступа и связанные с ней параметры с заданной вероятностью.

Прогнозирование производительности экскаватора необходимо на стадии проектирования горного предприятия и на этапе его эксплуатации. Ожидаемую производительность экскаваторов необходимо определять при составлении технико-экономического обоснования кондиций для разработки полезных ископаемых, технического проекта на разработку месторождения, при разработке плана развития горных работ на текущий год, при изменении технологической схемы производства горных работ.

Особенно важно точно определять технически достижимую производительность экскаватора при изменчивых параметрах залежи, что характерно для гравийно-песчаных месторождений.

Для таких сложных условий нужны совершенные методы определения достижимой технической производительности экскаваторов, обеспечивающие высокую надежность прогноза.

На практике большое распространение для определения технической производительности экскаваторов получили формулы простейшего вида:

$$Q_{см} = 3600 k_n k_p E / (t_{ц} k_p), \quad (8)$$

где $t_{ц}$ – продолжительность цикла, с; k_n и k_p – коэффициенты наполнения ковша и разрыхления породы в ковше соответственно; k_h – коэффициент относительной высоты уступа; E – емкость ковша экскаватора, м³.

Значения коэффициента относительной высоты уступа рекомендуется принимать в зависимости от соотношения фактической высоты уступа и ее рационального значения (табл. 2).

Табл. 2. Значения коэффициента относительной высоты уступа

Отношение фактической высоты забоя к рациональной высоте забоя	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
k_h	0,8	0,91	0,97	1,00	0,97	0,85

В формуле (8) емкость ковша – величина детерминированная, она определяется конкретной моделью экскаватора. Значения коэффициентов наполнения и разрыхления ковша в пределах одной категории обрабатываемых пород также являются величинами стабильными. Значительным вариациям подвержен коэффициент относительной высоты уступа, т. к. фактические значения высоты уступов в процессе работ непостоянны. Так, например, для рудных карьеров при номинальном значении 15 м фактическая высота уступа меняется от 14 до 17 м, что указывает на необходимость учета ее вариаций. Большие колебания имеет высота уступа гравийно-песчаных месторождений. Высота вскрышных уступов колеблется в преде-

лах от 0,2 до 6 м, в отдельных случаях до 10 м. Более сложная ситуация на добычных уступах, для которых вариация высоты выше в 2 раза. Поэтому при использовании формулы (8) и ее аналогов для определения производительности экскаватора большое значение имеет достоверное определение коэффициента относительной высоты уступа.

При известной зависимости производительности карьера от коэффициента относительной высоты уступа задача сводится к оценке его наиболее вероятного значения. Первоначально определим вид зависимости $k_h = f(\bar{h})$. Для ее установления воспользуемся эмпирическими данными (см. табл. 2), для подбора коэффициентов уравнения – методом наименьших квадратов. Подбор уравнения

регрессии выполнен на ПЭВМ по специальной программе. На рис. 2 приведено полученное уравнение регрессии.

Зависимость хорошо (индекс корреляции равен 0,98) описывается уравнением

$$k_h = (0,84(\bar{h})^2 - 1,6\bar{h} + 1,76)^{-1}. \quad (9)$$

Плотность вероятности относительной высоты уступа \bar{h} с достаточной степенью приближения может быть представлена формулой (2). Подставляя

в формулу (5) функцию плотности вероятности относительной высоты уступа, имеем

$$F(\bar{h}; \eta, \sigma) = \int_0^{\bar{h}} \frac{\eta}{\sigma} \left(\frac{y}{\sigma}\right)^{\eta-1} \exp\left[-\left(\frac{y}{\sigma}\right)^\eta\right] dy = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\bar{h}}{\sigma}\right)^\eta\right], \quad \bar{h} \geq 0. \quad (10)$$



Рис. 2. Зависимость коэффициента высоты уступа от относительной высоты уступа

Определим верхнее значение \bar{h} , обеспечивающее попадание случайного значения \bar{h} в интервал $[0, \bar{h}]$ с вероятностью $P(\bar{h})$:

$$P(\bar{h}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\bar{h}}{\sigma}\right)^\eta\right], \quad (11)$$

следовательно,

$$1 - P(\bar{h}) = \exp\left[-\left(\frac{\bar{h}}{\sigma}\right)^\eta\right].$$

Логарифмируя левую и правую части уравнения, имеем

$$-\ln(1 - P(\bar{h})) = \left(\frac{\bar{h}}{\sigma}\right)^\eta,$$

$$-\ln(1 - P(\bar{h})) \cdot \sigma^\eta = \bar{h}^\eta,$$

откуда

$$\bar{h} = \sigma \sqrt[\eta]{-\ln(1 - P(\bar{h}))}. \quad (12)$$

Формула (12) позволяет просто и надежно определять прогнозную относительную высоту уступа и соответст-

вующую ей производительность экскаватора по результатам контрольных измерений фактической высоты уступа или по результатам имитационного моделирования. Предлагается следующий порядок выполнения расчетов.

1. По результатам моделирования или измерений на ЭВМ вычисляются параметры формы η и масштаба σ коэффициентов относительной высоты уступа.

2. Задается вероятность, с которой фактическое значение относительной высоты уступа не превысит ожидаемое.

3. Определяется предельное значение относительной высоты уступа.

4. Рассчитывается ожидаемое значение коэффициента относительной высоты уступа и с заданной вероятностью определяется техническая производительность экскаватора по формуле (8).

На практике возникает задача оценки вероятности попадания относительной высоты уступа в заданный интервал. В процессе обработки уступа значение k_h , как это следует из рис. 2 и зависимости (9), может изменяться в определенных пределах, принимая значения меньше единицы. Решив уравнение (9), можно определить диапазон \bar{h} , в пределах которого k_h не опустится ниже заданного предела. При экстремальном характере зависимости (9) вероятность того, что k_h , а следовательно, и производительность экскаватора, не

опустится ниже заданного значения и будет определяться частотой \bar{h} , попадающей в интервал $[\bar{h}_1, \bar{h}_2]$, где \bar{h}_1, \bar{h}_2 – корни уравнения (9). Выполнив интегрирование функции распределения вероятностей относительной высоты уступа в интервале $[\bar{h}_1, \bar{h}_2]$, получим выражение для вычисления искомой вероятности:

$$P(\bar{h}_1 \leq \bar{h} \leq \bar{h}_2) = \int_{\bar{h}_1}^{\bar{h}_2} \frac{\eta}{\sigma} \left(\frac{y}{\sigma}\right)^{\eta-1} \exp\left[-\left(\frac{y}{\sigma}\right)^\eta\right] dy = \\ = \exp\left[\left(-\frac{\bar{h}_1}{\sigma}\right)^\eta\right] - \exp\left[\left(-\frac{\bar{h}_2}{\sigma}\right)^\eta\right]. \quad (13)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амосов, А. А. Вычислительные методы для инженеров / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский. – М. : Высш. шк., 1994. – 544 с.
2. Беляков, Ю. И. Выемочно-погрузочные работы на карьерах / Ю. И. Беляков. – М. : Недра, 1987. – 268 с.
3. Хан, Г. Статистические модели в инженерных задачах / Г. Хан, С. Шапиро. – М. : Мир, 1969. – 231 с.
4. Хартман, К. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шеффер. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.10.2010

S. N. Berezovsky, N. I. Berezovsky
The research on the theoretical distribution
of the ledge height in gravel-sand deposits
of the Republic of Belarus

The distribution of random deviations of the height of the mining ledge from its optimum value is considered in the paper, and it allows forecasting the ledge height and the height associated parameters with a specified probability. It is possible to use lots of theoretical distributions in determining the quarry capacity. The comparative analysis has shown that the Weibull distribution is the most acceptable model for describing the distribution of relative height of the ledge for a wide range of mining technical conditions in open-cast mines of gravel-sand deposits. The approximation of the obtained distribution of the modulus of relative height of the ledge by other types of distributions gives worse results in a wide range of mining technical conditions.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 574.2

С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц., Д. С. Галюжин, канд. техн. наук, доц.,
О. М. Лобикова

ОСНОВНЫЕ ФАКТОРЫ СУЩЕСТВОВАНИЯ ЖИЗНИ НА ЗЕМЛЕ

Проведен анализ основных факторов, оказывающих наибольшее влияние на процессы функционирования живых организмов биосферы нашей планеты. Показано, что такими основополагающими факторами являются наличие солнечной энергии, воды и углерода.

Многим доводилось видеть результаты лесных пожаров: обуглившиеся остовы деревьев, выгоревшая трава, черная обгоревшая земля – ни малейших признаков жизни. Проходит год-два, и на пожарище появляются первые робкие ростки травы, затем мелкий кустарник, деревья. На земле уже копошатся насекомые, мелкие зверьки. Это означает, что на нашей планете есть условия, позволяющие восстановить жизнь.

Итак, что же нужно для существования жизни на планете? Очевидно, что, в первую очередь **источник энергии**, поскольку для обеспечения всех процессов в живом организме необходим приток энергии. Земля входит в планетную систему звезды спектрального класса G2 (желтый карлик) под названием Солнце, от которого к Земле ежесекундно поступает около $2 \cdot 10^{14}$ кДж энергии солнечного излучения [1, с. 114–119]. Для Земли это самый мощный источник энергии. Солнце излучает энергию в окружающее пространство в виде электромагнитных волн, образующихся в результате термоядерных реакций в недрах звезды. Но в таком виде потреблять энергию могут не все живые организмы.

Улавливание энергии Солнца происходит в тех клетках организмов, как правило, растений, которые содержат хлорофилл. Это основной источник энергии, обеспечивающий протекание сложных процессов на нашей планете, в том числе и биохимических.

В результате солнечная энергия преобразуется в энергию химических связей синтезированных веществ. Этот процесс называется **фотосинтезом**. Фотосинтез – это связующий мостик между живой и неживой материей. В дальнейшем эта энергия используется для жизнедеятельности как самих растений, так и других организмов, использующих растения в качестве пищи.

С этим фундаментальным вопросом ученые разобрались сравнительно недавно. Аристотель считал, что растения с помощью корневой системы добывают питание из почвы, в результате происходит их рост. Такое мнение просуществовало примерно 2 тыс. лет, пока в первой половине XVII в. голландский естествоиспытатель Ян Баптист Ван Гельмонт (1579–1644) не опроверг это суждение. Он выращивал иву в глиняном горшке и поливал ее только водой.

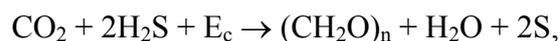
За 5 лет исследований масса ивы увеличилась на 74,4 кг, а масса почвы уменьшилась всего на 57 г. Исследователь предположил, что в дереве прирост вещества получается путем преобразования им воды [2, с. 50–53].

В конце XVIII в. английский ученый Джозеф Пристли (1733–1804) провел оригинальные опыты по влиянию земных растений на химический состав воздуха. Он установил, что в закрытом сосуде свеча через некоторое время гасла, но если туда помещалась веточка мяты, то свеча продолжала гореть более длительное время. Во время награждения за это открытие он сказал: «Растения произрастают не напрасно, а очищают и облагораживают нашу атмосферу». Опыты Пристли впервые позволили объяснить, почему химический состав воздуха на земле остается практически неизменным, несмотря на дыхание живых организмов, сжигание ископаемого топлива, древесины, извержение вулканов.

Первые шаги в исследовании процессов фотосинтеза проделаны голландским медиком Яном Ингенхаузом (1730–1799). Он установил, что воздух «очищается» только на солнечном свете и только зелеными элементами растений.

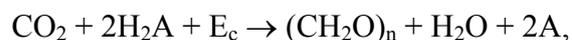
В результате дальнейших исследований было установлено, что при фотосинтезе образуются молекулы сахаров, причем в состав молекулы сахара входит молекула воды и атом углерода. В результате сахара получили название «углеводы». Тогда считалось, что углеводы образуются из углерода и воды, а кислород выделяется при расщеплении молекул углекислого газа.

В начале XX в. американский микробиолог Ван Ниль Корнелис Бернардус (1897–1985) в результате исследований фотосинтезирующих бактерий установил, что в результате фотосинтеза серные бактерии выделяют не кислород, а серу:



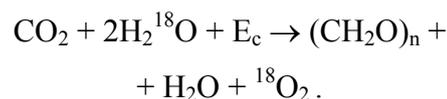
где E_c – энергия света.

Позже он высказал предположение, что при фотосинтезе разлагается вода, а не углекислый газ. Ван Ниль Корнелис Бернардус предложил общее уравнение фотосинтеза:

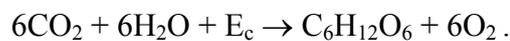


где А соответствует О – для водорослей и зеленых растений, для пурпурных серных бактерий – это S, а для других бактерий – это свободный водород или другой окисляемый элемент.

Выводы Корнелиса Бернардуса в 30-е гг. прошлого столетия были подтверждены экспериментально. При этом использовалась тяжелая вода (изотоп кислорода ^{18}O):



Окончательно для фотосинтезирующих растений уравнение фотосинтеза было записано в следующем виде:



Таким образом, в растениях при наличии хлорофилла из простых неорганических соединений образуются достаточно сложные органические соединения. Процесс фотосинтеза протекает следующим образом. Квант солнечной энергии выбивает из одного из атомов молекулы хлорофилла электрон, который, перемещаясь внутри хлоропласта зеленого листа, сообщает дополнительную энергию молекуле аденозиндифосфата (АДФ) (рис. 1). В результате молекула АДФ превращается в молекулу аденозинтрифосфата (АТФ), которая способствует образованию в живой клетке, содержащей воду и углекислый газ, молекул сахара и свободного кислорода. Молекула АТФ при этом утрачивает полученную энергию и превращается в исходную молекулу АДФ

[3, с. 50–51].

Наряду с зелеными растениями, процесс фотосинтеза осуществляют также и микроорганизмы-фотосинтетичеки. Бактерии и архебактерии для этого используют пигменты бактериохлорин и бактериородопсин и не выде-

ляют кислород в окружающую среду. Цианобактерии (сине-зеленые водоросли) содержат хлорофилл, а также пигменты фикоцианин и фикоэритрин. Поэтому цианобактерии при фотосинтезе могут выделять свободный кислород.

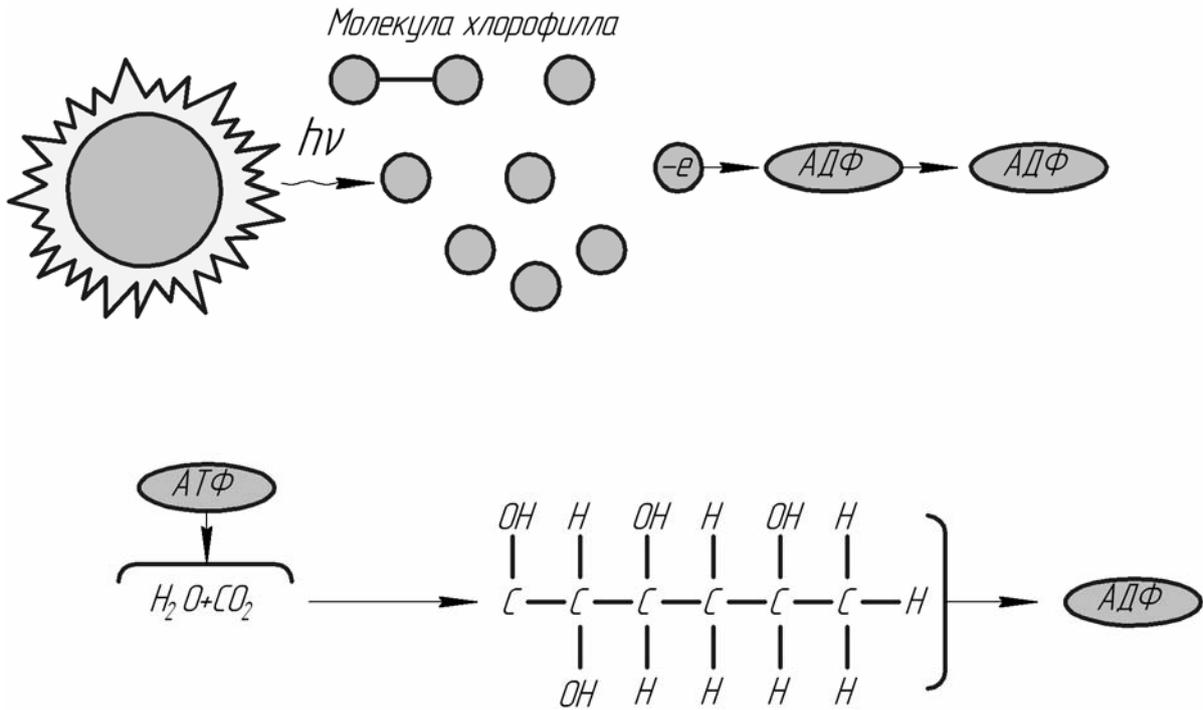


Рис. 1. Упрощенная схема процесса фотосинтеза

Фотосинтез – это превращение зелеными растениями и фотосинтезирующими микроорганизмами углекислого газа, воды и других минеральных элементов в сложные органические вещества под воздействием солнечной энергии и при участии поглощающих эту энергию пигментов.

Другие живые организмы для обеспечения процессов жизнедеятельности используют уже готовую органическую продукцию, синтезированную растениями.

Процесс разложения органических веществ происходит в клетках живого организма и называется **метаболизмом** (греч. *metabol* – изменение). Мета-

болизм невозможен без поступления в организм окислителя.

Совокупность процессов, обеспечивающих поступление в организм окислителя, использование его для метаболического разрушения органических веществ и удаление из организма углекислого газа и некоторых других соединений называется **дыханием**.

Дыхание может быть **аэробным** и **анаэробным**. **Аэробное дыхание** – биологическое окисление, при котором в качестве окислителя выступает кислород. В этом случае происходит биохимическая реакция, обратная фотосинтезу в хлорофиллоносных растениях.

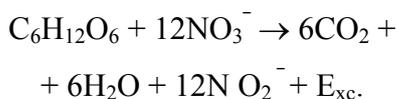
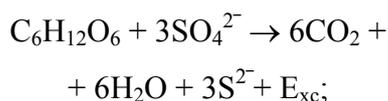
При этом происходит расщепление углеводов с выделением энергии:



где E_{xc} – энергия химических связей.

Выделившаяся энергия используется для поддержания теплового режима организма, а также запасается в молекулах АТФ для вторичного синтеза органических веществ в данном организме.

Анаэробное дыхание – биологическое окисление, которое протекает без участия свободного кислорода. Окислителем при этом служат другие неорганические вещества, например, ионы SO_4^{2-} и NO_3^- . В этом случае такое дыхание осуществляется сульфаторецирующими и денитрофицирующими бактериями:



Также бескислородное дыхание является основой жизнедеятельности дрожжей, плесневых грибов, простейших. Разновидностью бескислородного дыхания является брожение:



В этом случае образующийся спирт C_2H_5OH содержит некоторое количество энергии, которая может быть использована в дальнейшем:



Таким образом, при брожении

$$E_{xc} = E_2 + e_2.$$

Следует отметить, что в биосфере имеет место и абиотическое разложение органических веществ. Например, при горении (пожары, сжигание в топках) органических веществ в атмосферу вы-

деляется CO_2 и водяной пар:



где E_T – тепловая энергия, выделяющаяся во время горения, $E_T = E_{xc}$.

Получающаяся при этом зола – это минеральные вещества, находившиеся в тканях органических веществ. Там, где биохимические условия не обеспечивают своевременного разложения микроорганизмами органических остатков, сжигание является необходимым процессом в экосистемах.

Разложение органических веществ – жизненно важный процесс преобразования энергии и вещества внутри клеток живых организмов. При прекращении этих процессов в конечном итоге все биогенные элементы оказались бы связанными в сложных органических соединениях мертвых остатков и продолжение жизни стало бы невозможным.

Очевидно, что первичным источником энергии, или первым по значимости условием для жизнедеятельности организмов, является Солнце. Известно, что солнечные лучи достигают и других планет Солнечной системы, но жизнь в земных формах там не обнаружена. Значит, данного условия недостаточно для существования жизни.

Вторым по значимости условием является наличие на планете **воды** в жидком состоянии. Антуан де Сент-Экзюпери писал: «Вода! У тебя нет ни вкуса, ни цвета, ни запаха, тебя не опишешь, тобой наслаждаешься, не понимая, что ты такое. Ты не просто необходима для жизни, ты и есть жизнь». Существенное значение для жизнедеятельности клетки имеет вода, содержание которой составляет в них от 60 до 98 %. Без воды невозможен синтез углеводов земными растениями, она является средой, в которой происходят все биохимические реакции. Внутри живых организмов перенос питательных ве-

ществ осуществляется в виде водных растворов. Вода транспортирует и выносит из организма продукты распада сложных органических соединений. Она используется для поддержания температурного режима у животных, выделяясь в виде пота, который, испаряясь, понижает температуру поверхности кожного покрова.

Академик И. А. Шилов [4] отмечает, что водный обмен между живыми организмом и средой состоит из двух противоположных процессов: первый – поступление воды в организм, второй – отдача ее в окружающую среду.

У высших растений корневая система всасывает воду из почвы, которая подводится вместе с растительными веществами к отдельным органам и клеткам. Выводится вода в процессе *транспирации* – физиологического испарения воды листьями и другими частями растений. При этом в водном обмене растений около 5 % воды используется для фотосинтеза, а остальное – на компенсацию испарения и поддержания внутреннего гидростатического давления в клетках, уравнивающего внешнее давление среды: давление атмосферы, а также столба воды для водных растений.

Животные, в том числе и некоторые водные, получают воду в основном при питье. Выведение воды из организма происходит с мочой, экскрементами и путем испарения. Многие организмы, обитающие в водной среде, получают и отдают воду через покровы или специализированные участки тканей. Некоторые сухопутные обитатели (беспозвоночные животные, амфибии, многие растения) получают влагу из росы, тумана, дождя.

Важным источником воды для животных является пища. В первую очередь это вода в потребляемых пищевых тканях. Кроме того, при усиленном питании в организме накапливается жировой запас, который используется как

энергетический резерв, а также как источник воды. Как отмечалось выше, в процессе окисления органических веществ в организме образуется вода, называемая *метаболической*. Она и является дополнительным источником для организма.

Наиболее распространенный минерал на нашей планете – это вода. В. И. Вернадский писал, что нет другого минерала, кроме воды, который мог бы оказать такое влияние на ход основных геологических процессов. Все земные вещества содержат воду.

Чистая вода представляет собой бесцветную прозрачную жидкость. Это единственный минерал, встречающийся на Земле в естественных условиях в трех агрегатных состояниях: твердом, жидком и газообразном. При переходе из твердого состояния в жидкое, в отличие от других веществ, плотность воды вначале возрастает. Это происходит в диапазоне температур от 0 до 4 °С. Максимальная плотность воды имеет место при 4 °С и лишь при дальнейшем нагревании плотность воды уменьшается с увеличением температуры. При 0 °С и переходе из жидкого состояния в твердое плотность воды скачком уменьшается с 999,9 до 917,01 кг/м³, т. е. более чем на 9 %. Благодаря этому удивительному свойству при приближении зимы и охлаждении всей толщи воды до 4 °С перемещение ее слоев, вызываемое охлаждением, заканчивается. При дальнейшем понижении температуры окружающей среды вначале происходит охлаждение поверхностного слоя, плотность которого становится меньше, чем нижележащих слоев. Этот поверхностный слой замерзает и остается на поверхности, защищая тем самым нижележащие слои от дальнейшего охлаждения и замерзания [5, с. 197–203].

Если бы плотность воды изменялась так же, как это происходит практически у всех веществ при переходе из жидкого состояния в твердое, то при

приближении зимы поверхностные слои воды охлаждались бы до 0°C и опускались на дно, освобождая место более теплым слоям. Так происходило бы до тех пор, пока вся толща воды не охладилась до 0°C и не промерзла.

Благодаря этим свойствам водоемы не промерзают до дна, а лишь имеют ледяной покров. Атомы в кристалле льда расположены неравномерно. Из-за такой рыхлой структуры лед обладает низкой теплопроводностью и хорошо защищает нижележащие слои воды от охлаждения. Поэтому в водоемах средних и низких широт возможны разнообразные и многочисленные формы жизни.

Большое значение для обеспечения существования биосферы имеет и то, что вода обладает аномально высокой теплоемкостью при 0°C – $4,211 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, а при 20°C – $4,183 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Для сравнения удельная теплоемкость речного сухого песка составляет всего $0,8 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$,

глины – $0,84 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, глицерина – $2,43 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Поэтому при переходе от лета к зиме, а также в ночное время вода медленно остывает, отдавая накопленную ранее энергию. Также в утреннее время и при переходе от зимы к лету вода медленно прогревается. Этим обеспечивается сглаживание амплитуды колебаний среднесуточной и среднегодовой температур.

Свойства воды существенно отличаются от свойств водородных соединений, близких к ней по составу (табл. 1).

Как видно из табл. 1, свойства воды существенно отличаются от свойств других соединений водородной группы. Аномальность характеристик воды обусловлена строением ее молекул. Она имеет угловое строение: входящие в ее состав ядра атомов кислорода и водорода образуют равнобедренный треугольник, в основании которого находятся два протона – ядра атомов водорода, а в вершине – ядро атома кислорода.

Табл. 1. Основные свойства водородных соединений элементов главной подгруппы VI группы периодической системы

Основное свойство	Соединение			
	Теллуридоводород H_2Te	Селеноводород H_2Se	Сероводород H_2S	Вода H_2O
Температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	-51	-65,72	-85,54	0,0
Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	-4	-41,5	-60,35	100
Теплота испарения, кДж/моль	23,88	19,9	18,7	40,71
Поверхностное натяжение, Н/м ²	3,0	2,89	2,87	5,89
Воздействие на организмы	Ядовит	Ядовит	Ядовит	Крайне необходим
ПДК, мг/м ³	0,01	0,2	10	–

Межъядерные расстояния О–Н в молекуле воды составляют около $0,1 \text{ нм}$, а расстояния между ядрами атомов водорода – примерно $0,15 \text{ нм}$ (рис. 2). Внешний электронный слой атома кислорода в молекуле H_2O составляют восемь электронов. Две электронные пары образуют связи О–Н, а остальные четы-

ре электрона представляют собой две неподеленные электронные пары. Электроны, образующие ковалентные связи О–Н, смещены к более электроотрицательному атому кислорода, поэтому атомы водорода приобретают положительные заряды, хотя в целом молекула воды является электрически нейтраль-

ной. Неподделенные электронные пары смещены относительно ядра атома кислорода и создают два отрицательных полюса, т. е. молекула является дипольной [6, с. 46–50].

Молекулярная масса парообразной воды равна 18 и соответствует ее простейшей формуле. Молекулярная масса жидкой воды несколько выше. Это связано с тем, что в жидкой воде из-за дипольности молекул происходит ассоциация молекул, т. е. соединение их в более сложные агрегаты. При этом между молекулами происходит образование водородных связей, причем длина водородной связи примерно в два раза

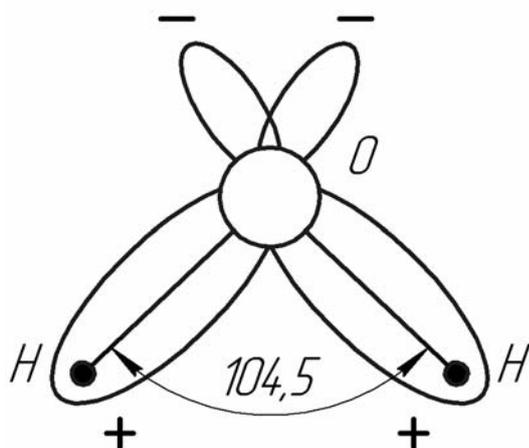


Рис. 2. Строение молекулы воды

При плавлении льда часть водородных связей разрушается. При температурах, близких к 0°C , образуются как бы «обломки» структуры льда, состоящие как из определенного количества связанных молекул воды, так и из отдельных молекул. В отличие от льда, такие объединения молекул неустойчивы и время их существования незначительно. Пустоты «ледяных» объединений молекул заполняются отдельными молекулами. Очевидно, что плотность

больше, чем длина ковалентной связи O–H в молекуле воды.

Рассмотрим воду в твердом состоянии. Здесь атом кислорода каждой молекулы образует две водородные связи с соседними молекулами воды, причем две соседние молекулы соприкасаются друг с другом разноименными полюсами (рис. 3). В твердом состоянии молекула связана с тремя соседними молекулами и с одной молекулой в соседнем слое. Из-за этого наблюдается рыхлая структура льда. В нем существуют пустоты, размеры которых превышают размеры молекул воды.

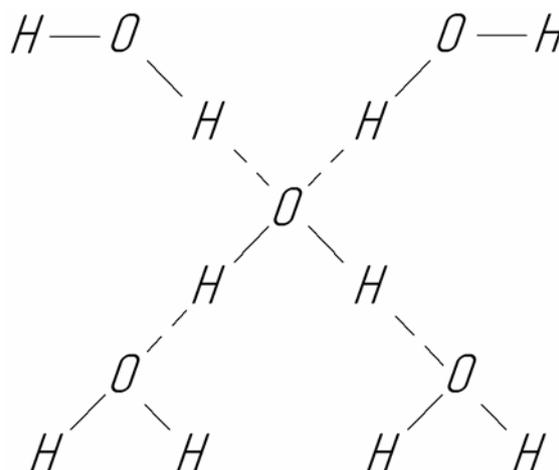


Рис. 3. Ассоциация молекул воды: – ковалентные связи, --- водородные связи

воды при этом возрастает.

Дальнейшее нагревание воды приводит к уменьшению числа объединений молекул, соответствующих структуре льда. При этом плотность воды возрастает вплоть до температуры воды, равной 4°C . При дальнейшем повышении температуры воды этот эффект снижается, преобладающим становится тепловое расширение и плотность воды начинает уменьшаться.

Для разрыва водородных связей

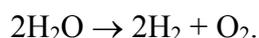
необходимы затраты энергии (около 20 кДж/моль). Поэтому вода и обладает такой высокой теплоемкостью. При замерзании водородные связи восстанавливаются, а энергия, затраченная на их разрыв, выделяется в окружающую среду в виде теплоты.

Только при переходе в газообразное состояние водородные связи между молекулами воды полностью разрушаются. Если бы водородные связи отсутствовали, то вода кипела бы при температуре, близкой к $-66\text{ }^{\circ}\text{C}$, но она кипит при $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Водородные связи играют большую роль и в биохимических процессах, происходящих в живых организмах. Они обуславливают спиральные конфигурации в молекулах ДНК. К настоящему времени известно более ста разновидностей структурированных ассоциаций молекул воды. Многие ученые склоняются к выводу, что с этим связан механизм памяти в живых организмах.

На этом удивительные свойства воды не исчерпываются. Благодаря дипольности молекул вода обладает высокой диэлектрической проницаемостью и способностью быть хорошим растворителем. При растворении веществ с ионной структурой молекулы воды удерживаются около иона силами электростатического притяжения. В этом случае ионы растворенного вещества выступают в качестве акцепторов, а молекулы воды – в качестве доноров электронных пар.

Диссоциация (распад) молекул воды в обычных условиях практически не происходит. При температурах свыше $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ водяной пар начинает разлагаться на водород и кислород, т. е. происходит термическая диссоциация:



Однако даже при $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ степень термической диссоциации воды не превышает 2 %.

На каждую молекулу воды со сто-

роны окружающих молекул действуют силы притяжения. Поэтому результирующие силы поверхностного слоя оказывают на воду давление, называемое молекулярным. Наличием этого давления объясняется явление *капиллярности*. Сущность его в том, что если в жидкость поместить одним концом открытую в атмосферу трубку малого диаметра (капилляр), то в ней устанавливается уровень жидкости, отличный от исходного. Если поверхность трубки смачивается водой, то образуется вогнутый мениск и вода поднимается на высоту до нескольких метров. Свойство капиллярности позволяет воде циркулировать в горных породах и почвах, обеспечивает кровообращение у животных и движение соков вверх внутри стволов и стеблей растений.

Кроме того, вода играет неопценимую роль по созданию благоприятной среды обитания для живых организмов. Примерно 44 % солнечной энергии, поступающей к верхней границе атмосферы Земли, поглощается поверхностью суши и океана, которые разогреваются и генерируют инфракрасное излучение. Большая часть этого инфракрасного излучения поглощается водяными парами и некоторыми парниковыми газами, а остальная – уходит в космос. Из-за парникового эффекта на нашей планете среднегодовая температура приземного слоя воздуха составляет примерно $14,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. По этой причине, по данным К. Я. Кондратьева [7], приращение температуры в приземном слое ΔT равно $33,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, причем вклад паров воды является определяющим и равным $20,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (62,05 %).

В биосфере Земли огромную роль играют буферные возможности океана. Мировой океан является крупнейшим накопителем и перераспределителем преобразованной в тепловую солнечной энергии. При этом стабилизируются многие экологические факторы, например, климат, температура, влажность воздуха. На 1 м^2 суши нашей планеты

приходится более 8000 м^3 воды Мирового океана.

Происхождение воды на нашей планете до сих пор не объяснено. Вместе с тем, очевидно, что для образования молекулы воды необходимо два атома водорода и один атом кислорода. Поэтому многие ученые считают, что вода образовалась в результате синтеза водорода и кислорода на первых этапах формирования Земли из газопылевого облака. Эта гипотеза довольно логично объясняет возникновение воды на нашей планете.

Если первичная атмосфера Земли сохранила исходный состав среды, из которой образовалась, то она была водородно-гелиевой и водорода было достаточно для синтеза воды. Скорее всего кислород выделялся из недр Земли, где происходил его синтез, т. к. до сих пор при извержении вулканов в атмосферу выделяется большое количество CO_2 .

Часть молекул и атомов в верхних слоях атмосферы, где ее плотность низка, двигаются со скоростью, превышающей вторую космическую, и беспрепятственно уходят за пределы планеты. Этот процесс называется *диссипацией*. Для образования на планете достаточно большого количества воды необходимо, чтобы существенная часть водорода, находящаяся в первичной атмосфере, не успела диссипировать, а соединилась с кислородом. Это накладывает довольно жесткие условия на массу планеты, ее радиус и расстояние до звезды.

Существует также гипотеза, что вода попала на Землю из космического пространства при ее формировании. Наш взгляд эта гипотеза значительно слабее первой, т. к. возникает вопрос: почему эта вода не попала на другие планеты Солнечной системы?

Итак, для существования жизни на Земле необходимо два ключевых условия: **наличие источника световой энергии и воды**. Как уже отмечалось, таким

источником энергии является Солнце и, по данным астрофизиков, оно будет существовать в почти неизменном виде еще несколько миллиардов лет. Здесь человечество что-нибудь предпринять пока не в состоянии. Вода находится на Земле и зачастую используется людьми крайне нерационально. Поэтому важнейшей задачей для человечества является сберечь этот драгоценный минерал для будущих поколений.

Как отмечалось выше, при фотосинтезе образуются углеводы, т. е. вещества, содержащие углерод. Таким образом, без углерода невозможно создание первичной органической продукции фотосинтезирующими организмами.

Углерод находится в природе, как в свободном состоянии, так и в виде многочисленных соединений. Он является важнейшим биогенным элементом, структурной составляющей органических соединений, участвующих в построении живых организмов. В первую очередь это высокомолекулярные соединения: белки, аминокислоты, жиры, ДНК и т. п., а также низкомолекулярные вещества: витамины, гормоны и др.

Особая роль углерода в живых организмах обусловлена совокупностью его уникальных свойств. Такими свойствами не обладает ни один элемент периодической системы Д. И. Менделеева. Между атомами углерода образуются прочные связи трех типов: одинарные, двойные и тройные. Одинарные связи образуются за счет одной пары электронов, двойные – двух пар электронов, тройные – трех пар электронов. Для углерода характерно образование четырех ковалентных связей, что позволяет создавать углеродные скелеты различных типов: линейные, разветвленные и циклические (рис. 4). Этим обеспечивается большое разнообразие углеродных соединений. Например, в настоящее время известно примерно 1 млн неорганических соединений, в то время как органических соединений – более 5 млн.

Между атомами углерода и атомами других элементов связи довольно прочные. Поэтому для их разрыва в неживой природе необходимы значительные затраты энергии. В живых организмах из-

за наличия ферментов-катализаторов разрыв этих связей происходит в достаточно мягких физиологических условиях при незначительных затратах энергии.

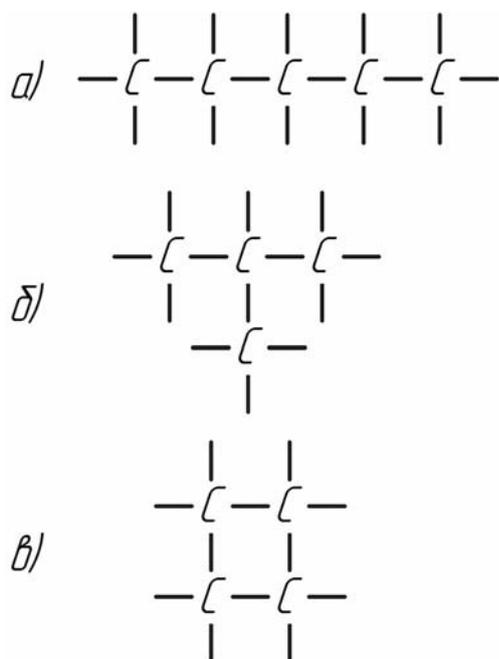


Рис. 4. Элементы углеродных скелетов: а – линейных; б – разветвленных; в – циклических

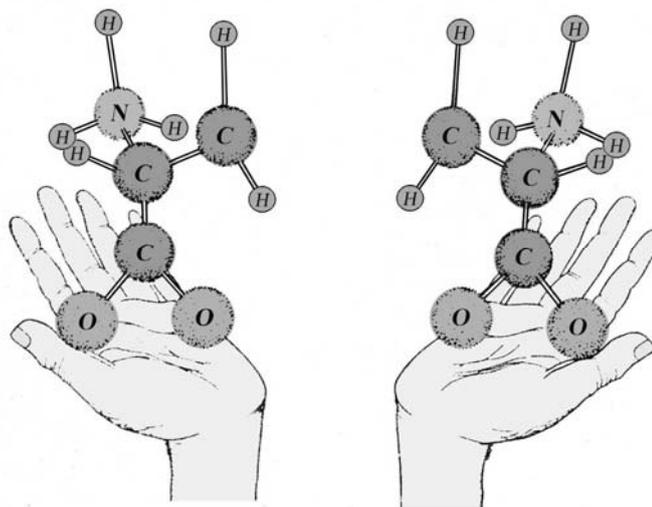


Рис. 5. Органические молекулы с «левой» и «правой» асимметрией

Выше отмечалась огромная роль воды для жизнедеятельности организмов, состоящей всего из двух элементов: водорода и кислорода. Третьим по значимости элементом (а может и первым) является углерод. Три этих элемента составляют 98 % от общей массы живых организмов. Доля остальных элементов всего 2 %, хотя их роль достаточно значима. Этим объясняется рациональность построения молекул живых организмов: при практически бесчисленном разнообразии углеродных соединений число типов химических связей невелико и, соответственно, для разрыва этих связей при биохимических реакциях необходимо небольшое число ферментов-катализаторов.

Уникальность строения атома углерода лежит в основе *изомерии* орга-

нических соединений. *Изомерия* – это явление, заключающееся в существовании соединений, одинаковых по химическому составу и молекулярной массе, но различающихся по строению и расположению атомов в пространстве и, в результате этого, по свойствам. В живых организмах это свойство проявляется следующим образом: молекулы живых организмов имеют только левую асимметрию (рис. 5).

Содержание углерода в живых организмах в расчете на сухое вещество составляет: у водных животных и растений – 34,5...40 %, у наземных растений и животных – 45,4...46,5 %, у микроорганизмов – 54 %.

Как отмечалось ранее, в процессе фотосинтеза участвует углекислый газ, молекула которого «достраивается» до

сложной молекулы сахара. В процессе жизнедеятельности организмов происходит распад органических соединений с выделением в окружающую среду CO_2 . После гибели растений и животных с помощью микроорганизмов происходит минерализация органических остатков также с выделением CO_2 . При большом избытке отмершей органической продукции микроорганизмы не успевают ее перерабатывать и происходит минерализация углерода. В результате образуются каменные и бурые угли, известняки, нефть. Растворенный в водах и биологических жидкостях CO_2 обеспечивает оптимальную для процессов жизнедеятельности кислотность среды. В составе CaCO_3 углерод участвует в образовании наружных скелетов беспозвоночных, содержится в кораллах, яичной скорлупе птиц.

Углерод – один из достаточно распространенных элементов на Земле. В земной коре его массовое содержание

составляет около 0,1 %, в воздухе – около 0,0001 %. Несмотря на такое незначительное содержание, как отмечалось выше, углерод играет ключевую роль в функционировании биосферы. Следует отметить, что для функционирования механизма биосферы необходим не углерод в чистом виде, а его соединение – CO_2 . Только при таком соединении возможно дальнейшее использование углерода для образования первичных органических соединений.

Два основных соединения CO_2 и H_2O и световая энергия поступают из неживой природы к живым фотосинтезирующим организмам, в которых происходит синтез и накопление первичной органической продукции. Это своеобразный мостик из неживой природы в живую (рис. 6). Органическая продукция последовательно используется другими живыми организмами вплоть до полной минерализации и возвращения в неживую природу.

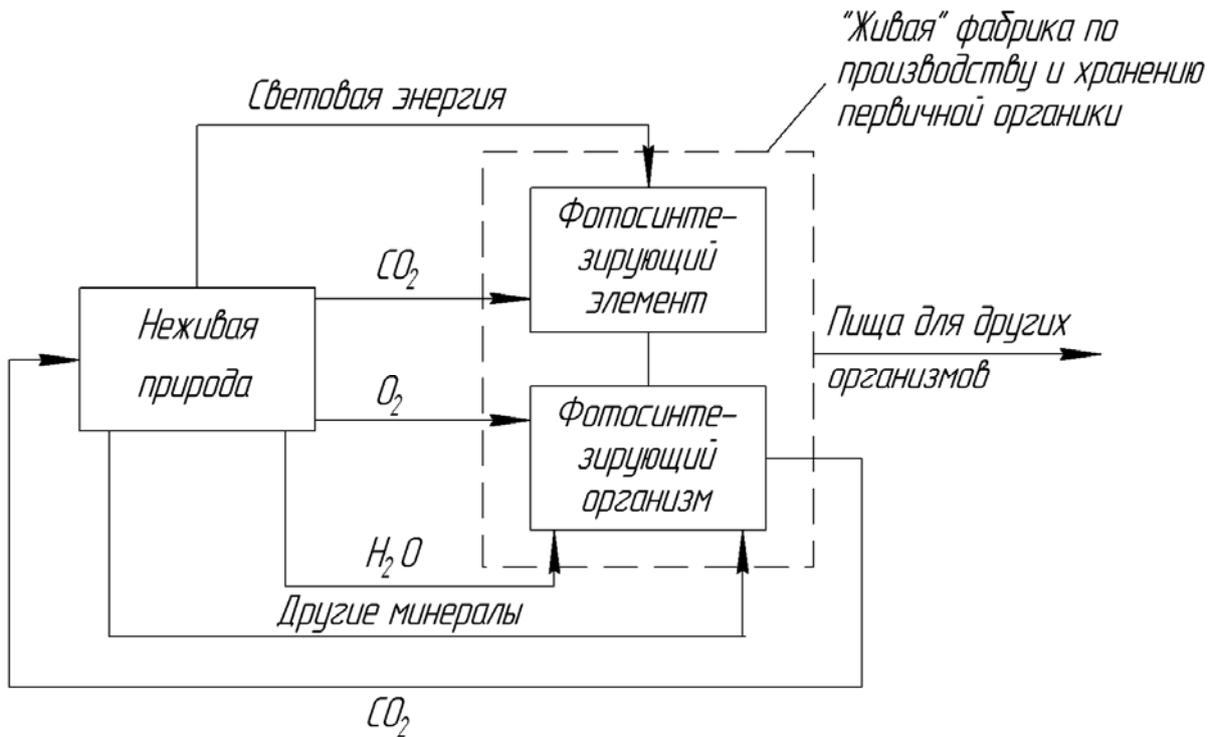


Рис. 6. Связь между живой и неживой природой

Таким образом, обыкновенный зеленый листок дерева, травинки – удивительные создания – являются связующим звеном между неживой и живой природой. Без них невозможно существование биосферы.

Следует отметить, что для функционирования живых организмов необходимы и другие химические элементы, например, хлор для хлоропласта зеленого листа. Но, на наш взгляд, они играют все-таки вспомогательную роль, поскольку для подавляющего числа живых организмов по сравнению с углеродом, водородом и кислородом они нужны в ничтожно малых количествах.

Таким образом, жизнь на нашей планете невозможна без наличия воды и притока солнечной энергии. Если излучение энергии Солнцем не зависит от человечества, то бережное отношение к воде – прямая обязанность каждого жителя Земли.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шкловский, И. С.** Вселенная, жизнь, разум / И. С. Шкловский ; под ред. Н. С. Кардашева и В. И. Мороза. – М. : Наука, 1987. – 320 с.
2. **Цветкова, Л. И.** Экология : учебник для технических вузов / Л. И. Цветкова, М. И. Алексеев ; под ред. Л. И. Цветковой. – М. : АСВ ; СПб. : Химиздат, 1999. – 488 с.
3. Общая и прикладная экология дорожно-транспортного комплекса : учеб. пособие для студентов вузов / А. В. Бусел [и др.] ; под ред. Е. В. Кашевской. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – 392 с.
4. **Шилов, И. А.** Экология : учебник для биологических и медицинских специальностей вузов / И. А. Шилов. – М. : Высш. шк., 2000. – 512 с.
5. **Глинка, Н. Л.** Общая химия : учеб. пособие для вузов / Н. Л. Глинка ; под ред. В. А. Рабиновича. – Л. : Химия, 1983. – 704 с.
6. **Леше, К.** Физика молекул : пер. с нем. / А. Леше. – М. : Мир, 1987. – 232 с.
7. **Кондратьев, К. Я.** Глобальный климат / К. Я. Кондратьев. – СПб. : Наука, 1992. – 358 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.01.2010

**S. D. Haliuzhyn, D. S. Haliuzhyn,
O. M. Lobikova**
**Fundamental factors of the existence
of life on the earth**

The analysis of major factors exerting the greatest influence on the processes of functioning of living organisms of the global biosphere is given. It is shown that these fundamental factors are the availability of solar energy, water and carbon.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 620.179-534.1

А. Р. Баев, д-р техн. наук, проф., М. В. Асадчая, канд. техн. наук, О. С. Сергеева**ОСОБЕННОСТИ ВОЗБУЖДЕНИЯ И РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЛНЫ РЭЛЕЯ В ТВЕРДЫХ ТЕЛАХ С РАДИУСНЫМИ ПЕРЕХОДАМИ**

Рассмотрены особенности возбуждения и распространения упругих мод при использовании преобразователей волны Рэлея с углом призмы β_R . Приведены примеры использования таких преобразователей для определения не только поверхностных дефектов, но и дефектов со слабой отражающей способностью, расположенных в объеме выступа. Получены зависимости коэффициента преобразования волны Рэлея в краевые волны при прохождении поверхностной волны по радиусному переходу. Выявлено влияние «сопутствующей» поперечной волны, возбуждаемой совместно с основной модой, на формируемое в объеме выступа результирующее поле.

Объекты тепловой энергетики, химического машиностроения, авиастроения и других отраслей промышленности достаточно часто имеют различные технологические выступы, радиусные переходы (РП) сопрягаемых поверхностей и другие изменения профиля поверхности. Именно в этих местах возможно образование трещин, раковин и других типов дефектов, возникающих как в процессе изготовления, так и при эксплуатации объектов. При проведении контроля широкого спектра изделий предпочтительны ультразвуковые методы благодаря их высокой чувствительности, простоте и надежности. Причем для контроля объектов со сложным рельефом поверхности весьма эффективно использование волн Рэлея, способных распространяться в труднодоступных местах, включая внутренние поверхности каналов и технологических отверстий с минимальным радиусом порядка 5 мм, канавки или кромки изделий с характерным поперечным размером до нескольких десятых миллиметра. Как известно [1], наибольшая эффективность возбуждения (приема) волн Рэлея достигается при падении волны на объект под углом $\beta_R = \arcsin(C_1/C_R)$, где C_1 и C_R – скоро-

сти продольной волны в призме пьезопреобразователя (ПЭП) и волны Рэлея (RW) в объекте соответственно. При этом глубина контролируемой зоны δ практически не превышает длины волны Рэлея λ_R , т. е. соответствует глубине локализации акустической энергии волны в исследуемом объекте.

Авторами рассматривается расширение возможностей применения ПЭП с углом призмы β_R для контроля объектов с различными РП путем трансформации RW в краевую моду. Этот вопрос частично затрагивался при исследовании формирования поля ПЭП подповерхностных поперечных вертикально поляризованных волн (STV) в объектах с выступом [2]. При этом была установлена важность учета и поля краевой волны (edge wave или EW), генерируемой на РП поверхностной волной, возбуждаемой одновременно с основной подповерхностной поперечной модой (STV), которая дифрагирует на выступе. Ниже приводятся теоретический анализ и результаты экспериментальных исследований особенностей возбуждения и формирования акустического поля в объеме выступа.

Анализ генерации краевой моды при прохождении RW по радиусному переходу

В наиболее общем случае (при двумерном рассмотрении задачи) в качестве источника краевых волн может быть рассмотрен локальный объем объекта, заключенный в области $\{R \geq z \geq -\lambda_R, x_0 + R + \lambda_R \geq x \geq x_0\}$, где R – радиус кривизны поверхности. Область, в которой происходит преобразование волны Рэлея в объемные моды, может быть рассмотрена как излучатель с распределенными в пространстве фазовыми и амплитудными параметрами. Согласно теоретической модели Викторова [1], при $R\lambda = R / \lambda_R \geq 5 \dots 10$ основные потери энергии RW на преобразование в краевые волны происходят преимущественно при движении волны по РП в слое, ограниченном радиусами R и $R + \lambda_R$. При этом локальную зону РП $dl = C_R dt = R d\phi$, проходимую волной Рэлея за сколь угодно малый промежуток времени dt , можно рассматривать как элементарный источник краевых поперечных и продольных мод.

Необходимо отметить, что в известных работах, например [1, 3], отсутствует информация о механизме преобразования RW → EW и данные о соотношении амплитуд излучаемых мод. В то же время для частного случая – непрерывных колебаний и $R\lambda \gg 1$ – Викторовой решена задача об ослаблении поверхностной волны, проходящей по цилиндрической поверхности отрицательной кривизны. Используя это решение, получим функцию источника EW, «генерируемых» поверхностью РП прямоугольного выступа. Так, в отсутствие диссипативных потерь и отражения уравнение баланса потока акустической энергии W_R поверхностной волны, проходящей по РП, имеет вид:

$$\begin{aligned} dW_R &= dW_R(K_{ET} + K_{EL}) = \delta C_R d\tilde{U}_R = \\ &= (W_{ET} + W_{EL})dl = \\ &= (C_T U_{ET} \vec{n}_T + C_L U_{EL} \vec{n}_L) \frac{\vec{R}}{R} dl, \end{aligned} \quad (1)$$

где K_{ET} и K_{EL} – коэффициенты преобразования потока энергии RW в потоки энергии поперечной и продольной мод; \tilde{U}_R – плотность потока энергии RW-моды; W_{ET} и W_{EL} – потоки энергии поперечной и продольной мод EW соответственно; $C_T U_{ET} \vec{n}_T$ и $C_L U_{EL} \vec{n}_L$ – векторы Умова-Пойнтинга; C_T и C_L – скорости поперечной и продольной мод EW соответственно; U_{ET} и U_{EL} – плотности потока энергии поперечной и продольной мод, излучаемых с участка поверхности РП длиной dl ; \vec{n}_T и \vec{n}_L – единичные векторы направления излучения поперечной и продольной мод EW соответственно.

Предполагаем, что направления излучения краевых мод нормальны поверхности РП, т. е. $\{\vec{n}_T, \vec{n}_L\} \parallel \vec{R}$. Учитывая сделанные выше предположения и уравнение баланса потока энергии (1), выражение для поля источников поперечных EW, «размещенных» на поверхности S радиусного перехода, может быть представлено в виде

$$\begin{aligned} \Phi_{ET} &= \iint_S \left\{ \sqrt{\frac{2\gamma_0}{m_R + p_R \varepsilon}} P_{R0} \varepsilon p_R (\gamma_0)^{1/2} \times \right. \\ &\times \exp[-R_\lambda \phi(\gamma_0 - i)] (\vec{k}_0 \vec{l}_0) \times \\ &\left. \times \exp i(\omega t - \vec{k} \vec{r}) \frac{1}{r} \right\} dS; \end{aligned} \quad (2)$$

$$m_R = \frac{C_T}{C_R}; \quad p_R = \frac{C_L}{C_T}; \quad \varepsilon = W_{ET} / W_{EL},$$

где γ_0 – коэффициент ослабления RW на длине пути λ_R , который преимущественно определяется кривизной поверхности и слабо зависит от коэффициента Пуассона; \vec{k}_0 и \vec{r}_0 – единичный волновой вектор и радиус-вектор; P_{R0} – амплитуда волны Рэлея на входе РП; \vec{r} – радиус-вектор, проведенный в точку наблюдения из зоны излучения EW.

Таким образом, для указанных модельных условий область РП пред-

ставляет собой источник излучения продольной и поперечной вертикально поляризованной (в плоскости падения) мод с распределенной по поверхности РП фазой и амплитудой. Если $R_\lambda \rightarrow \infty$, то в отсутствие диссипации энергии и расхождения волны амплитуда R_W на выходе РП $P_R \rightarrow P_{R0}$. Отметим, что с увеличением R_λ расширяется область, занятая источниками краевых волн, и уменьшается удельная диссипация энергии волны Рэлея. При этом увеличивается разность между фазами волны на входе и выходе из РП. Результаты расчетов, согласно рассмотренной выше модели, представлены на рис. 1. (Проведен также расчет и для случая, когда $R_\lambda < 1 \dots 2$, т. е. предполагается сохранение подобия механизма преобразования энергии, имеющего место при $R_\lambda \gg 1$). С увеличением радиуса РП или эффективной апертуры «излучателя» EW при $R_\lambda > 1 \dots 2$ наблюдается изменение структуры поля, сопровождающееся угловым перераспределением акустической энер-

гии в объеме выступа и появлением дополнительных локальных экстремумов, лежащих в области углов $\theta < 0$. При этом глубина «осцилляции» $\Phi_E(\theta)$ изменяется в зависимости от R_λ и составляет от нескольких децибел до десятков децибел, что обусловлено интерференцией источников излучаемых волн. Таким образом, источник EW подобен действию «ограниченной (криволинейной) дифракционной решетки» с угловым периодом $\varphi_D = 1 / R_\lambda$. Причем если $\pi R_\lambda C_R / 2f < 2\lambda_R$, то «осцилляции» $\Phi_E(\theta)$ отсутствуют. Очевидно, что в случае, когда длительность импульса τ и протяженность выступа в направлении распространения волны ограничены, а R_λ достаточно велико, то проявление интерференции ухудшится и «осцилляции» исследуемой зависимости будут сглажены.

Как видно из расчетных данных, большая часть энергии, генерируемой поперечной EW, сконцентрирована в угловой зоне пространства $\theta < 0$.

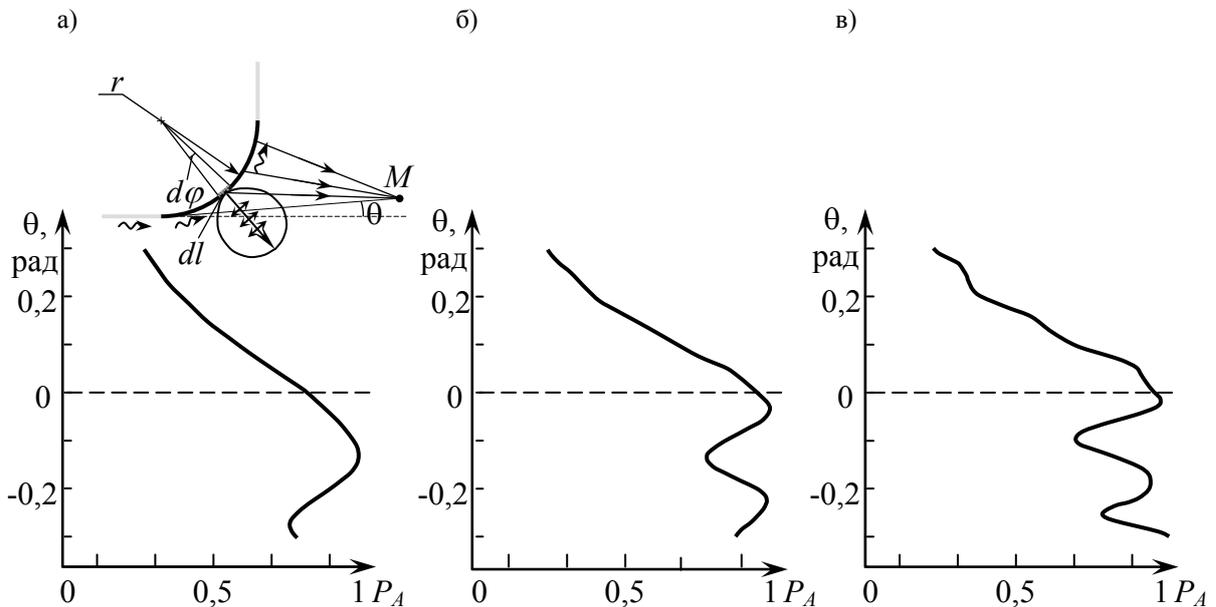


Рис. 1. Схема и результаты расчета поля поперечной краевой волны, генерируемой волной Рэлея на радиусном переходе: а – радиус $R_\lambda = 3$; б – радиус $R_\lambda = 5,5$; в – радиус $R_\lambda = 8$

Необходимо отметить, что в весьма важном для практики случае – $R_\lambda \leq 5$ – механизм возбуждения краевой моды по мере уменьшения R_λ будет существенно отличаться от рассмотренного выше. Кроме того, даже при возбуждении RW преобразователем с оптимальным углом призмы β_R возможно появление дополнительных мод, которые могут оказать влияние на результирующее поле в объеме выступа. Следует учесть и отражение RW на границе РП, а также различие скоростей RW и EW, что весьма важно, если плоскость падения волны не перпендикулярна образующей поверхности РП. Указанные вопросы и являются предметом экспериментальных исследований.

Методика измерений

Используемые экспериментальные схемы исследований поясняются на рис. 2...5 (трансформация падающих в призме ПЭП продольных волн в рэлеевскую и поперечную моды (см. рис. 2), возбуждение краевой моды при прохо-

ждении RW по РП выступа (см. рис. 3), а также эффективность отражения RW от РП для $R_\lambda = 0$ (см. рис. 4)). На рис. 5, а поясняются схемы измерения поля EW в объеме выступа, а на рис. 5, б – измерения амплитуды сигнала от искусственного отражателя при смещении ПЭП относительно выступа. Используемая аппаратура и электронная схема измерений подробно изложены, например, в [4]. Используемые в эксперименте образцы изготовлены из стали. В качестве излучателей используются ПЭП с углом призмы $\beta_R = 64^\circ$ и диаметром пьезоэлемента $2a = 12$ мм, рабочими частотами $f = 1; 1,8; 4$ МГц. Тангенциальные поверхности колебания принимаются ЭМА преобразователем, имеющим ширину намотки провода 1 мм, с установленным над ней самарий-кобальтовым магнитом. Сигнал с ЭМА преобразователя усиливается усилителем УЗ-33, поступает на вход усилителя дефектоскопа и затем (недетектированный) подается на осциллограф С1-71.

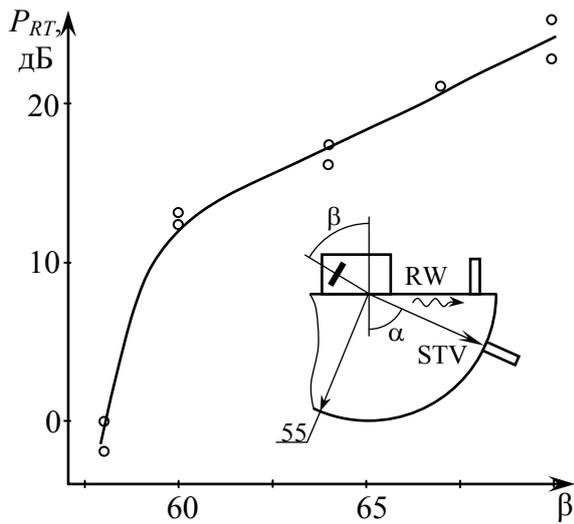


Рис. 2. Отношение амплитуд рэлеевской и поперечной волн в зависимости от угла наклона призмы ПЭП; частота 1 МГц

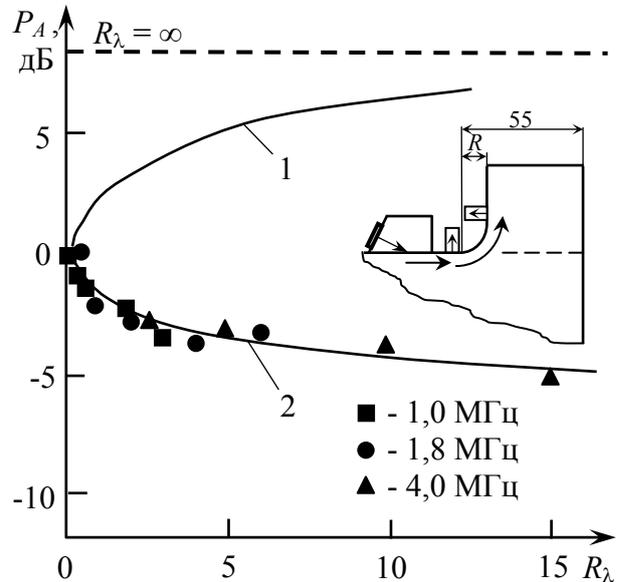


Рис. 3. Амплитуда волны Рэля, прошедшей через радиусный переход (1), и амплитуда краевой волны, генерируемой волной Рэля на радиусном переходе (2), в зависимости от радиуса перехода R_λ

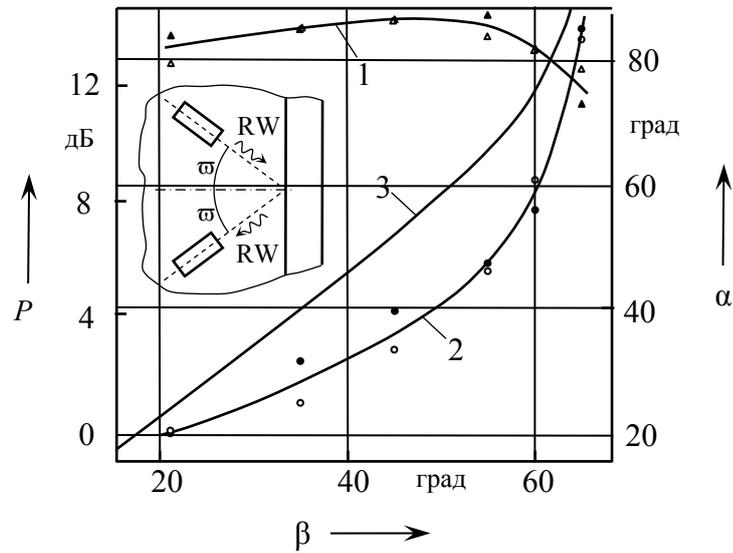


Рис. 4. Амплитуда волны Рэлея, отраженной от свободной поверхности (1) и прямоугольного выступа (2), и угол преломления поперечной волны в объеме выступа (3) в зависимости от угла падения

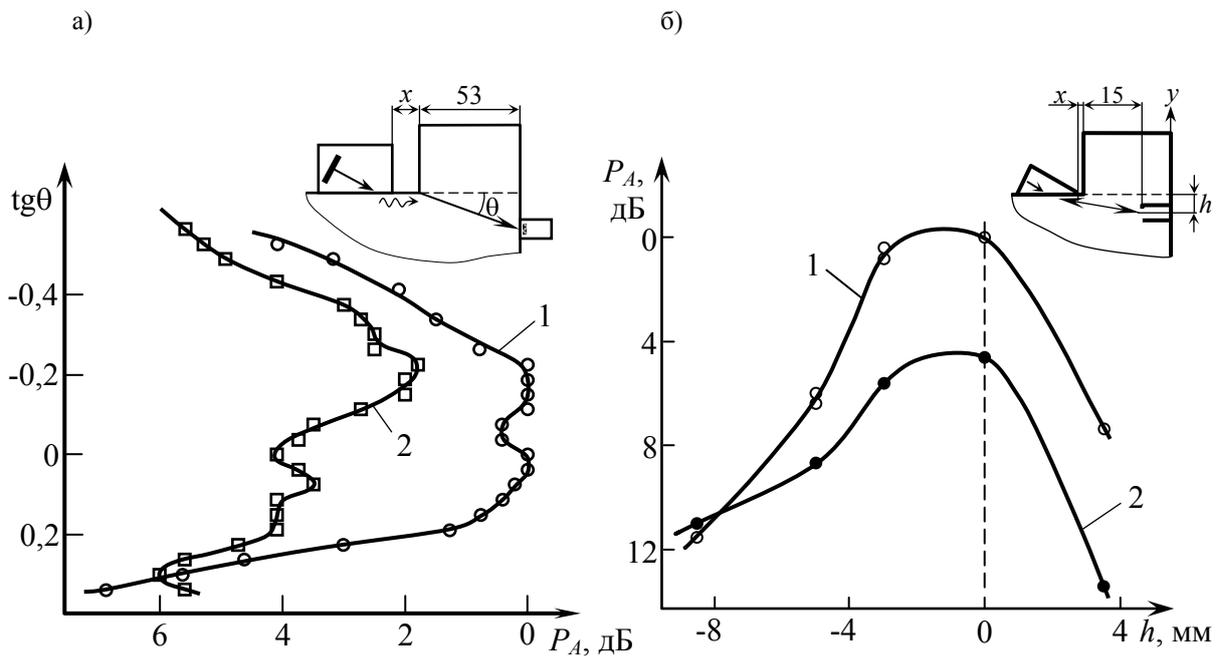


Рис. 5. Поле ПЭП рэлеевских волн с рабочей частотой $f=1$ МГц в объеме выступа (а) и амплитуда сигнала, отраженного от плоскостонного дефекта (б) в зависимости от x : а - x , мм = 4 (1); 28 (2); б - x , мм = 0 (1); 30 (2)

Нормальные поверхности объекта колебания принимаются прямым ПЭП с поперечным размером пьезоэлемента 1,5 мм и магнитным прижимом. При исследовании отношения $P_{RT} = P_R / P_T$ амплитуды рэлеевской P_R к амплитуде поперечной моды P_T в качестве излучателя используется ПЭП с переменным углом ввода и постоянной точкой выхода акустического луча. Данные исследования прохождения RW через РП получены с использованием в качестве приемника сигнала на входе P_I и выходе P_{II} малоапертурных ПЭП, причем коэффициент прохождения RW через радиусный переход определяется как $K_R = 20 \log (P_{II, \infty} / P_{II})$, где P_{II} – амплитуда волны Рэлея на выходе РП, а $P_{II, \infty}$ – амплитуда волны Рэлея для $R_\lambda = \infty$, измеренная на расстоянии, соответствующем длине пути по РП.

При измерениях амплитуды волны Рэлея, отраженной от кромки выступа, излучение и прием сигнала осуществляется двумя наклонными ПЭП с углами призмы $\beta = \beta_R$. Исследования формирования поля ПЭП с $\beta = \beta_R$ в объеме выступа (см. рис. 5, а) и зависимости амплитуды сигнала краевой волны, отраженной от вертикальных плоскостных дефектов диаметром 5 мм (см. рис. 5, б), проведены на рабочей частоте 1 МГц при различных положениях ПЭП относительно выступа.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

Как показывают экспериментальные данные (см. рис. 2), отношение амплитуд возбуждаемых RW- и STV-мод P_{RT} представляет преимущественно возрастающую функцию угла падения волны β . Причем при $\beta \approx \beta_2 = \arcsin(C_1/C_T)$, где C_T – скорость поперечной волны в объекте, отношение $P_{RT} \sim 1$, т. е. P_T в области максимума диаграммы направленности ($\alpha = 75 \dots 76^\circ$) сравнима по ам-

плитуде с волной Рэлея. (Амплитуда STV-моды, измеренная на поверхности образца при $\alpha \rightarrow 90^\circ$, на порядок меньше P_R). При $\beta > \beta_R$ заметно превалирует RW-мода, превышающая амплитуду объемной моды на 14...18 дБ в частотном диапазоне 1...3 МГц. При прохождении RW через область РП прямоугольного выступа максимальное уменьшение ее амплитуды в диапазоне $R_\lambda = 0 \dots \infty$ составляет 5...6 дБ (см. рис. 3). То есть роль «вторичной» поперечной моды в формировании результирующего поля в объеме выступа повышается. Что касается коэффициента отражения волны Рэлея от РП, то, согласно данным эксперимента (см. рис. 4) и данным Викторова [1], максимальный коэффициент отражения рэлеевской волны K_R для углов ее падения, близких к нормальному ($2\varpi < 10 \dots 20^\circ$), достигается при $R_\lambda \sim 0$, где $K_R \leq 0,1$. Однако с увеличением ϖ величина K_R возрастает, что должно сопровождаться более значимым влиянием вторичной (STV) моды на формируемое в объеме выступа поле. (Этот фактор необходимо учесть, если используется схема измерений «дзэт»). Необходимо также отметить, что при достаточно больших значениях ϖ наличие разницы скоростей RW- и EW-мод вызовет не только сдвиг фаз между модами, но и угловой сдвиг между плоскостями поляризации мод, определяемый законом Снеллиуса (см. рис. 4, кривая 3).

Таким образом, наличие указанных факторов свидетельствуют о необходимости учета влияния «сопутствующей» STV-моды на формируемое в объеме выступа поле. Проблема формирования акустического поля ПЭП волны с углом призмы $\beta = \beta_R$ в объеме выступа с радиусным переходом R подобна задаче о формировании поля ПЭП подповерхностной поперечной волны с углом призмы $\beta = \beta_2$, т. е. результирующее поле может быть представлено как супер-

позиция полей двух источников:

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2,$$

где Φ_1 – поле краевой волны, генерируемой волной Рэлея; Φ_2 – поле «сопутствующей» STV-моды.

Отличительная же особенность настоящего рассмотрения заключается прежде всего в различии отношения амплитуд генерируемых мод источников ($K_{ET} = P_{ET} / P_{STV} \approx 3 \dots 4$). Однако при этом надо учесть, что скорость распространения STV-моды больше скорости RW на $\sim 9 \dots 10 \%$, также больше и «эффективная апертура» такого источника в области, лежащей ниже РП [1].

Увеличение расстояния x между ПЭП и РП сопровождается изменением структуры акустического поля вследствие перераспределения акустической энергии в объеме выступа (см. рис. 5). Причем с увеличением x отношение характерных максимумов поля (измеренных согласно схеме на рис. 5) и расстояния между ними являются преимущественно возрастающими функциями. То есть вследствие более значительного ослабления амплитуды объемной волны с расстоянием и при расстояниях, превышающих некоторое характерное x^* , будет практически отсутствовать влияние сопутствующей моды на результирующее поле Φ . В то же время при расположении ПЭП вблизи РП на характерном расстоянии от него x_{ch} и создании оптимальных условий проявления интерференции дифрагирующих волн представляется возможным существенно повысить выявляемость вертикально ориентированных дефектов, лежащих в объеме выступа с $z < 0$, что подтверждается данными эксперимента (см. рис. 5, б).

Выводы

Анализ результатов исследований указывает на возможность использования преобразователей волн Рэлея для проведения контроля объектов со ступенчатыми выступами на наличие как объемных несплошностей, так и плоскостных – с низкой отражающей способностью и ориентированных вертикально; в качестве базовой «зондирующей волны» служит краевая поперечная вертикально поляризованная мода, возбуждаемая волной Рэлея при прохождении ею радиусного перехода.

Экспериментально установлено, что коэффициент преобразования потока энергии рэлеевской волны на прямоугольном выступе в поперечную моду максимален для радиусного перехода $R_\lambda \ll 1$ и может достигать $\sim 60 \dots 70 \%$.

Показано, что на формируемое в объеме выступа акустическое поле краевой моды (при $\beta \leq \beta_R$) может оказать существенное влияние поперечная мода, возбуждаемая непосредственно ПЭП одновременно с рэлеевской модой и дифрагирующая в окрестности РП. В ряде случаев это может быть использовано для повышения выявляемости дефектов, лежащих в объеме выступа ниже продолжения контактной плоскости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Викторов, И. А.** Звуковые поверхностные волны в твердых телах / И. А. Викторов. – М. : Наука, 1981. – 288 с.
2. **Баев, А. Р.** Особенности возбуждения и распространения продольных и поперечных подповерхностных волн в твердых телах. Ч. 2. Влияние некоторых граничных условий на формирование акустического поля / А. Р. Баев, М. В. Асадчая // Дефектоскопия. – 2005. – № 9. – С. 32–43.
3. **Ермолов, И. Н.** Неразрушающий контроль : справочник в 7 т. / И. Н. Ермолов, Ю. В. Ланге ; под ред. чл.-корр. РАН В. В. Клюева. – М. : Машиностроение, 2004. – Т. 3. – 832 с.

4. **Баев, А. Р.** Особенности возбуждения и распространения продольных и поперечных подповерхностных волн в твердых телах. Ч. 1.

Волны в объектах с плоской свободной границей / А. Р. Баев, М. В. Асадчая // Дефектоскопия. – 2005. – № 9. – С. 19–31.

Институт прикладной физики НАН Беларуси
Материал поступил 27.07.2010

A. R. Bayev, M. V. Asadchaya, O.S. Sergeyeva
Peculiarities of excitation and propagation
of the rayleigh wave in solids with radial
transitions

The peculiarities of the elastic wave excitation and propagation with the usage of Rayleigh wave probes having the βR prism angle are presented. The paper shows the possibility in principle of using such probes for determining not only surface defects but also defects with low reflecting ability, located in the fillet. Dependences of the factor of conversion of the Raleigh wave into edge waves when the surface wave travels across the radial transition are obtained. It is revealed, how the «concurrent» transverse wave excited simultaneously with the fundamental mode influences the resulting field formed in the fillet.

УДК 620.179.14

В. А. Новиков, д-р техн. наук, проф., Г. И. Скрыбина, канд. техн. наук, доц.,
А. В. Кушнер

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МАГНИТНОГО ПОЛЯ В ЗОНЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ДЕФЕКТА ОБЪЕКТА, НАМАГНИЧЕННОГО СТАЦИОНАРНЫМ МАЛОГАБАРИТНЫМ МАГНИТОМ

Выполнен расчет составляющих магнитного поля в зоне поверхностного дефекта ферромагнитного объекта, намагниченного стационарным постоянным магнитом, с учетом и без учета неравномерности распределения поверхностных «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта. Проведен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов.

В [1] получены аналитические выражения для тангенциальной и нормальной составляющих магнитного поля в зоне поверхностного дефекта ферромагнитного объекта, намагниченного стационарным постоянным магнитом. На основании этих зависимостей выполнены расчеты тангенциальной составляющей магнитного поля с учетом и без учета

неравномерности распределения поверхностных «магнитных зарядов» σ_2 и σ_3 на боковых гранях дефекта (рис. 1). Компоненты поля в зоне поверхностного дефекта определены для случая, когда магнит обращен к объекту гранью с одним полюсом.

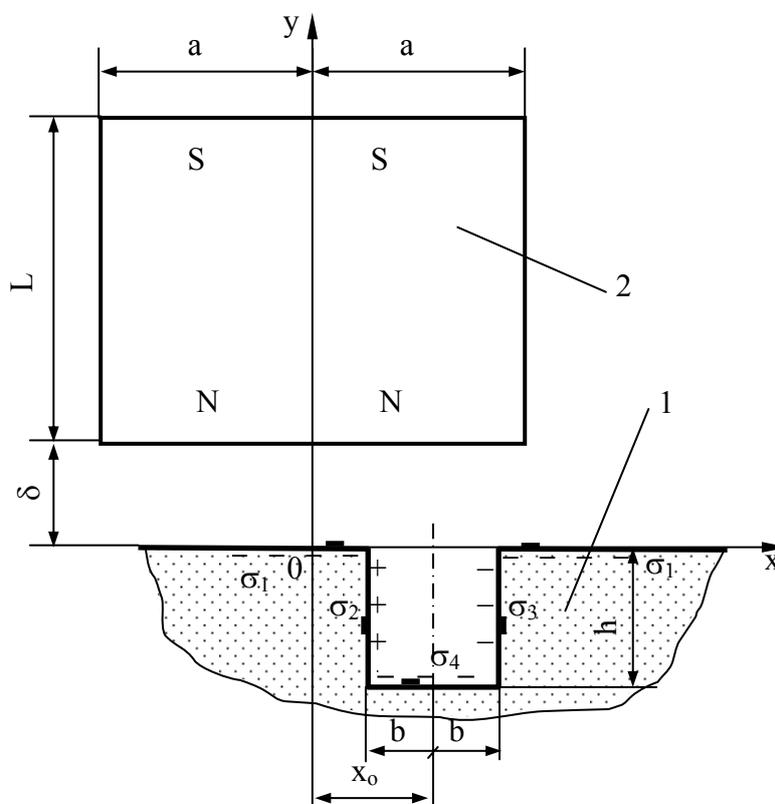


Рис. 1. Расположение постоянного магнита относительно дефекта сплошности: 1 – намагничиваемый объект; 2 – магнит; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$ – плотности «магнитных зарядов» на поверхности объекта, боковых стенках и дне дефекта соответственно

Магнит имеет ширину $2a = 30$ мм, высоту $L = 6,5$ мм. Расстояние от более близкой грани магнита до поверхности ферромагнитного объекта составляло $\delta = 0,2$ мм и $\delta = 7$ мм, расстояние от поверхности объекта до точки наблюдения $y = 0,025$ мм. Несплошности имели глубину от 0,1 до 10 мм и ширину от 0,2 до 2 мм.

Результаты расчетов, представленные на рис. 2 и 3, показали, что наибольший вклад в формирование магнитного поля на поверхности объекта в зоне поверхностного дефекта вносят составляющие магнитного поля от действия «магнитных зарядов» на поверхности изделия и дне дефекта.

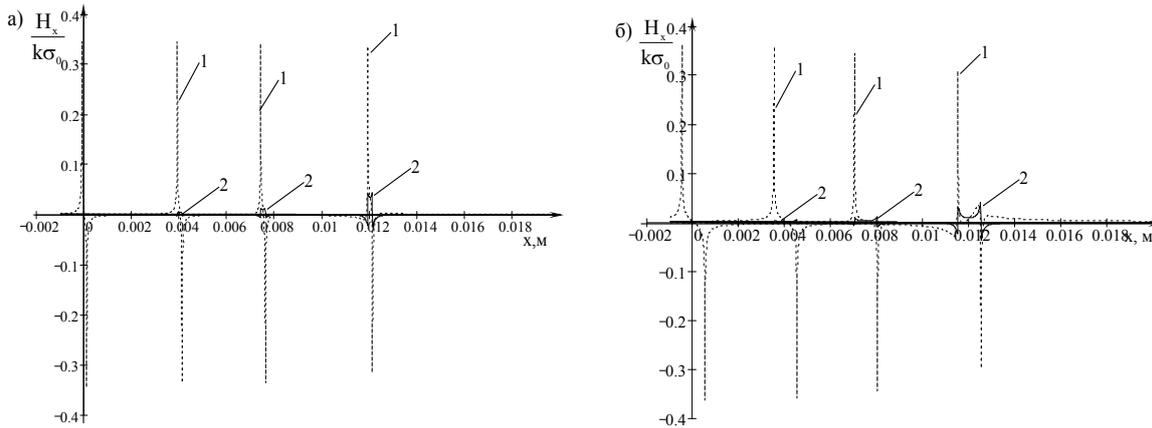


Рис. 2. Характер изменения в зоне дефекта горизонтальной составляющей результирующего поля (кривые 1) и его компонент, обусловленных «магнитными зарядами» на боковых гранях дефекта (кривые 2), с учетом неравномерности распределения σ_2 и σ_3 для дефекта глубиной $h = 0,1$ мм при различном расстоянии x_0 дефекта от плоскости симметрии магнита: а – $h = 0,1$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – $h = 0,1$ мм, $2b = 1$ мм; $x_0 = 0; 4; 7,5; 14$ мм

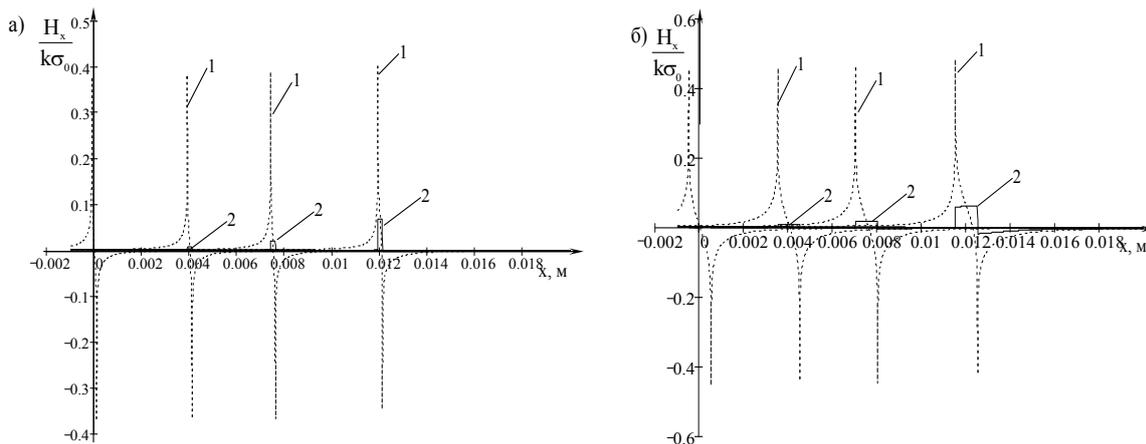


Рис. 3. Характер изменения в зоне дефекта горизонтальной составляющей результирующего поля (кривые 1) и его компонент, обусловленных «магнитными зарядами» на боковых гранях дефекта (кривые 2), с учетом неравномерности распределения σ_2 и σ_3 для дефекта глубиной $h = 2$ мм при различном расстоянии x_0 дефекта от плоскости симметрии магнита: а – $h = 2$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – $h = 2$ мм, $2b = 2$ мм; $x_0 = 0; 4; 7,5; 14$ мм

Вклад в результирующее поле от компонент, обусловленных действием «магнитных зарядов», расположенных на боковых гранях дефекта, колеблется

от 1 до 30 % в зависимости от расстояния x_0 между плоскостями симметрии магнита и дефекта (рис. 2...6, кривые 2).

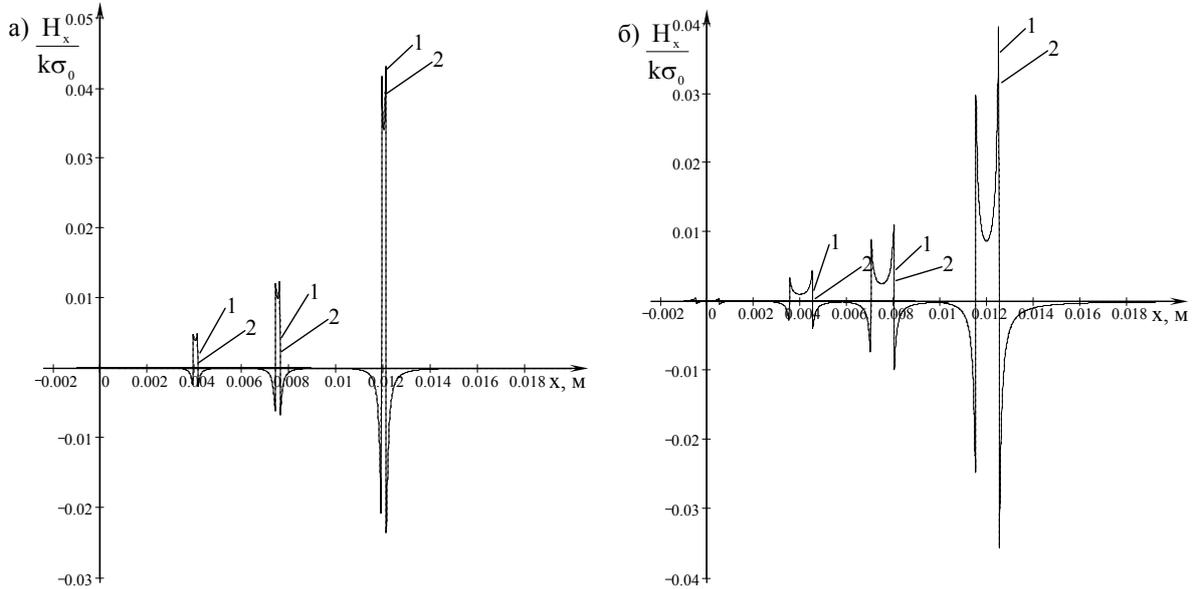


Рис. 4. Характер изменения горизонтальных компонент поля, обусловленных только «магнитными зарядами» на боковых гранях дефекта глубиной $h = 0,1$ мм, расположенного в объекте на расстоянии x_0 от плоскости симметрии магнита, с учетом (1) и без учета (2) неравномерности «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта: а – $h = 0,1$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – $h = 0,1$ мм, $2b = 1$ мм; $x_0 = 0; 4; 7,5; 14$ мм

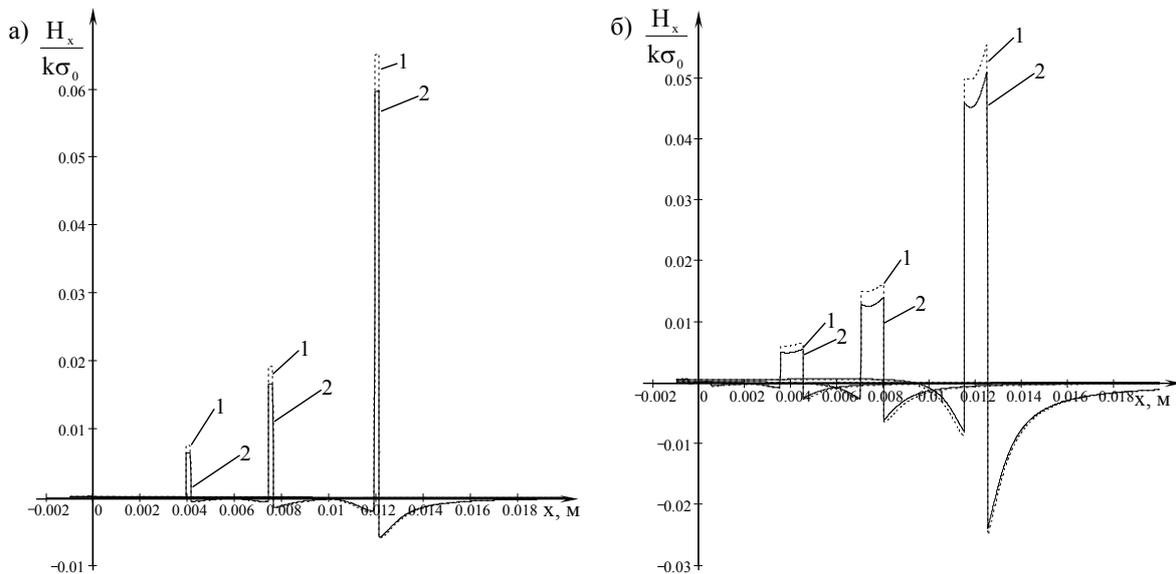


Рис. 5. Характер изменения горизонтальных компонент поля дефекта, обусловленных только «магнитными зарядами» на боковых гранях дефекта глубиной $h = 1$ мм, расположенного в объекте на расстоянии x_0 от плоскости симметрии магнита, с учетом (1) и без учета (2) неравномерности «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта: а – $h = 1$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – $h = 1$ мм, $2b = 1$ мм; $x_0 = 0; 4; 7,5; 14$ мм

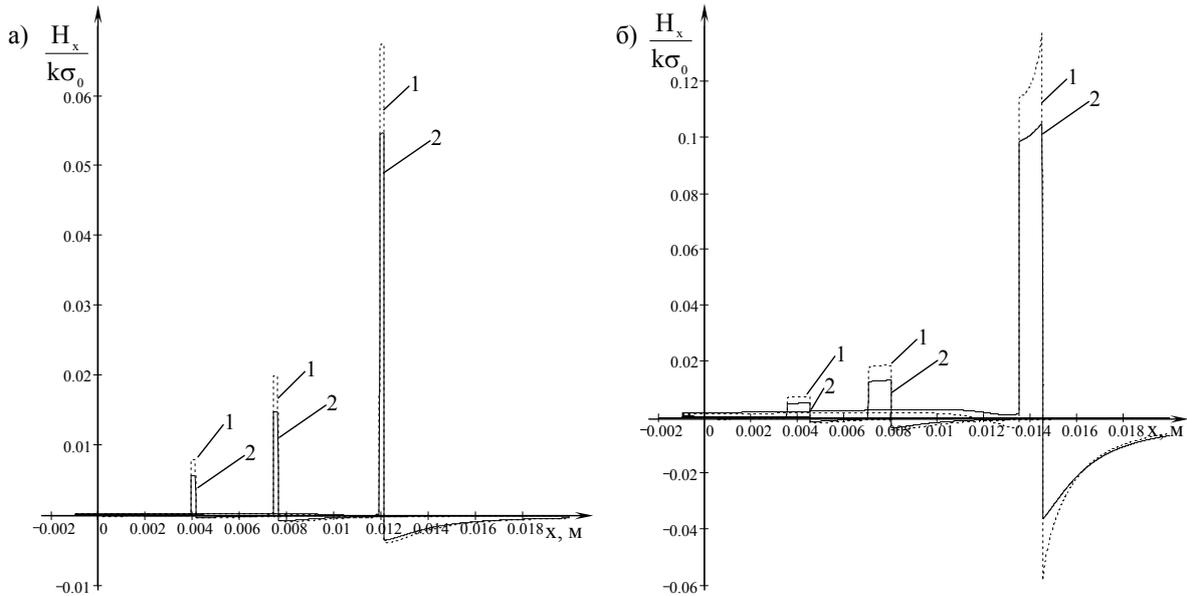


Рис. 6. Характер изменения горизонтальных компонент поля дефекта, обусловленных только «магнитными зарядами» на боковых гранях дефекта глубиной при $h = 2$ мм, расположенного в объекте на расстоянии x_0 от плоскости симметрии магнита, с учетом (1) и без учета (2) неравномерности «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта: а – $h = 2$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – $h = 2$ мм, $2b = 1$ мм; $x_0 = 0; 4; 7,5; 14$ мм

Причем в пределах $-\frac{a}{2} \leq x_0 \leq \frac{a}{2}$ этот вклад невелик, поэтому при расчетах $\frac{H_x}{k\sigma_0}$ в этих пределах наличие σ_2 и σ_3 , возникающих под действием тангенциальной составляющей H_{0x} первичного поля, можно не учитывать и считать первичное поле однородным ($H_0 = H_{0y}$).

Тангенциальная составляющая магнитного поля в зоне дефекта, обусловленная только «магнитными зарядами» на боковых гранях несплошности, имеет асимметричный вид и с уменьшением отношения ширины дефекта к его глубине трансформируется из кривой, имеющей два положительных и два отрицательных (меньшей величины) экстремума, в кривую, имеющую один положительный и один отрицательный экстремум (см. рис. 4...6).

Степень асимметрии увеличивается с увеличением ширины дефекта и его расстояния до плоскости симметрии магнита. Чем глубже дефект, тем больше погрешность от неучета неравномерно-

сти распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта.

Для анализа влияния неравномерности распределения «магнитных зарядов» на топографию магнитного поля в зоне дефекта выполнены расчеты $\frac{H_x}{k\sigma_0}$

при максимальном смещении дефекта различной глубины от плоскости симметрии магнита ($x_0 = 14$ мм) для дефектов (рис. 7 и 8). Анализ показывает, что неучет влияния неравномерности распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта малой глубины вносит незначительную погрешность в результаты расчета. Для дефектов глубиной $h < 3$ мм, расположенных под краем магнита, расчет $\frac{H_x}{k\sigma_0}$ можно вы-

полнять по аналитическим зависимостям при $\sigma_1 = \text{const}$, а при расчете полей в зоне дефектов большей глубины необходим учет неравномерности распределения σ_2 и σ_3 .

Кривая, отражающая характер из-

менения тангенциальной составляющей поля в зоне дефекта от действия всех «магнитных зарядов» (на поверхности объекта, на боковых гранях и дне дефекта), имеет асимметричный вид, смещена вверх относительно оси абсцисс, содержит два экстремума, причем

положительный экстремум по модулю тем больше отрицательного, чем ближе дефект расположен к краю магнита (рис. 2, 3, 7, 8). Это объясняется увеличением вклада составляющей от действия «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта.

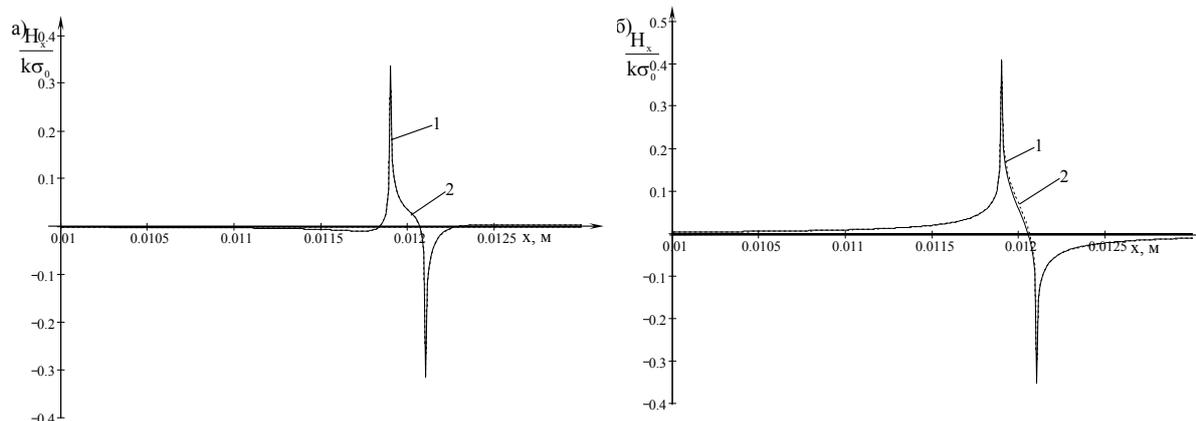


Рис. 7. Характер изменения горизонтальной составляющей напряженности суперпозиции магнитных полей в зоне дефекта шириной $2b = 0,2$ мм, расположенного в объекте на расстоянии $x_0 = 12$ мм относительно плоскости симметрии магнита, с учетом (1) и без учета (2) неравномерности распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта: а – для дефекта глубиной $h = 0,1$ мм, $2b = 0,2$ мм; б – для дефекта глубиной $h = 2$ мм, $2b = 0,2$ мм

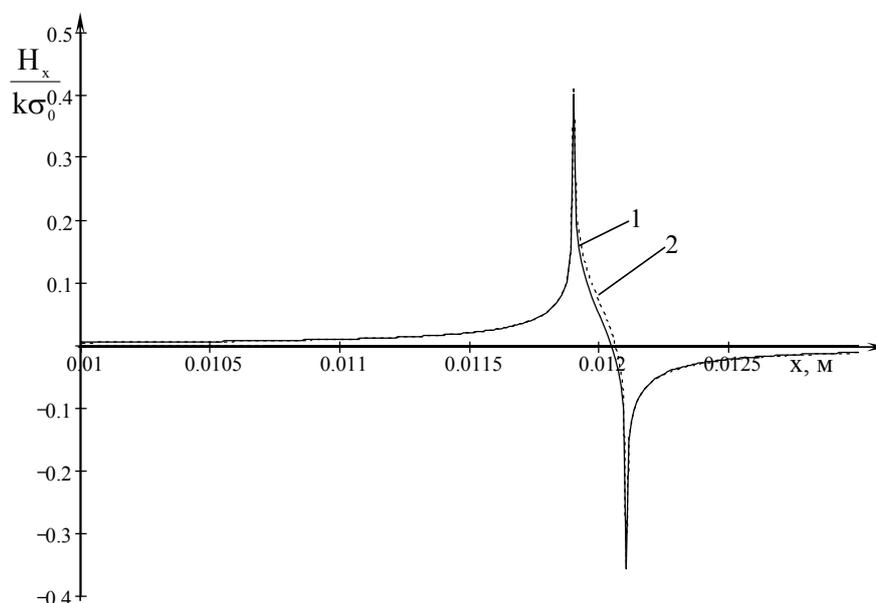


Рис. 8. Характер изменения горизонтальной составляющей напряженности суперпозиции магнитных полей в зоне дефекта глубиной $h = 3$ мм и шириной $2b = 0,2$ мм, расположенного в объекте на расстоянии $x_0 = 12$ мм от плоскости симметрии магнита, с учетом (1) и без учета (2) неравномерности плотности распределения «магнитных зарядов» на боковых гранях дефекта

Экспериментальные топографии суперпозиции тангенциальных компонент магнитных полей в зоне дефектов шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенных на расстоянии $x_0 = 4$ мм (рис. 9) и $x_0 = 12$ мм (рис. 10) от плоскости симметрии постоянного магнита размерами $50 \times 37 \times 15$ мм, получены с помощью измерителя магнитной индукции ИОН-3, преобразователь Холла которого располагался на расстоянии

$y = 1,5$ мм от поверхности объекта, что обусловлено конструктивными возможностями преобразователя. Расстояние от ближайшей грани магнита до поверхности объекта составляло $\delta = 7$ мм. Результаты экспериментальных исследований для указанных дефектов (см. рис. 9 и 10) имеют качественное совпадение с результатами расчетов (рис. 11).

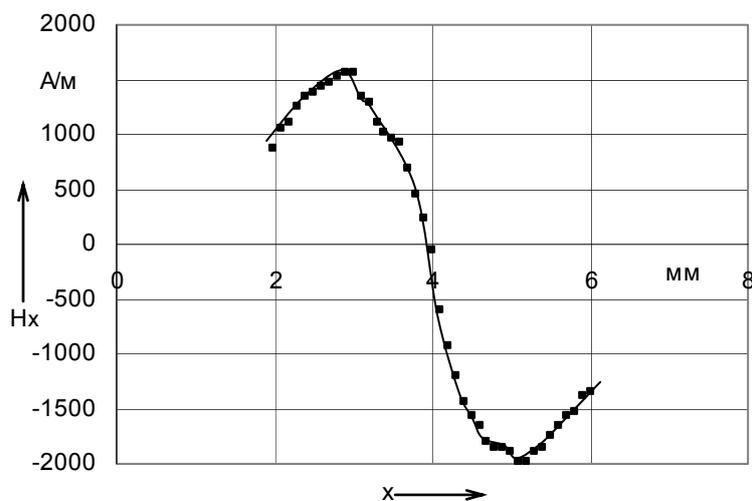


Рис. 9. Экспериментальная топография горизонтальной составляющей магнитного поля в зоне дефекта шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенного в образце на расстоянии $x_0 = 4$ мм от плоскости симметрии магнита

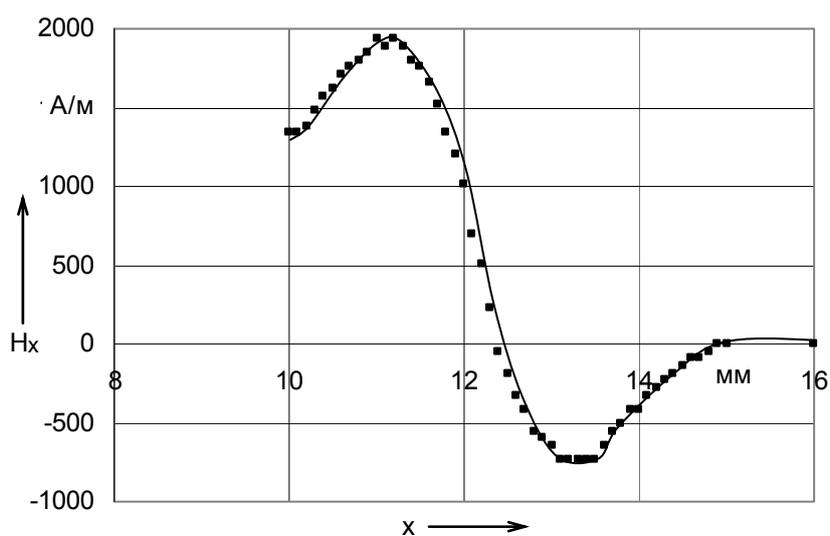


Рис. 10. Экспериментальная топография горизонтальной составляющей магнитного поля в зоне дефекта шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенного в образце на расстоянии $x_0 = 12$ мм от плоскости симметрии магнита

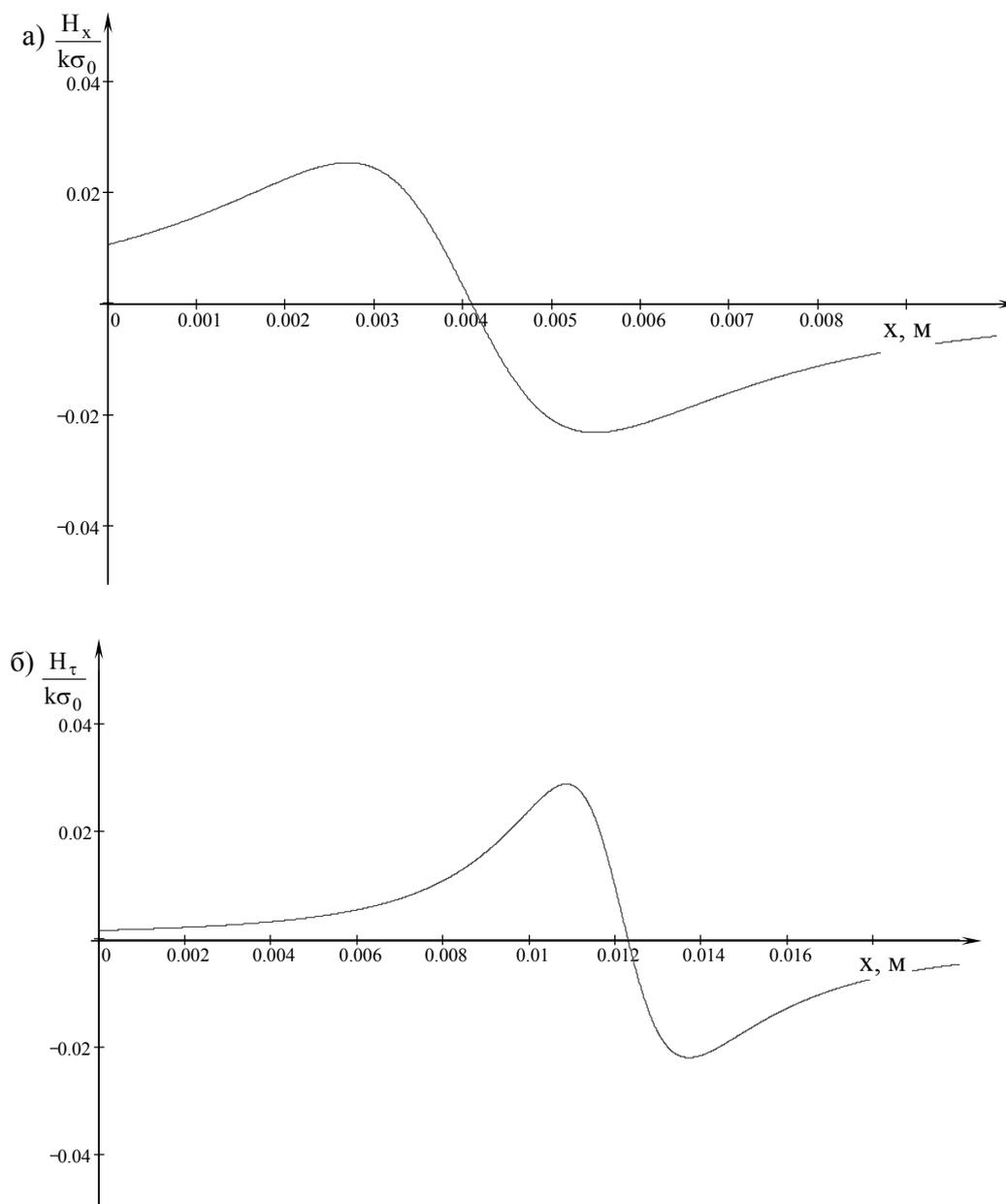


Рис. 11. Расчетные топографии горизонтальной составляющей магнитного поля в зоне дефекта виде паза шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенного на расстоянии $x_0 = 4$ мм и $x_0 = 12$ мм от плоскости симметрии магнита: а – дефект расположен на расстоянии 4 мм от плоскости симметрии магнита; б – дефект расположен на расстоянии 12 мм от плоскости симметрии магнита

Установлено, что расчетная сигналограмма $\frac{1}{k\sigma_0} \cdot \frac{dH_x}{dx}(x)$ (рис. 12), соответствующая несплошности с дном, смещенной относительно плоскости симметрии неподвижного магнита, обращенного к объекту гранью с одним полюсом, имеет асимметричный вид и

содержит два положительных и два отрицательных экстремума, а ее положительная часть содержит глубокий провал. Степень асимметрии сигнала зависит от расстояния дефекта до плоскости симметрии магнита и объясняется нахождением граней несплошности в поле разной напряженности.

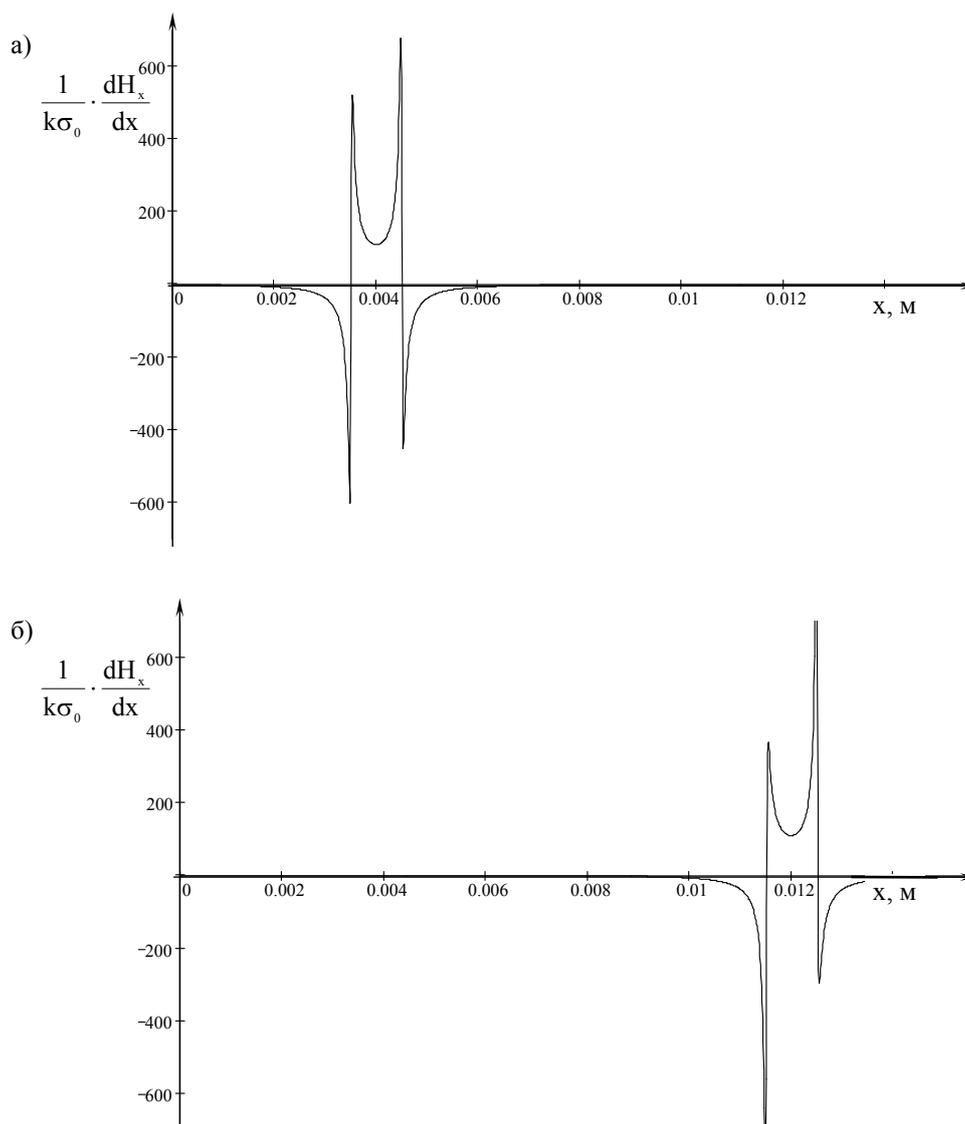


Рис. 12. Расчетные сигналограммы, соответствующие дефекту в виде паза шириной $2b = 1,8$ мм и глубиной 3 мм, расположенного в образце на расстоянии $x_0 = 4$ мм и $x_0 = 12$ мм от плоскости симметрии магнита

Получить экспериментальную сигналограмму при намагничивании ферромагнитного образца с дефектом постоянным магнитом в соответствии со схемой (см. рис. 1) не представляется возможным, т. к. магнитная лента подвергнется намагничиванию на стадии приближения магнита к объекту с уложенной на его поверхность лентой, а также при его удалении от объекта (или при удалении магнитной ленты после

намагничивания). Поэтому процесс намагничивания моделировали, используя для намагничивания электрическую катушку с сердечником в форме прямоугольного параллелепипеда из магнитомягкого материала. С этой целью на поверхность жестко закрепленного ферромагнитного образца с дефектом наружной поверхности укладывали предварительно размагниченную магнитную ленту и располагали на необходимом

расстоянии от него сердечник электромагнита. На 2...3 с включали ток в катушке электромагнита, а после его отключения и удаления электромагнита снимали ленту с объекта и полученную запись считывали на дефектоскопе.

Показано, что экспериментальные сигналограммы качественно близки к расчетным только для несплошностей, ширина которых больше чем в 2,5 раза

превышает толщину сердечника индукционной головки дефектоскопа, что определяется разрешающей способностью измерительного устройства (рис. 13). Если несплошность имеет ширину меньше 2 мм, то характерный провал на сигналограмме отсутствует, а ее отрицательные экстремумы становятся много меньше по модулю положительного.

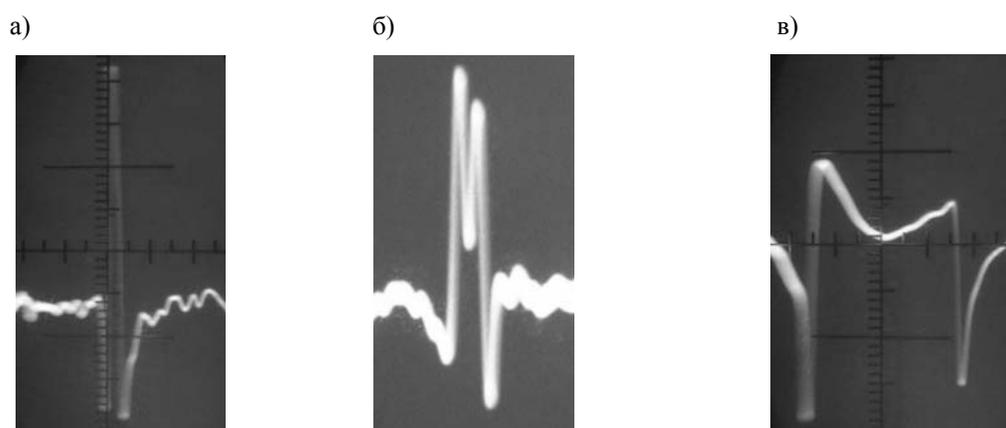


Рис. 13. Экспериментальные сигналограммы, соответствующие дефекту в виде паза, расположенного в образце на расстоянии $x_0 = 4$ мм от плоскости симметрии магнита: а – ширина дефекта 1,2 мм, глубина 1,5 мм, расстояние между плоскостью симметрии магнита и дефекта $\delta = 2$ мм; б – ширина дефекта 2,5 мм, глубина 0,45 мм, $\delta = 4$ мм; в – ширина дефекта 8 мм, глубина 0,45 мм, $\delta = 6$ мм

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков, В. А. Магнитное поле в зоне поверхностного дефекта объекта, намагничен-

ного стационарным малогабаритным магнитом / В. А. Новиков, Г. И. Скрябина, А. В. Кушнер // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 04.08.2010

V. A. Novikov, G. I. Skryabina, A. V. Kushner
The results of calculations and experimental studies of the magnetic field in the zone of surface defects of the object, magnetized by the stationary small-size magnet

The paper presents the calculation of the magnetic field components in the zone of the surface defect of a ferromagnetic object, magnetized by the stationary magnet, with and without taking into account the uneven distribution of surface «magnetic charges» on the side faces of the defect. A comparative analysis of theoretical and experimental results is done.

УДК 620.179.14

А. В. Шилов, В. А. Новиков, д-р техн. наук, проф., А. В. Кушнер

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ИНДИКАТОРНЫХ РИСУНКОВ ДЕФЕКТОВ ПРИ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ИХ ПОЛЕЙ НА МАГНИТНОЙ ПЛЕНКЕ В ПРИЛОЖЕННОМ ПОЛЕ

Рассмотрены вопросы количественной оценки индикаторных рисунков дефектов различного типа и вида на визуализирующей магнитные поля пленке при магнитном контроле ферромагнитных объектов в приложенном поле. Предложено в качестве информационного параметра использовать ширину сигнала, обусловленного дефектом.

В [1] впервые описаны возможности магнитной пленки, визуализирующей магнитные поля, при дефектоскопии ферромагнитных объектов. Показано, что на пленку записываются как тангенциальная, так и нормальная составляющие полей дефектов и отчетливо наблюдаются индикаторные рисунки несплошностей различного типа и вида. Характер индикаторных рисунков зависит от способа намагничивания. Крупные протяженные внутренние дефекты могут быть обнаружены, даже если индикаторная пленка находится на расстоянии 4...5 мм от поверхности объекта. Минимальное раскрытие уверенно обнаруживаемых трещин составляет 1...2 мкм [2].

По появлению индикаторных рисунков на магнитной пленке можно установить наличие дефектов в изделии, однако сложно количественно оценить их параметры. Поэтому в [3] исследовано влияние предварительной подготовки магнитной пленки, параметров несплошностей и условий контроля на количественные характеристики индикаторных рисунков. Установлена зависимость численных значений интенсивности окраски магнитной пленки, визуализирующей поле, от ее предварительной подготовки и напряженности действующего на нее намагничивающего поля. Рассмотрены вопросы количественной оценки индикаторных рисунков дефектов различного типа и вида при контроле на остаточной намагниченности

с визуализацией их полей.

Настоящая работа посвящена исследованию влияния параметров дефектов и условий контроля на количественные характеристики индикаторных рисунков дефектов на пленке, визуализирующей магнитные поля, при контроле в приложенном поле.

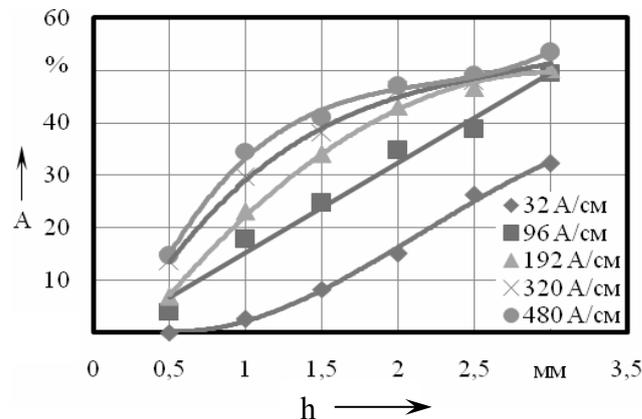
Для исследования влияния параметров дефектов на количественные характеристики индикаторных рисунков дефектов на пленке использовали образцы из стали Ст3. Влияние глубины дефектов наружной и внутренней поверхностей на количественные характеристики индикаторных рисунков дефектов на пленке исследовали на образцах в виде стальной пластины размерами 180×80×8 мм с профрезерованными канавками шириной 0,8 мм, глубиной от 0,5 до 3 мм с шагом 0,5 мм. Влияние ширины дефекта на изображение, получаемое на пленке, определяли при помощи образцов размерами 180×80×6 мм с протяженными дефектами сплошности глубиной 3 мм, шириной 1,5...3,5 мм с шагом 0,5 мм. Влияние глубины залегания несплошности на количественные характеристики индикаторных рисунков исследовали на образце из стали Ст3 толщиной 25 мм со сквозными отверстиями диаметром 2,5 мм, расположенными на расстоянии 2,5; 7,5; 12,5; 17,5 и 22,5 мм от исследуемой поверхности. Намагничивание осуществляли электромагнитом с П-образным сердечником, подключенным к источнику

тока ВСА-5К. Для получения снимков индикаторных рисунков на пленке использовали цифровой фотоаппарат.

Исследование влияния глубины дефекта и условий контроля на количественные характеристики индикаторных рисунков дефектов на пленке, визуализирующей магнитные поля, при контроле в приложенном поле осуществляли следующим образом: сначала устанавливали необходимый режим намагничивания, после отключения тока в катушке электромагнита на электромагнит укладывали образец вместе с пленкой, включали ток, а затем фотографировали в приложенном поле изображение индикаторных рисунков от дефектов. Цифровой фотоаппарат был закреплен в штативе над образцом с уложенной на его поверхность пленкой. Из получен-

ного изображения индикаторного рисунка дефекта на пленке попиксельно считывали в файл значения интенсивности для зеленого цвета [3]. Зависимость размаха сигнала, обусловленного дефектом, кривой распределения усредненных значений интенсивности по ширине пленки (далее – размах сигнала) от глубины дефекта внутренней поверхности для различных режимов намагничивания приведены на рис. 1, а. Из рисунка видно, что графики указанных зависимостей монотонно возрастают с увеличением глубины несплошности, причем при малых режимах намагничивания (до 96 А/см) крутизна кривых увеличивается с ростом глубины несплошности, при $H = 96$ А/см – остается постоянной, а при более высоких – уменьшается при возрастании H .

а)



б)

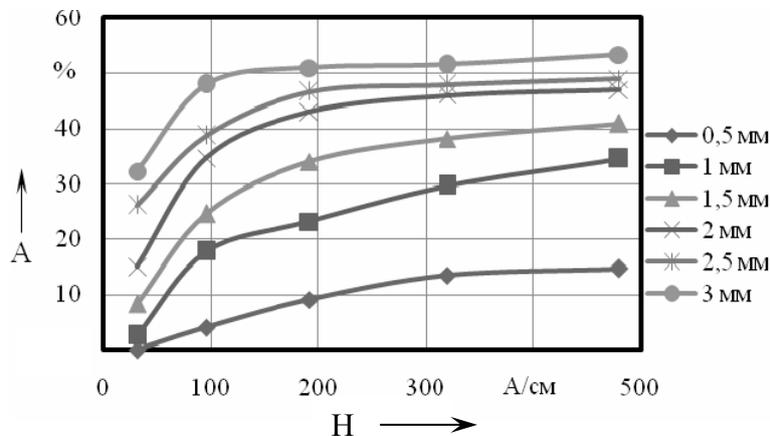


Рис. 1. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом внутренней поверхности, от глубины дефекта (а) и от напряженности внешнего поля (б) для дефектов глубиной 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3 мм

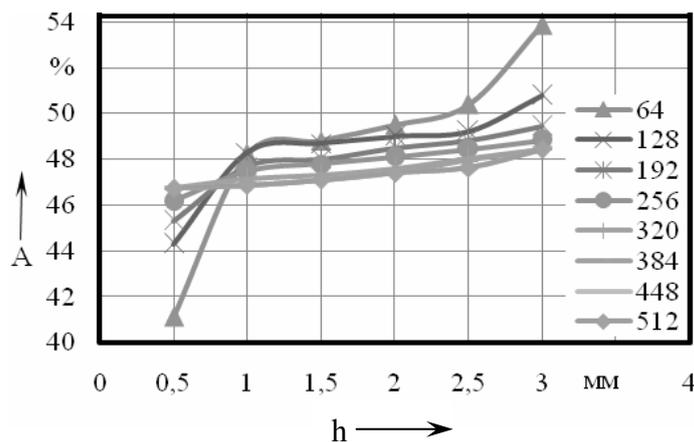
Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом внутренней поверхности образца, от напряженности намагничивающего поля, построенные для несплошностей различной глубины, представлены на рис. 1, б.

Из рисунка видно, что с увеличением напряженности поля размах сигнала сначала возрастает, а затем стабилизируется, причем чем больше глубина несплошности, тем при меньшей напряженности поля происходит стабилизация размаха сигнала. Дефекту большей глубины соответствует больший размах сигнала.

Зависимость размаха сигнала, обу-

словленного дефектом наружной поверхности, от его глубины для различных режимов намагничивания приведены на рис. 2, а. Из рисунка видно, что размах сигнала незначительно возрастает практически по линейному закону с ростом глубины дефекта при напряженности поля ($192 \text{ A/cm} \leq H \leq 512 \text{ A/cm}$). При этом величина напряженности намагничивающего поля незначительно влияет на размах полезного сигнала. При низких режимах намагничивания резкий рост размаха сигнала наблюдается при глубине несплошности 0,5 и 1 мм, а также при $h > 2,5 \text{ мм}$.

а)



б)

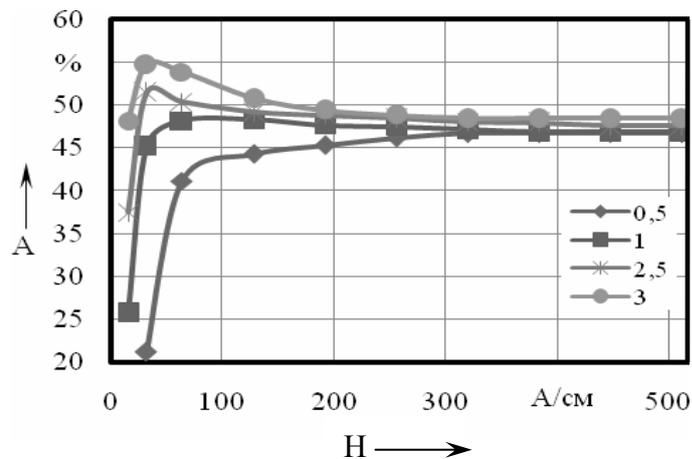


Рис. 2. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, от его глубины для различных режимов намагничивания (а) и от напряженности намагничивающего поля для дефектов глубиной 0,5; 1; 2,5; 3 мм (б)

На рис. 2, б приведены зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом, от напряженности намагничивающего поля. Из рисунка видно, что размах сигнала сначала круто возрастает, а при напряженности поля более 300 А/см – остается практически постоянным и мало зависит от глубины дефекта.

При исследовании сигналограмм, обусловленных дефектами, было высказано предположение, что в качестве информативного параметра можно использовать не только размах сигнала от

дефекта, но и его ширину (далее – ширина сигнала, обусловленного дефектом). Зависимость ширины сигнала x , обусловленного дефектом наружной поверхности, от глубины несплошности при различных режимах намагничивания приведена на рис. 3. Из рисунка видно, что с увеличением глубины дефекта ширина сигнала сначала увеличивается, а затем, достигнув своего максимума, уменьшается. Кривые тем раньше достигают максимума, чем меньше глубина дефекта.

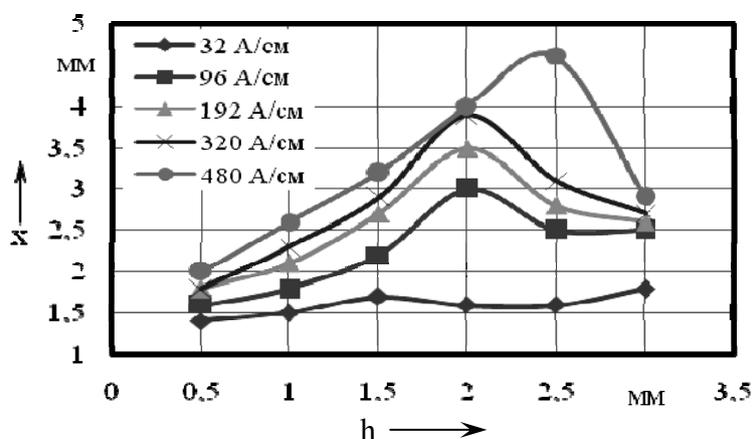


Рис. 3. Зависимость ширины сигнала x от глубины дефекта наружной поверхности: $H = 32; 96; 192; 320; 480$ А/см

Исследование влияния ширины дефекта внутренней поверхности на размах обусловленного им сигнала, получаемого на пленке, проводили на об-

разцах с профрезерованными канавками разной ширины, но одинаковой глубины. Результаты исследований иллюстрирует рис. 4.

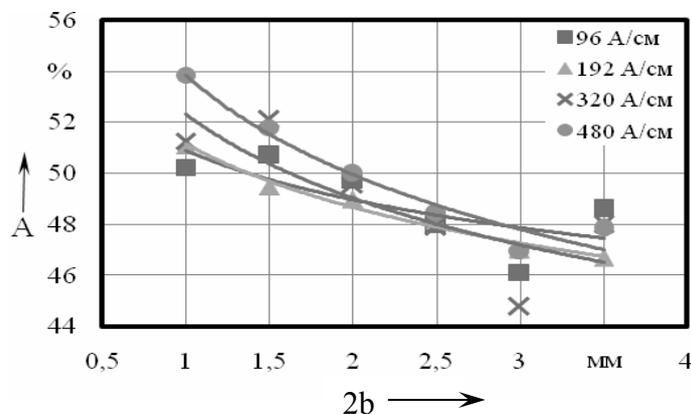


Рис. 4. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом внутренней поверхности, от его ширины для режимов намагничивания: $H = 96; 192; 320; 480$ А/см

Исследования показали, что при низких напряжениях намагничивающего поля зависимость размаха сигнала от ширины несплошности внутренней поверхности при толщине образца 6 мм немонотонна. В диапазоне режимов намагничивания $192 \text{ A/cm} \leq H \leq 480 \text{ A/cm}$ с ростом ширины дефекта происходит резкий спад размаха сигнала.

На рис. 5 показан график зависимости ширины сигнала x , обусловленного дефектом внутренней поверхности, от ширины дефекта для различных режимов намагничивания. Из рисунка видно, что происходит практически линейный рост ширины x сигнала с увеличением раскрытия несплошности $2b$.

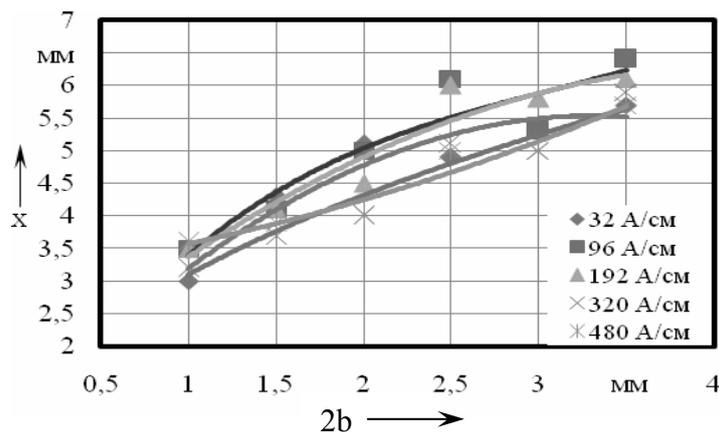


Рис. 5. Зависимость ширины сигнала, обусловленного дефектом, от ширины несплошности внутренней поверхности образца: $H = 32; 96; 192; 320; 480 \text{ A/cm}$

На рис. 6 изображены зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, от напряженности намагничивающего поля для дефектов различной ширины. Из рисунка видно, что с ростом напряженности намагничивающего поля происходит

вначале увеличение размаха сигнала, а затем плавное его уменьшение и стабилизация. Большому дефекту соответствует больший размах сигнала. Чем больше ширина несплошности, тем при большей напряженности поля сигнал достигает максимального значения.

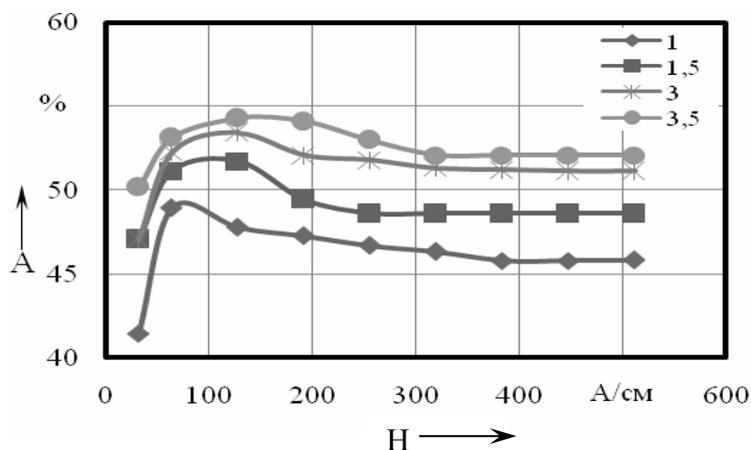


Рис. 6. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, от напряженности намагничивающего поля

Зависимости ширины сигнала x , обусловленного дефектом наружной поверхности, от ширины дефекта при различных значениях напряженности намагничивающего поля представлены

на рис. 7. Из рисунка видно, что с увеличением ширины дефекта происходит монотонное возрастание x . Ширина сигнала мало зависит от режима намагничивания.

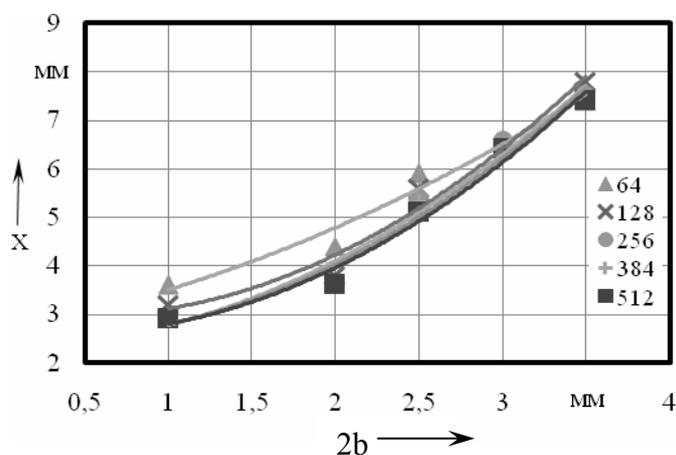


Рис. 7. Зависимости ширины сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, от ширины дефекта

На рис. 8 приведены зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом, от напряженности намагничивающего поля для дефектов, расположенных в образце на различной глубине. Как видно из рисунка, с ростом напряженности приложенного поля раз-

мах сигнала возрастает, достигая постоянной величины при напряженности поля тем большей, чем больше глубина залегания дефекта. Закономерности нарушаются при приближении несплошности к внутренней и наружной поверхностям образца ($h_3 = 2,5$ и $22,5$ мм).

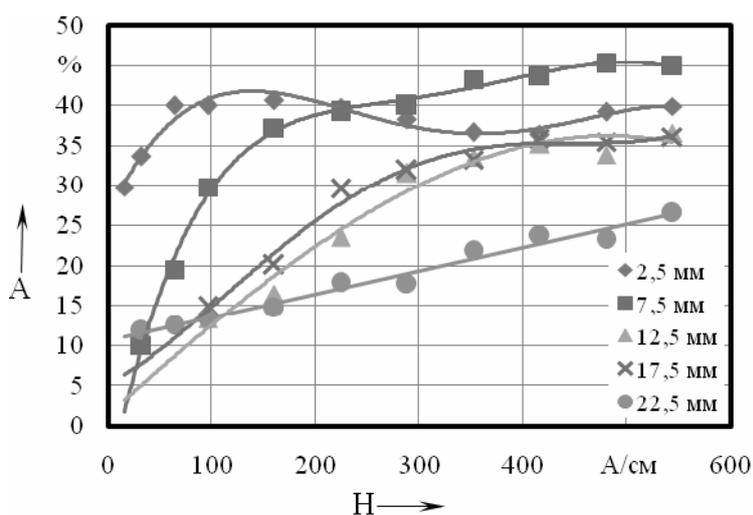
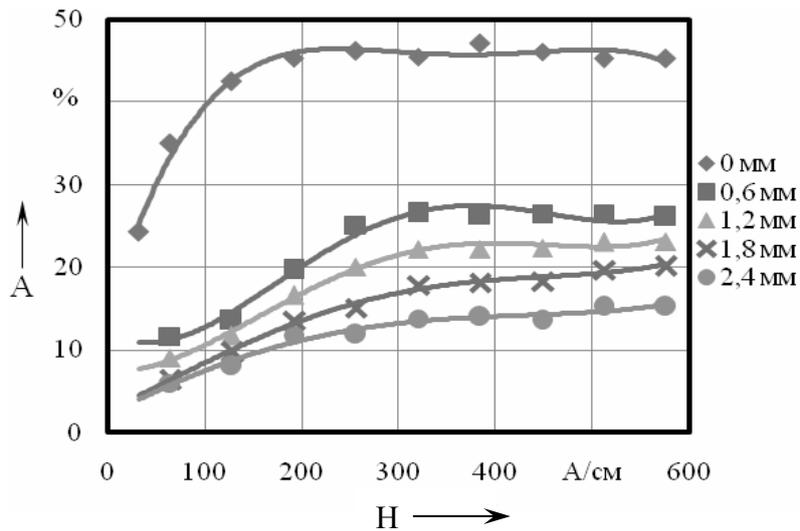


Рис. 8. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом, от напряженности намагничивающего поля для дефектов, расположенных на глубине $h_3 = 2,5; 7,5; 12,5; 17,5$ и $22,5$ мм

Влияние расстояния между контролируемым объектом и пленкой исследовали на образце толщиной 8 мм из стали Ст3 с профрезерованной канавкой шириной 0,8 мм и глубиной 0,8 мм. Сначала устанавливали режим намагничивания, после этого пленку помещали на определенном расстоянии от образца (укладывали на немагнитную прокладку, помещенную на образец), намагничивали образец с пленкой и, не выключая ток, фотографировали. Затем образец размагничивали, устанавливали другой режим намагничивания и повторяли эксперимент. Таким образом для дефекта наружной поверхности были

получены зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом, от напряженности намагничивающего поля (рис. 9, а) и от расстояния между контролируемым объектом и пленкой (рис. 9, б). Из рисунка видно, что для дефекта внутренней поверхности сигнал о его наличии обнаруживается и при расстоянии 2,4 мм. Размах сигнала возрастает с увеличением напряженности намагничивающего поля и с уменьшением расстояния от пленки до объекта. При увеличении расстояния между пленкой и объектом размах сигнала сначала резко уменьшается, а затем стабилизируется.

а)



б)

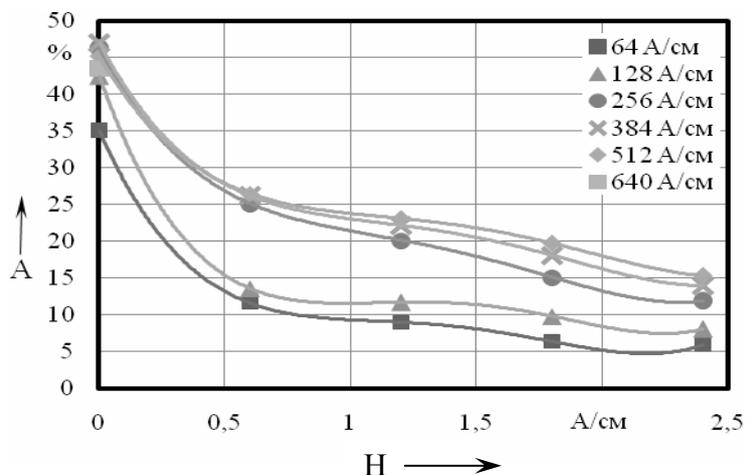


Рис. 9. Зависимости размаха сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, от напряженности намагничивающего поля (а) и от расстояния между объектом и пленкой (б)

Влияние размаха сигнала, обусловленного дефектом внутренней поверхности, от напряженности намагничивающего поля при разных расстояни-

ях между объектом и пленкой визуализирующей магнитные поля приведено на рис. 10.

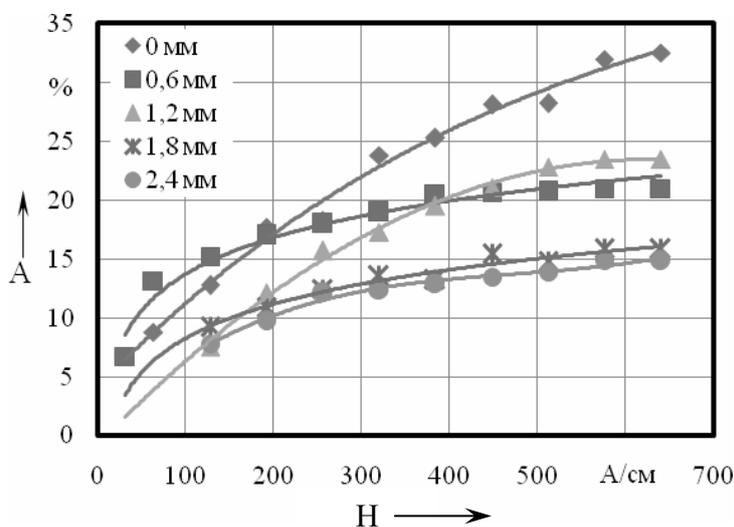


Рис. 10. Зависимость размаха сигнала, обусловленного дефектом внутренней поверхности, от напряженности намагничивающего поля при расстоянии между объектом и пленкой 0; 0,6; 1,2; 1,8 и 2,4 мм

Выводы

1. С увеличением глубины дефекта внутренней поверхности размах сигнала возрастает, причем при малых режимах намагничивания (до 96 А/см) крутизна кривых увеличивается с ростом глубины несплошности, при $H = 96$ А/см – остается постоянной, а при более высоких – уменьшается при возрастании H .

С увеличением напряженности поля размах сигнала сначала возрастает, а затем стабилизируется, причем чем больше глубина несплошности, тем при меньшей напряженности поля происходит стабилизация размаха сигнала. Дефекту большей глубины соответствует больший размах сигнала.

2. Размах сигнала, обусловленный дефектом наружной поверхности, для режимов намагничивания менее 256 А/см при увеличении глубины дефекта до 1 мм сначала резко возрастает, а затем плавно увеличивается. Для режимов намагничивания более 256 А/см зависимость размаха сигнала от глуби-

ны дефекта линейна и практически не зависит от режима намагничивания.

Размах сигнала, обусловленного дефектом наружной поверхности, при увеличении напряженности поля сначала круто возрастает, а при напряженности поля более 300 А/см остается практически постоянным и мало зависит от глубины дефекта.

3. С увеличением глубины дефекта ширина сигналов x , обусловленных дефектами наружной поверхности, сначала увеличивается, а затем, достигнув своего максимума, уменьшается. Кривые тем раньше достигают максимума, чем меньше глубина дефекта.

Ширина сигнала x , обусловленного дефектом внутренней поверхности, с ростом ширины дефекта $2b$ изменяется монотонно.

4. Исследования влияния ширины дефекта наружной поверхности на размах обусловленного им сигнала, получаемого на пленке в приложенном поле, показали, что с ростом напряженности

намагничивающего поля происходит вначале увеличение размаха сигнала, а затем плавное его уменьшение и стабилизация. Большому дефекту соответствует больший размах сигнала.

5. Ширина сигнала x , обусловленного дефектом наружной поверхности, с увеличением раскрытия несплошности монотонно увеличивается и мало зависит от режима намагничивания.

Ширина сигнала x , обусловленного дефектом внутренней поверхности, возрастает линейно с увеличением ширины дефекта, причем в диапазоне напряженностей $96 \text{ А/см} \leq H \leq 480 \text{ А/см}$ величина x мало зависит от режима намагничивания.

6. С ростом напряженности поля размах сигналов, обусловленных дефектами, расположенными на различной глубине от поверхности объекта, возрастает, достигая постоянной величины при напряженности поля тем большей, чем больше глубина залегания дефекта. Закономерности нарушаются при приближении несплошности к внутренней и наружной поверхностям образца ($h_3 = 2,5$ и $22,5$ мм).

7. Размах сигналов, обусловленных дефектами наружной и внутренней поверхностей (при различных расстояниях между контролируемым объектом и пленкой), возрастает с увеличением напряженности намагничивающего поля, а затем стабилизируется. Чем меньше расстояние от пленки до объекта, тем при большей напряженности поля стабилизируется размах сигнала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков, В. А. Визуализация полей дефектов ферромагнитных объектов с помощью магнитной пленки / В. А. Новиков, А. В. Шилов, А. В. Кушнер // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 5. – С. 18–22.
2. Шилов, А. В. Оценка индикаторных рисунков дефектов на визуализирующей магнитные поля пленке после отключения намагничивающего поля / А. В. Шилов, В. А. Новиков, Г. И. Скрябина // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы науч.-техн. конф. – Могилев. – 2010. – С. 305–306.
3. Шилов, А. В. Количественная оценка индикаторных рисунков дефектов при визуализации их полей на магнитной пленке / А. В. Шилов, В. А. Новиков, А. В. Кушнер // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 152–160.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 14.09.2010

A. V. Shilov, V. A. Novikov, A. V. Kushner
Quantitative evaluation of indicating patterns of defects when visualizing their fields on the magnetic tape in the applied field

The issues of quantitative evaluation of indicating patterns of defects of various types and kinds on the magnetic field visualizing film are considered, with ferromagnetic objects being subject to the magnetic control in the applied field. It is offered to use the width of the signal due to the defect as an information parameter.

Редакционная коллегия

Главный редактор	д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов
Зам. главного редактора	д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков
Ответственный секретарь	В. И. Кошелева

Члены редколлегии

Д-р экон. наук, проф. Н. И. Базылев, д-р экон. наук, проф. С. И. Барановский, д-р техн. наук, проф. Э. И. Батяновский, д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов, д-р техн. наук, проф. Л. А. Борисенко, д-р физ.-мат. наук, проф. В. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. С. В. Босаков, д-р физ.-мат. наук, проф. С. В. Гапоненко, д-р техн. наук, проф. П. Н. Громыко, д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков, д-р техн. наук, проф. В. А. Ким, д-р техн. наук, проф. А. П. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф. А. М. Лазаренков, д-р техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф. В. И. Луковников, д-р техн. наук, проф. В. А. Новиков, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Редько, д-р техн. наук, доц. С. Д. Семенюк, д-р физ.-мат. наук, проф. А. Б. Сотский, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф. В. В. Тур, д-р техн. наук, проф. Б. И. Фираго, д-р физ.-мат. наук, доц. А. В. Хомченко

Подписано в печать 11.03.2011. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 19,76. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ № 192.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2011